



**INTEGRACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ EN XARXES D'ENERGIA DE
PLANTES DE PROCÈS**
Juan Carles Bruno Argilaguet

ISBN: 978-84-694-2165-9
Dipòsit Legal: T.887-2011

ADVERTIMENT. La consulta d'aquesta tesi queda condicionada a l'acceptació de les següents condicions d'ús: La difusió d'aquesta tesi per mitjà del servei TDX (www.tesisenxarxa.net) ha estat autoritzada pels titulars dels drets de propietat intel·lectual únicament per a usos privats emmarcats en activitats d'investigació i docència. No s'autoritza la seva reproducció amb finalitats de lucre ni la seva difusió i posada a disposició des d'un lloc aliè al servei TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant al resum de presentació de la tesi com als seus continguts. En la utilització o cita de parts de la tesi és obligat indicar el nom de la persona autora.

ADVERTENCIA. La consulta de esta tesis queda condicionada a la aceptación de las siguientes condiciones de uso: La difusión de esta tesis por medio del servicio TDR (www.tesisenred.net) ha sido autorizada por los titulares de los derechos de propiedad intelectual únicamente para usos privados enmarcados en actividades de investigación y docencia. No se autoriza su reproducción con finalidades de lucro ni su difusión y puesta a disposición desde un sitio ajeno al servicio TDR. No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al resumen de presentación de la tesis como a sus contenidos. En la utilización o cita de partes de la tesis es obligado indicar el nombre de la persona autora.

WARNING. On having consulted this thesis you're accepting the following use conditions: Spreading this thesis by the TDX (www.tesisenxarxa.net) service has been authorized by the titular of the intellectual property rights only for private uses placed in investigation and teaching activities. Reproduction with lucrative aims is not authorized neither its spreading and availability from a site foreign to the TDX service. Introducing its content in a window or frame foreign to the TDX service is not authorized (framing). This rights affect to the presentation summary of the thesis as well as to its contents. In the using or citation of parts of the thesis it's obliged to indicate the name of the author.

INTEGRACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ
EN XARXES D'ENERGIA
EN PLANTES DE PROCÉS

JOAN CARLES BRUNO ARGILAGUÉ
TARRAGONA 1999

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI



**ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA QUÍMICA
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA QUÍMICA**

**INTEGRACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ
EN XARXES D'ENERGIA
DE PLANTES DE PROCÉS**

Memòria presentada per

JOAN CARLES BRUNO ARGILAGUET

**per obtenir el grau de
Doctor en Enginyeria Química.**

Treball dirigit pel Dr. Francesc Castells i Piqué
Catedràtic del Departament d'Enginyeria Química.

Tarragona, 1999

El Doctor FRANCESC CASTELLS I PIQUÉ, Catedràtic d'Universitat del Departament d'Enginyeria Química de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química de la Universitat Rovira i Virgili,

FA CONSTAR:

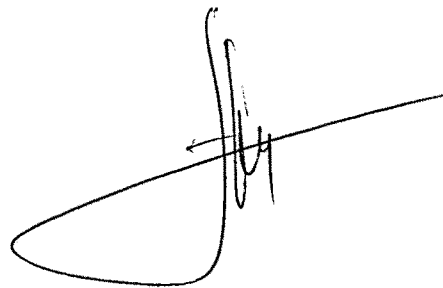
Que el present treball, amb el títol:

**INTEGRACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ EN XARXES D'ENERGIA
DE PLANTES DE PROCÉS**

que presenta en JOAN CARLES BRUNO ARGILAGUET per optar al Grau de Doctor en Enginyeria Química, ha estat realitzat sota la meva immediata direcció en el Departament d'Enginyeria Química de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química de la Universitat Rovira i Virgili, i que tots els resultats obtinguts són fruit del treball realitzat per l'esmentat doctorand.

I perquè se'n prengui coneixement i tingui els efectes que correspongui, signa aquesta certificació.

Tarragona, 8 de febrer de 1999

A handwritten signature in black ink, consisting of a large, sweeping loop on the left and several vertical strokes on the right, crossing the loop.

Dr. Francesc Castells i Piqué
Catedràtic d'Universitat

AGRAÏMENTS

El meu més sincer agraiement al Dr. Francesc Castells per la direcció d'aquesta Tesi doctoral.

A l'empresa Bayer de Tarragona per col·laborar en la validació del model proposat. Concretament als Sr. Ramón Bellmas i Sr. Salvador Vidal, i molt especialment als Sr. José Anton Valenti i Sr. José Luís Sorolla per la seva disponibilitat a l'hora de subministrar dades per a la realització dels casos pràctics d'aquesta Tesi doctoral.

Als membres del tribunal d'avaluació per acceptar ser-ne membres.

Als companys del Departament d'Enginyeria Química i del Departament d'Enginyeria Mecànica pel seu companyarisme i amistat.

A les empreses Interclisa-Carrier SA, Trane, Tuma TurboMach SA, Roca Radiadores SA., Colibri, i Prematecnica per la informació que amablement han facilitat.

Al Professor Ignacio Grossmann per permetre'm treballar en el seu grup de recerca a la Carnegie Mellon University (Pittsburgh) i participar dels seus coneixements i experiència.

Al Departament d'Enginyeria Química de la Universitat Rovira i Virgili per la concessió de la beca que ha permès l'elaboració d'aquesta Tesi.

RESUM

Les instal·lacions industrials presenten demandes d'electricitat, potència mecànica, calor i refrigeració. Tots aquests serveis es cobreixen amb el que s'anomenen plantes globals d'energia. Des que a principis d'aquesta dècada, s'ha generalitzat en aquestes instal·lacions l'ús de plantes de cogeneració per a la producció conjunta d'electricitat i calor, ha augmentat la disponibilitat d'energia tèrmica. Aquesta energia es pot utilitzar per a accionar cicles d'absorció per a produir refrigeració en lloc de l'alternativa més emprada actualment, la refrigeració per compressió. Els cicles d'absorció per a refrigeració estan formats per un fluid de treball que descriu un cicle termodinàmic que permet la producció de fred utilitzant un aport extern d'energia tèrmica a una temperatura relativament baixa (vapor a baixa pressió o aigua calenta). A pesar de les bones expectatives que ofereixen els cicles de refrigeració per absorció, actualment el seu ús es troba limitat a casos molt favorables, és a dir, únicament als casos en què existeix calor residual.

L'objectiu d'aquest treball és estudiar la viabilitat de la integració de la tecnologia dels cicles de refrigeració per absorció ja existent comercialment, en plantes d'energia industrials, comparant els resultats amb l'alternativa convencional formada per cicles de compressió.

La metodologia proposada en aquesta tesi per a la integració de cicles de refrigeració per absorció en sistemes industrials de producció d'energia, es basa en cinc grans apartats. El primer pas consisteix a realitzar una recopilació de dades de la planta d'energia. Un cop s'han especificat quines són les característiques de la planta d'energia i de la demanda de fred que és pretén cobrir, el següent pas és seleccionar els cicles de refrigeració candidats que podrien satisfer l'esmentada demanda de fred, és a dir, establir quines són les alternatives de disseny existents per subministrar el fred necessari a la planta de procés. La inclusió dels cicles de refrigeració es realitza utilitzant el programa XV, el qual permet la simulació i optimització de plantes d'energia. En el tercer pas de la metodologia implementada en aquest programa, es construeix un fitxer de dades estàndard on s'introdueixen la topologia de la planta d'energia i les seves característiques específiques, incloent els paràmetres d'operació dels cicles de refrigeració. En el quart pas, es realitza l'optimització de la planta global d'energia utilitzant com a funció objectiu els costos d'operació de la planta incloent els cicles de refrigeració considerats obtenint-se com a resultat els costos d'operació i les prestacions de la planta d'energia utilitzant cadascun dels cicles de refrigeració a avaluar. Finalment, en el cinquè pas, aquests resultats s'analitzen per determinar quin és el cicle que ofereix millors prestacions pel que fa a costos d'operació, període de retorn de la inversió (PBP) i al valor actual net (VAN) de cadascuna de les alternatives de disseny per a establir quina és la més viable.

S'han presentat dues aplicacions pràctiques realitzades a la planta de l'empresa Bayer a Tarragona per tal d'avaluar la metodologia proposada. En la primera aplicació s'il·lustra la integració de cicles d'absorció d'amoníac/aigua en plantes d'energia. Per aquest cas s'ha de subministrar fred a dos nivells de temperatura, a 0 °C i -20 °C. Els resultats han demostrat que

sense l'existència de calor residual, tal com és el cas de la planta estudiada, l'opció d'utilitzar refrigeració per compressió resulta ser la més atractiva. En canvi, quan es fa ús de la possibilitat d'utilitzar un cicle de cogeneració de capacitat superior a l'actualment en servei, les alternatives que inclouen cicles d'absorció presenten un benefici d'operació de la planta d'energia més favorable, essent el període de retorn de la inversió similar al que presenten els projectes basats en cicles de compressió. Un factor que influeix de forma favorable a la integració dels cicles d'absorció és la presència de turbines de vapor per aprofitar l'increment de vapor a la xarxa degut a l'existència del cicle d'absorció. Aquest increment de vapor es pot utilitzar per a la producció de potència addicional a la turbina de vapor. Els resultats demostren que aquesta possibilitat és molt beneficiosa econòmicament. Per a la planta d'energia estudiada, la qual subministra energia a una planta química de procés, l'ús de cicles d'absorció en els períodes en què existeix un baix consum de vapor per part de les plantes de procés, s'ha vist que no resulta rendible.

En el segon exemple, s'ha estudiat la integració de cicles d'aigua/bromur de liti en plantes d'energia, en aquest cas, per subministrar 2500 kW a 7 °C. En la planta de procés existeix una calor residual que permet generar vapor a molt baixa pressió (132 kPa) per accionar un cicle d'absorció de simple efecte que es troba ja actualment en operació. S'ha comprovat que la utilització d'un cicle de doble efecte per aquesta demanda de refrigeració no resultaria ser viable, ja que la calor necessària per accionar el cicle de doble efecte, s'hauria de generar emprant calor de postcombustió obtenint-se un benefici d'operació inferior a altres opcions. Utilitzant un cicle de compressió, els resultats també són pitjors que els obtinguts emprant el cicle de simple efecte accionat per calor residual. S'han estudiat també casos hipotètics d'existència de calor de procés per a generar vapor a altres nivells de pressió. En el cas de vapor a alta pressió, s'ha contemplat també la possibilitat d'incrementar la potència de la turbina de vapor. Els resultats mostren que si existeix calor residual a la pressió necessària, el cicle d'absorció de doble efecte és l'alternativa més avantatjosa. A més, s'ha considerat l'opció d'incrementar la potència del sistema de cogeneració, i emprar la calor extra generada per accionar els cicles d'absorció. El cost d'inversió més alt requerit per aquesta alternativa de disseny, és compensat pel benefici d'operació, essent el període de retorn de la inversió molt similar al que s'obté amb sistemes convencionals de refrigeració per compressió, els quals, en aquesta situació, presenten un benefici d'operació inferior.

Finalment es pot concloure que la metodologia presentada en aquest treball és útil per avaluar la viabilitat de la integració de cicles d'absorció en plantes de producció conjunta d'energia elèctrica i calor per tal d'estalviar energia.

RESUMEN

Las instalaciones industriales presentan demandas de electricidad, potencia mecánica, calor y refrigeración. Todos estos servicios se cubren con lo que se denominan plantas globales de energía. Desde que a principios de esta década, se ha generalizado en estas instalaciones el uso de plantas de cogeneración para la producción conjunta de electricidad y calor, ha aumentado la disponibilidad de energía térmica. Esta energía se puede utilizar para accionar ciclos de absorción para producir refrigeración en lugar de la alternativa más utilizada actualmente, la refrigeración por compresión. Los ciclos de absorción para refrigeración están formados por un fluido de trabajo que describe un ciclo termodinámico que permite la producción de frío utilizando un aporte externo de energía térmica a una temperatura relativamente baja (vapor a baja presión o agua caliente). A pesar de las buenas expectativas que ofrecen los ciclos de refrigeración por absorción, actualmente su uso se encuentra limitado a casos muy favorables, es decir, únicamente en los casos en que existe calor residual.

El objetivo de este trabajo es estudiar la viabilidad de la integración de la tecnología de los ciclos de refrigeración por absorción ya existente comercialmente, en plantas de energía industriales, comparando los resultados con la alternativa convencional formada por ciclos de compresión.

La metodología propuesta en esta tesis para la integración de ciclos de refrigeración por absorción en sistemas industriales de producción de energía, se basa en cinco grandes apartados. El primer paso consiste en realizar una recopilación de datos de la planta de energía. Una vez se han especificado cuales son las características de la planta de energía y de la demanda de frío que se pretende cubrir, el siguiente paso es seleccionar los ciclos de refrigeración candidatos que podrían satisfacer la mencionada demanda de frío, es decir, establecer cuales son las alternativas de diseño existentes para suministrar el frío necesario a la planta de proceso. La inclusión de los ciclos de refrigeración se realiza utilizando el programa XV, el cual permite la simulación y optimización de plantas de energía. En el tercer paso de la metodología implementada en este programa, se construye un fichero de datos estándar donde se introducen la topología de la planta de energía y sus características específicas, incluyendo los parámetros de operación de los ciclos de refrigeración. En el cuarto paso, se realiza la optimización de la planta global de energía utilizando como función objetivo los costes de operación de la planta incluyendo los ciclos de refrigeración considerados, obteniéndose como resultado los costes de operación y las prestaciones de la planta de energía utilizando cada uno de los ciclos de refrigeración a evaluar. Finalmente, en el quinto paso, estos resultados se analizan para determinar cual es el ciclo que ofrece mejores prestaciones por lo que respecta a costes de operación, periodo de retorno de la inversión (PBP) y al valor actual neto (VAN) de cada una de las alternativas de diseño para establecer cual es la más viable.

Se han presentado dos aplicaciones prácticas realizadas en la planta de la empresa Bayer en Tarragona con el fin de evaluar la metodología propuesta. En la primera aplicación se ilustra

la integración de ciclos de absorción de amoníaco/agua en plantas de energía. Para este caso se tiene que suministrar frío a dos niveles de temperatura, a 0 °C y -20 °C. Los resultados han demostrado que sin la existencia de calor residual, tal como es el caso de la planta estudiada, la opción de utilizar refrigeración por compresión resulta ser la más atractiva. En cambio, cuando se utiliza la posibilidad de utilizar un ciclo de cogeneración de capacidad superior al actualmente en servicio, las alternativas que incluyen ciclos de absorción presentan un beneficio de operación de la planta de energía más favorable, siendo el periodo de retorno de la inversión similar al que presentan los proyectos basados en ciclos de compresión. Un factor que influye de forma favorable en la integración de los ciclos de absorción es la presencia de turbinas de vapor para aprovechar el incremento de vapor en la red debido a la existencia del ciclo de absorción. Este incremento de vapor se puede utilizar para la producción de potencia adicional en la turbina de vapor. Los resultados demuestran que esta posibilidad es muy beneficiosa económicamente. Para la planta de energía estudiada, la cual suministra energía a una planta química de proceso, el uso de ciclos de absorción en los periodos en que existe un bajo consumo de vapor por parte de las plantas de proceso, se ha visto que no resulta rentable.

En el segundo ejemplo, se ha estudiado la integración de ciclos de agua/bromuro de litio en plantas de energía, en este caso, para suministrar 2500 kW a 7 °C. En la planta de proceso existe un calor residual que permite generar vapor a muy baja presión (132 kPa) para accionar un ciclo de absorción de simple efecto que se encuentra ya actualmente en operación. Se ha comprobado que la utilización de un ciclo de doble efecto para esta demanda de refrigeración no resultaría ser viable, ya que el calor necesario para accionar el ciclo de doble efecto, se tendría que generar empleando calor de postcombustión obteniéndose un beneficio de operación inferior a otras opciones. Utilizando un ciclo de compresión, los resultados también son peores que los obtenidos con el ciclo de simple efecto accionado por calor residual. Se han estudiado también casos hipotéticos de existencia de calor de proceso para generar vapor a otros niveles de presión. En el caso de vapor a alta presión, se ha contemplado también la posibilidad de incrementar la potencia de la turbina de vapor. Los resultados muestran que si existe calor residual a la presión necesaria, el ciclo de absorción de doble efecto es la alternativa más ventajosa. Además, se ha considerado la opción de incrementar la potencia del sistema de cogeneración, y emplear el calor extra generado para accionar los ciclos de absorción. El coste de inversión más alto requerido por esta alternativa de diseño, es compensado por el beneficio de operación, siendo el periodo de retorno de la inversión muy similar al que se obtiene con sistemas convencionales de refrigeración por compresión, los cuales, en esta situación, presentan un beneficio de operación inferior.

Finalmente se puede concluir que la metodología presentada en este trabajo es útil para evaluar la viabilidad de la integración de ciclos de absorción en plantas de producción conjunta de energía eléctrica y calor con el fin de ahorrar energía.

SUMMARY

Industrial facilities have demands of electricity, mechanical power, heat and refrigeration. All these utilities are supplied by what is called energy global plant. Since the beginning of this decade, with the increasing use of co-generation plants to produce heat and electricity simultaneously, the availability of thermal energy has increased. This energy can be used to drive absorption cycles to produce refrigeration instead of the by now most common in use alternative, the refrigeration using compression cycles. Absorption refrigeration cycles consist of a working fluid following a thermodynamic cycle to produce cold using an external input heat at a relatively low temperature (steam at low pressure or hot water). In spite of the good opportunities offered by absorption refrigeration cycles, currently its use is restricted to the most favorable cases, that is, only in those cases where waste heat exists.

The objective of this thesis is to study the viability of the integration of already technologically available absorption refrigeration cycles, in industrial plants of energy production, and compare the results with the conventional alternative of using compression cycles.

The methodology proposed here for the integration of absorption chillers in industrial energy plants is based on five main steps. The first step is the collection of data from the energy plant. Once the main features of the energy plant and the required refrigeration demand have been specified, the next step is the selection of the candidate refrigeration cycles that could supply the required refrigeration demand. Thus it is necessary to specify which are the possible design alternatives to supply the required cold to the process plant. The integration of refrigeration cycles is made using the program XV, devoted to the simulation and optimization of energy plants. The third step implemented in this program consists in the edition of a standard data file containing information about the energy plant topology and its main features including the operation parameters of the refrigeration cycles. In the fourth step, the energy global plant is optimized using as objective function the operation costs of the energy plant and the considered refrigeration cycle. The result obtained is the operation cost and performance of the plant using each of the refrigeration cycles studied. Finally, in the fifth step these results are analyzed to determine which is the best refrigeration cycle regarding to operation costs, the payback period (PBP) and net present value (NPV) of each design alternative.

Two practical applications carried out in the facilities of Bayer in Tarragona are presented in this thesis to validate the proposed methodology. The first case study illustrates the integration of ammonia/water absorption cycles in energy plants. In this case, it is necessary to supply refrigeration at 0 °C and -20 °C. The results obtained show that the compression cycle alternative is the most attractive when there is no waste heat available. However, when it is used a co-generation system of higher capacity than the one currently in operation, the alternatives using absorption cycles show the highest energy plant operation benefit. In this situation the payback period is similar to that exhibited by compression cycle alternatives. A

factor that favors the integration of absorption cycles is the presence of steam turbines to take advantage of the increased flow rate of steam in the network due to the existence of an absorption cycle. This increase of steam flow rate can be used to generate additional mechanical power in the steam turbine. The results indicate that this option is economically very attractive. In the analyzed energy plant, which supplies the required utilities to a chemical process plant, the use of absorption cycles during periods of the year showing the lowest steam consumption has been proved to be not viable.

In the second example, it is studied the integration of water/lithium bromide cycles in energy plants, in this case to supply 2500 kW at 7 °C. In the process plant exists waste heat that is used to generate steam at very low pressure (132 kPa) to drive a single effect absorption cycle currently in operation. It has been verified that the use of a double effect cycle for this refrigeration demand will not be viable, because the necessary heat to drive the double effect cycle, should be generated using supplementary firing, producing a lower operation benefit than other options. Using a compression cycle, the results are also worse than those obtained by single effect using waste heat. Also some hypothetical cases assuming the presence of process heat to generate steam at other pressure levels have been studied. For the case of steam at high pressure, it has been considered the option of increasing the power of the steam turbine. The results show that the double effect absorption cycle is the best alternative when waste heat suitable to generate steam at the required pressure level is present. Also it was considered the option of increasing the power of the co-generation system and use the additional heat generated to drive the absorption cycles. The higher first cost of this design alternative is compensated by a higher operation benefit, being the payback period very similar to that of a conventional compression system, which in this situation produce a lower operation benefit.

Finally, it is possible to conclude that the methodology presented in this thesis is useful to evaluate the viability of the integration of absorption cycles in combined heat and power plants in order to save energy.

ÍNDEX

	<u>Pàgina</u>
Índex.....	I
Índex de Figures.....	IV
Índex de Taules.....	VII
Nomenclatura.....	IX
 CAPÍTOL 1	
INTRODUCCIÓ.....	1
1-1 Sistemes globals d'energia.....	2
1-2 Cicles de refrigeració.....	2
1-3 Revisió bibliogràfica.....	4
Aplicacions dels cicles d'absorció.....	5
Modelització de cicles d'absorció.....	6
Optimització de sistemes d'energia.....	7
Sistemes globals d'energia.....	12
1-4 Justificació i objectius.....	13
 CAPÍTOL 2	
CICLES DE REFRIGERACIÓ PER ABSORCIÓ.....	15
2-1 Evolució històrica, situació actual i línies de recerca.....	16
2-2 Descripció i classificació.....	17
2-3 Cicle d'absorció aigua/bromur de liti de simple efecte.....	20
Descripció.....	20
Modelat.....	24
2-4 Cicle d'absorció aigua/bromur de liti de doble efecte.....	29
Descripció.....	29
Modelat d'un cicle de doble efecte en sèrie.....	32
Modelat d'un cicle de doble efecte en paral·lel.....	39
2-5 Cicle d'absorció amoníac/aigua de simple etapa.....	47
Descripció.....	47
Modelat.....	49
2-6 Cicle d'absorció amoníac/aigua de doble etapa.....	54
Descripció.....	54
Modelat.....	54
 CAPÍTOL 3	
INTEGRACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ EN PLANTES DE PRODUCCIÓ D'ENERGIA.....	61
3-1 Planta global de producció d'energia.....	62
Introducció.....	62
Marc legislatiu de la producció elèctrica.....	64
Descripció i classificació dels cicles de cogeneració.....	65

Sistemes de refrigeració.....	69
3-2 Integració de cicles d'absorció.....	71

CAPÍTOL 4

INTEGRACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ AMONÍAC/AIGUA EN PLANTES DE PRODUCCIÓ D'ENERGÍA.

APLICACIÓ A UNA PLANTA PETROQUÍMICA DE TARRAGONA..... 77

4-1 Introducció.....	78
4-2 Descripció de la planta.....	78
4-3 Anàlisi de les alternatives de refrigeració en la planta actual.....	82
4-4 Utilització de vapor excedent.....	93
4-5 Increment de la potència del sistema de cogeneració.....	98
Càlcul de l'eficiència de la planta global d'energia.....	107
4-6 Resum de resultats.....	113

CAPÍTOL 5

INTEGRACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ AIGUA/BROMUR DE LITI EN PLANTES DE PRODUCCIÓ D'ENERGÍA.

APLICACIÓ A UNA PLANTA PETROQUÍMICA DE TARRAGONA..... 115

5-1 Descripció de la planta.....	116
5-2 Anàlisi de la situació actual.	
Existència de vapor residual a molt baixa pressió.....	119
5-3 Existència de vapor residual a baixa pressió.....	122
5-4 Existència de vapor residual a alta pressió.....	122
5-5 Increment de la potència del sistema de cogeneració.....	123
5-6 Comentari dels resultats.....	130

CAPÍTOL 6

CONCLUSIONS..... 132

BIBLIOGRAFIA..... 135

ANNEX..... 141

A - PROPIETATS DE LA MESCLA AIGUA/BROMUR DE LITI..... 142

Temperatura.....	142
Entalpia.....	142
Densitat.....	143

B - PROPIETATS DE LA MESCLA AMONÍAC/AIGUA..... 144

Temperatura del vapor.....	144
Entalpia del vapor.....	145
Temperatura del líquid.....	146
Entalpia del líquid.....	147

Volum específic.....	148
Fracció màssica d'amoniac al vapor.....	149
C - SITUACIÓ ACTUAL DEL MERCAT DE CICLES D'ABSORCIÓ....	150
D - PUBLICACIONS.....	152
Absorption Chillers Integration in a Combined Heat and Power Plant.....	152
A Rigorous MINLP Model for the Optimal Synthesis and Operation of Utility Plants.....	153
Modelling of Ammonia Absorption Chillers Integration in Energy Systems of Process Plants.....	153
Systematic Selection of the Optimal Refrigeration Cycle for the Design of Global Energy Plants.....	154
Application of Water/Lithium Bromide Chillers in Energy Systems.....	155

ÍNDIX DE FIGURES

<u>Figura</u>		<u>Pàgina</u>
1	Esquema bàsic d'un cycle d'absorció aigua/bromur de liti.....	3
2	Esquema d'un cycle aigua/bromur de liti de simple efecte.....	21
3	Diagrama Pressió-Temperatura-Composició (PTX) d'un cycle aigua/bromur de liti de simple efecte.....	21
4	Esquemes d'un cycle de simple efecte aigua/bromur de liti construït en una sola carcassa i en dues carcasses.....	23
5	Esquema d'un cycle en sèrie de doble efecte aigua/bromur de liti.....	30
6	Diagrama PTX d'un cycle en sèrie aigua/bromur de liti de doble efecte.....	31
7	Esquema d'un cycle en paral·lel de doble efecte aigua/bromur de liti.....	32
8	Diagrama PTX d'un cycle de doble efecte en paral·lel aigua/bromur de liti.....	33
9	Esquema d'un cycle amoníac/aigua d'una etapa.....	48
10	Esquema d'un cycle amoníac/aigua de dues etapes.....	54
11	Esquema d'una planta global d'energia i la seva interacció amb una planta de procés.....	62
12	Esquema d'un cycle de refrigeració per compressió.....	70
13	Metodologia per a la integració de cicles de refrigeració en plantes d'energia.....	72
14	Esquema de la planta d'energies.....	79
15	Esquema de la planta d'energia amb la inclusió d'un cycle d'absorció.....	81
16	Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 1 (preu elec. = 6 ptas/kWh).....	84
17	Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 1 (preu elec. = 8 ptas/kWh).....	85

18	Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 1 (preu elec. = 10 ptas/kWh).....	86
19	Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 2 (preu elec. = 6 ptas/kWh).....	87
20	Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 2 (preu elec. = 8 ptas/kWh).....	88
21	Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 2 (preu elec. = 10 ptas/kWh).....	89
22	Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 3 (preu elec. = 6 ptas/kWh).....	90
23	Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 3 (preu elec. = 8 ptas/kWh).....	91
24	Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 3 (preu elec. = 10 ptas/kWh).....	92
25	Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa B en el període 1.....	94
26	Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa C en el període 1.....	94
27	Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa D en el període 1.....	95
28	Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa B en el període 2.....	95
29	Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa C en el període 2.....	96
30	Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa D en el període 2.....	96
31	Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa B en el període 3.....	97
32	Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa C en el període 3.....	97
33	Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa D en el període 3.....	98
34	Comparació del cash flow entre les alternatives D i A (cost de l'electricitat: 8 ptas/kWh).....	106
35	Eficiència energètica global utilitzant un cicle de dues etapes...	112
36	Distribució de vapor de la planta d'energia utilitzant un cicle de doble etapa.....	112
37	Esquema de la planta d'energia actual incloent el cicle de simple efecte.....	118

38	Comparació del cash flow entre l'opció de cicle de doble efecte (situació II, TG de 9 MW) i cicle de compressió.....	128
39	Comparació de l'eficiència energètica global.....	129
40	Distribució de vapor a la planta d'energia utilitzant un cicle de doble efecte.....	129

ÍNDEX DE TAULES

<u>Taula</u>		<u>Pàgina</u>
1	Límits legals d'emissions per combustió del gas natural.....	68
2	Variació de la càrrega de refrigeració al llarg de l'any.....	80
3	Alternatives de disseny per refrigeració.....	82
4	Cost dels serveis.....	83
5	Dimensionament de la turbina de gas GT-1 de la turbina de vapor.....	100
6	Resum de les situacions considerades en incrementar la potència del sistema de cogeneració.....	101
7	Resum de resultats per a l'alternativa A (únicament cicles de compressió).....	102
8	Resum de resultats per a l'alternativa B.....	103
9	Resum de resultats per a l'alternativa C.....	104
10	Resum de resultats per a l'alternativa D.....	105
11	Resultats per la planta global d'energia (figura 15) utilitzant absorció (alternativa D) en el període 2.....	109
12	Resultats per la planta global d'energia (figura 14) utilitzant compressió (alternativa A) en el període 2.....	110
13	Resultats d'un cicle d'absorció de doble etapa, en el període 2 (figura 10).....	111
14	Resultats del sistema de compressió, en el període 2.....	111
15	Dades per a la modelització de cicles d'aigua/bromur de liti.....	117
16	Costos de serveis i equipaments.....	117
17	Resultats de l'optimització de l'actual planta d'energia (figura 37).....	120
18	Resultats de la simulació del cicle de simple efecte actual (figura 2).....	121
19	Resultats utilitzant una turbina de gas (GT-1) de 6.6 MW.....	124
20	Resultats utilitzant una turbina de gas (GT-1) de 9 MW.....	124

21	Resultats de la planta global d'energia (figura 15).....	126
22	Resultats del cicle de doble efecte en flux en paral·lel (figura 7)	127
A1	Coeficients per al càlcul de l'entalpia de la solució aigua/LiBr....	142
A2	Coeficients per al càlcul de la densitat de la solució aigua/LiBr.	143
B1	Coeficients per al càlcul de la temperatura del vapor amoníac/aigua.....	144
B2	Coeficients per al càlcul de l'entalpia del vapor amoníac/aigua.....	145
B3	Coeficients per al càlcul de la temperatura del líquid amoníac/aigua.....	146
B4	Coeficients per al càlcul de l'entalpia del líquid amoníac/aigua...	147
B5	Coeficients per al càlcul del volum específic amoníac/aigua.....	148
B6	Coeficients per al càlcul de la fracció màssica d'amoníac al vapor.....	149
C1	Models d'aigua/bromur de liti comercialitzats actualment.....	150
C2	Models d'amoníac/aigua comercialitzats actualment.....	150
C3	Alguns exemples d'aplicacions industrials a Catalunya.....	151

NOMENCLATURA

A	relació de circulació de la solució, definida com: $A = (\text{cabal de solució dèbil}) / (\text{cabal de refrigerant})$
C	cost unitari (ptas/unitat)
DRS	relació de distribució de la solució en cicles de doble efecte en paral·lel $DRS = F_s^h / F_s$
F	cabal màssic (kg/h)
$f_{A/w}$	propietats termodinàmiques de la mescla amoníac/aigua
f_w	propietats termodinàmiques de l'aigua
$f_{w/LiBr}$	propietats termodinàmiques de la mescla aigua/bromur de liti
GT	turbina de gas
h	entalpia (kJ/kg)
HPG	generador d'alta pressió
HRHP	relació de recuperació de calor a alta pressió: flux en sèrie: $HRHP = (h_8 - h_7)/(h_{23} - h_7)$ flux en paral·lel: $HRHP = (h_9 - h_8)/(h_{27} - h_8)$
HRLP	relació de recuperació de calor a baixa pressió: flux en sèrie: $HRLP = (h_{12} - h_{13})/(h_{12} - h_{22})$ flux en paral·lel: $HRLP = (h_{16} - h_{17})/(h_{16} - h_{26})$
HRSG	Caldera de recuperació de calor
HTA	absorbidor d'alta temperatura
HTE	evaporador d'alta temperatura
LTA	absorbidor de baixa temperatura
LTE	evaporador de baixa temperatura
LPG	generador de baixa pressió
PBP	període de retorn de la inversió (payback period)
P_h	alta pressió (Pa)
P_l	baixa pressió (Pa)
P_m	mitja pressió (Pa)
Q	calor bescanviat (kW)
R	relació de reflux ($R = F_R / F_T$)
T	temperatura (°C)
T_{sub}	grau de subrefredament a la sortida del precooler (°C)
W	potència (kW)
X	fracció màssica d'amoníac en la fase líquida de la solució amoníac/aigua, o percentatge màssic d'aigua a la solució aigua/bromur de liti
Y	fracció màssica d'amoníac en la fase vapor

Símbols Grecs

η	eficiència
η_{drain}	eficiència del bescanviador de drenatge, assumint pinch al costat fred flux en paral·lel: $\eta_{\text{drain}} = (T_{24} - T_{25}) / (T_{24} - T_{13})$ flux en sèrie: $\eta_{\text{drain}} = (T_{20} - T_{21}) / (T_{20} - T_6)$
η_g	eficiència de bescanvi de calor al generador
η_{HEX}	eficiència del bescanviador de calor de la solució
η_p	eficiència de la bomba de la solució
η_p^h	eficiència de la bomba de la solució a sortida del HTA
η_p^l	eficiència de la bomba de la solució a sortida del LTA
ξ	percentatge màssic de bromur de liti a la solució

Superíndexs

a	cicle d'absorció
c	cicle de compressió
eg	xarxa elèctrica exterior
gt	turbina de gas
h	alta pressió o temperatura
HRSG	Caldera de recuperació de calor (heat recovery steam generator)
l	baixa pressió o temperatura
st	turbina de vapor

Subíndexs

ab	absorbidor
co	condensador
cw	aigua de refrigeració
dw	aigua desmineralitzada
e	electricitat
ev	evaporador
F	combustible
FG	gas de sortida de la GT
g	generador
m	potència mecànica
X	

p	bomba
pp	planta de procés
r	refrigerant
s	solució forta
w	solució dèbil
WHB	caldera de recuperació de calor de procés (waste heat boiler)
R	reflux

CAPÍTOL 1

Introducció

- 1-1 Sistemes globals d'energia**
- 1-2 Cicles de refrigeració**
- 1-3 Revisió bibliogràfica**
 - Aplicacions dels cicles d'absorció
 - Modelització de cicles d'absorció
 - Optimització de sistemes d'energia
 - Sistemes globals d'energia
- 1-4 Justificació i objectius**

1 - 1 SISTEMES GLOBALS D'ENERGIA

Les instal·lacions industrials presenten demandes d'electricitat, potència mecànica, calor i refrigeració. En aquestes instal·lacions, des de principis d'aquesta dècada, s'ha generalitzat l'ús de plantes de cogeneració per a la producció conjunta d'electricitat i calor. Les demandes d'electricitat es cobreixen amb energia elèctrica generada localment (cogeneració) o bé mitjançant la importació d'electricitat de la xarxa elèctrica general. Per a satisfer les demandes de calor i potència mecànica de la planta de procés, s'utilitza vapor, que en els sistemes de cogeneració és generat pels gasos d'escapament de la turbina de gas.

Un sistema global d'energia és una planta de producció d'energia tèrmica, energia mecànica, energia elèctrica i de refrigeració, principalment destinada a abastar instal·lacions industrials. L'estructura i funcionament d'aquest sistema es descriu al capítol 3.

Tal com es presentarà més endavant amb més deteniment, l'objectiu d'aquest treball és estudiar la viabilitat de la integració de la tecnologia dels cicles de refrigeració per absorció ja existent comercialment, en plantes d'energia industrials, comparant els resultats amb l'alternativa convencional formada per cicles de compressió. De forma general també es poden abastar instal·lacions de caràcter comercial i residencial, però aquests sistemes presenten característiques específiques que queden fora de l'àmbit d'aplicació d'aquest treball.

1 - 2 CICLES DE REFRIGERACIÓ

Normalment les demandes de refrigeració es cobreixen utilitzant cicles de compressió mecànica accionats per energia elèctrica. Una altra opció per produir la refrigeració necessària és l'ús de cicles d'absorció accionats per calor. Els cicles d'absorció per a refrigeració estan formats per un fluid de treball que descriu un cicle termodinàmic que permet la producció de fred utilitzant un aport extern d'energia tèrmica a una temperatura relativament baixa (vapor a baixa pressió o aigua calenta). Com a exemple de cicle d'absorció, a la figura 1 es presenta un esquema bàsic d'un d'aquests cicles. Al capítol 2 es realitza una descripció detallada dels diferents tipus de cicles d'absorció considerats en aquest treball.

L'alternativa d'utilitzar sistemes d'absorció per a refrigeració presenta alguns avantatges en comparació als cicles de compressió que la converteixen en una opció molt atractiva. Els cicles d'absorció ofereixen:

- **estalvi d'energia primària d'alta qualitat.** Els cicles de compressió utilitzen energia elèctrica o vapor a alta pressió per alimentar una turbina de vapor per tal d'accionar el compressor del cicle. En canvi, els cicles d'absorció consumeixen vapor a baixa o molt baixa pressió. El cost unitari de l'energia necessària és, per tant, inferior en el cas dels cicles d'absorció, sobretot tenint present a més que, en alguns casos, és possible utilitzar excedents de vapor procedents de les unitats de procés (Ziegler i Riesch, 1993). La temperatura mínima de la font de calor necessària per accionar els cicles de refrigeració per absorció és de 90 °C, que és la que es requereix en cicle de simple efecte aigua-bromur de liti. Existeixen alguns cicles a escala de planta pilot que permeten l'ús de temperatures inferiors a aquesta a canvi de reduir l'eficiència del cicle i augmentar-ne el número d'equips (Ma et al., 1996, i Mostofizadehand i Butz, 1996).

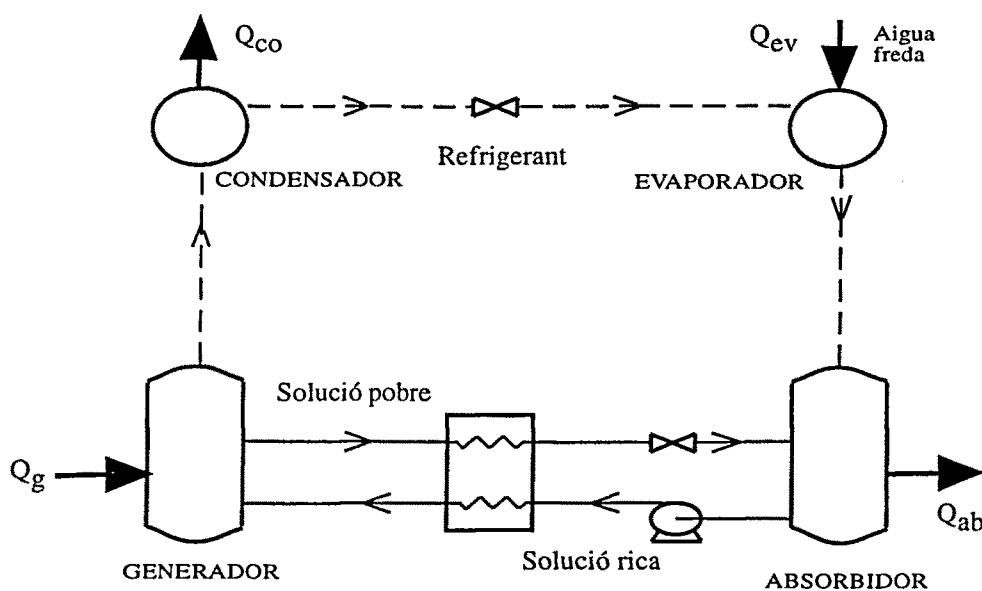


Figura 1 - Esquema bàsic d'un cicle d'absorció aigua/bromur de liti

- **molt poca presència de parts rotatòries.** Això significa costos de manteniment més reduïts, i, pràcticament, eliminació de sorolls i vibracions.
- **prestacions més regulars a càrrega parcial.** El rendiment dels cicles d'absorció és més estable a les variacions de càrrega que el rendiment dels equips de compressió.
- **reducció de l'impacte ambiental.** És una tecnologia neta, no afectada pels problemes d'esgotament de la capa d'ozó que provoquen alguns refrigerants

utilitzats en els cicles de compressió. A més, en el cas d'utilitzar cicles d'absorció, s'evita el consum d'energia primària d'alta qualitat, i per tant, la contaminació associada a la seva generació. Durant els últims anys s'esta fent un gran esforç per superar l'impacte ambiental generat pels refrigerants emprats en els cicles de compressió. Els treballs de Hewitt i McMullan (1997), i Stegou-Sagia (1996) són alguns exemples de la recerca feta en aquesta àrea. Aquests treballs donen una breu descripció de les alternatives als CFCs i fan una revisió de les propietats dels nous refrigerants proposats.

Els cicles de compressió presenten, no obstant, avantatges en comparació amb els cicles d'absorció:

- **el cost de inversió és menor.** El número d'unitats dins el cicle és més baix, la qual cosa es tradueix en costos d'inversió més baixos pels cicles de compressió. Els costos de manteniment són similars als que presenten els cicles d'absorció, però la vida operativa és lleugerament superior.
- **eficiència més alta.** Els cicles d'absorció disponibles comercialment presenten un COP que va entre 0.5 i 1.25 depenent del tipus de fluid de treball emprat i de la disposició de les unitats dins del cicle. Mentre que els cicles de compressió equivalents a aquests, presenten normalment un COP que va des de 4 fins a valors lleugerament superiors a 6. Per tal d'augmentar l'eficiència dels cicles d'absorció, s'estan estudiant cicles avançats multietapa, multiefecte i també cicles GAX (Generator-Absorber eXchange) que permeten aprofitar internament el calor generat en l'absorbidor (Erickson et al., 1996). A Cheung (1996) s'avaluen les característiques d'alguns d'aquests cicles utilitzant aigua/bromur de liti i amoníac/aigua com fluids de treball per aplicacions d'acondicionament d'aire (4 °C a l'evaporador). Encara que en la simulació dels cicles d'altres prestacions s'han obtingut valors de COP elevats, presenten l'inconvenient de ser molt complexes i, per tant, de tenir un cost elevat.

1 - 3 REVISIÓ BIBLIOGRÀFICA

Abans d'abordar la inclusió de cicles d'absorció per a refrigeració en sistemes d'energia, s'ha realitzat una recerca bibliogràfica per determinar l'estat actual del tema, distingint-se les següents àrees de treball:

- Aplicacions dels cicles d'absorció
- Modelització de cicles d'absorció
- Optimització de sistemes d'energia
- Sistemes globals d'energia

APLICACIONS DELS CICLES D'ABSORCIÓ

Els inconvenients esmentats en la part final de la secció anterior han evitat un ús més generalitzat dels cicles d'absorció en aplicacions industrials. L'aplicació d'aquests cicles s'ha vist reduïda als casos extremadament favorables, és a dir, només quan existeix calor excedent de procés de baixa qualitat (Wu, 1993 i Dorgan, 1995), o en algunes aplicacions comercials. Exemples d'aquestes aplicacions ja existents en el mercat espanyol es poden trobar a Sahún i Valle (1994), i a l'annex C d'aquesta memòria.

Dorgan et al. (1995) a la guia ASHRAE per a l'aplicació de cicles d'absorció utilitzant calor residual, dóna informació bàsica sobre cicles d'absorció, i presenta regles per a la selecció de cicles per una aplicació donada. Aquesta selecció es fa mitjançant gràfics realitzats a partir de l'experiència existent en l'operació de cicles d'absorció.

Una situació menys afavoridora per als cicles d'absorció apareix quan no hi ha calor residual disponible, tal com s'il·lustra a Tang i Mohanty (1996). En aquest treball es presenta un estudi que considera diferents cicles de cogeneració alternatius per a una indústria tèxtil. Una de les opcions que es presenten en aquest treball inclou un cicle d'absorció, però aquesta alternativa és descartada per la falta de calor residual a la planta. En aquest estudi, no s'especifiquen les característiques de la càrrega de refrigeració necessària, ni tampoc quin és el tipus de cicle d'absorció que s'havia considerat.

Amb molta diferència, l'aplicació industrial dels cicles de refrigeració per absorció més estudiada és el seu ús per refredar l'aire d'entrada al compressor de les turbines de gas. L'increment de la densitat de l'aire refredat fa augmentar el flux màssic a través de la turbina de gas, produint un increment significatiu de la potència generada. Per a una explicació més detallada d'aquest efecte veure Elmasri (1993). A Sundbom i Ebeling (1994) es dóna una breu però completa presentació dels sistemes de refrigeració que es poden aplicar al refredament de l'aire d'entrada a turbines de

gas. A Laguna i Fraile (1997) es comparen els sistemes de refrigeració per absorció i el refredador evaporatiu. Existeix una extensa literatura en aquest camp, per la qual cosa només es comentaran aquí algunes de les aportacions més recents. Una revisió més extensa de la literatura en el camp de la refrigeració de l'aire d'entrada a turbines de gas es pot trobar a Najjar (1996). En aquest darrer treball, un cicle amoníac/aigua treballant a 0 °C s'utilitza per refrigerar l'aire d'entrada d'una turbina de gas de 50 MW. Es mesuren l'increment de potència i d'eficiència de la turbina, obtenint-se un període de retorn de la inversió acceptable. Altres alternatives, com poden ser altres cicles d'absorció o refrigeració per compressió, no es consideren.

Mohanty i Paloso (1995) van estudiar l'ús d'un cicle de doble efecte aigua/bromur de liti per refredar l'aire d'entrada d'una turbina de gas de 100 MW situada a l'àrea de Bankog (Tailàndia). En aquest treball es conclou que resulta més econòmica la integració d'un cicle d'absorció que la instal·lació d'una turbina de gas de més potència, basant-se en els costos d'inversió d'aquestes unitats.

En el treball de Bruno et al. (1996) es presenta un estudi utilitzant un cicle de simple efecte aigua/bromur de liti per reduir la temperatura de l'aire d'entrada d'una turbina de gas de 12 MW, que és la potència que normalment es requereix en una planta petroquímica de mitjana capacitat. El que és més rellevant en aquest treball és la integració del cicle d'absorció en un model d'optimització d'una planta de cogeneració i de la xarxa de vapor associada. Aquesta última proporciona el vapor necessari per accionar el cicle d'absorció. A més a més, es fa una comparació amb un cicle de refrigeració per compressió per produir fred en les mateixes condicions. S'ha de tenir present que a causa de les condicions ambientals, només certes àrees geogràfiques molt càlides són clarament adequades per al desenvolupament d'aquesta tecnologia.

MODELITZACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ

A la bibliografia existeixen nombrosos models per a la simulació de cicles d'absorció. Un dels treballs més complets en aquest camp és el programa ABSIM desenvolupat per Grossman et al. (1994). En aquest programa es realitza la simulació de cicles d'absorció en forma modular, la qual cosa permet provar diferents configuracions, tant per a refrigeració com per a altres possibles aplicacions de la tecnologia d'absorció, i també utilitzar diferents fluids de treball.

A Herold et al. (1995) es presenta una col·lecció d'exemples, modelats en el marc del software Engineering Equation Solver, que s'aplica en general per a la resolució d'equacions no lineals, i, en aquest cas, per al càlcul de cicles d'absorció.

Aquest software inclou les subrutines necessàries per a la simulació de les propietats dels fluids de treball més comuns en absorció.

A Xu et al. (1996) i a Wardono i Nelson (1996) es modelen cicles de doble efecte en sèrie per analitzar l'efecte d'alguns paràmetres com els factors de recuperació de calor, relacions de circulació de la solució o temperatura de la font de calor sobre el COP utilitzant un mètode seqüencial (Xu et al., 1996), o simultani de resolució d'equacions (Wardono i Nelson, 1996).

També s'han desenvolupat models específics per als cicles de doble efecte en paral·lel. A Koepfel et al. (1995) es reproduïxen les prestacions d'un d'aquests cicles a càrrega total i parcial. Es tracta d'un model d'un cicle ja comercialitzat de 1407 kW incloent els efectes dels circuits d'aigua de refrigeració i aigua freda. Aquests models s'han utilitzat per determinar els efectes d'alguns paràmetres, com per exemple el factor de recuperació de calor o la relació de circulació de la solució, sobre el COP del cicle.

S'han presentat també alguns models per als cicles d'absorció d'amoníac/aigua. A Bulgan (1995) es proposa un model de cicle simplificat utilitzant un generador sense rectificació ni reflux, que utilitza per trobar el valor màxim de COP a diferents temperatures. A Vicatos i Gryzagoridis (1996) s'estudien les prestacions d'un cicle d'amoníac, i s'elaboren uns gràfics per ajudar a trobar les condicions d'operació òptimes. A Bassols (1997) s'expliquen les possibilitats de combinar cicles d'amoníac, tant d'absorció com de compressió, per produir fred per a una mateixa demanda.

En tots aquests models esmentats fins ara, tant d'aigua/bromur de liti com d'amoníac/aigua, l'efecte de factors externs al cicle -com són les característiques de la font de calor externa o les restriccions degudes a la planta global d'energia- no ha estat considerat.

OPTIMITZACIÓ DE SISTEMES D'ENERGIA

L'àrea d'optimització de sistemes d'energia ha generat molt d'interès pels estalvis en recursos que suposa la seva aplicació, i no és d'estranyar que s'hagi realitzat molta recerca en aquest camp. La revisió que es presenta a continuació no pretén ser una llista exhaustiva de referències sobre el tema, però sí que es destaquen les aportacions més recents i les més rellevants en el camp de l'optimització de plantes d'energia. Per tal de sistematitzar la recerca bibliogràfica en l'àrea d'optimització de sistemes d'energia, s'han classificat els treballs realitzats en aquest camp atenent a :

A - l'estratègia emprada per a trobar la solució òptima:

A.1 - Mètodes basats en l'eficiència termodinàmica

- 1 - Primera llei de la termodinàmica
- 2 - Segona llei de la termodinàmica

A.2 - Mètodes computacionals

A.2.1 - Mètodes basats en programació matemàtica (Mathematical Programming):

- 1 - Programació lineal (LP i MILP)
- 2 - Programació no-lineal (NLP i MINLP)
- 3 - Funció multiobjectiu
- 4 - Problemes multiperíode

A.2.2 - Mètodes heurístics:

- 1 - Genetic Algorithm
- 2 - Simulated Anneling

A.3 - Mescla dels mètodes A.1 i A.2.1, i en alguns casos ús de la tècnica de pinch o d'altres basades en resolució mitjançant mètodes gràfics.

B - l'abast de l'aplicació del model:

B.1 - Aplicació a un àrea geogràfica sencera o a un país.

B.2 - Aplicació a un sol centre de producció d'energia. En aquest grup es pot fer la següent distinció:

B.2.1 - Instal·lacions industrials, caracteritzades per:

- plantes d'alta capacitat
- ampli rang de temperatures i pressions
- alt número d'hores d'operació per any
- demandes d'energia bastant estables

B.2.2 - Instal·lacions comercials i residencials, caracteritzades per:

- plantes de baixa capacitat
- temperatures i pressions relativament baixes
- número d'hores d'operació per any relativament baix
- demandes d'energia molt variables

C - l'objectiu de l'optimització:

C.1 - Síntesi de plantes de producció d'energia

C.2 - Disseny, operació i/o retrofit de sistemes de producció d'energia

La recerca bibliogràfica en optimització de sistemes de producció d'energia es presentarà a continuació seguint la classificació donada al punt A, encara que es podria utilitzar qualsevol de les altres dues. La raó és que les altres classificacions donarien alguns subgrups amb pocs exemples mentre que d'altres presentarien nombrosos exemples.

Els models basats en l'eficiència termodinàmica (A.1), es poden dividir entre els que segueixen com a criteri d'optimització la primera llei de la termodinàmica i els que segueixen la segona llei. En el primer grup (A.1.1), el treball més rellevant és el de Chou i Shih (1987). En aquest grup també es pot incloure el treball de Heui-Seok et al. (1998), que està basat en el compliment d'una sèrie de regles heurístiques fonamentades en aconseguir la màxima eficiència tèrmica en l'operació d'un sistema de distribució de vapor. El principal inconvenient d'aquest tipus de mètodes és que no inclouen els costos de capital de manera explícita.

Els mètodes del segon grup (A.1.2) estan basats en una anàlisi exergètica, en la qual l'avaluació econòmica es realitza assignant un valor monetari a cada flux exergètic, incloent-se a més els costos de capital. Aquesta estratègia s'anomena exergo-economia o termoeconomia, encara que aquest darrer terme és menys específic, i es pot trobar en altres treballs no relacionats directament amb l'anàlisi exergètica. Des de la dècada dels 80 s'han presentat alguns treballs basats en l'anàlisi exergètica per a optimitzar sistemes d'energia. Per a una introducció més àmplia i una revisió bibliogràfica completa sobre aquests mètodes, es recomana consultar els treballs de Tsatsaronis (1993) i de Hua et al. (1997). A Puigjaner (1997) es presenta una tècnica que combina l'anàlisi exergètica amb la tecnologia de pinch. Fins a l'actualitat, l'anàlisi exergètica s'ha limitat a l'optimització de l'operació de cicles de cogeneració, com per exemple, a Alvarado i Gherardelli (1994) i a Valero et al. (1996), i no s'ha aplicat encara a l'optimització de la xarxa de vapor completa.

Els mètodes basats en programació matemàtica (A.2.1) són els que fins el moment han atret més l'atenció, i, per tant, han estat més emprats (Biegler et al., 1997). Aquest grup inclou, entre d'altres dos subgrups molt importants, tècniques de programació lineal i de programació no-lineal, però també existeixen uns pocs treballs basats en altres estratègies d'optimització de tipus heurístic (A.2.2), com ara les tècniques de simulated annealing o genetic algorithm. Maia et al. (1995, 1997) han proposat l'ús de simulated annealing per a la síntesi de sistemes d'energia, que després els mateixos autors han ampliat a models que inclouen variació temporal de les demandes d'energia. La tècnica de genetic algorithm ha estat proposada per alguns autors, com per exemple Manolas et al. (1996).

Amb l'objectiu de realitzar síntesi de processos, en programació lineal i no-lineal s'ha introduït l'ús de variables enteres que permeten tenir en compte la presència o no de certs equips en la planta. Això dóna lloc a l'existència de dues formulacions diferents: MILP (mixed-integer linear programming) i MINLP (mixed-integer non linear programming). Una presentació detallada de les tècniques d'optimització mixta entera, es pot trobar a Grossmann (1996).

La tècnica més estesa per a l'optimització de plantes d'energia, és la programació lineal. Un dels treballs més complets i pioners en aquest àrea és el treball de Papoulias i Grossmann (1983), on es desenvolupa un procediment per a transformar la formulació original MINLP que presenta l'optimització de plantes d'energia, en un problema MILP. Aquest mètode s'ha estès per cobrir problemes específics, com per exemple els models lineals multiobjectiu, que permeten realitzar l'optimització a partir de no només els aspectes econòmics, sinó també basant-se en altres aspectes relacionats amb el disseny de la planta, com és el seu impacte ambiental. S'han presentat alguns treballs aplicant aquesta estratègia a la síntesi i optimització de cicles de cogeneració i xarxes de vapor. Balestieri i Correja (1997) han inclòs l'efecte de l'impacte ambiental causat per diferents tipus de combustible, concretament fuel i gas natural, basat-se en valors fixos d'emissions per kilogram de combustible consumit. Chang i Hwang (1996) han presentat un model multiobjectiu lineal similar, que inclou, a més, l'ús de carbó i l'efecte de recircular l'aigua dins la xarxa de vapor en forma de condensat.

Per solventar el problema de la planificació de la producció de plantes d'energia a llarg plaç, s'han desenvolupat models MILP multiperíode, com per exemple Hui i Natori (1996). Aquests mètodes s'utilitzen en els casos en què per diferents períodes a l'any, la demanda de vapor, energia elèctrica o mecànica fluctua de forma considerable. L'objectiu és trobar per a cada període la millor selecció d'equips i condicions de treball que donen l'operació òptima de la planta. Iyer i Grossmann (1997) han proposat un model per solucionar aquest tipus de problemes, que inclou el cost de parada i posada en marxa cada vegada que es requereix un canvi dels equips que cal tenir en funcionament per treballar en condicions òptimes.

En els darrers anys s'han emprat les tècniques de programació matemàtica amb d'altres estratègies (A.3). Marechal i Kalitventzeff (1997,a) han combinat la tècnica de programació matemàtica (MILP) amb el de corbes compostes (tecnologia de pinch) per a solucionar la síntesi de plantes d'energia. En aquest treball es presenten aplicacions a la indústria de la pasta i paper, i alimentació. Aquest mètode inclou els

costos derivats del pagament de les taxes per emissió a l'atmosfera, en la funció objectiu, per considerar els factors medi ambientals. Els mateixos autors (1997,b) proposen la determinació de la pressió d'operació dels col·lectors de vapor utilitzant la tècnica de pinch en una xarxa de vapor modelada com una combinació de cicles Rankine, i maximitzant la producció d'energia mecànica utilitzant la tècnica MILP. El mètode s'illustra mitjançant un cas hipotètic típic. Un mètode similar a la tecnologia de pinch, i que s'ha anomenat Hardware Composites, ha estat presentat per Mavromatis i Kokossis (1998 a,b) per a l'anàlisi i optimització de l'operació de xarxes de turbines de vapor. El principal inconvenient d'aquest mètode és que no s'optimitzen alhora tots els elements que integren la xarxa de vapor, únicament el funcionament de les turbines de vapor. Els mateixos autors Mavromatis i Kokossis (1998 c,d) han plantejat el problema de síntesi de xarxes de turbina de vapor utilitzant un sistema combinat de mètode de pinch i MILP.

Un altre exemple interessant de programació lineal és Modest (Henning, 1997). Aquest programa és aplicable a l'optimització de sistemes d'energia dins de l'àmbit municipal, de districte o nacional. Es consideren diferents tipus de fonts d'energia primària (fuel, biomassa, energia solar,...) i també existeix la possibilitat de seleccionar diferents tipus de sistemes de conversió d'energia (calderes, cogeneració, centrals nuclears,...) per produir calor i energia elèctrica. El mètode s'ha aplicat a algunes situacions de la regió d'Escandinàvia.

Alguns models per a l'optimització de sistemes d'energia treballen directament amb la formulació de problemes NLP, evitant la necessitat de realitzar la transformació del problema a una formulació lineal. Colmenares i Seider (1989) van presentar un mètode per al disseny de xarxes de vapor integrades en plantes químiques de procés utilitzant un model NLP per solucionar una superestructura de cicles Rankine. Més recentment, Frangopoulos et al. (1996) han realitzat l'optimització de les condicions d'operació d'un sistema de cogeneració en cicle combinat d'una refineria a Grècia utilitzant un model NLP basat en el mètode de gradient reduït generalitzat. L'objectiu d'aquesta optimització va ser seleccionar diferents fonts d'energia primària disponibles a la refineria, tenint en compte les diferents unitats de conversió d'energia existents a la planta. Heyen i Kalitventzeff (1997) van presentar una metodologia utilitzant programació quadràtica seqüencial per a l'optimització d'energia en plantes de procés. Aquest mètode s'ha aplicat a un cracker de nafta, una planta de cogeneració i a una xarxa de vapor. En aquesta darrera aplicació les pressions i temperatures dels equips es mantenen constants. El mètode també permet la seva aplicació a problemes multipèrode negligint el cost de parada i posada en marxa dels equips.

La formulació del problema com MINLP s'ha emprat per a la optimització de la operació de plantes d'energies com en Kalitventzeff (1991), i Diaz i Bandoni (1996) on la planta d'energies està integrada amb una planta d'etilè. Papalexandri et al. (1996) han estudiat l'operació d'una xarxa de vapor en el marc d'un problema multiperíode. Per solucionar el problema MINLP, Papalexandri aplica el mètode de descomposició generalitzada de Benders tal com apareix a Gams. El mètode s'il·lustra amb una xarxa de vapor típica sense sistema de cogeneració. La formulació MINLP també s'ha utilitzat no sols per optimització de la operació sino també per a la síntesi de plantes d'energia completes, com a Bruno et al. (1998).

SISTEMES GLOBAIS D'ENERGIA

Tots els estudis mencionats fins el moment tracten la simulació de cicles d'absorció i la simulació/optimització de sistemes d'energia per separat. Al mateix temps uns pocs treballs s'han donat a conèixer per tractar simultàniament els dos camps, i integrar els cicles d'absorció en sistemes d'energia de forma eficient, utilitzant calor procedent del sistema de cogeneració per produir fred. A Mohanty i Panda (1993, 1995) es presenta un model basat en programació lineal aplicat a l'optimització d'un sistema de producció d'energia centralitzat, que distribueix l'energia necessària a un complex industrial. El que és més singular en aquest treball és la inclusió del cost de transport de l'energia fins al consumidor final, i també la consideració de la necessitat de fred. En aquest model no es fa cap distinció entre diferents tipus de cicles de refrigeració per absorció, i, per tant, no és possible realitzar-ne una selecció, per unes determinades característiques de la demanda de refrigeració. Al treball de Silveira et al. (1997) es realitza l'estudi d'aplicació en el sector terciari d'un sistema de cogeneració, format per un motor de combustió interna i un cicle de refrigeració genèric. A Hart i Rosen (1996) s'investigen els beneficis potencials pel que fa al medi ambient i a la salut que es deriven de l'ús de cicles d'absorció en sistemes d'energia municipals dotats de cogeneració a l'àrea d'Ontario, Canadà. Meloche et al. (1996) van comparar l'eficiència en l'operació de cicles de compressió, i cicles d'absorció aigua/bromur de Liti de simple i doble etapa en el marc de les condicions que es donen en un sistema d'energia municipal. Per a aquest estudi, es van considerar tres tipus diferents de planta d'energia: sistema de cogeneració utilitzant una turbina de gas, utilitzant un motor diesel, i utilitzant una turbina de vapor. Es conclou que la diferència en eficiència entre les diferents configuracions estan dintre del rang que fa que la selecció específica dels equips comercials i les seves condicions de disseny

determinaran quina és l'alternativa més eficient. En aquest darrer treball, diferents sistemes d'energia i cicles de refrigeració es consideren conjuntament, però la planta d'energia no es modela amb detall.

1 - 4 JUSTIFICACIÓ I OBJECTIUS

Els treballs descrits fins ara han estudiat la integració a una planta d'energia, d'un determinat tipus de cicle d'absorció, o un cicle d'absorció genèric sense fer referència a cap tipus de cicle en concret. A més, cap dels treballs previs ha proposat una metodologia per a la selecció de cicles d'absorció integrats en plantes d'energia globals. En resum, la bibliografia existent tracta el problema de l'optimització de sistemes d'energia, i el disseny de cicles d'absorció, però no es presenta una anàlisi detallada de la integració d'ambdós sistemes.

En aquesta memòria es presenta una metodologia per a la integració de cicles de refrigeració per absorció en sistemes de producció simultània de calor i potència basats en cicles de cogeneració. L'objectiu és estudiar la viabilitat de la integració de la tecnologia de refrigeració per cicles d'absorció ja existent comercialment, en plantes d'energia, i comparar els resultats d'aquesta tecnologia, amb un sistema equivalent per produir el fred necessari mitjançant un cicle convencional de refrigeració per compressió. No es pretén en aquest treball proposar millores en els cicles d'absorció, però si en canvi fer una aportació en la millora i generalització de la seva implantació en sistemes d'energia industrials.

Donada una planta de producció d'energia, que pot ser únicament una xarxa de vapor o una planta completa per a la producció simultània de vapor i potència, i a més les característiques de la demanda de refrigeració existent a la planta de procés. Es proposen els cicles de refrigeració més adients d'acord amb les condicions específiques que es donen a la planta d'energia, i amb les característiques de la demanda de fred a cobrir.

En aquest treball s'han modelitzat els principals equips presents en una planta d'energia, incloent els cicles d'absorció i de compressió. L'optimització de l'operació de la planta d'energia es realitza mitjançant un mètode de programació matemàtica, programació lineal seqüencial (SLP) (Miquel, 1991). Al capítol 3 es trobarà una descripció més detallada de l'estratègia d'optimització seguida. El criteri d'optimització emprat és la minimització dels costos d'operació de la planta global incloent el cicle d'absorció considerat. Per calcular el període de retorn de la inversió (PBP, *payback period*), s'utilitza un programa de full de càlcul, i finalment es comparen els costos

d'operació i el PBP generats per cada planta global d'energia analitzada, per tal de seleccionar la millor alternativa d'entre els diferents cicles considerats.

En la metodologia proposada en aquest treball tots els cicles d'absorció disponibles tecnològicament i comercialment han estat modelats, és a dir, cicles de simple efecte, doble efecte en sèrie i doble efecte en paral·lel treballant tots ells amb aigua/bromur de liti, i també cicles de simple i doble etapa treballant amb amoníac/aigua. La metodologia s'ha implementat en un programa en fortran, XV, el qual permet avaluar les possibilitats dels diferents cicles d'absorció i compressió per aplicacions de refrigeració específiques. La solució que dóna el programa inclou no sols el resultat econòmic de la integració, sinó també les característiques de tots els corrents de la planta d'energia i del cicle d'absorció, permetent la selecció del millor cicle de refrigeració per una determinada planta, en funció dels paràmetres d'operació específics per aquesta planta (pressions, eficiències dels diferents equips, restriccions físiques dels equips, etc).

En el pròxim capítol, es presenten els diferents tipus de cicles d'absorció considerats. Seguidament, al capítol 3, es dóna una explicació del mètode utilitzat per a l'optimització de la planta global d'energia i la interacció existent entre la planta d'energia i els cicles d'absorció. En els capítols 4 i 5, el mètode presentat en aquest treball s'il·lustra amb dos exemples de l'aplicació realitzada en la planta petroquímica de Bayer a Tarragona. En el primer exemple, el mètode s'aplica per a satisfer una demanda de fred a 7 °C. En aquest cas, existeix una font de calor residual que permet generar vapor de molt baixa pressió (132 kPa), que en l'actualitat s'utilitza per accionar un cicle d'absorció de simple efecte. Inicialment, s'estudia aquesta situació i es compara amb altres cicles de refrigeració alternatius per satisfer la mateixa demanda de fred: cicle de doble efecte en sèrie i en paral·lel d'aigua/bromur de liti, i cicle de compressió. Seguidament, en aquesta mateixa aplicació s'analitzen les conseqüències de la presència hipotètica de calor residual per a generar vapor d'alta i baixa pressió, utilitzant cadascun dels cicles considerats. Finalment, s'avalua l'impacte de la introducció del cicle de cogeneració de capacitat superior a l'actual.

En el segon exemple, s'aplica la metodologia proposada per a subministrar fred a 0 °C i a -20 °C. Per a aquest cas, es consideren els cicles de simple etapa amoníac/aigua, i també de doble etapa, ja que s'ha de subministrar fred a dos nivells de temperatura. Els resultats es comparen amb la utilització de cicles convencionals per compressió. A més, s'estudia la possibilitat d'introduir un sistema de cogeneració de superior capacitat en les alternatives de disseny que inclouen cicles d'absorció. En el darrer capítol d'aquesta memòria, capítol 6, es presenten les conclusions del treball.

CAPÍTOL 2

Cicles de refrigeració per absorció

- 2-1 Evolució històrica, situació actual i línies de recerca**
- 2-2 Descripció i classificació**
- 2-3 Cicle d'absorció aigua/bromur de liti de simple efecte**
 - Descripció
 - Modelat
- 2-4 Cicle d'absorció aigua/bromur de liti de doble efecte**
 - Descripció
 - Modelat d'un cicle de doble efecte en sèrie
 - Modelat d'un cicle de doble efecte en paral·lel
- 2-5 Cicle d'absorció amoníac/aigua de simple etapa**
 - Descripció
 - Modelat
- 2-6 Cicle d'absorció amoníac/aigua de doble etapa**
 - Descripció
 - Modelat

2-1 EVOLUCIÓ HISTÒRICA, SITUACIÓ ACTUAL I LÍNIES DE RECERCA

Els principis en què es basa el funcionament dels cicles d'absorció eren ja coneguts al segle XVIII. El 1777 Nairne ja va realitzar un experiment amb àcid sulfúric i aigua per a la producció de gel. Però les màquines d'absorció no van ser aplicades fins a la segona meitat del segle XIX. Ferdinand Carré va patentar una màquina de refrigeració per absorció utilitzant amoníac/aigua com a fluid de treball. Aquest equip es presentà per primera vegada a l'Exposició Universal de 1862 a Londres. Des d'aquell moment es van desenvolupar altres màquines més perfeccionades tant d'absorció com de compressió.

El 1834 Perkins va patentar un sistema de refrigeració per compressió en cicle tancat d'èter. El primer vaixell dotat amb un sistema frigorífic va ser construït per Tellier. El 1876 aconseguí traspasar l'Atlàntic mantenint en perfecte estat la seva càrrega utilitzant màquines de compressió treballant amb èter metílic. Els primers compressors d'amoníac van ser construïts per D. Boyle als Estats Units, i per Carl von Linde a Alemanya el 1876. Vegeu Rapin (1990) per a una revisió històrica més detallada dels primers anys de la introducció dels cicles de refrigeració.

A principis del segle XX, els cicles d'absorció van ser aplicats principalment per a refrigeració utilitzant amoníac/aigua. Els cicles basats en aigua/bromur de liti no van ser introduïts fins als anys trenta. Posteriorment, a causa de la massiva introducció de l'electricitat i de les altes prestacions que oferien els cicles de compressió, els cicles d'absorció van començar a perdre importància ràpidament, mentre que els cicles de compressió ocupaven cada vegada una part més important del mercat.

La crisi energètica dels anys setanta i el creixement de la conscienciació per la destrucció de la capa d'ozó i l'efecte d'escalfament global de la terra, impulsaren novament el desenvolupament dels cicles d'absorció, tant per a ús industrial com comercial. A més, la disponibilitat de calor procedent dels sistemes de cogeneració, àmpliament utilitzats a partir dels anys noranta, ha introduït una bona oportunitat per a una utilització més generalitzada dels cicles d'absorció.

Les àrees d'aplicació més habituals per als sistemes de refrigeració són (Conan, 1990):

- refrigeració d'espais tancats (sistemes HVAC)
- refrigeració de l'aire d'entrada a turbines de gas
- refrigeració per a plantes de processament d'aliments

- refrigeració per a plantes industrials de procés:
 - control de la velocitat de reacció
 - separació de fases
 - liquació de vapor

Exemples d'aplicacions industrials dels cicles d'absorció per a refrigeració ja implementades a Catalunya es poden trobar a Sahún i Vallé (1994), i també a l'annex C d'aquest treball.

Per millorar la posició dels cicles d'absorció en el mercat de la refrigeració és necessari encara un important esforç en recerca. Les activitats de recerca que es porten a terme actualment en l'àrea de la tecnologia d'absorció es presenten a continuació amb només alguns exemples en cadascun dels camps, ja que la revisió bibliogràfica en profunditat ja s'ha presentat al capítol 1 d'aquesta memòria:

- desenvolupament de nous fluids de treball. (Coronas et alter, 1996, and Jelinek i Borde, 1998).
- desenvolupament de cicles avançats multietapa per incrementar l'eficiència. (Cheung et alter, 1996).
- additius i tractament de superfícies per a millorar la transferència de calor i matèria, reduir els problemes de corrosió i incrementar la vida d'operació. (Sheehan et alter, 1996).
- eines de modelat i anàlisi energètica per ajudar a identificar aplicacions tècniques i avaluar l'impacte de noves solucions. (Grossman et alter, 1994, and Herold et alter, 1995).

2-2 DESCRIPCIÓ I CLASSIFICACIÓ

Una bomba de calor és un equip que permet millorar la qualitat de l'energia, transferint calor des d'una font de calor a baixa temperatura a un altra d'alta temperatura. Evidentment, aquest no és un procés espontani, s'ha d'aportar energia: energia elèctrica en el cas dels cicles de compressió, o energia tèrmica en el cas dels cicles d'absorció. D'acord amb els processos involucrats en aquests equips, es poden distingir els següents tipus de bombes de calor (Gandia i Montes, 1992):

- bombes de calor per compressió
- bombes de calor per absorció/adsorció
- bombes de calor basades en reaccions químiques

Cal ressaltar que la tecnologia de les bombes de calor basades en adsorció i en reaccions químiques fins al moment no han pasat de l'estudi teòric, i no existeix cap aplicació industrial en servei. Únicament els cicles de compressió i absorció s'han arribat a implementar a la pràctica.

Atenent a l'objectiu per al qual s'ha dissenyat la bomba de calor, aquestes es poden classificar en els següents grups :

- bomba de calor del tipus I (utilitzada per a calentar)
- bomba de calor del tipus I (utilitzada per a refrigeració)
- bomba de calor del tipus II (transformador de calor)

Els cicles de compressió només admeten la configuració de bomba de calor tipus I. A la pràctica, el nom de bomba de calor s'utilitza per a designar els equips que poden realitzar funcions de calefacció i refrigeració. En aquest treball, quan es parla d'un cicle d'absorció, s'entén que es fa referència a una bomba de calor d'absorció del tipus I per a refrigeració. Un cicle de refrigeració per absorció és una bomba de calor dissenyada per produir fred agafant calor de dues fonts: d'una font de calor a baixa temperatura (el corrent a refredar), i d'una altra a alta temperatura (vapor o aigua calenta), alliberant alhora calor a una temperatura intermèdia entre les esmentades fonts de calor, normalment a l'aigua d'una torre de refrigeració. El funcionament del cicle s'explicarà més detalladament en les pròximes seccions d'aquest capítol.

Els cicles d'absorció per a refrigeració actualment en servei es poden dividir en dos grups principals segons el fluid de treball utilitzat:

- aigua/bromur de liti
- amoníac/aigua

Altres fluids han mostrat ser també adequats però no han arribat a assolir el grau de desenvolupament necessari per estar disponibles comercialment. D'entre aquests es poden citar els següents:

Refrigerants: aigua, amoníac, metanol, trifluoroetanol, metilamina, ...

Absorbents: aigua, sals: iodur de liti, tiocianat de liti, nitrat de liti, clorur de zinc,
solvents orgànics: etilenglicol, tetraetilenglicoleter, ...

En un sistema d'absorció, un efecte significa el nombre de vegades que la calor aportada a alta temperatura és utilitzada dins del cicle d'absorció. Per exemple, en una màquina de doble efecte, la calor aportada és utilitzada dues vegades, primerament en el generador d'alta pressió i després en el de baixa pressió, tal com s'explicarà més endavant.

El nombre d'etapes fa referència al nombre de parells evaporador/absorbidor a diferents temperatures existents en el cicle. Basant-se en aquests conceptes els cicles d'absorció es poden classificar atenent a la disposició de les diferents unitats dins del cicle. En aquest treball es tractaran en detall tots els cicles d'absorció existents comercialment, és a dir, els cicles, els quals ja és factible la seva inclusió en xarxes de vapor. Aquests cicles són els següents :

- aigua/bromur de liti
 - simple efecte
 - doble efecte:
 - disposició en serie
 - disposició en paral.lel
- amoníac/aigua:
 - simple etapa
 - doble etapa

Cal notar que per als cicles d'amoníac/aigua no s'han desenvolupat cicles de doble efecte ja que les pressions de treball haurien de ser molt elevades. Recentment, per tal d'augmentar l'eficiència energètica s'han estudiat cicles avançats multietapes, multiefecte i també cicles GAX (Generator-Absorber eXchange). Com a introducció a aquests cicles es pot veure Cheung et al (1996) on es presenta una avaluació de les prestacions de molts d'aquests cicles utilitzant aigua/bromur de liti i també amoníac/aigua per a aplicacions d'aire acondicionat (4 °C a l'evaporador). Encara que amb la simulació d'aquests cicles d'altas prestacions s'obtenen alts valors de COP, tenen l'inconvenient de ser cicles altament complexos i, per tant, d'alt cost.

La classificació dels cicles d'absorció d'acord a l'origen de la calor aportada al cicle dona lloc a la següent divisió:

- cicles de flama directa (direct fired chillers)
- cicles de flama indirecta (indirect fired chillers)

Els equips de flama indirecta utilitzen calor recuperada d'un altre cicle de calor o d'una planta de procés. Els equips de flama directa utilitzen energia primària, principalment gas natural, per generar la calor necessària. Com que l'objectiu d'aquest treball és la integració de cicles d'absorció en sistemes de cogeneració i xarxes de vapor, només es consideraran els equips de flama indirecta. Les fonts de calor més usuals per accionar els cicles de flama indirecta són:

- aigua calenta
- vapor
- gasos calents de combustió

2-3 CICLE D'ABSORCIÓ AIGUA-BROMUR DE LITI DE SIMPLE EFECTE

DESCRIPCIÓ

A la figura 2 es mostra un esquema d'un cicle de simple efecte aigua/bromur de liti. Essencialment aquest cicle treballa a dos nivells de pressió tal com es mostra a l'esquema PTX per un cicle de simple efecte de la figura 3.

S'ha de tenir cura de la nomenclatura utilitzada per a designar les solucions líquides dins del cicle. Normalment, quan s'utilitza el terme solució forta o rica, es fa referència a una solució rica o forta en refrigerant. De la mateixa manera, quan es parla de solució pobre o dèbil, s'entén que es tracta d'una solució líquida pobre o dèbil en refrigerant. En aquest treball la concentració de refrigerant s'expressa en tant per cent en pes.

La solució líquida d'aigua i bromur de liti que surt de l'absorbidor (4), coneguda com a solució rica (diluïda en LiBr), és bombejada al generador, també anomenat desabsorbidor, mitjançant una bomba. Aquesta solució, abans d'entrar al generador, bescanvia calor amb la solució dèbil (concentrada en LiBr), que surt del generador. L'objectiu d'aquest intercanvi és reduir la necessitat de calor externa a alta temperatura, i reduir la quantitat de calor que s'ha d'extreure amb aigua de refrigeració de torre, utilitzant calor interna que d'altra manera es perdria.

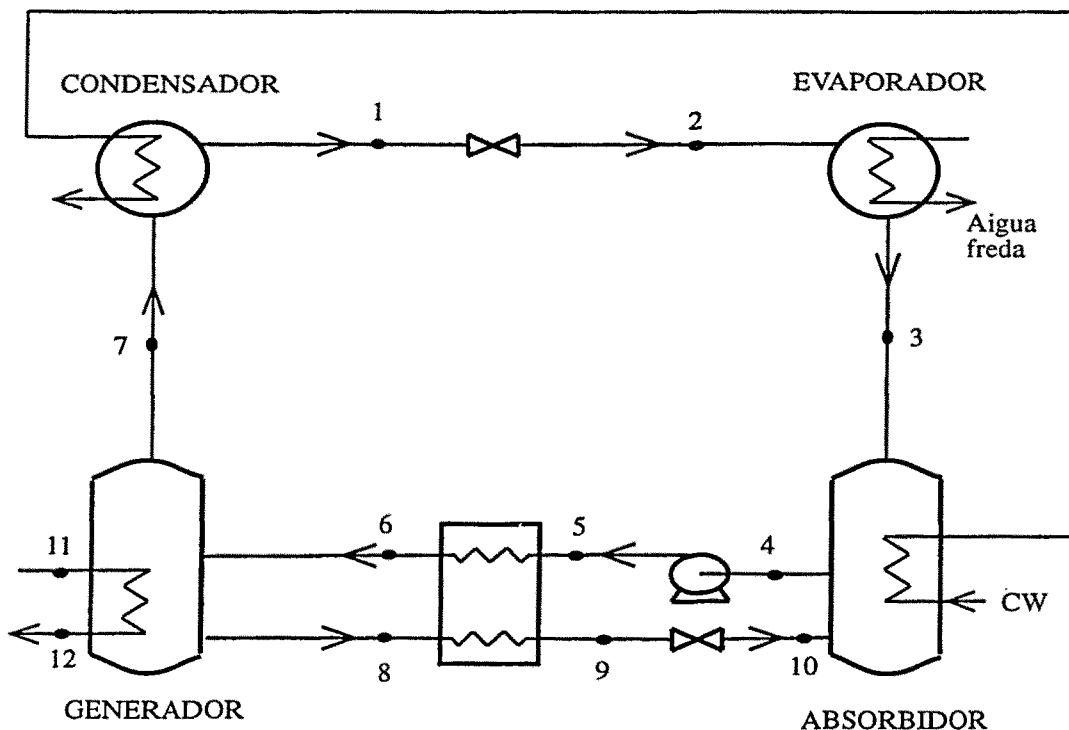


Figura 2 - Esquema d'un cicle aigua/bromur de liti de simple efecte

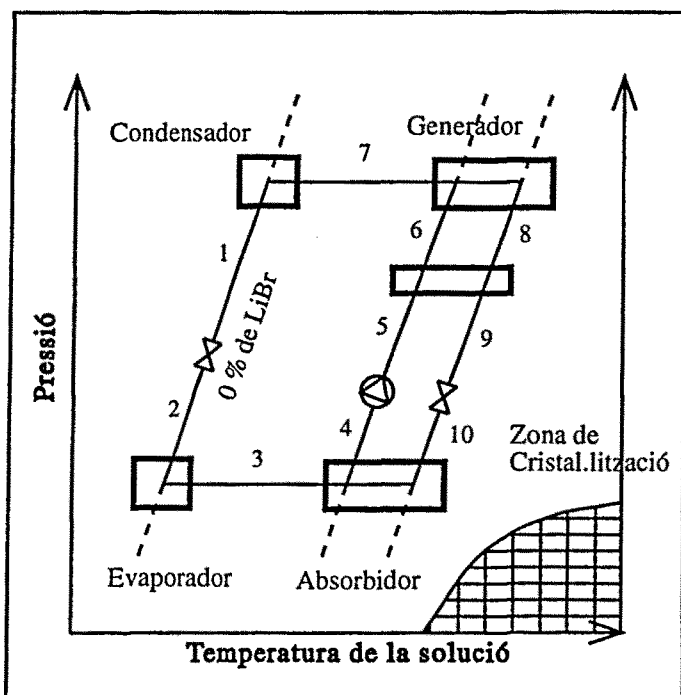


Figura 3 - Diagrama Pressió-Temperatura-Composició (PTX) d'un cicle aigua/bromur de liti de simple efecte

En el generador, s'evapora part del component més volàtil de la solució, el refrigerant, que per aquest tipus de cicle és l'aigua. El bromur de liti és una sal

esencialment no volàtil, i, per tant, el vapor que abandona el generador es considera que és únicament vapor d'aigua. Normalment s'utilitza vapor a una pressió entre 130 i 200 kPa, per a subministrar la calor necessària al generador (Q_g), però també és possible utilitzar aigua calenta a una temperatura superior a 90 °C, per als cicles de baixa potència.

La solució dèbil, amb un baix contingut de refrigerant comparada amb la solució forta, surt del generador intercanviant calor amb la solució que entra, i s'expandeix a la pressió existent en el absorbidor (P_1). En expandir-se, s'evapora una petita fracció de la solució. Aquesta solució de dues fases es posa en contacte amb el refrigerant en l'absorbidor. La calor generada en el procés d'absorció (Q_a) és eliminada mitjançant aigua de refrigeració de torre, que després també s'utilitza per eliminar la calor generada en el condensador. La solució líquida rica en refrigerant, la solució forta, surt de l'absorbidor i torna a començar el cicle de la solució un altra vegada.

El refrigerant, en sortir del generador (7), segueix el mateix camí que el refrigerant d'un cicle de compressió. Entra al condensador, on el refrigerant es liquat cedint calor a l'aigua de refrigeració de torre. Posteriorment, el refrigerant s'expandeix a la pressió de l'evaporador. Aquesta expansió va acompanyada d'una petita evaporació de refrigerant. L'evaporació del refrigerant té lloc a baixa pressió a l'evaporador, gràcies a la calor extreta de l'aigua a refredar (Q_{ev}). El vapor generat en aquest procés entra a l'absorbidor per diluir la solució dèbil.

L'eficiència dels cicles d'absorció es mesura mitjançant el que s'anomena COP (Coefficient Of Performance), que és la relació entre la càrrega de refrigeració i l'energia consumida al cicle:

$$COP^a = \frac{Q_{ev}^a}{Q_{steam}^a + W_p} \quad (1)$$

De forma similar, per a un cicle de compressió, el COP ve donat per:

$$COP^c = \frac{Q_{ev}^c}{W_c} \quad (2)$$

El bromur de liti és una sal que produeix problemes de corrosió. Si, a causa de les condicions de buit amb les quals opera el cicle, s'infiltra una petita quantitat d'aire a la màquina, l'oxigen reacciona amb el coure per formar òxid cuprós, que és soluble en bromur de liti. Per tant, es fa necessari utilitzar additius químics per reduir o eliminar

aquest problema. És per això també, que alguns fabricants utilitzen tubs de cuproniquel en lloc de coure.

En el passat, existia el problema de la crist·lització de la solució aigua/LiBr. Actualment aquest problema s'ha superat gràcies a un millor control de l'operació del cicle amb la introducció de l'ús de microprocessadors i del control digital directe.

En operar el cicle en condicions de buit, és necessari un sistema de purga per mantenir-ne la integritat i eliminar gasos no condensables de la màquina. La presència de gasos incondensables fa augmentar la pressió d'operació, i, per tant, la temperatura de l'aigua freda. A més, els incondensables redueixen l'àrea efectiva de transferència de calor i matèria.

La disposició física de les unitats que formen el cicle depèn de cada fabricant en particular, però bàsicament, es disposen a l'interior d'una sola carcassa, o de dues tal com es mostra a la Figura 4. En el cas de disseny en dues carcasses, en una d'elles se situa el condensador i el generador, i a l'altra, l'evaporador i l'absorbidor. Les dimensions físiques dels cicles d'absorció són més grans que les d'un cicle de compressió equivalent, i no és desmuntable a peces per a no comprometre la integritat del buit. A l'annex C es presenta un breu resum dels principals fabricants de cicles de refrigeració d'aigua/bromur de liti.

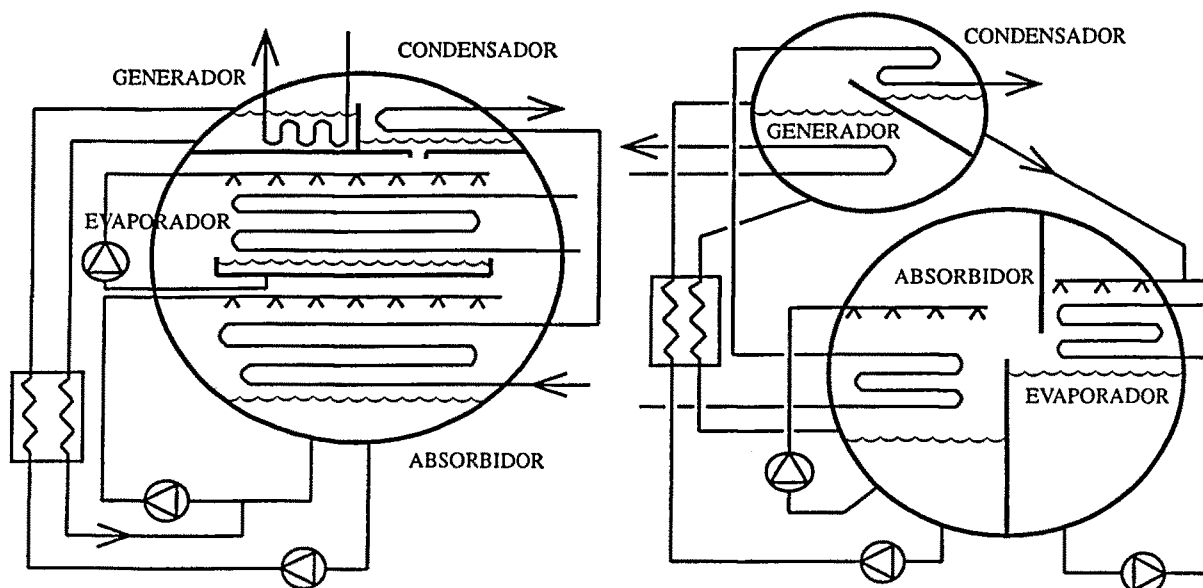


Figura 4 - Esquemes d'un cicle de simple efecte aigua/bromur de liti construït en una sola carcassa i en dues carcasses.

MODELAT

Existeixen alguns models a la bibliografia per a la simulació de cicles d'absorció de simple efecte. Principalment hi ha dos mètodes per a la simulació: el procés seqüencial i el mètode de resolució simultània d'equacions. Un dels millors exemples d'aquest darrer grup és el programa ABSIM realitzat per Grossman et al. (1994). Aquest programa permet la simulació de cicles d'absorció en forma modular utilitzant diferents fluids de treball i configuracions.

Herold et al. (1995) han presentat un bon recull d'exemples de simulació de cicles en el marc del programa Engineering Equation Solver. Aquest programa s'aplica en general a la resolució de equacions no lineals, i s'ha adaptat per a poder utilitzar les funcions de càlcul de propietats dels fluids de treball utilitzats habitualment per als cicles d'absorció.

Hipòtesis

S'assumeixen condicions de saturació de la solució líquida a la sortida del generador, absorbidor i condensador, així com la condició de vapor saturat a la sortida de l'evaporador.

El refrigerant i la solució dèbil que surten del generador estan en equilibri

L'estat a la sortida de les vàlvules d'expansió es calcularà considerant que es tracta d'una expansió isoentàlpica, i aplicant els corresponents balanços que es presentaran breument a continuació en la seva formulació general (Herold et al., 1995). Per a un fluid pur, com és el cas en el circuit de refrigerant, només es necessiten dues propietats per definir completament l'estat del fluid. Per tant, sent conegudes l'entalpia i la pressió a la sortida de la vàlvula, altres propietats com la temperatura o la fracció vaporitzada es poden calcular utilitzant les funcions de propietats termodinàmiques. L'expansió d'una solució d'aigua/bromur de liti és un cas especial de flash en què la composició final del vapor és coneguda, aigua pura. Les equacions que defineixen el problema són:

balanç de matèria global:

$$m = m_l + m_v \quad (3)$$

on m indica el cabal global a través de la vàlvula, i m_l i m_v són els cabals de líquid i vapor a la sortida de la vàlvula, respectivament.

balanç de matèria per components:

$$m x = m_l x_l + m_v x_v \quad (4)$$

on x representa la concentració a la fase global, i x_l i x_v són les concentracions del líquid i del vapor a la sortida de la vàlvula, respectivament.

balanç d'energia:

$$m h = m_l h_l + m_v h_v \quad (5)$$

h és l'entalpia a la fase global, i h_l i h_v són les entalpies del líquid i del vapor a la sortida de la vàlvula, respectivament. A més, són necessàries les equacions d'estat per a l'aigua i per a la solució aigua/bromur de liti (Annex A):

$$f_w(P, T, h) = 0 \quad (6)$$

$$f_{w/LiBr}(P, T, h) = 0 \quad (7)$$

És útil incloure el concepte de qualitat del vapor, que ve donat per la següent relació:

$$X_q = \frac{m_v}{m} = \frac{x - x_l}{x_v - x_l} \quad (8)$$

Els paràmetres coneguts són el cabal, la concentració i l'entalpia de la fase global, així com la pressió final. Per solucionar aquest sistema d'equacions es requereix un procés iteratiu. S'assumeix una de les condicions de sortida i es calculen totes les propietats desconegudes. El procediment es repeteix fins que el balanç d'energia es satisfà amb la suficient precisió.

Procediment de càlcul

1 - *Especificar les dades:* Q_{ev} , T_c , T_{ev} , T_g , η_{HEX} , η_p i A .

2 - *Calcular les pressions del cicle*

El generador i el condensador treballen a alta pressió (P_h). Aquesta pressió correspon a la pressió de saturació a la sortida del condensador, que es considera que és líquid saturat.

$$P_h = f_w(T_c) \quad (9)$$

L'evaporador i absorbidor treballen a baixa pressió (P_l). Aquesta pressió correspon a la pressió de saturació a la sortida de l'evaporador, que es considera que és vapor saturat.

$$P_l = f_w(T_{ev}) \quad (10)$$

3 - *Calcular els cabals i concentracions de les solucions líquides*

Balanç d'energia a l'evaporador per calcular el cabal de refrigerant (F_r).

$$h_1 = f_w(T_c) \quad (11)$$

$$h_2 = h_1 \quad (12)$$

$$h_3 = f_w(T_{ev}) \quad (13)$$

$$F_r = \frac{Q_{ev}}{h_3 - h_2} \quad (14)$$

Coneguda la temperatura del generador, obtenir la concentració de la solució a la sortida del generador, és a dir, la concentració de refrigerant de la solució dèbil (X_w) utilitzant l'equació de Dürhing (Annex A):

$$X_w = f_{w/LiBr}(T_g, P_h) \quad (15)$$

Calcular la concentració i cabal de la solució forta (F_s, X_s), i el cabal de la solució dèbil (F_w), utilitzant el balanç de matèria global i del refrigerant a l'absorbidor, donada la relació de circulació de la solució (A):

$$X_s = X_w + \frac{(1 - X_w)}{A} \quad (16)$$

$$F_w = F_r \frac{(1 - X_s)}{(X_s - X_w)} \quad (17)$$

$$F_s = F_r + F_w \quad (18)$$

4 - *Calcular les entalpies de cada corrent i el consum de la bomba (W_p)*

Assumint condicions de saturació, calcular la temperatura (T_a) i l'entalpia (h_4) a la sortida del absorbidor:

$$T_a = f_{w/LiBr}(X_s, P_1) \quad (19)$$

$$h_4 = f_{w/LiBr}(T_a, X_s) \quad (20)$$

Calcular el consum de potència de la bomba negligint els termes d'energia cinètica i potencial:

$$W_p = \frac{(P_h - P_1)}{\eta_p \rho_s} F_s \quad (21)$$

sent la densitat de la solució, ρ_s :

$$\rho_s = f_{w/LiBr}(T_a, X_s) \quad (22)$$

Calcular l'entalpia i la temperatura a la sortida de la bomba:

$$h_5 = h_4 + \frac{W_p}{F_s} \quad (23)$$

$$T_5 = f_{w/LiBr}(h_5, X_s) \quad (24)$$

Calcular l'entalpia de la solució dèbil assumint condicions de saturació a la sortida del generador:

$$h_8 = f_{w/LiBr}(T_g, X_w) \quad (25)$$

Calcular les propietats de la solució dèbil que surt del bescanviador de calor (corrent número 9), utilitzant el concepte d'eficiència del bescanviador. S'assumeix que el pinch està al costat fred:

$$\eta_{\text{HEX}} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_5} \quad (26)$$

$$T_9 = T_8 (1 - \eta_{\text{HEX}}) + \eta_{\text{HEX}} T_5 \quad (27)$$

$$h_9 = f_{w/\text{LiBr}}(T_9, X_w) \quad (28)$$

El balanç d'energia al bescanviador de calor dóna l'estat de la solució forta que entra al generador:

$$h_6 = \frac{F_w}{F_r} (h_8 - h_9) + h_5 \quad (29)$$

$$T_6 = f_{w/\text{LiBr}}(h_6, X_s) \quad (30)$$

Calcular les propietats de retorn del condensat cap a la xarxa de vapor utilitzant el balanç d'energia al generador

$$h_{12} = h_{11} + \frac{F_s h_6 - F_r h_7 - F_w h_8}{F_{11}} \quad (31)$$

El vapor format en el generador i la solució dèbil que en surt estan en equilibri:

$$T_7 = T_8 \quad (32)$$

$$h_7 = f_w(T_7, P_h) \quad (33)$$

5 - Calcular la calor bescanviada i el COP

balanç d'energia a l'absorbidor:

$$Q_a = F_r h_3 + F_w h_{10} - F_s h_4 \quad (34)$$

balanç d'energia al generador:

$$Q_g = F_w h_8 + F_r h_7 - F_s h_6 \quad (35)$$

balanç d'energia al condensador:

$$Q_c = F_r (h_7 - h_1) \quad (36)$$

Calcular el COP (Coefficient Of Performance):

$$\text{COP} = \frac{Q_{ev}}{(Q_g + W_p)} \quad (37)$$

Calcular el cabal d'aigua de refrigeració de torre:

$$F_{cw}^a = \frac{Q_a + Q_c}{H_{cw}^{out} - H_{cw}^{in}} \quad (38)$$

2-4 CICLE D'ABSORCIÓ AIGUA-BROMUR DE LITI DE DOBLE EFECTE

DESCRIPCIÓ

Els cicles de doble efecte utilitzen la calor aportada per a generar vapor, dues vegades dins del mateix cicle, requerint l'ús de calor a més alta temperatura. Primer, es produeix vapor al generador d'alta pressió, i després aquest vapor s'utilitza al generador de baixa pressió per a generar novament més vapor. Comparat amb el cicle de simple efecte, el cicle de doble efecte és més eficient, trobant-se el COP normalment entre 0.9 i 1.25. Aquests cicles treballen a tres nivells de pressió. Alta pressió al generador d'alta pressió, mitja pressió al generador de baixa pressió i al condensador, i baixa pressió a l'absorbidor i a l'evaporador.

Depenent de la connexió de les diferents unitats que formen el cicle, existeixen dos tipus de cicles: cicles en sèrie i cicles en paral·lel. Als cicles en sèrie (figura 5) la solució rica (4) és dirigida en primer lloc al generador d'alta pressió (HPG), sent la solució líquida a la sortida d'aquest generador concentrada novament pel generador de baixa pressió (LPG).

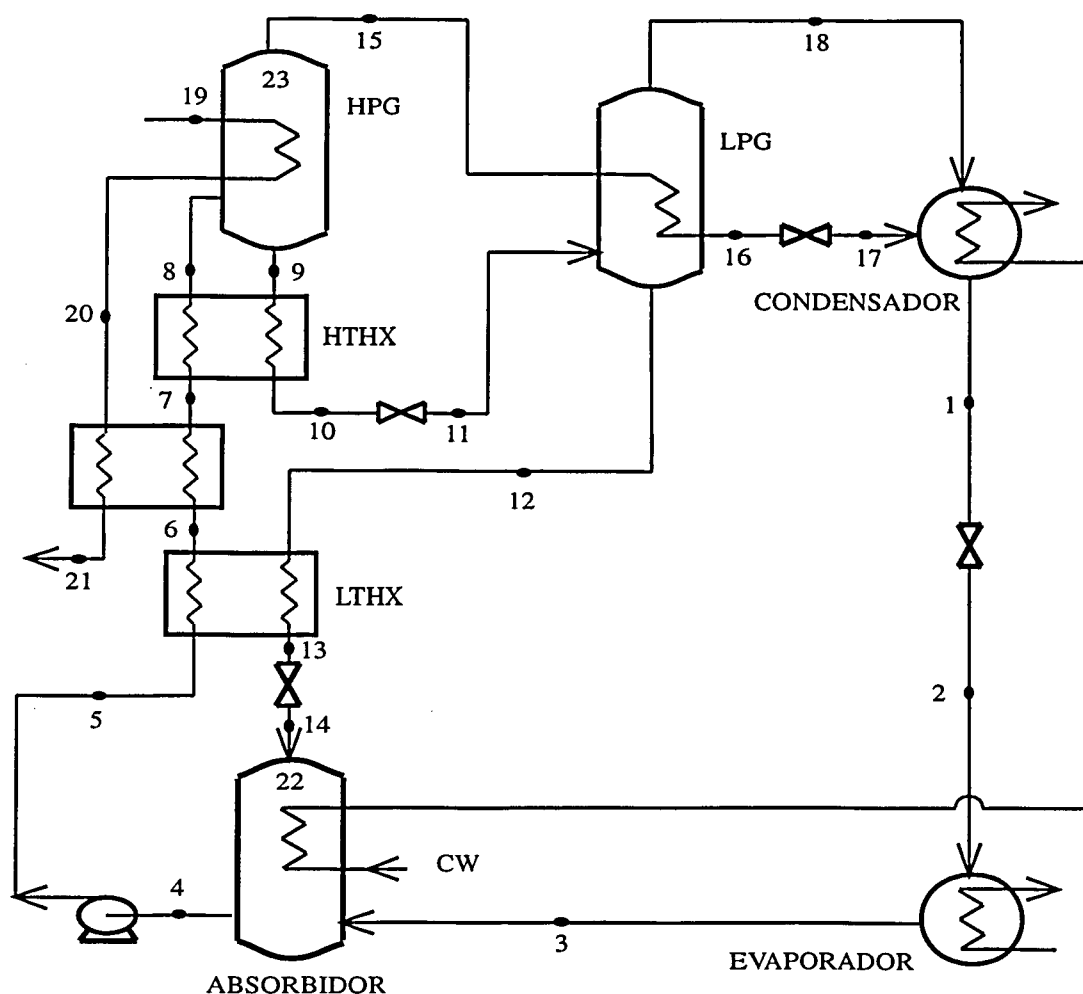


Figura 5 - Esquema d'un cicle en sèrie de doble efecte aigua/bromur de liti.

Una altra opció per als cicles en sèrie és enviar primer la solució al generador de baixa pressió i després al d'alta pressió. Aquesta opció és tecnològicament molt similar a la anterior, i lleugerament menys eficient, per tant, en aquest treball s'ha decidit modelar els cicles en sèrie enviant primer la solució al generador d'alta pressió.

El funcionament de la resta d'equips que formen el cicle és molt similar al ja comentat anteriorment en presentar els cicles de simple efecte. A la figura 6 s'ha representat el cicle de doble efecte en sèrie sobre un diagrama PTX. S'ha de puntualitzar que els esquemes utilitzats en aquest estudi són esquemes generals i que la disposició de les unitats dins del cicle pot variar lleugerament depenent de cada fabricant en concret.

En els cicles en paral·lel (figura 7), la solució forta que surt de l'absorbidor es divideix en dos corrents, un d'ells s'envia al generador d'alta pressió, i l'altra al de baixa pressió. S'utilitzen bescanviadors de calor per a les diferents solucions líquides per la mateixa raó que en els cicles de simple efecte. La configuració en paral·lel

ofereix l'avantatge d'un COP una mica superior, però per obtenir aquesta relativament petita millora, es requereix un control de l'equip més complex. A la figura 8 s'ha representat la configuració en paral·lel sobre un diagrama PTX.

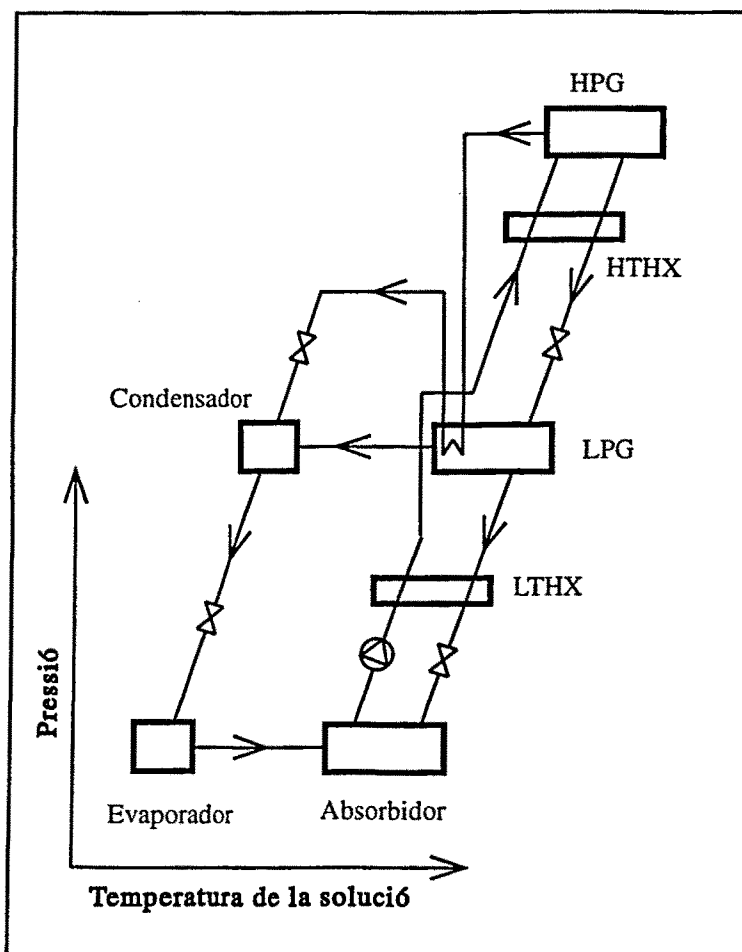


Figura 6 - Diagrama PTX d'un cicle en sèrie aigua/bromur de liti de doble efecte.

Físicament, els cicles de doble efecte estan disponibles comercialment, en equips de dues o de tres carcasses, segons els fabricants (veure annex C). En els equips de dues carcasses, en una d'elles se situa el generador d'alta pressió, i a l'altra la resta d'unitats. En els equips de tres carcasses, es col·loquen l'absorbidor i l'evaporador en una, el generador de baixa pressió i el condensador, en un altra, i finalment el generador d'alta pressió en la tercera carcassa. A l'annex C es presenta un breu resum dels principals fabricants de cicles de doble efecte.

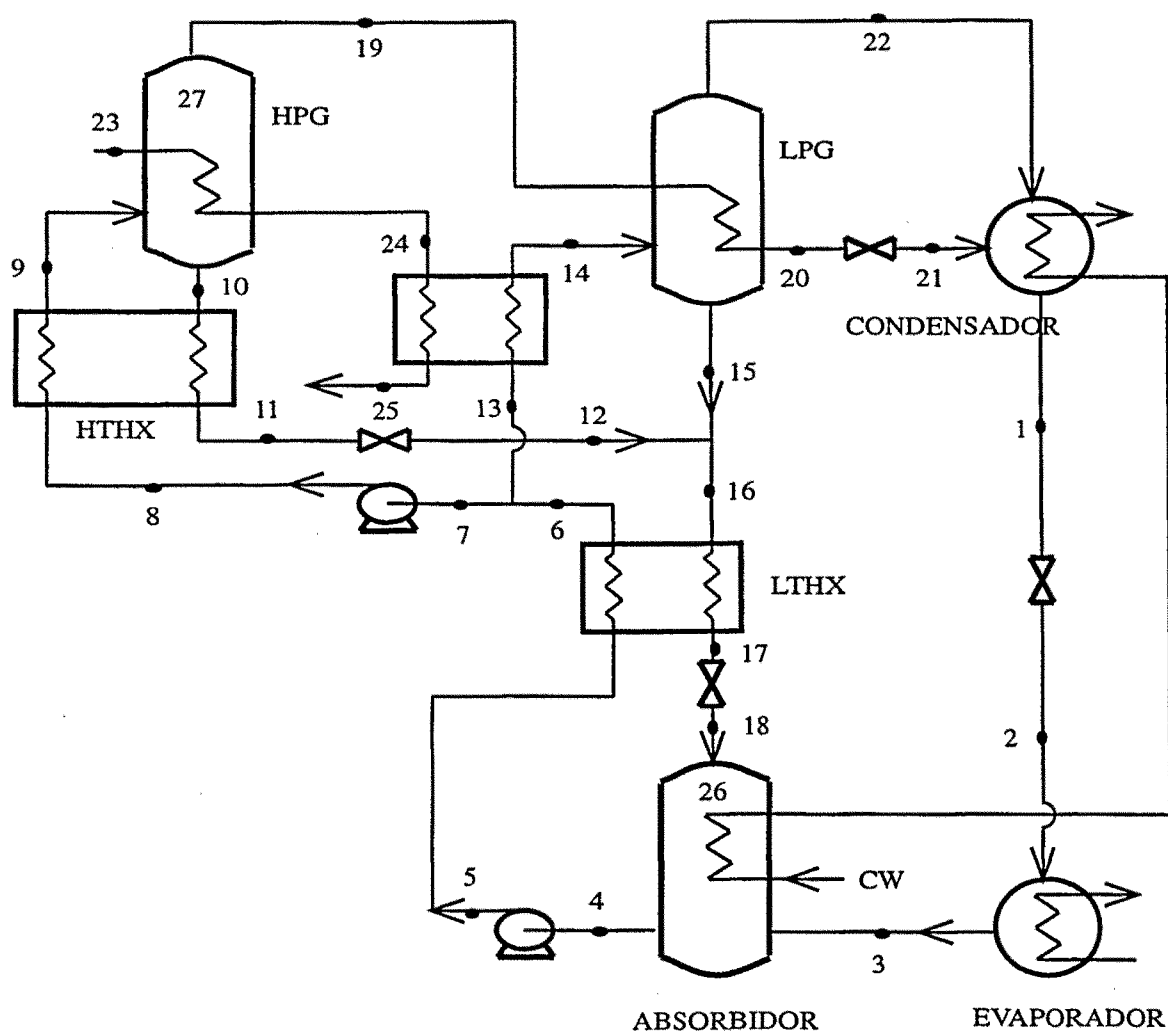


Figura 7 - Esquema d'un cicle en paral·lel de doble efecte aigua/bromur de liti.

MODELAT D'UN CICLE DE DOBLE EFECTE EN SÈRIE

Basat en el model esquematitzat a Xu et al. (1996), s'ha elaborat el model de càlcul que es presenta a continuació. Els estats dels diferents corrents del cicle són molt similars als cicles de simple efecte, i, per tant, s'aplicaran les mateixes hipòtesis ja emprades per al simple efecte.

Procediment de càlcul

1 - Especificar les dades: Q_{ev} , P_c , T_{ev} , P_h , P_m , η_p , ξ_w , A , $HRHP$, $HRLP$, η_{drain} .

2 - Càlcul dels cabals de solució forta i dèbil

Càlcul de la pressió de baixa:

$$P_l = f_w(T_{ev}) \quad (39)$$

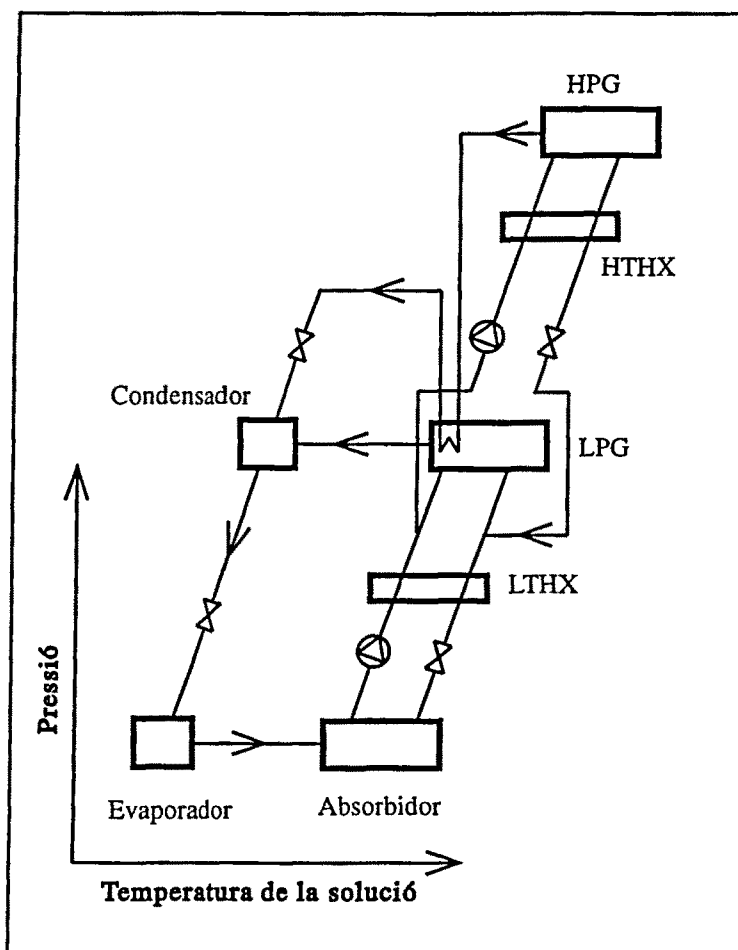


Figura 8 - Diagrama PTX d'un cicle de doble efecte en paral·lel aigua/bromur de liti.

Calcular el cabal de refrigerant (F_r):

$$T_3 = T_{ev} \quad (40)$$

$$h_3 = f_w(T_{ev}) \quad (41)$$

$$T_1 = f_w(P_m) \quad (42)$$

$$h_1 = f_w(T_1) \quad (43)$$

$$h_2 = h_1 \quad (44)$$

$$F_r = \frac{Q_{ev}}{h_3 - h_2} \quad (45)$$

Emprant el balanç de matèria global i de LiBr a l'absorbidor, sent conegudes la concentració de la solució dèbil i la relació de circulació de la solució, calcular la concentració de la solució forta en percentatge màssic de LiBr (ξ_s):

$$\xi_s = \xi_w - \frac{\xi_w}{A} \quad (46)$$

el cabal de la solució forta (F_s):

$$F_s = \frac{F_r}{\left(1 - \frac{\xi_s}{\xi_w}\right)} \quad (47)$$

i el cabal de la solució dèbil (F_w):

$$F_w = F_s \left(\frac{\xi_s}{\xi_w}\right) \quad (48)$$

Calcular les propietats a la sortida de l'absorbidor:

$$T_4 = f_{w/LiBr}(P_1, \xi_s) \quad (49)$$

$$h_4 = f_{w/LiBr}(P_1, \xi_s) \quad (50)$$

Calcular les propietats a la sortida del generador de baixa pressió:

$$T_{12} = f_{w/LiBr}(P_m, \xi_w) \quad (51)$$

$$h_{12} = f_{w/LiBr}(P_m, \xi_w) \quad (52)$$

Calcular l'entalpia a l'entrada del absorbidor (h_{13}), utilitzant la relació de recuperació de calor a baixa pressió (HRLP):

$$h_{13} = h_{12} - \text{HRLP} (h_{12} - h_{22}) \quad (53)$$

$$T_{13} = f_{w/LiBr}(h_{13}, \xi_w) \quad (54)$$

L'estat del punt 22 es troba en condicions d'equilibri corresponents a la solució dèbil a l'entrada de l'absorbidor:

$$T_{22} = f_{w/LiBr}(P_1, \xi_w) \quad (55)$$

$$h_{22} = f_{w/LiBr}(P_1, \xi_w) \quad (56)$$

Determinar les propietats de la solució dèbil a la sortida de la vàlvula d'expansió, emprant les equacions ja presentades (3-8):

$$h_{14} = h_{13} \quad (57)$$

$$X_{q14} = f_{w/LiBr}(F_w, \xi_w, h_{14}, P_l) \quad (58)$$

Calcular el consum de potència de la bomba:

$$\rho_s = f_{w/LiBr}(T_{4,1}, \xi_s) \quad (59)$$

$$W_p = \frac{(P_h - P_l)}{\eta_p \rho_s} F_s \quad (60)$$

Calcular les propietats a la impulsió de la bomba:

$$h_5 = h_4 + \frac{W_p}{F_s} \quad (61)$$

$$T_5 = f_{w/LiBr}(h_5, \xi_s) \quad (62)$$

Emprant el balanç d'energia al bescanviador de calor de la solució a baixa pressió, calcular h_6 :

$$h_6 = \frac{F_w}{F_s} (h_{12} - h_{13}) + h_5 \quad (63)$$

3 - Procés iteratiu per a calcular les propietats de la solució intermèdia

Suposar un cabal de refrigerant produït en el generador d'alta pressió, F_r^{HPG} .

Calcular el cabal de refrigerant produït en el generador de baixa pressió, aplicant el balanç de matèria del refrigerant en el condensador:

$$F_r^{LPG} = F_r - F_r^{HPG} \quad (64)$$

Calcular el cabal de la solució intermèdia (F_m), aplicant el balanç de matèria global en el generador d'alta pressió:

$$F_m = F_s - F_r^{\text{HPG}} \quad (65)$$

Calcular la composició en pes de LiBr a la solució intermèdia, utilitzant el balanç de matèria de LiBr en el generador d'alta pressió:

$$\xi_m = \frac{F_s}{F_m} \xi_s \quad (66)$$

Calcular les propietats de la solució intermèdia i del refrigerant a la sortida del generador d'alta pressió:

$$T_9 = f_{w/\text{LiBr}}(P_h, \xi_m) \quad (67)$$

$$h_9 = f_{w/\text{LiBr}}(P_h, \xi_m) \quad (68)$$

$$T_{15} = T_9 \quad (69)$$

$$h_{15} = f_w(T_{15}, P_h) \quad (70)$$

Propietats del refrigerant utilitzat com a font d'energia en el generador de baixa pressió:

$$T_{16} = f_{w/\text{LiBr}}(P_h) \quad (71)$$

$$h_{16} = f_{w/\text{LiBr}}(P_h) \quad (72)$$

Propietats del vapor format en el generador de baixa pressió:

$$T_{18} = T_{12} \quad (73)$$

$$h_{18} = f_w(T_{18}, P_h) \quad (74)$$

Calcular l'entalpia de la solució intermèdia que entra al generador de baixa pressió, fent ús del balanç d'energia en el LPG:

$$h_{11} = \frac{F_w h_{12} + F_r^{\text{LPG}} h_{18} - Q_{\text{LPG}}}{F_m} \quad (75)$$

Sent Q_{LPG} la calor subministrada al generador de baixa pressió:

$$Q_{LPG} = F_r^{HPG} (h_{15} - h_{16}) \quad (76)$$

Càlcul de l'expansió isoentàlpica de la solució intermèdia

$$h_{10} = h_{11} \quad (77)$$

$$T_{10} = f_{w/LiBr}(h_{10}, \xi_m) \quad (78)$$

Utilitzant el concepte de factor de recuperació de calor i el balanç d'energia en el bescanviador de calor d'alta pressió, calcular l'entalpia de la solució forta entre el bescanviador de drenatge i el bescanviador d'alta pressió (h_7), i l'entalpia de la solució forta que entra al HPG (h_8):

$$h_7 = h_{23} - \frac{F_m}{F_s} \frac{HRHP}{HRHP} (h_9 - h_{10}) \quad (79)$$

$$T_7 = f_{w/LiBr}(h_7, \xi_s) \quad (80)$$

$$h_8 = HRHP h_{23} + (1 - HRHP) h_7 \quad (81)$$

$$T_8 = f_{w/LiBr}(h_8, \xi_s) \quad (82)$$

corresponent l'estat del punt 23, a la solució forta al generador en condicions de saturació:

$$T_{23} = f_{w/LiBr}(P_h, \xi_s) \quad (83)$$

$$h_{23} = f_{w/LiBr}(P_h, \xi_s) \quad (84)$$

Les característiques de la calor d'alta temperatura aportada al cicle, punt 19, les calcula el programa d'optimització. Les propietats del condensat que surt del HPG es calculen per:

$$T_{20} = f_w(P_{st}) \quad (85)$$

$$h_{20} = f_w(P_{st}) \quad (86)$$

on s'assumeixen condicions de líquid saturat. Calcular la temperatura i entalpia del retorn de condensat cap a la xarxa de vapor:

$$T_{21} = T_{20} - \eta_{\text{drain}} (T_{20} - T_6) \quad (87)$$

$$h_{21} = f_w(T_{11}, P_{st}) \quad (88)$$

El balanç de matèria en el bescanviador de drenatge s'utilitza per a obtenir el cabal de vapor subministrat al generador, com a aport extern de calor a alta temperatura:

$$F_{st} = F_s \frac{h_7 - h_6}{h_{20} - h_{21}} \quad (89)$$

Calcular la calor aportada al generador d'alta pressió:

$$Q_{\text{HPG}} = F_{st} (h_9 - h_{10}) \quad (90)$$

Calcular el nou valor per al cabal de refrigerant generat en el HPG, utilitzant el balanç d'energia en el generador d'alta pressió:

$$F_r^{\text{HPG}'} = \frac{Q_{\text{HPG}} - F_m h_9 + F_s h_8}{h_{15}} \quad (91)$$

Comparar el valor calculat de cabal de refrigeració amb el suposat inicialment, seguint el següent criteri de convergència:

$$\text{CONV} = \frac{|F_r^{\text{HPG}} - F_r^{\text{HPG}'}|}{F_r^{\text{HPG}}} \leq 10^{-3} \quad (92)$$

Si no es compleix, és necessària una nova iteració. Per contra, si es compleix, es continua amb el procediment de càlcul.

4 - *Calcular la calor bescanviada amb l'exterior i el COP*

Balanç d'energia a l'absorbidor:

$$Q_a = F_w h_8 + F_r h_3 - F_s h_4 \quad (93)$$

Balanç d'energia al generador d'alta pressió

$$Q_{HPG} = F_m h_9 + F_r^{HPG} h_{15} - F_s h_8 \quad (94)$$

Balanç d'energia al generador de baixa pressió

$$Q_{LPG} = F_w h_{12} + F_r^{LPG} h_{18} - F_m h_{11} \quad (95)$$

Balanç d'energia al condensador

$$Q_c = F_r^{LPG} h_{18} - F_r h_1 + F_r^{HPG} h_{17} \quad (96)$$

Balanç d'energia al bescanviador de drenatge:

$$Q_{drain} = F_{st} (h_{20} - h_{21}) \quad (97)$$

Calcular el consum d'aigua de refrigeració de torre:

$$F_{cw}^a = \frac{Q_a + Q_c}{H_{cw}^{out} - H_{cw}^{in}} \quad (98)$$

Calcular el COP:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_{drain} + Q_g + W_p} \quad (99)$$

MODELAT D'UN CICLE DE DOBLE EFECTE EN PARAL·LEL

Basat en el model esquematitzat a Xu et al. (1997), s'ha elaborat el model de càlcul que es presenta a continuació.

Procediment de càlcul

1 - Especificar les dades: Q_{ev} , P_c , T_{ev} , P_h , P_m , η_p , ξ_{sw} , A , $HRHP$, $HRLP$, η_{drain} , DRS .

2 - Calcular els cabals de la solució forta i dèbil

Calcular la pressió de baixa:

$$P_1 = f_w(T_{ev}) \quad (100)$$

Calcular el cabal de refrigerant (F_r):

$$T_3 = T_{ev} \quad (101)$$

$$h_3 = f_w(T_{ev}) \quad (102)$$

$$T_1 = f_w(P_m) \quad (103)$$

$$h_1 = f_w(T_1) \quad (104)$$

$$h_2 = h_1 \quad (105)$$

$$F_r = \frac{Q_{ev}}{h_3 - h_2} \quad (106)$$

Fent ús del balanç de matèria global i de LiBr a l'absorbidor, i sent la concentració de la solució dèbil i la relació de circulació de la solució conegudes, calcular la concentració de LiBr a la solució forta (ξ_s):

$$\xi_s = \xi_w - \frac{\xi_w}{A} \quad (107)$$

i el cabal de la solució forta (F_s):

$$F_s = \frac{F_r}{\left(1 - \frac{\xi_s}{\xi_w}\right)} \quad (108)$$

Utilitzant el concepte de relació de distribució de la solució (DRS), calcular el cabal de la solució forta que entra als generadors d'alta i de baixa pressió:

$$F_s^{\text{HPG}} = \text{DRS } F_s \quad (109)$$

$$F_s^{\text{LPG}} = F_s - F_s^{\text{HPG}} \quad (110)$$

i el cabal de la solució dèbil (F_w):

$$F_w = F_s \left(\frac{\xi_s}{\xi_w} \right) \quad (111)$$

Calcular les propietats a la sortida de l'absorbidor

$$T_4 = f_{w/LiBr}(P_1, \xi_s) \quad (112)$$

$$h_4 = f_{w/LiBr}(P_1, \xi_s) \quad (113)$$

Calcular el consum de potència de la bomba:

$$\rho_s^l = f_{w/LiBr}(T_4, 1 - \xi_s) \quad (114)$$

$$W_p^l = \frac{(P_m - P_l)}{\eta_p^l \rho_s^l} F_s \quad (115)$$

Calcular les propietats a la sortida de la bomba:

$$h_5 = h_4 + \frac{W_p^l}{F_s} \quad (116)$$

$$T_5 = f_{w/LiBr}(h_5, \xi_s) \quad (117)$$

3 - Procés iteratiu per a calcular les propietats de la solució intermèdia

Suposar el cabal de refrigerant produït en el generador d'alta pressió, F_r^{HPG} .

Calcular el cabal de refrigerant produït en el generador de baixa pressió, aplicant el balanç de matèria al condensador:

$$F_r^{LPG} = F_r - F_r^{HPG} \quad (118)$$

Calcular els cabals i concentracions de la solució dèbil:

$$F_w^{HPG} = F_s^{HPG} - F_r^{HPG} \quad (119)$$

$$F_w^{LPG} = F_s^{LPG} - F_r^{LPG} \quad (120)$$

$$F_w = F_w^{\text{HPG}} + F_w^{\text{LPG}} \quad (121)$$

$$\xi_w^{\text{HPG}} = \xi_s \left(\frac{F_s^{\text{HPG}}}{F_w^{\text{HPG}}} \right) \quad (122)$$

$$\xi_w^{\text{LPG}} = \xi_s \left(\frac{F_s^{\text{LPG}}}{F_w^{\text{LPG}}} \right) \quad (123)$$

Calcular les propietats de la solució dèbil i del refrigerant a la sortida del HPG:

$$T_{10} = f_{w/\text{LiBr}}(P_h, \xi_w^{\text{HPG}}) \quad (124)$$

$$h_{10} = f_{w/\text{LiBr}}(P_h, \xi_w^{\text{HPG}}) \quad (125)$$

$$T_{19} = T_{10} \quad (126)$$

$$h_{19} = f_w(T_{19}, P_h) \quad (127)$$

Calcular les propietats a la sortida del generador de baixa pressió:

$$T_{15} = f_{w/\text{LiBr}}(P_m, \xi_w^{\text{LPG}}) \quad (128)$$

$$h_{15} = f_{w/\text{LiBr}}(P_m, \xi_w^{\text{LPG}}) \quad (129)$$

Propietats del refrigerant produït en el generador de baixa pressió:

$$T_{22} = T_{15} \quad (130)$$

$$h_{22} = f_w(T_{22}, P_h) \quad (131)$$

Propietats del refrigerant ja condensat, utilitzat com a aport extern de calor al
LPG:

$$T_{20} = f_{w/\text{LiBr}}(P_h) \quad (132)$$

$$h_{20} = f_{w/\text{LiBr}}(P_h) \quad (133)$$

$$h_{21} = h_{20} \quad (134)$$

Calcular l'entalpia d'entrada de la solució forta al LPG, emprant el balanç d'energia al generador de baixa pressió:

$$h_{14} = \frac{F_w^{LPG} h_{15} + F_r^{LPG} h_{22} - Q_{LPG}}{F_s^{LPG}} \quad (135)$$

Sent Q_{LPG} la calor subministrada al LPG:

$$Q_{LPG} = F_r^{HPG} (h_{19} - h_{20}) \quad (136)$$

3.1 - Bucle intern per a calcular l'entalpia de la solució dèbil global

Suposar l'entalpia de la solució dèbil global, h_{16} .

Calcular l'entalpia a l'entrada del absorbidor (h_{18}), utilitzant el concepte de factor de recuperació de calor al bescanviador de baixa pressió:

$$h_{17} = h_{16} - H_{RLP} (h_{16} - h_{26}) \quad (137)$$

$$T_{17} = f_{w/LiBr}(h_{17}, \xi_w) \quad (138)$$

$$h_{18} = h_{17} \quad (139)$$

El punt 26 correspon a la solució dèbil en condicions d'equilibri a l'entrada de l'absorbidor:

$$T_{26} = f_{w/LiBr}(P_1, \xi_w) \quad (140)$$

$$h_{26} = f_{w/LiBr}(P_1, \xi_w) \quad (141)$$

Emprant el balanç d'energia del bescanviador a baixa pressió, calcular h_6 :

$$h_6 = \frac{F_w}{F_s} (h_{16} - h_{17}) + h_5 \quad (142)$$

$$T_6 = f_{w/LiBr}(h_6, \xi_s) \quad (143)$$

Separació de la solució forta:

$$h_7 = h_6 \quad (144)$$

$$h_{13} = h_6 \quad (145)$$

Calcular el consum de la bomba d'alta pressió:

$$\rho_s^h = f_{w/LiBr}(T_6, 1 - \xi_s) \quad (146)$$

$$W_p^h = \frac{(P_h - P_m)}{\eta_p^h \rho_s^h} F_s^{HPG} \quad (147)$$

Calcular les propietats a la sortida de la bomba:

$$h_8 = h_7 + \frac{W_p^h}{F_s^{HPG}} \quad (148)$$

$$T_8 = f_{w/LiBr}(h_8, \xi_s) \quad (149)$$

Utilitzant el concepte de factor de recuperació de calor (HRHP), calcular les propietats de la solució forta que entra al generador d'alta pressió:

$$h_9 = HRHP (h_{27} - h_8) + h_8 \quad (150)$$

L'estat del punt 27 correspon a la solució dèbil en condicions d'equilibri a l'entrada de l'absorbidor:

$$T_{27} = f_{w/LiBr}(P_h, \xi_s) \quad (151)$$

$$h_{27} = f_{w/LiBr}(P_h, \xi_s) \quad (152)$$

Aplicar el balanç d'energia al bescanviador d'alta pressió per obtenir l'entalpia de la solució dèbil a la sortida del bescanviador:

$$h_{11} = h_{10} - \frac{F_s^{HPG}}{F_w} (h_9 - h_8) \quad (153)$$

Calcular l'entalpia de la solució dèbil global, h_{16} :

$$h_{16} = \frac{F_w^{LPG}}{F_w} h_{15} + \frac{F_w^{HPG}}{F_w} h_{12} \quad (154)$$

Comparar el valor suposat amb el valor calculat d'entalpia, utilitzant el següent criteri de convergència:

$$LOOP = \frac{|h_{16} - h_{16}|}{h_{16}} \leq 10^{-3} \quad (155)$$

Si aquest criteri no es compleix s'inicia una nova iteració. Cas que es compleixi, es continua amb el procediment de càlcul:

$$T_{16} = f_{w/LiBr}(h_{16}, \xi_w) \quad (156)$$

$$h_{18} = h_{17} \quad (157)$$

$$X_{q18} = f_{w/LiBr}(F_w, 1 - \xi_w, h_{18}, P_1) \quad (158)$$

$$h_{12} = h_{11} \quad (159)$$

$$X_{q12} = f_{w/LiBr}(F_w^{HPG}, 1 - \xi_w^{HPG}, h_{12}, P_m) \quad (160)$$

Les propietats de l'energia externa a alta temperatura aportada al cicle, punt 23, s'obtenen del programa principal d'optimització. Calcular les propietats del condensat que surt del generador d'alta pressió:

$$T_{24} = f_w(P_{st}) \quad (161)$$

$$h_{24} = f_w(P_{st}) \quad (162)$$

on s'han assumit condicions de saturació per al líquid. Calcular la temperatura i entalpia del retorn de condensat a la xarxa de vapor:

$$T_{25} = T_{24} - \eta_{\text{drain}} (T_{24} - T_{13}) \quad (163)$$

$$h_{25} = f_w(T_{25}, P_{st}) \quad (164)$$

El balanç de matèria al bescanviador de drenatge s'utilitza per obtenir el cabal de vapor subministrat al generador com a font de calor externa:

$$F_{st} = F_s^{LPG} \frac{h_{14} - h_{13}}{h_{24} - h_{25}} \quad (165)$$

Calcular l'energia subministrada al HPG:

$$Q_{HPG} = F_{st} (h_{23} - h_{24}) \quad (166)$$

Calcular el nou valor del cabal de refrigerant generat en el HPG, utilitzant el balanç d'energia en el generador d'alta pressió:

$$F_r^{HPG} = \frac{Q_{HPG} - F_w^{HPG} h_{10} + F_s^{HPG} h_9}{h_{19}} \quad (167)$$

Comparar el valor suposat pel cabal de refrigerant i el calculat en el pas anterior, utilitzant el següent criteri de convergència:

$$CONV = \frac{|F_r^{HPG} - F_r^{HPG}|}{F_r^{HPG}} \leq 10^{-3} \quad (168)$$

Si no es compleix el criteri, s'inicia una nova iteració, en cas contrari, es continua amb el procediment de càlcul del cicle.

4 - Calcular la calor bescanviada amb l'exterior i el COP

Balanç d'energia a l'absorbidor:

$$Q_a = F_w h_{18} + F_r h_3 - F_s h_4 \quad (169)$$

Balanç d'energia al bescanviador d'alta pressió:

$$Q_{HPG} = F_w^{HPG} h_{10} + F_r^{HPG} h_{19} - F_s^{HPG} h_9 \quad (170)$$

Balanç d'energia al bescanviador de baixa pressió:

$$Q_{LPG} = F_w^{LPG} h_{15} + F_r^{LPG} h_{22} - F_s^{LPG} h_{14} \quad (171)$$

Balanç d'energia al condensador:

$$Q_c = F_r^{LPG} h_{22} - F_r h_1 + F_r^{HPG} h_{21} \quad (172)$$

Balanç d'energia al bescanviador de drenatge:

$$Q_{\text{drain}} = F_{st} (h_{24} - h_{25}) \quad (173)$$

Càlcul del cabal d'aigua de refrigeració de torre:

$$F_{cw}^a = \frac{Q_a + Q_c}{H_{cw}^{\text{out}} - H_{cw}^{\text{in}}} \quad (174)$$

Càlcul del COP:

$$\text{COP} = \frac{Q_{ev}}{Q_{\text{drain}} + Q_{HPG} + W_p^h + W_p^l} \quad (175)$$

2-5 CICLES D'ABSORCIÓ AMONÍAC-AIGUA DE SIMPLE ETAPA

DESCRIPCIÓ

Els principis de funcionament dels cicles de simple etapa amoníac/aigua (figura 9) són similars als ja comentats per als cicles aigua/bromur de liti, però existeixen algunes diferències importants. En aquests cicles, el refrigerant és l'amoníac, i, per tant, les pressions i temperatures a les quals treballa el cicle són més elevades. Una altra característica d'aquests cicles és que en aquest cas l'absorbent, l'aigua, presenta una pressió de vapor que no és negligible comparada amb la de l'amoníac. L'excessiva presència d'aigua al corrent de refrigerant afectaria negativament les prestacions de tot el cicle, i, per tant, per tal de reduir el contingut en aigua és necessari incloure una columna de destil·lació per assegurar una alta concentració d'amoníac en el refrigerant que abandona el generador. Els cicles amb amoníac/aigua permeten produir fred fins a temperatures de -55 °C, la qual cosa els fa idonis per a moltes aplicacions industrials que serien impossibles de realitzar amb cicles d'absorció d'aigua/bromur de liti. Normalment el COP es troba al voltant de 0.5.

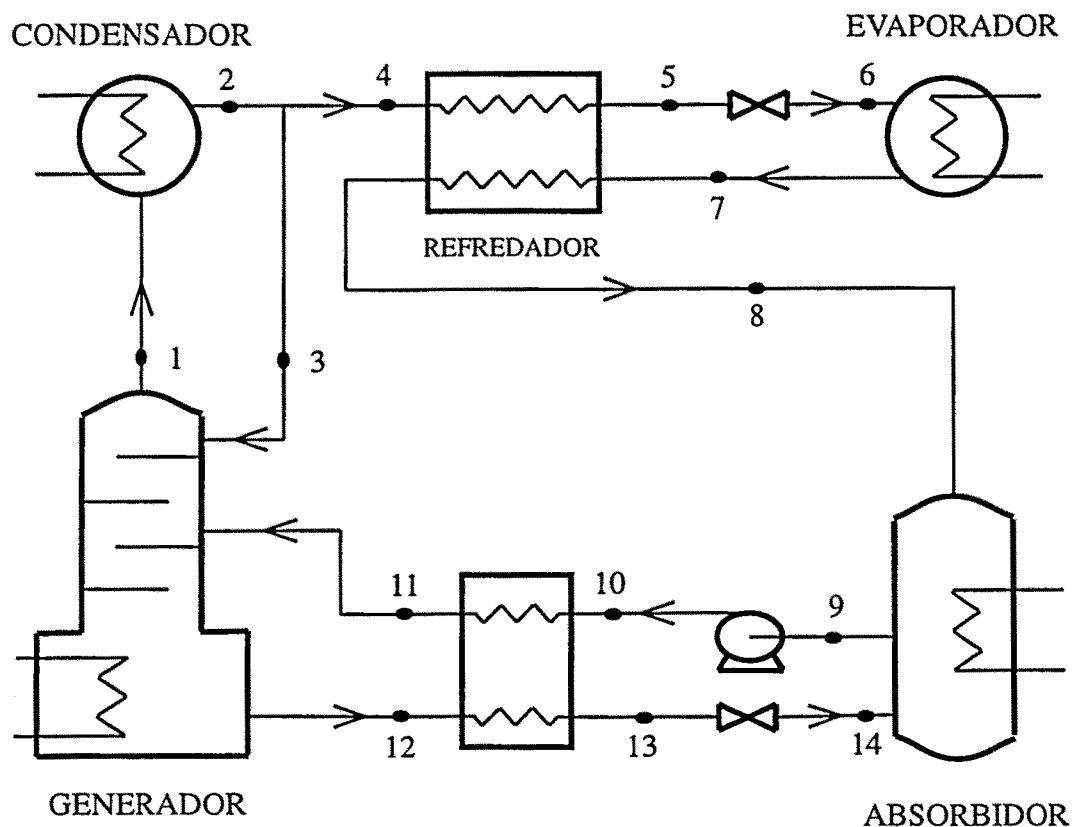


Figura 9 - Esquema d'un cicle amoníac/aigua d'una etapa.

Per millorar les prestacions del sistema, s'inclou un bescanviador anomenat refrigerador, que té com a finalitat subrefredar el refrigerant líquid que surt del condensador cedint calor al vapor de sortida de l'evaporador. Amb això s'aconsegueix que l'entalpia a l'entrada de l'evaporador disminueixi, i, si es manté la sortida de l'evaporador a la temperatura desitjada, és a dir, a una mateixa entalpia, la capacitat de refrigeració per kilogram de refrigerant es veu incrementada. Aquest benefici supera l'efecte negatiu que es produeix en augmentar al mateix temps la quantitat de calor que s'ha d'extreure de l'absorbidor, i la pèrdua de pressió addicional que suposa un nou bescanviador en les màquines reals.

Actualment el rang de potència per a l'aplicació dels cicles d'amoníac/aigua s'ha incrementat, i ja existeixen comercialment màquines amb capacitats de només 200 kW (Boada 1995). Els principals fabricants de cicles d'absorció d'amoníac, Colibri-Stork ketels i Borsig-Prematecnica, ofereixen actualment equips modulars estàndards per potències entre 300 i 1000 kW. A partir d'aquesta potència els equips es dissenyen específicament per a cada aplicació en particular.

MODELAT

Procediment de càlcul

1 - *Especificar les dades:* Q_{ev} , Y_r , P_h , P_l , T_{ev} , T_{sub} , X_s, X_w , η_p , R .

2 - *Càlcul de cabals i entalpies*

Calcular les propietats a l'entrada del condensador

$$T_1 = f_{A/w}(P_h, Y_r) \quad (176)$$

$$h_1 = f_{A/w}(T_1, Y_r) \quad (177)$$

Calcular les propietats a la sortida del condensador, considerant un procés de condensació total

$$X_r = Y_r \quad (178)$$

$$T_2 = f_{A/w}(P_h, X_r) \quad (179)$$

$$h_2 = f_{A/w}(T_2, X_r) \quad (180)$$

Calcular les propietats a la sortida del refredador

$$T_5 = T_4 - T_{sub} \quad (181)$$

$$h_5 = f_{A/w}(T_5, X_r) \quad (182)$$

Calcular les propietats a la sortida de l'evaporador. Coneixent l'entalpia ($h_6 = h_5$) i la pressió mitjançant un procés iteratiu:

a - Suposar una concentració d'amoníac en la fase líquida (x_l).

b - Calcular la concentració a l'equilibri de la fase vapor (x_v):

$$x_v = f_{A/w}(P, x_l) \quad (183)$$

c - Calcular la qualitat del vapor X_q :

$$X_q = \frac{m_v}{m} = \frac{x - x_l}{x_v - x_l} \quad (184)$$

on m_v és la massa de vapor, i m i x corresponen a la massa i composició global, respectivament.

d - Calcular la temperatura a l'equilibri (T):

$$T = f_{A/w}(P, x_l) \quad (185)$$

e - Calcular les entalpies a cada fase:

$$h_l = f_{A/w}(T, x_l) \quad (186)$$

$$h_v = f_{A/w}(T, x_v) \quad (187)$$

f - Comprovar que el balanç d'energia i el balanç global de matèria es compleixen:

$$h = h_l + X_q (h_v - h_l) \quad (188)$$

Si no es compleix, retornar al pas *a*. En cas afirmatiu continuar amb el procediment de càlcul:

$$T_6 = f_{A/w}(h_6, P_1) \quad (189)$$

Calcular les propietats a la sortida de l'evaporador parcial:

$$T_7 = T_{ev} \quad (190)$$

$$h_7 = f_{A/w}(P_1, T_7, X_r) \quad (191)$$

Calcular el cabal de refrigerant utilitzant el balanç d'energia a l'evaporador:

$$F_r = \frac{Q_{ev}}{h_7 - h_6} \quad (192)$$

Calcular el cabal de reflux:

$$F_R = R F_r \quad (193)$$

Calcular el cabal de refrigerant que surt de la secció de plats de la columna de destil·lació:

$$F_r^G = F_r + F_R \quad (194)$$

Calcular els cabals de les solucions líquides, utilitzant els balanços de matèria global i d'amoniac a l'absorbidor:

$$F_w = F_r \frac{Y_r - X_s}{X_s - X_w} \quad (195)$$

$$F_s = F_r + F_w \quad (196)$$

Suposant condicions de saturació, calcular la sortida de l'absorbidor:

$$T_9 = f_{A/W}(P_1, X_s) \quad (197)$$

$$h_9 = f_{A/W}(T_9, X_s) \quad (198)$$

Calcular el volum específic de la solució forta i el consum de potència de la bomba:

$$v_s = f_{A/W}(T_9, X_s) \quad (199)$$

$$W_p = \frac{(P_h - P_l) v_s F_s}{\eta_p} \quad (200)$$

Calcular les propietats de la solució forta que entra al bescanviador de calor de la solució:

$$h_{10} = h_9 + \frac{W_p}{F_s} \quad (201)$$

$$T_{10} = f_{A/W}(h_{10}, X_s) \quad (202)$$

Calcular les propietats de la solució dèbil que surt del generador:

$$T_{12} = f_{A/W}(P_h, X_w) \quad (203)$$

$$h_{12} = f_{A/W}(T_{12}, X_w) \quad (204)$$

Calcular les propietats de l'alimentació a la columna de destil·lació, considerant que es tracta de líquid saturat:

$$T_{11} = f_{A/W}(P_h, X_s) \quad (205)$$

$$h_{11} = f_{A/W}(T_{11}, X_s) \quad (206)$$

Aplicant el balanç d'energia del bescanviador de calor, calcular les propietats de la solució dèbil a la sortida d'aquest bescanviador:

$$h_{13} = h_{12} - \frac{F_s}{F_w} (h_{11} - h_{10}) \quad (207)$$

$$T_{13} = f_{A/W}(h_{13}, X_w) \quad (208)$$

Calcular les propietats d'entrada a l'absorbidor:

$$h_{14} = h_{13} \quad (209)$$

$$T_{14} = f_{A/W}(P_1, h_{14}, X_w) \quad (210)$$

Realitzar el balanç d'energia al refredador per a obtenir l'entalpia del refrigerant a l'entrada de l'absorbidor:

$$h_8 = h_4 - h_5 + h_7 \quad (211)$$

$$T_8 = f_{A/W}(P_1, h_8, X_r) \quad (212)$$

3 - Calcular la calor bescanviada i el COP

Balanç d'energia al generador, incloent la columna de destil·lació:

$$Q_g = F_r^G h_1 + F_w h_{12} - F_R h_3 - F_s h_{11} \quad (213)$$

Balanç d'energia al condensador:

$$Q_c = F_r^G (h_1 - h_2) \quad (214)$$

Balanç d'energia a l'absorbidor:

$$Q_a = F_w h_{14} + F_r h_8 - F_s h_9 \quad (215)$$

Càlcul del cabal d'aigua de refrigeració de torre:

$$F_{cw}^a = \frac{Q_a + Q_c}{H_{cw}^{out} - H_{cw}^{in}} \quad (216)$$

Calcular el COP:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{(Q_s + W_p)} \quad (217)$$

4 - Calcular el nombre d'etapes necessari a la columna de destil·lació. S'ha aplicat el procediment de càlcul de McCabe-Thiele, similar al presentat a Herold i Pande (1996).

Les següents expressions són necessàries:

Línia d'equilibri:

$$y = f_{A/W}(P, x) \quad (218)$$

Recta d'operació d'enriquiment:

$$y = \frac{R}{1+R} x + \frac{1}{1+R} X_r \quad (219)$$

Recta d'operació d'esgotament:

$$y = \frac{R F_r + F_s}{F_r (1+R)} x - \frac{F_w}{F_r (1+R)} X_w \quad (220)$$

2-6 CICLE D'ABSORCIÓ AMONÍAC/AIGUA DE DOBLE ETAPA

DESCRIPCIÓ

La principal característica d'aquest cicle és que disposa de dos grups d'evaporadors i absorbidors a diferents pressions per subministrar refrigeració a dos nivells diferents de temperatura. A més, disposa de dos refredadors, un per cada grup d'evaporador/absorbidor. Un esquema d'aquest cicle es mostra a la figura 10.

MODELAT

Procediment de càlcul

1 - Especificar les dades: $Q_{ev}^h, Q_{ev}^l, Y_r, P_h, P_m, P_l, T_{ev}^l, T_{ev}^h, T_{sub}^h, T_{sub}^l, X_s, X_w, \eta_p^l, \eta_p^h, R$.

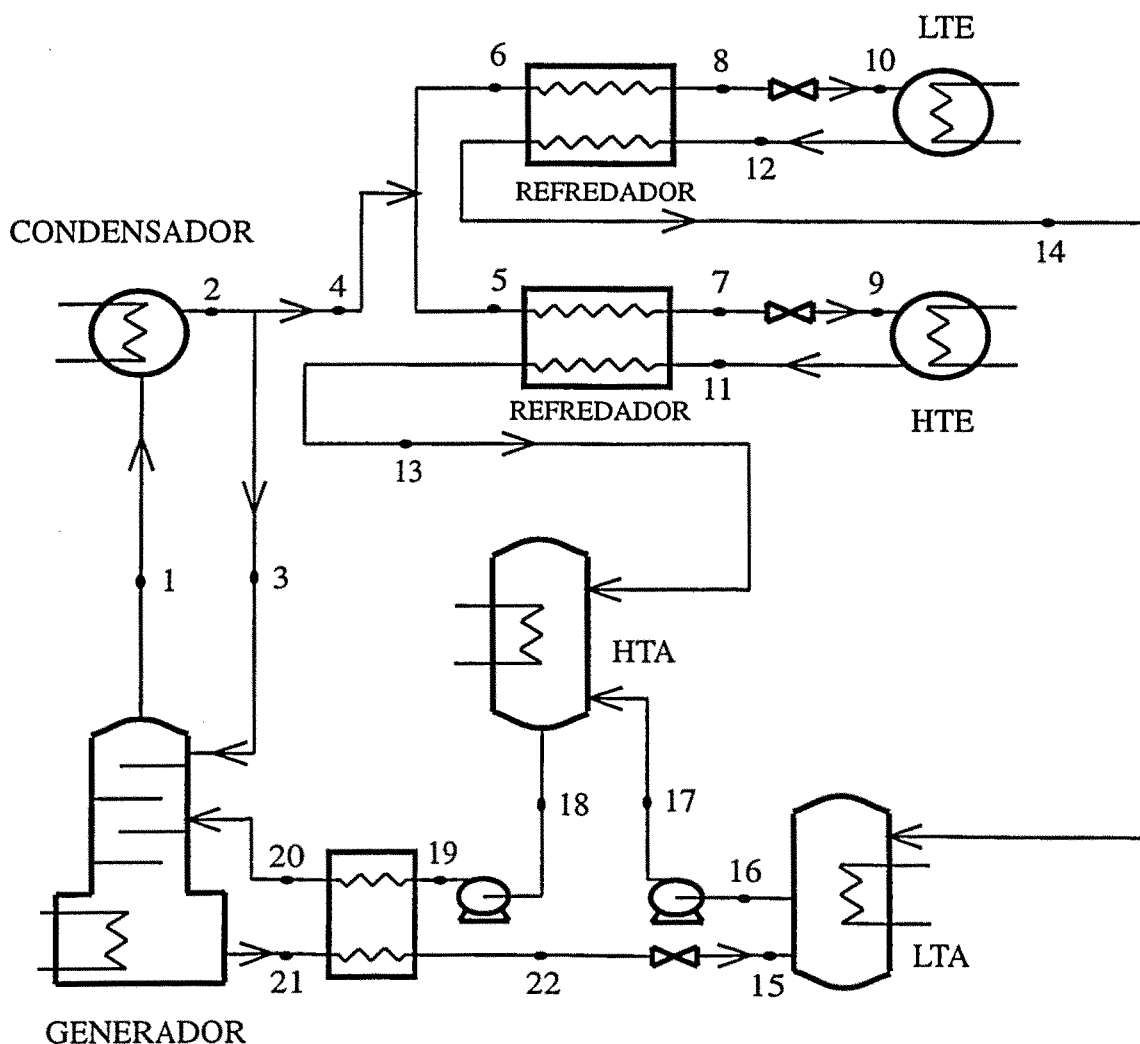


Figura 10 - Esquema d'un cicle amoníac/aigua de dues etapes.

2 - Càlcul de cabals i entalpies

Calcular les propietats a l'entrada del condensador:

$$T_1 = f_{A/w}(P_h, Y_r) \quad (221)$$

$$h_1 = f_{A/w}(T_1, Y_r) \quad (222)$$

Calcular les propietats a la sortida del condensador, assumint un procés de condensació total:

$$X_r = Y_r \quad (223)$$

$$T_2 = f_{A/w}(P_h, X_r) \quad (224)$$

$$h_2 = f_{A/w}(T_2, X_r) \quad (225)$$

Calcular les propietats a la sortida del refredador de baixa temperatura:

$$T_8 = T_6 - T_{\text{sub}}^l \quad (226)$$

$$h_8 = f_{A/w}(T_8, X_r) \quad (227)$$

Calcular les propietats a la sortida del refredador d'alta temperatura:

$$T_7 = T_5 - T_{\text{sub}}^h \quad (228)$$

$$h_7 = f_{A/w}(T_7, X_r) \quad (229)$$

Calcular les propietats a l'entrada de l'evaporador a baixa i alta temperatura, coneixent l'entalpia per les relacions següents:

$$h_{10} = h_8 \quad (230)$$

$$h_9 = h_7 \quad (231)$$

i la pressió, mitjançant un procés iteratiu.

$$T_{10} = f_{A/W}(h_{10}, P_1) \quad (232)$$

$$T_9 = f_{A/W}(h_9, P_m) \quad (233)$$

Calcular les propietats a la sortida de cadascun dels evaporadors parcials:

$$T_{12} = T_{ev}^l \quad (234)$$

$$T_{11} = T_{ev}^h \quad (235)$$

$$h_{12} = f_{A/W}(P_1, T_{12}, X_r) \quad (236)$$

$$h_{11} = f_{A/W}(P_m, T_{11}, X_r) \quad (237)$$

Calcular el cabal de refrigerant utilitzant el balanç d'energia a cada evaporador:

$$F_r^h = \frac{Q_{ev}^h}{(h_{11} - h_9)} \quad (238)$$

$$F_r^l = \frac{Q_{ev}^l}{(h_{12} - h_{10})} \quad (239)$$

Calcular el cabal global de refrigerant:

$$F_r = F_r^l + F_r^h \quad (240)$$

Calcular el cabal de reflux:

$$F_R = R F_r \quad (241)$$

Calcular el cabal de refrigerant que surt de la secció de plats de la columna de destil·lació:

$$F_r^G = F_r + F_R \quad (242)$$

Calcular els cabals de la solució dèbil i forta que surten del LTA, utilitzant el balanç de matèria global i d'amoníac a l'absorbidor de baixa temperatura:

$$F_w = F_r^l \frac{Y_r - X_s^l}{X_s^l - X_w} \quad (243)$$

$$F_s^l = F_r^l + F_w \quad (244)$$

Calcular el cabal de la solució forta que surt del HTA:

$$F_s^h = F_s^l + F_r^h \quad (245)$$

Calcular la concentració màssica d'amoníac a la solució forta que entra a la columna de destil.lació, utilitzant el balanç de matèria al HTA:

$$X_s^h = \frac{F_s^l X_s^l + F_r^h Y_r}{F_s^h} \quad (246)$$

Assumir condicions de saturació a la sortida dels absorbidors d'alta i baixa temperatura:

$$T_{18} = f_{A/W}(P_m, X_s^h) \quad (247)$$

$$h_{18} = f_{A/W}(T_{18}, X_s^h) \quad (248)$$

$$T_{16} = f_{A/W}(P_l, X_s^l) \quad (249)$$

$$h_{16} = f_{A/W}(T_{16}, X_s^l) \quad (250)$$

Calcular el volum específic de la solució forta i el consum de potència de les bombes de solució:

$$v_s^l = f_{A/W}(T_{16}, X_s^l) \quad (251)$$

$$v_s^h = f_{A/W}(T_{18}, X_s^h) \quad (252)$$

$$W_p^l = \frac{(P_m - P_l) v_s^l}{\eta_p^l} F_s^l \quad (253)$$

$$W_p^h = \frac{(P_h - P_m) v_s^h}{\eta_p^h} F_s^h \quad (254)$$

Calcular les propietats de la solució forta a la sortida de les bombes:

$$h_{17} = h_{16} + \frac{W_p^l}{F_s^l} \quad (255)$$

$$h_{19} = h_{18} + \frac{W_p^h}{F_s^h} \quad (256)$$

$$T_{17} = f_{A/W}(h_{17}, X_s^l) \quad (257)$$

$$T_{19} = f_{A/W}(h_{19}, X_s^h) \quad (258)$$

Calcular les propietats de la solució dèbil a la sortida del generador:

$$T_{21} = f_{A/W}(P_h, X_w) \quad (259)$$

$$h_{21} = f_{A/W}(T_{21}, X_w) \quad (260)$$

Calcular les propietats de l'alimentació a la columna de destil·lació, assumint condicions de líquid saturat:

$$T_{20} = f_{A/W}(P_h, X_s^h) \quad (261)$$

$$h_{20} = f_{A/W}(T_{20}, X_s^h) \quad (262)$$

Aplicant el balanç d'energia del bescanviador de la solució, calcular les propietats de la solució dèbil a sortida del bescanviador:

$$h_{22} = h_{21} + \frac{F_s^h}{F_w} (h_{19} - h_{20}) \quad (263)$$

$$T_{22} = f_{A/W}(h_{22}, X_w) \quad (264)$$

Calcular les propietats a l'entrada de l'absorbidor:

$$h_{15} = h_{22} \quad (265)$$

$$T_{15} = f_{A/W}(P_1, h_{15}, X_w) \quad (266)$$

Realitzar el balanç d'energia als refredadors per a obtenir l'entalpia del refrigerant a l'entrada de cadascun dels absorbidors:

$$h_{13} = h_5 - h_7 + h_{11} \quad (267)$$

$$T_{13} = f_{A/W}(P_1, h_{13}, X_r) \quad (268)$$

$$h_{14} = h_6 - h_8 + h_{12} \quad (269)$$

$$T_8 = f_{A/W}(P_1, h_{14}, X_r) \quad (270)$$

Les propietats de retorn de condensat es calculen mitjançant el balanç d'energia al generador i columna de destil·lació:

$$h_{24} = h_{23} + \frac{F_R h_3 + F_s^h h_{20} - F_r^G h_1 - F_w h_{21}}{F_{23}} \quad (271)$$

3 - Calcular la calor bescanviada i el COP

Balanç d'energia al generador incloent la columna de destil·lació:

$$Q_g = F_r^G h_1 + F_w h_{21} - F_R h_3 - F_s^h h_{20} \quad (272)$$

Balanç d'energia al condensador:

$$Q_c = F_r^G (h_1 - h_2) \quad (273)$$

Balanç d'energia al HTA i al LTA:

$$Q_a^h = F_s^l h_{17} + F_r^h h_{13} - F_s^h h_{18} \quad (274)$$

$$Q_a^l = F_r^l h_{14} + F_w h_{15} - F_s^l h_{16} \quad (275)$$

Calcular el consum d'aigua de refrigeració de torre:

$$F_{cw}^a = \frac{Q_a^h + Q_a^l + Q_c}{H_{cw}^{out} - H_{cw}^{in}} \quad (276)$$

Calcular el COP:

$$COP = \frac{Q_{ev}^l + Q_{ev}^h}{Q_g + W_p^l + W_p^h} \quad (277)$$

4 - *Calcular el nombre d'etapes necessari a la columna de destil·lació. S'ha aplicat el procediment de càlcul de McCabe-Thiele, similar al presentat a Herold i Pande (1996). Les següents expressions són necessàries per a aquest càlcul:*

Línia d'equilibri:

$$y = f_{A/W}(P, x) \quad (278)$$

Recta d'operació d'enriquiment:

$$y = \frac{R}{1+R} x + \frac{1}{1+R} X_r \quad (279)$$

Recta d'operació d'esgotament:

$$y = \frac{R F_r + F_s^h}{F_r(1+R)} x - \frac{F_w}{F_r(1+R)} X_w \quad (280)$$

CAPÍTOL 3

Integració de cicles d'absorció en plantes de producció d'energia

3-1 Planta global de producció d'energia

Introducció

Marc legislatiu de la producció elèctrica

Descripció i classificació dels cicles de cogeneració

Sistemes de refrigeració

3-2 Integració de cicles d'absorció

3-1 PLANTA GLOBAL DE PRODUCCIÓ D'ENERGIA

INTRODUCCIÓ

Tal com ja s'ha definit a l'inici del capítol 1, la planta global d'energia és una xarxa formada per diferents unitats amb la finalitat de satisfer les demandes d'electricitat, potència mecànica, calor i refrigeració d'una planta o d'un determinat complex industrial. A la figura 11 es presenta una configuració típica d'una planta global d'energia integrada amb una planta química de procés. Aquesta planta d'energia esta constituïda per diversos elements:

- Xarxa de vapor i cicle de cogeneració
- Xarxa elèctrica
- Sistema de refrigeració o de producció de fred

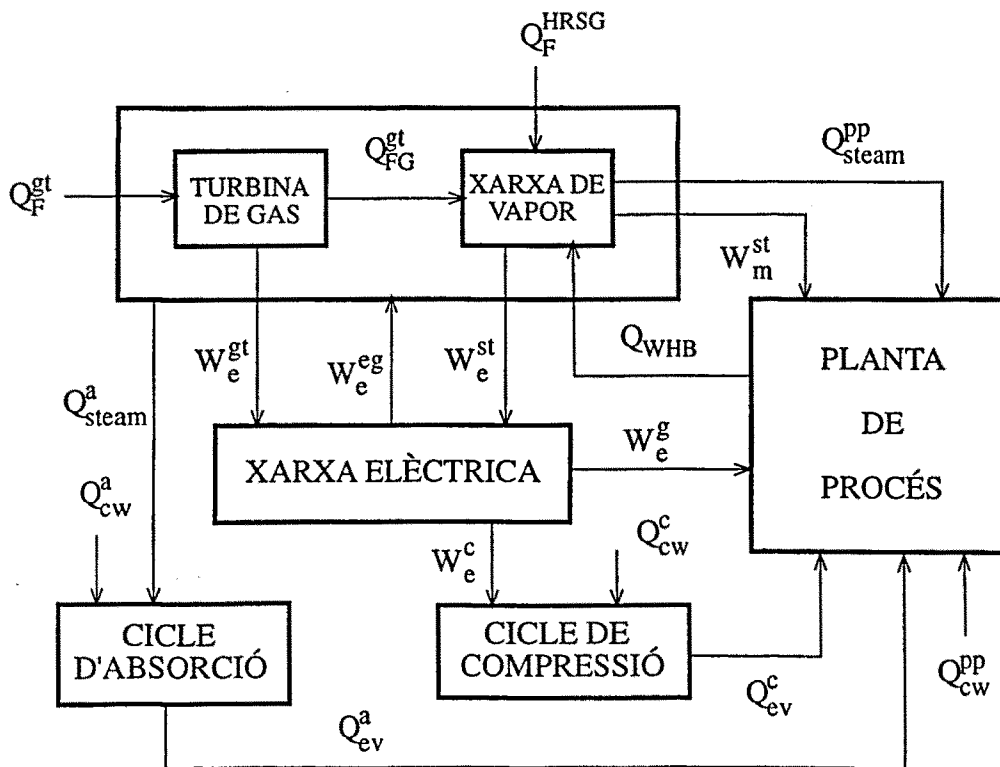


Figura 11 - Esquema d'una planta global d'energia i la seva interacció amb una planta de procés.

La xarxa de vapor d'una planta de procés és un sistema de generació i distribució de vapor als consumidors finals. El vapor pot ser utilitzat com a mitjà calefactor, consumit directament o utilitzat per produir potència elèctrica o mecànica.

En l'operació de la xarxa de vapor, en general, es consumeix combustible, aigua desmineralitzada, energia elèctrica i aigua de refrigeració.

Per a la producció de vapor a la xarxa s'utilitza un sistema convencional de calderes de vapor i/o un sistema de cogeneració, i si existeix, s'aprofita calor de les plantes de procés. El sistema de cogeneració consisteix en la producció conjunta d'electricitat (o energia mecànica) i energia tèrmica útil. Aquesta definició també permet classificar com a cogeneració aquells sistemes que utilitzen directament el calor dels gasos d'escapament, encara que el fet més habitual és la producció de vapor per transportar energia tèrmica als consumidors de calor. L'electricitat és consumida pel propi usuari que l'ha generada o, en cas d'excedent, pot ser exportada a la xarxa de distribució d'electricitat de l'empresa subministradora.

En aquesta memòria es tractaran només els cicles de cogeneració dotats amb turbines de gas, que són els més emprats per al subministrament d'energia a les plantes químiques de mitjana o alta capacitat. Els sistemes de cogeneració amb motors de combustió interna tenen unes característiques i un àmbit d'aplicació molt diferent.

El concepte d'eficiència global de la planta d'energia permet conèixer el grau d'aprofitament de l'energia subministrada a la planta. Aquesta eficiència es defineix com la relació entre l'energia útil obtinguda de l'operació de la planta i l'energia subministrada a la mateixa:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{W_e + Q_{\text{steam}}^{\text{PP}} + Q_{\text{ev}}}{Q_F} \quad (281)$$

on Q_F és l'energia aportada en forma de combustible:

$$Q_F = \sum_{i=1}^{N_{\text{HRSG}}} (Q_F^{\text{HRSG}})_i + \sum_{i=1}^{N_{\text{gt}}} (Q_F^{\text{gt}})_i \quad (282)$$

W_e és l'energia elèctrica neta generada:

$$W_e = \sum_{i=1}^{N_{\text{gt}}} (W_e^{\text{gt}})_i + \sum_{i=1}^{N_{\text{a}}} (W_e^{\text{st}})_i - \sum_{i=1}^{N_{\text{c}}} (W_e^{\text{c}})_i \quad (283)$$

$Q_{\text{steam}}^{\text{PP}}$ és la calor aportada a la planta de procés:

$$Q_{\text{steam}}^{\text{pp}} = \sum_{i=1}^{N_{\text{cst}}} (Q_{\text{steam},i}^{\text{pp}}) \quad (284)$$

Q_{ev} és el fred total generat:

$$Q_{\text{ev}} = \sum_{i=1}^{N_a} (Q_{\text{ev},i}^a) + \sum_{i=1}^{N_c} (Q_{\text{ev},i}^c) \quad (285)$$

MARC LEGISLATIU DE LA PRODUCCIÓ ELÈCTRICA

La producció elèctrica s'ha regulat durant els darrers anys per la llei 40/1994, de 30 de desembre, que es coneix com Llei d'Ordenació del Sistema Elèctric Nacional (LOSEN). Aquesta llei preveu en el seu capítol II, la creació del Règim Especial de Producció d'Energia Elèctrica. El Reial Decret 2366/94, del 9 de desembre, desenvolupa reglamentàriament el règim especial de producció elèctrica de la LOSEN, sobre producció d'energia elèctrica per a instal·lacions hidràuliques, de cogeneració i d'altres abastades per recursos o fonts d'energia renovables. Aquest R. D. indica les condicions que han de reunir aquestes instal·lacions i defineix una sèrie de requisits per a obtenir la seva autorització. La llei 54/1997 de 27 de novembre (BOE núm. 285) del sector elèctric substitueix a la anterior llei 40/1994. La novetat més important d'aquesta nova llei és troba a l'article 9 on es limiten les quantitats màximes d'energia aportades a la xarxa elèctrica externa. Per a productors de potència inferior a 25 MW, s'especifica que l'autoconsum ha de ser del 30 %, i per a productors d'igual o més de 25 MW, l'autoconsum d'energia elèctrica ha de ser del 50 %. El Reial Decret que desenvolupi aquesta llei encara no ha entrat en vigor.

La legislació estableix que les instal·lacions acollides al règim especial de producció elèctrica han de complir entre d'altres requisits, un Rendiment Elèctric Equivalent (REE) mínim, excepte en el cas que estiguin alimentades per residus o energies renovables. El REE es defineix com:

$$\text{REE} = \frac{E}{\left(Q - \frac{V}{0.9}\right)} \quad (286)$$

on E és l'energia elèctrica produïda mesurada als borns del generador, Q és l'energia tèrmica consumida per la màquina motriu expressada en poder calorífic inferior, i V és l'energia tèrmica útil demanada per a la planta de procés.

DESCRIPCIÓ I CLASSIFICACIÓ DELS CICLES DE COGENERACIÓ

En els sistemes de cogeneració l'energia tèrmica continguda als gasos d'escapament de la turbina de gas és aprofitada mitjançant un sistema de recuperació de calor, normalment una caldera de recuperació, la qual està dissenyada per a rebre un cabal de gas més gran que el que normalment existeix en calderes convencionals. La caldera de recuperació subministra vapor a la xarxa de distribució. És aquest aprofitament de l'energia tèrmica el que fa que el rendiment global en la utilització d'energia sigui alt, i doni lloc a un estalvi d'energia primària.

La producció de vapor depèn de les necessitats del procés, i es regula per mitjà del cremador de postcombustió, i per una vàlvula de by-pass dels gasos que van a la caldera de recuperació.

Els sistemes de cogeneració tenen diverses variants tecnològiques, les més importants de les quals són (Sala, 1994, i Heppenstall, 1998):

Segons l'accionament del sistema de generació d'electricitat:

- Cogeneració amb turbines de gas.
- Cogeneració amb turbines de gas i injecció de vapor.
- Cogeneració amb motors alternatius.

Segons la presència de turbina de vapor:

- Cogeneració amb turbina de vapor.
- Cogeneració amb turbina de gas i de vapor en cicle combinat.

Segons l'ús de l'energia tèrmica:

- Utilització directa dels gasos (processos d'assecat i forns a baixa temperatura).
- Utilització dels gasos en una caldera de recuperació.

El sistema de cogeneració emprant piles de combustible no s'ha inclòs a la descripció ja que s'escapa de l'àmbit d'aplicació del present treball.

La cogeneració s'ha estès molt ràpidament en dotar-la del marc legislatiu adequat i pels beneficis que aporta en front de la central convencional d'energia elèctrica:

- **Millor aprofitament de l'energia primària consumida.** En una central convencional s'aprofita un 40% de l'energia del combustible, mentre que en un

cicle de cogeneració està al voltant del 80% - 90%. Aquest estalvi en energia primària permet reduir el cost de la importació de primeres matèries energètiques.

- **La generació de l'electricitat en el mateix punt de consum** evita les pèrdues degudes a la distribució de l'electricitat, i, al mateix temps permet tenir marge de maniobra pel que fa a l'aprovisionament d'electricitat.
- L'usuari gaudeix d'**electricitat a un cost més baix** i del benefici generat per la venda d'excedents a la xarxa elèctrica exterior.
- **Millores mediambientals.** A causa de la major eficiència del procés, es col·labora amb la preservació de recursos naturals no renovables i es redueix la quantitat de contaminants emesos a l'atmosfera per combustió. La majoria de les plantes de cogeneració utilitzen gas natural com a combustible, i, per tant, tenen unes emissions de compostos de sofre i partícules sòlides inferiors a les calderes convencionals que cremen majoritàriament fuel, o carbó, com és el cas d'algunes centrals tèrmiques. A més, no es dissipen a l'ambient grans quantitats de calor com succeeix en els condensadors de les centrals termoelèctriques o nuclears.

Turbines de gas

Per a altes potències, l'elecció més habitual és la cogeneració amb turbines de gas, sobretot per sobre de 2 MW. Les turbines de gas es classifiquen atenent a la seva construcció en:

- **Turbines aeroderivades:** són turbines adaptades de les que s'utilitzen habitualment en altres camps, com per exemple en aviació.
- **Turbines industrials:** són turbines especialment dissenyades per a ús industrial, i requereixen menys esforç de manteniment.

En turbines de gas s'obté, aproximadament, una conversió del 33 % de l'energia del combustible en potència, un 1 % va a pèrdues mecàniques, elèctriques i de calor, passant el 66 % restant com a calor als gasos d'escapament de la turbina, que són conduïts a la caldera de recuperació per aprofitar aquesta calor i produir vapor.

Un cicle de turbina de gas disposa d'una cambra de combustió, on es realitza la barreja de l'aire amb el gas natural. La combustió té lloc a alta pressió amb un excés molt elevat d'aire, per assegurar una temperatura acceptable a l'entrada de la turbina. La relació kg de combustible, habitualment gas natural, per kg d'aire, s'anomena dosatge màssic, i es troba situada en valors de l'ordre de 0.015 - 0.017. Els gasos calents a altes temperatures generats en la cambra de combustió, s'expansionen en

una turbina, que és la que acciona el generador elèctric i també el compressor que s'utilitza per aspirar i comprimir l'aire atmosfèric fins a la pressió requerida a la cambra de combustió. L'aire ha de ser filtrat per a eliminar partícules sòlides. L'impacte de partícules sobre el compressor a 10000-20000 rpm deterioraria ràpidament les seves prestacions.

La temperatura de sortida de la cambra de combustió és la màxima de tot el cicle, i està únicament limitada per la resistència dels materials de construcció de la turbina, normalment a uns 1200 °C. A la turbina té lloc la conversió de l'energia tèrmica dels gasos, a alta temperatura i a alta pressió a la sortida de la cambra de combustió, en energia mecànica. Tal com ja s'ha explicat al paràgraf anterior, una part de la potència generada s'utilitza per accionar el compressor. La turbina pot ser d'un sol eix, si el compressor i la turbina estan muntats sobre el mateix eix, o de dos eixos si la turbina de potència i el generador de gas (compressor més turbina d'alta pressió) estan muntats damunt d'eixos diferents. En aquestes màquines la turbina de potència gira a una velocitat de rotació inferior. Els elements auxiliars que componen el cicle de turbina de gas, com per exemple, la caixa reductora, motor d'arrancada, sistema de lubricació, insonorització, etc. no es descriuran en aquest treball. A continuació es presenten molt breument els principals factors ambientals que afecten al rendiment de les turbines de gas. Tots ells tenen el seu fonament en la disminució del flux màssic a través de la TG en disminuir la densitat de l'aire ambient (Elmasri, 1993). Aquests factors són els següents:

- **Temperatura de l'aire.** Un augment de la temperatura de l'aire provoca una disminució de la potència generada. Aquest és el factor que més impacte té en les prestacions de la turbina.
- **Alçada de l'emplaçament.** En augmentar l'alçada de l'emplaçament físic de la TG, disminueix l'eficiència. Per cada 100 m es perd 1-1.5 % de potència.
- **Pèrdua de càrrega a l'entrada i sortida de la TG.** Per cada 150 mm c. a. (1.5 kPa) es perd 1.5-2.5 % de potència.

Els gasos d'escapament de la turbina tenen normalment una temperatura al voltant dels 500 °C. Aquest elevat contingut energètic, s'aprofita fent passar aquests gasos a una caldera de recuperació de calor, dissenyada per permetre el pas d'un gran volum de gas. Igual que les convencionals, la caldera pot ser de tubs d'aigua (aquotubulars) o de tubs de fums (pirotubulars), encara que les de tubs d'aigua són més habituals i de superior capacitat i pressió.

A causa del baix contingut en sofre del gas natural, la temperatura dels gasos d'escapament de la caldera, poden ser més baixes del que és habitual, sense perill de condensació d'àcids. El gas natural és el combustible majoritàriament utilitzat en sistemes de cogeneració, encara que és possible utilitzar-ne d'altres, incloent combustibles líquids. El Reial Decret 1914/1997 de gener de 1998, regula l'accés de tercers a la xarxa de gas natural, i estableix les condicions que ha de tenir un client per estar qualificat per adquirir el gas per compte propi i contractar per a la resta de serveis l'operador del sistema. A pesar d'això no es preveuen canvis importants del nivell de preus.

Les emissions a l'atmosfera en el cas d'utilitzar gas natural també són més reduïdes en comparació a altres combustibles. Els límits legals actualment vigents es troben al Reial decret 646/1991 del 22 d'abril, i s'han resumit a la Taula 1.

	Concentració (mg/Nm ³)
SO ₂	35
NO _x	350
Partícules Sòlides	5

Taula 1 - Límits legals d'emissions per combustió del gas natural.

La producció de vapor es pot incrementar amb la postcombustió, que consisteix a cremar més gas natural en els gasos d'escapament de la turbina. Això es possible gràcies a l'alt contingut en oxigen d'aquests gasos. A més, s'aconsegueix un augment de temperatura que millora la transferència de calor. Tal com s'ha esmentat ja prèviament, es poden també emprar altres combustibles en substitució del gas natural. En aquests casos és possible utilitzar turbines de gas duals que permeten l'ús de més d'un tipus de combustible. Això es dona principalment en els sistemes de cogeneració que abasten refineries de petroli o en aquelles instal·lacions on existeixen excedents de productes de baixa qualitat i molt barats econòmicament que són idonis per a ser utilitzats en la combustió. Cal notar, però, que normalment aquests combustibles donen unes prestacions inferiors i emissions a l'atmosfera de pitjor qualitat.

Una altra tècnica que actualment s'està aplicant cada cop més, és la possibilitat d'injectar vapor a la sortida del compressor, a la cambra de combustió o a l'entrada de la turbina de potència. Això permet:

- augmentar la potència generada.
- reduir les emissions de NO_x.

La cogeneració amb motor de combustió interna de gas o combustible líquid presenta un rendiment elèctric més elevat que les turbines de gas però presenta una sèrie d'inconvenients:

- L'energia tèrmica recuperable es troba a baixa temperatura i distribuït en diferents corrents (gasos d'escapament, refrigeració del motor i refrigeració de l'oli de lubricació), cosa que dificulta la seva recuperació.
- Menys flexibilitat d'operació, ja que la relació aire/combustible és pròxima a la unitat, i no és possible disposar d'un sistema de postcombustió.
- Vida útil d'operació més curta.

Aquests inconvenients fan que l'aplicació de motors de combustió interna per a cogeneració es restringeixi a instal·lacions de potència més baixa que la corresponent a les plantes d'energia que es pretenen estudiar en aquest treball, i, per tant, l'alternativa no serà inclosa.

SISTEMES DE REFRIGERACIÓ

Les demandes de fred per sota de la temperatura ambient, es poden satisfer utilitzant una àmplia varietat de cicles d'absorció i de compressió. Els diferents tipus de cicles de refrigeració per absorció ja han estat extensament descrits en el capítol 2.

Els cicles de refrigeració per compressió presenten una disposició d'equips similar als cicles d'absorció, però s'utilitza un compressor en lloc del sistema generador-absorbidor. A la Figura 12 es presenta l'esquema simplificat d'un cicle de compressió d'una sola etapa. La refrigeració per compressió, es produeix mitjançant un fluid que és condensat i evaporat contínuament completant un cicle a dues pressions diferents. El fluid, en el punt 3 de la figura, es troba en estat líquid i a alta pressió (P_h). S'expandeix isoentàlpicament fins a baixa pressió (punt 4), i seguidament es vaporitza a baixa pressió i a baixa temperatura a l'evaporador, extraient calor del medi que s'ha de refrigerar. La pressió del fluid s'incrementa gràcies a un compressor fins a la pressió P_h . Finalment, el fluid a alta pressió és condensat, cedint calor a l'exterior.

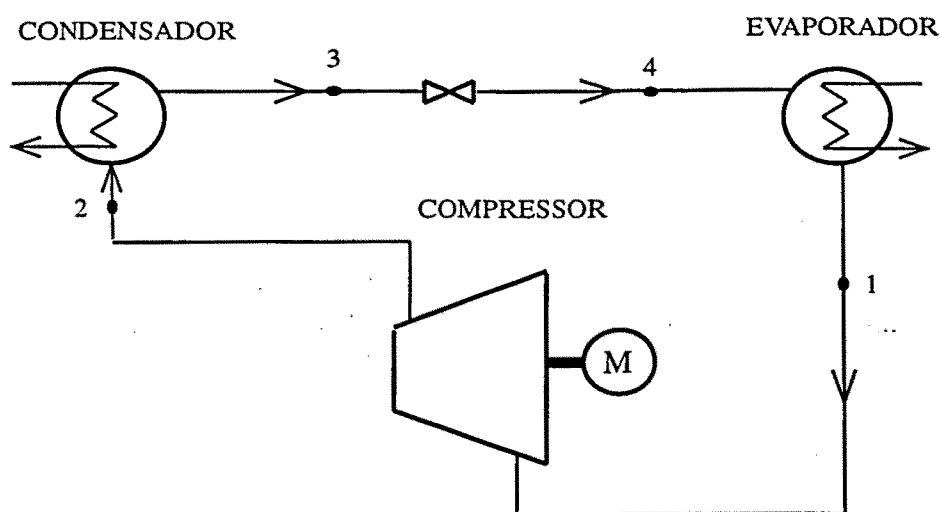


Figura 12 - Esquema d'un cicle de refrigeració per compressió.

La selecció del cicle de refrigeració no és una tasca fàcil. Aquesta selecció ve condicionada per les característiques pròpies de cada cicle. Per exemple:

- els cicles d'absorció aigua/bromur de liti no es poden aplicar per produir fred per sota de 5 °C
- cada tipus de cicle d'absorció requereix un aport de calor extern a un determinat nivell de pressió, per exemple, al voltant de 150 kPa per simple efecte, i entre 400 i 800 kPa per doble efecte en cicles d'aigua/bromur de liti
- els cicles de compressió són els més eficients, però consumeixen energia primària d'alta qualitat i al cost, amb el potencial increment del cost d'operació
- ...

A més de les característiques pròpies de cadascun dels cicles, en la selecció també s'han de considerar factors externs al cicle, que varien en cada planta, com per exemple:

- la **disponibilitat d'energia elèctrica** procedent de la xarxa general o generada localment
- la **disponibilitat de vapor** a diferents pressions i temperatures, generat de forma convencional o mitjançant cogeneració
- la **disponibilitat de calor excedent o residual**. Aquest calor residual és la calor que no pot ser eliminada ni reduïda encara més, per modificació de la planta de procés o del cicle que l'origina, i, que, per tant, només és possible la seva recuperació energètica.

- **les característiques de la font de calor:**
 - temperatura/pressió. Tal com s'ha comentat prèviament, això determinarà quins són els tipus de cicle de refrigeració que es poden emprar
 - cabal del fluid calefactor. Ha de ser suficient per generar la demanda de fred exigida. Per a obtenir un subministrament de fred estable, l'aport de calor també ha de ser estable. Si es tracta de vapor procedent de la xarxa, normalment no es presenta aquest problema
 - composició química. No han d'existir problemes greus de corrosió o erosió
- previsió o necessitat de realitzar **modificacions en la planta d'energia**, com ara possibles ampliacions de la producció o substitució d'equips existents

Per tant, a causa del gran nombre i varietat de paràmetres que es veuen implicats en la integració dels cicles d'absorció en plantes d'energia, és molt difícil generalitzar en l'elecció del cicle de refrigeració.

D'acord amb això, per a seleccionar el cicle més eficient per una determinada demanda de refrigeració, és no només necessari modelar les prestacions del cicle, sinó també tenir en compte les interaccions entre el sistema d'energia i els diferents cicles considerats, optimitzant la planta d'energia global, és a dir, la planta d'energia més el cicle de refrigeració.

3-2 INTEGRACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ

La metodologia proposada en aquesta tesi per a la integració de cicles de refrigeració per absorció en sistemes industrials de producció d'energia, es basa en cinc grans apartats tal com s'ha esquematitzat a la figura 13.

La font de calor i la càrrega de refrigeració varien d'una instal·lació a una altra. Per tant, el primer pas consisteix a realitzar una recopilació de dades de la planta d'energia.

Un cop s'han especificat quines són les característiques de la planta d'energia i de la demanda de fred que és pretén cobrir, el següent pas és seleccionar els cicles de refrigeració candidats que podrien satisfer l'esmentada demanda de fred, és a dir, establir quines són les alternatives de disseny existents per a subministrar el fred necessari a la planta de procés. Per escollir aquests cicles s'han de considerar les limitacions tècniques pròpies de cada cicle. Per exemple, si es desitja obtenir aigua freda a 0 °C, s'hauran de descartar aquells cicles que treballin amb aigua/bromur de liti, i per tant, es consideraran únicament els cicles d'amoniac i de refrigeració per compressió. La inclusió dels cicles de refrigeració es realitza utilitzant el programa XV,

el qual permet la simulació i optimització de plantes d'energia. Tal com ja s'ha comentat anteriorment, aquest programa s'aplica a plantes industrials ja existents i no es consideraran plantes d'energia per a aplicacions comercials o residencials.

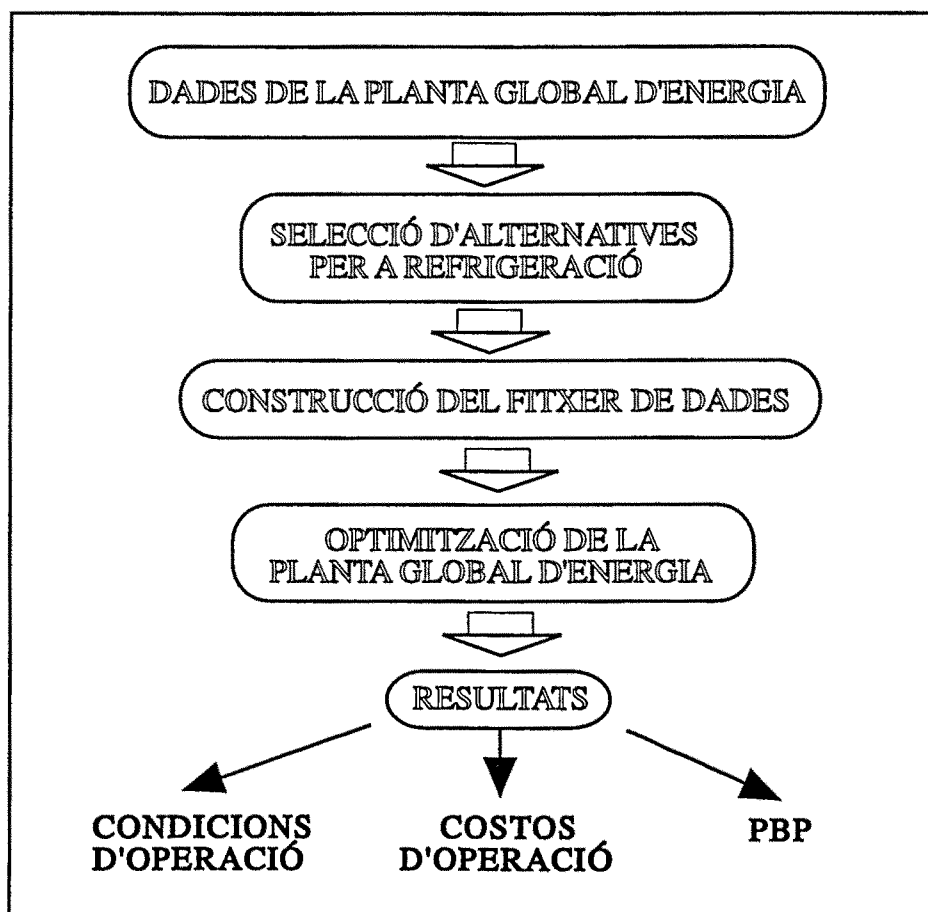


Figura 13 - Metodologia per a la integració de cicles de refrigeració en plantes d'energia.

En el tercer pas de la metodologia implementada en aquest programa, es construeix un fitxer de dades estàndard on s'introdueixen la topologia de la planta d'energia i les seves característiques específiques, és a dir, quins i de quin tipus són els equips inclosos a la planta, a més dels paràmetres d'operació dels equips, com per exemple, pressions, eficiències, cabals màxims, etc. Basant-se en aquest fitxer, el programa automàticament construeix un sistema d'equacions linealitzat que descriu els balanços de matèria i energia, i també les restriccions físiques de disseny dels equips que formen la planta.

En el quart pas de la metodologia, es realitza l'optimització de la planta d'energia incloent el cicle o cicles de refrigeració considerats. Inicialment, el programa realitza una simulació de la planta, donant un primer conjunt de variables (cabals, entalpies, temperatures, consums de fuel,...) d'acord amb el sistema d'equacions.

Aquests resultats s'utilitzen com un punt de partida per a realitzar l'optimització de cabals i entalpies utilitzant un algoritme de Programació Lineal Seqüencial (SLP). Per a una explicació més detallada d'aquest algoritme veure Miquel (1991). El programa inclou models per a la simulació i optimització de totes les unitats que normalment es troben presents en les plantes de producció simultània de potència i calor. En la versió anterior del programa XV elaborada per Miquel (1991), es van modelar les següents unitats:

- Calderes convencionals.
- Diferents tipus de col·lectors:
 - col·lectors de vapor
 - col·lectors de condensat
 - col·lectors d'aigua de caldera
- Calderes de recuperació de calor de procés.
- Turbines de vapor amb possibilitat de realitzar extraccions laterals:
 - Turbines de vapor de Contrapressió
 - Turbines de vapor de Condensació
- Compressors de vapor.
- Consumidors de vapor.
- Condensadors de vapor.
- Vàlvules reductores de pressió.
- Flashos.
- Desgasificador.
- Motors elèctrics.

Posteriorment es van afegir els següents equips (Bruno, 1996, i Fernández, 1997):

- Sistema de Cogeneració, format per una TG i una caldera de recuperació. Existeix l'opció d'utilitzar injecció de vapor a la turbina de gas i també l'opció d'utilitzar postcombustió en la caldera de recuperació.

I, finalment, s'han inclòs els cicles de refrigeració que es troben disponibles actualment al mercat:

- Cicles d'absorció aigua/bromur de liti:
 - Simple efecte
 - Doble efecte, flux en sèrie

Doble efecte flux en paral·lel

- Cicles de refrigeració per absorció amoníac/aigua:
 - Simple etapa
 - Doble etapa
- Cicle de refrigeració per compressió

El col·lector de vapor que subministrarà el vapor necessari per accionar el cicle d'absorció s'ha d'escollir d'acord amb el tipus de cicle considerat i s'ha d'especificar al fitxer de dades esmentat, així com la resta de dades d'entrada del cicle. En aquest mètode d'integració, el cicle de refrigeració candidat és un mòdul que produeix la càrrega de refrigeració demanada (Q_{ev}) a un nivell de temperatura especificat, agafant el calor necessari de la xarxa de vapor. La sortida de la simulació del cicle determina les característiques del retorn de condensat cap a la xarxa de vapor, i les propietats de cadascun dels corrents del cicle d'absorció, així com la seva eficiència, d'acord amb els models detallats en el capítol 2 d'aquest treball.

Les condicions d'operació de la planta d'energia, i, per tant, les característiques de l'aport extern de calor al cicle les determina el programa d'optimització, utilitzant com a funció objectiu (f_{of}) els costos d'operació de la planta global d'energia. Aquesta funció ve donada per la següent expressió:

$$\begin{aligned}
 f_{of} = & \left(\sum_{i=1}^{N_{HRSG}} (Q_F^{HRSG})_i + \sum_{i=1}^{N_{gt}} (Q_F^{gt})_i \right) C_F + \\
 & \left(\sum_{i=1}^{N_a} (Q_{Cw}^a)_i + \sum_{i=1}^{N_c} (Q_{Cw}^c)_i \right) C_{cw} + F_{dw} C_{dw} + \\
 & \left(\sum_{i=1}^{N_c} (W_e^c)_i + W_e^{eg} - \sum_{i=1}^{N_{gt}} (W_e^{gt})_i - \sum_{i=1}^{N_{st}} (W_e^{st})_i \right) C_e
 \end{aligned} \tag{287}$$

que expressada en paraules és:

$$\begin{aligned}
 F_{of} = & \text{Cost total del fuel} + \text{Cost total de l'aigua de refrigeració} + \\
 & \text{Cost de l'aigua desmineralitzada} + \\
 & \text{Cost de l'electricitat consumida} - \text{Benefici de l'electricitat generada}
 \end{aligned}$$

Tal com es veu en l'expressió anterior, quan se selecciona un cicle de compressió, els costos de l'electricitat i l'aigua de refrigeració consumits al cicle s'inclouen a la funció de cost. Però, per al cicle de compressió, les condicions d'operació dins del cicle no es modelitzen, ja que no hi ha interacció amb la xarxa de

vapor que es vol optimitzar. En el cas dels cicles d'absorció, s'inclouen els costos de l'aigua de refrigeració, i quan es requereix un aport extra de combustible aquest es contabilitza a la caldera corresponent.

Finalment, en el cinquè pas, aplicant el mètode descrit a la figura 10, s'obtenen els costos d'operació i les prestacions de la planta d'energia utilitzant cadascun dels cicles de refrigeració considerats. Aquests resultats s'analitzen per a determinar quin és el cicle que ofereix millor resultat pel que fa a costos d'operació. Quan els cicles que presenten un cost d'inversió més alt són també els que ofereixen un cost d'operació més atractiu, es fa necessari calcular el període de retorn de la inversió (PBP) per a determinar quina de les alternatives de disseny és més viable. El temps de retorn de la inversió o payback period (PBP), s'ha calculat de la següent manera:

$$\text{PBP} = \frac{C_{FC}}{B - A_{FC}} \quad (288)$$

on :

C_{FC} és el cost de la inversió necessària

B és el benefici anual obtingut amb l'alternativa de disseny proposada

A_{FC} és l'amortització anual de la inversió, que es defineix com:

$$A_{FC} = C_{FC} f \quad (289)$$

on f és el factor de recuperació de capital:

$$f = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (290)$$

que en aquest treball s'ha agafat com 0.12 ($i=0.1$, $n=20$). Evidentment, quan es dona el cas en què els cicles d'absorció que presenten els pitjors costos d'operació són també els que tenen un cost d'inversió més alt, no és necessari cap tipus d'anàlisi per incloure el cost d'inversió. Un altre paràmetre important per a l'avaluació econòmica de projectes és el Valor Actualitzat Net (VAN, o també NPV, Net Present Value) que indica la diferència entre els estalvis al llarg de la vida del projecte i la inversió realitzada. El VAN es calcula de la següent manera:

$$\text{VAN} = \frac{B}{f} - C_{FC} \quad (291)$$

Els costos d'inversió per a cicles d'absorció es poden obtenir de les dades bibliogràfiques existents (Sahún and Valle, 1994, Dorgan, 1995, Garret 1989) o directament dels fabricants.

CAPÍTOL 4

*Integració de cicles d'absorció amoníac/aigua en plantes de producció d'energia.
Aplicació a una planta petroquímica de Tarragona*

- 4-1 Introducció**
- 4-2 Descripció de la planta**
- 4-3 Anàlisi de les alternatives de refrigeració en la planta actual**
- 4-4 Utilització de vapor excedent**
- 4-5 Increment de la potència del sistema de cogeneració
Càlcul de l'eficiència de la planta global d'energia**
- 4-6 Resum de resultats**

4-1 INTRODUCCIÓ

La millor manera de verificar si la metodologia proposada per a la integració de cicles d'absorció resulta adequada és mitjançant la seva comprovació en una instal·lació industrial en operació. Amb aquesta finalitat s'ha escollit la planta de producció d'energia del complex petroquímic de l'empresa Bayer a Tarragona. En aquesta planta es satisfan les necessitats de calor i electricitat de les plantes de procés de la factoria. La demanda de fred es cobreix amb sistemes de refrigeració per compressió accionats per energia elèctrica.

Es va considerar d'interès per a l'empresa i per al grup de recerca, estudiar en diferents condicions d'operació de la planta, la viabilitat de la integració dels cicles d'absorció d'amoníac/aigua que poden complementar i/o substituir l'actual sistema de refrigeració per compressió.

4-2 DESCRIPCIÓ DE LA PLANTA

A la figura 14 es presenta un esquema simplificat de la planta d'energia de Bayer a les seves instal·lacions de Tarragona.

Aquesta planta produeix electricitat i vapor, utilitzant el que s'anomena cicle combinat. La planta consisteix principalment en dues unitats diferents de turbina de gas (GT-1, GT-2), dues calderes de recuperació de calor (HRSG-1, HRSG-2), una caldera de recuperació de calor de procés, una turbina de vapor de contrapressió de 1100 kW, amb dues sortides de vapor, una a baixa pressió (602 kPa), i una altra a mitja pressió (1818 kPa) que s'utilitza com vapor d'injecció a la turbina GT-2. La potència generada per aquesta turbina s'utilitza per a produir energia elèctrica.

La turbina de gas GT-1 té una capacitat de 5 MW. El calor contingut en els gasos d'escapament d'aquesta turbina, es recupera a la caldera HRSG-1, per a produir vapor a alta pressió (3100 kPa). En aquesta caldera hi ha l'opció d'utilitzar postcombustió. La turbina de gas GT-2 té una potència de 7 MW utilitzant injecció de vapor de mitja pressió extret de la turbina de vapor, per tal d'incrementar la potència generada. Per a una descripció d'aquesta tècnica es pot consultar el treball de Penning i de Lange (1996). Els gasos d'escapament s'utilitzen per generar vapor a la caldera HRSG-2, sense postcombustió. En les dues calderes es produeix un flash de la purga, per a obtenir vapor de baixa pressió adicional. La caldera WHB recupera calor de procés (1685 kW) generant vapor d'alta pressió.

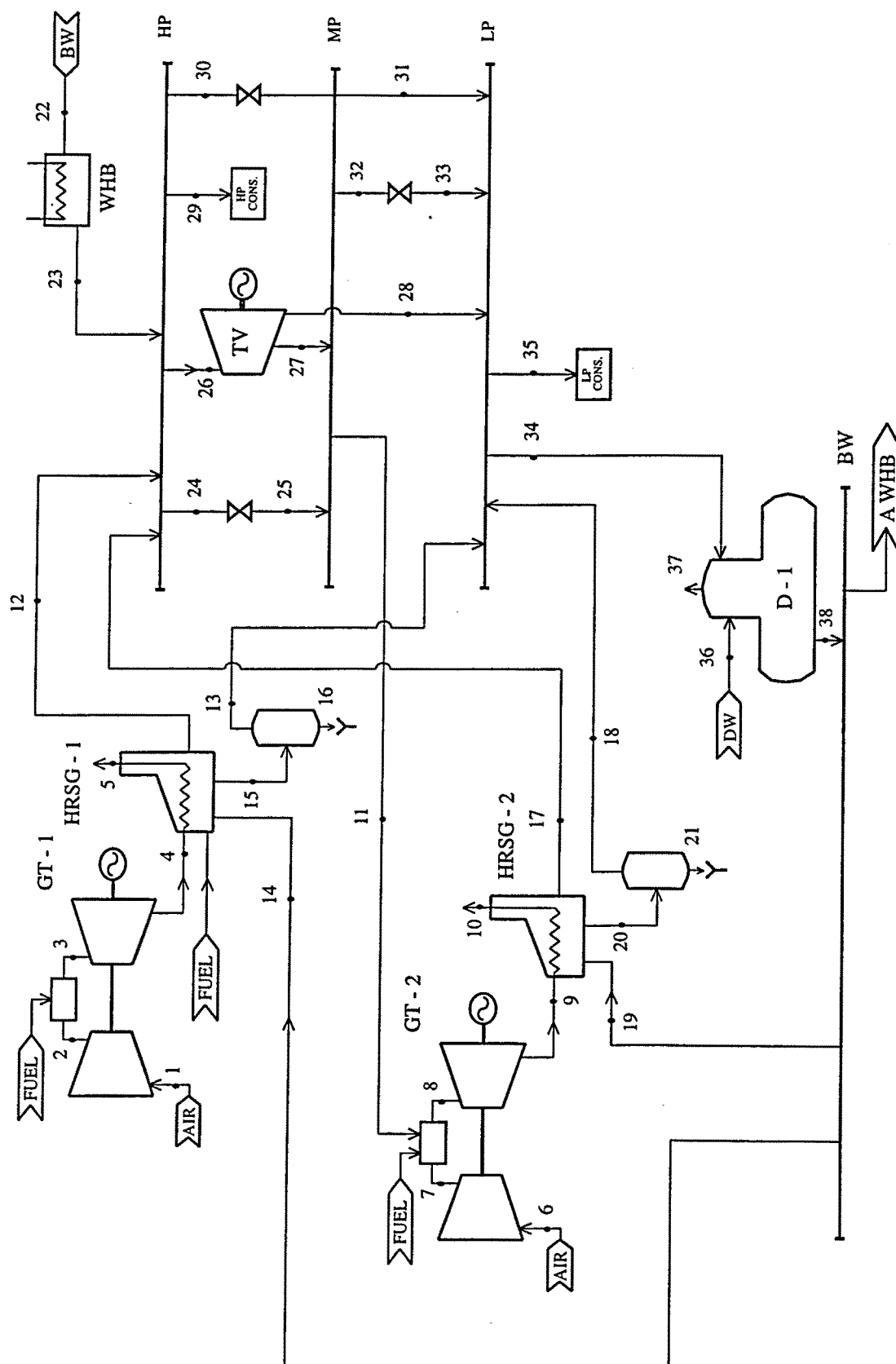


Figura 14 - Esquema de la planta d'energies.

La xarxa de distribució de vapor satisfà la demanda de calor a alta pressió (4300 kW) i a baixa pressió (11204 kW). Cap dels consumidors, és a dir, de les plantes de procés, retorna condensat. El desgasificador s'utilitza per a eliminar els gasos dissolts en l'aigua d'alimentació de calderes. Seguidament aquesta aigua es distribueix a cadascuna de les calderes.

Les plantes químiques de procés requereixen refrigeració a dos nivells de temperatura, 0 °C i -20 °C. Aquesta demanda està actualment coberta amb cicles de refrigeració per compressió. El COP d'aquests cicles és de 6.0 i 3.0, per 0 °C i -20 °C, respectivament. La càrrega de refrigeració al llarg de l'any no és regular, per tant s'han agafat mitjanes mensuals. S'ha considerat un factor d'utilització de la planta d'aproximadament del 96%, és a dir, s'han assumit 8400 hores d'operació per any. D'acord amb això, l'any s'ha dividit en tres períodes, tal com mostra la taula 2.

Període	Mesos	Temps (h/any)	Càrrega de Refrigeració
1	Octubre-Abril	4872	470 kW a 0 °C 1917 kW a -20 °C
2	Maig-Juny	1428	680 kW a 0 °C 2265 kW a -20 °C
3	Juliol-Setembre	2100	889 kW a 0 °C 2788 kW a -20 °C

Taula 2 - Variació de la càrrega de refrigeració al llarg de l'any.

L'estudi que es presenta està dedicat a l'anàlisi de les alternatives reals que existeixen en la planta d'energia per a subministrar la refrigeració demanada, quan els cicles de compressió existents han arribat al límit de la seva vida operativa, i han de ser reemplaçats. Aquesta situació és molt similar a la que es presenta quan es construeix una nova planta, i es plantegen diferents alternatives de disseny per al sistema de refrigeració.

Les esmentades demandes de refrigeració es poden cobrir emprant cicles de compressió o d'absorció amoníac/aigua. La figura 15 mostra com el cicle d'absorció d'amoníac/aigua interacciona amb la xarxa de vapor de la planta d'energia. Tal com mostra aquesta figura el cicle d'absorció agafa vapor directament del col·lector de baixa pressió ja existent a la planta d'energies. A causa de les característiques de les necessitats de fred existents, es poden utilitzar cicles d'absorció d'una i de dues etapes. Es recomana veure el capítol 2 per a una explicació detallada d'aquests tipus de cicles. Quan només es considera un cicle d'absorció per a un nivell de temperatura, per l'altre nivell s'ha d'incloure un cicle de compressió. Les alternatives que es poden explorar per a la planta de refrigeració es presenten a la taula 3.

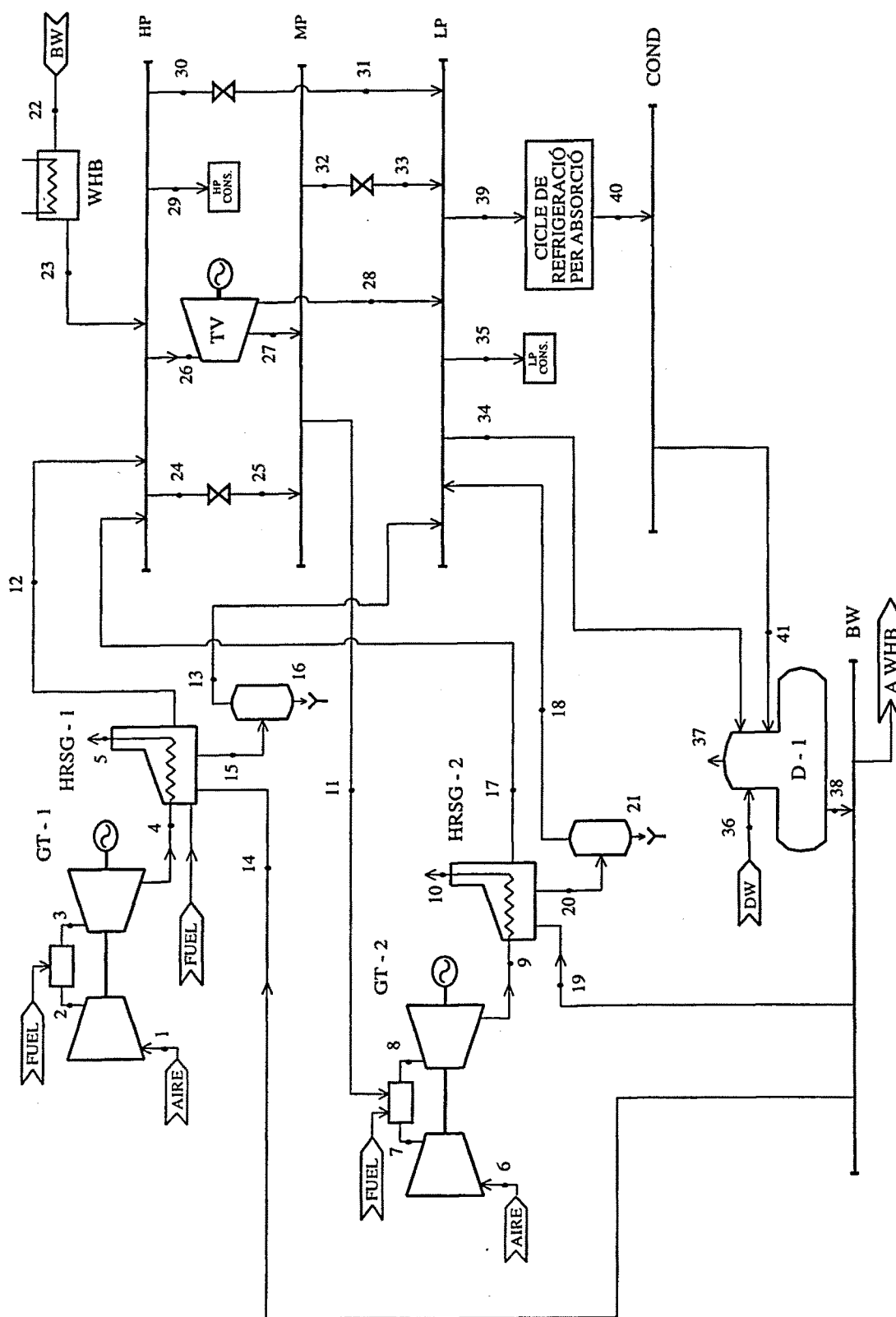


Figura 15 - Esquema de la planta d'energia amb la inclusió d'un cicle d'absorció.

Alternativa	Cicle
A	Utilitzar únicament cicles de compressió. Aquesta és la solució que s'aplica actualment.
B	Utilitzar un cicle d'absorció per a 0 °C (càrrega de refrigeració baixa), i un cicle de compressió per a -20 °C (càrrega de refrigeració alta).
C	Utilitzar un cicle d'absorció per a -20 °C (càrrega de refrigeració alta), un cicle de compressió per 0 °C (càrrega de refrigeració baixa).
D	Utilitzar un cicle d'absorció de dues etapes per a ambdues demandes.

Taula 3 - Alternatives de disseny per refrigeració.

Les alternatives A i D de la taula 3 corresponen als casos extrems en que únicament s'utilitza compressió o únicament absorció. En el cas de considerar la substitució de només una de les unitats de compressió, la de 0 °C o de -20 °C, s'han inclòs les alternatives B i C.

Tal com ja s'ha comentat prèviament en altres capítols, aquestes alternatives no es poden considerar aïlladament. El més adequat és fer una anàlisi d'aquestes alternatives en diferents escenaris. Aquests escenaris depenen de factors d'instal·lació, com són, unitats que es poden o s'han de reemplaçar, ser substituïdes per altres equips, augmentar la seva capacitat en trobar-se actualment treballant per sota de la seva capacitat màxima, etc. S'han estudiat tres escenaris que es presentaran tot seguit:

- 1 - Anàlisi de les alternatives de refrigeració en la planta actual
- 2 - Utilització de vapor excedent
- 3 - Increment de la potència del sistema de cogeneració

4-3 ANÀLISI DE LES ALTERNATIVES DE REFRIGERACIÓ EN LA PLANTA ACTUAL

En aquest escenari, tots els equips de la planta es mantenen a la seva capacitat actual. Per a cada període de l'any s'analitzen les quatre diferents alternatives per a sistemes de refrigeració presentades anteriorment a la taula 3. Els paràmetres econòmics vigents a l'àrea geogràfica on es troba la planta afecten al resultat de l'estudi i es troben sotmesos a possible variacions. Per tenir en compte aquest aspecte s'ha utilitzat un rang pel cost de les matèries primeres consumides a la planta d'energia, tal com es mostra a la taula 4.

S'ha suposat que el preu de compra i venda de l'electricitat és el mateix. L'optimització de la planta d'energia incloent l'alternativa A (només cicles de compressió) correspon a l'optimització de la planta actualment en operació. Quan es considera un cicle d'absorció (alternatives B, C i D) s'ha de generar vapor addicional

per fer funcionar aquests cicles, incrementant-se el consum de gas natural de postcombustió a la caldera HRSG-1.

Servei	Cost per unitat
electricitat	6 ptas/kWh
	8 ptas/kWh
	10 ptas/kWh
gas natural	1 ptas/te
	1.5 ptas/te
	2 ptas/te
aigua de refrigeració	3 ptas/m ³
	5 ptas/m ³
	7 ptas/m ³
aigua desmineralitzada	40 ptas/m ³

Taula 4 - Cost dels serveis.

Els resultats es representen a les figures 16 - 24. Cada període de l'any presenta la mateixa tendència, és a dir, per a tot el rang considerat de preus de matèries primeres, l'alternativa que considera únicament cicles de compressió obté el màxim benefici d'operació. S'observa com el benefici d'operació disminueix paulatinament a mesura que la proporció de càrrega de refrigeració generada per absorció augmenta. La raó d'això cal buscar-la en la més alta eficiència dels cicles de compressió. Dins de cada període anual considerat, en augmentar el cost de l'electricitat i/o anar disminuint el cost del gas natural, l'increment de benefici obtingut utilitzant cicles de compressió va disminuint. Així, només en els casos extrems de cost molt alt de l'electricitat i cost molt baix del gas natural, s'obté millor benefici d'operació utilitzant cicles de compressió.

El cost més alt de l'electricitat consumida pels cicles de compressió en comparació amb el cost del fuel utilitzat per produir el vapor necessari per accionar els cicles d'absorció, és clarament superat per la més gran eficiència dels cicles de compressió. Això demostra la clara superioritat dels cicles de compressió quan no existeix calor residual, i s'ha de generar expressament vapor per als cicles d'absorció.

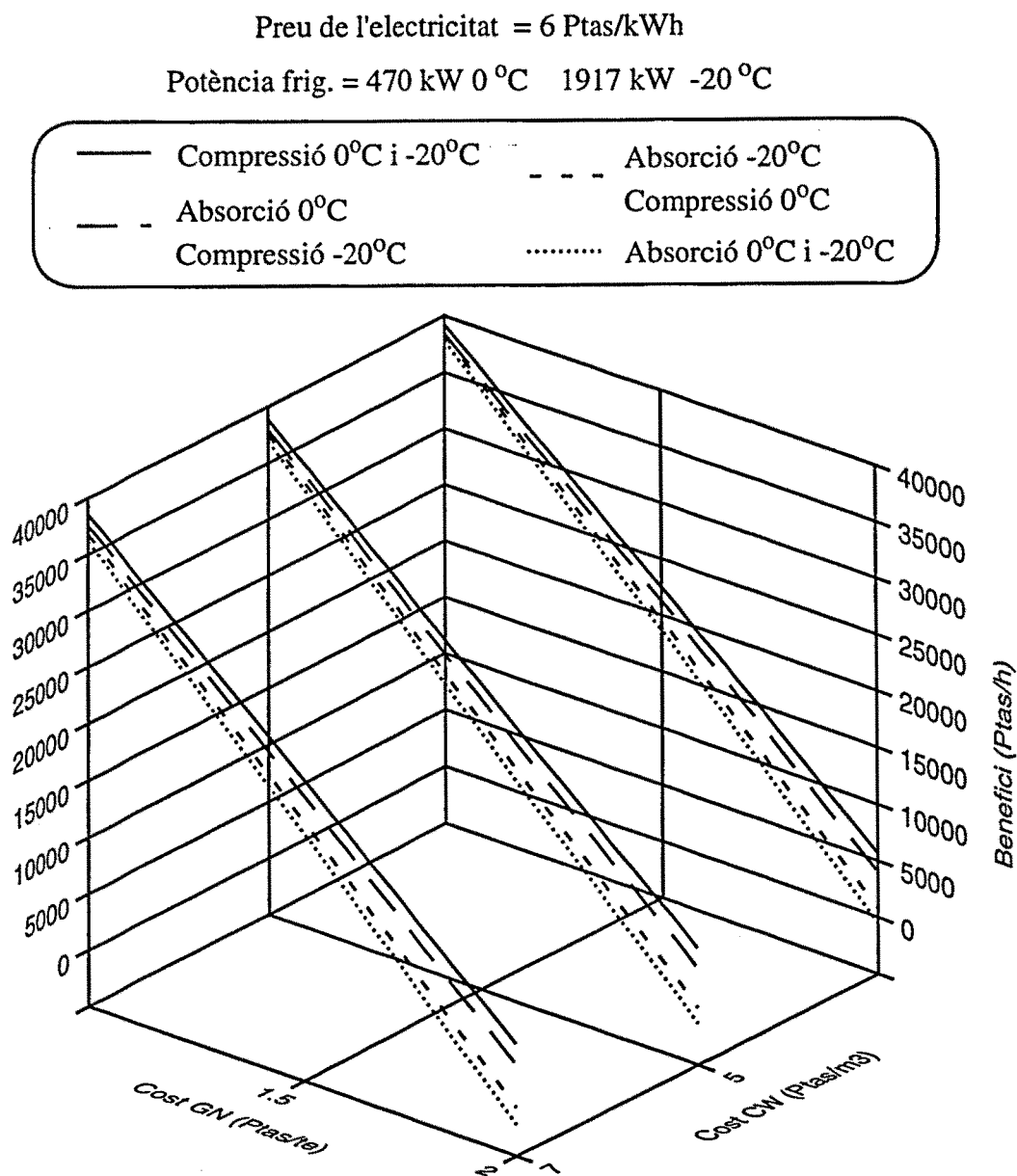


Figura 16 - Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 1 (preu elec. = 6 ptas/kWh).

Preu de l'electricitat = 8 Ptas/kWh

Potència frig. = 470 kW 0 °C 1917 kW -20 °C

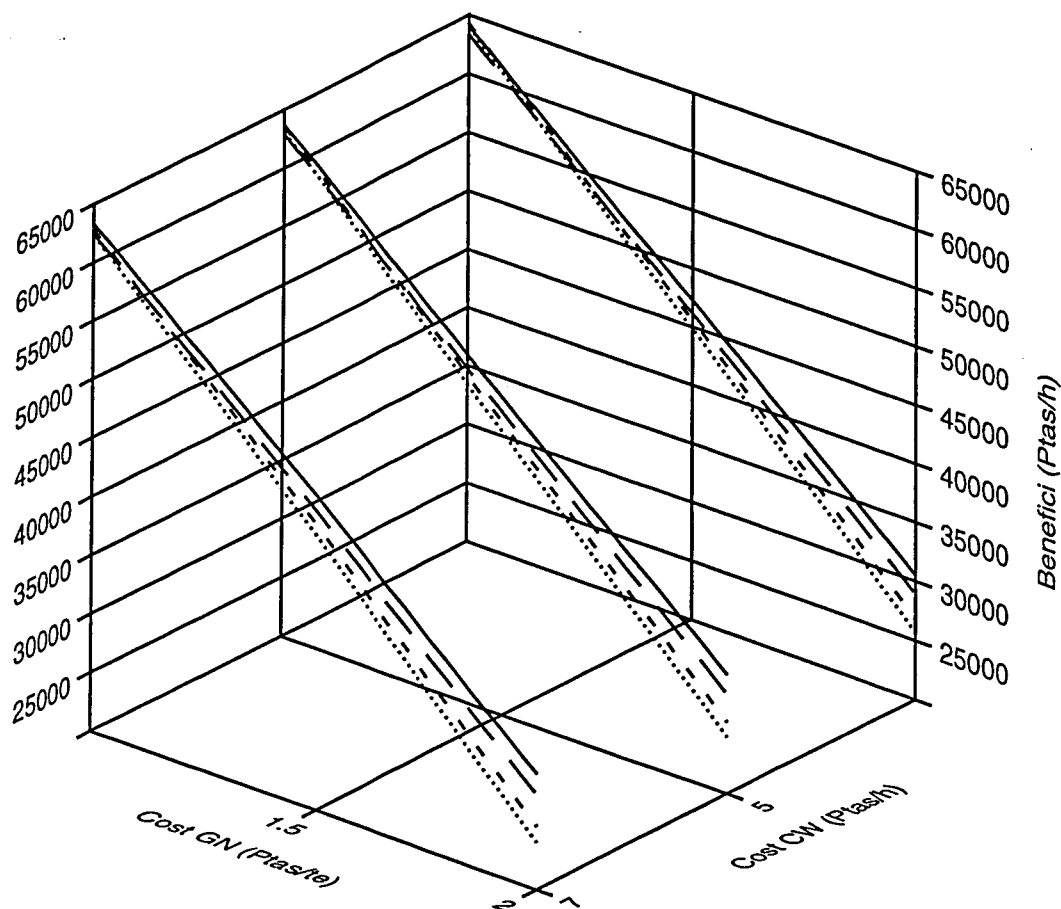
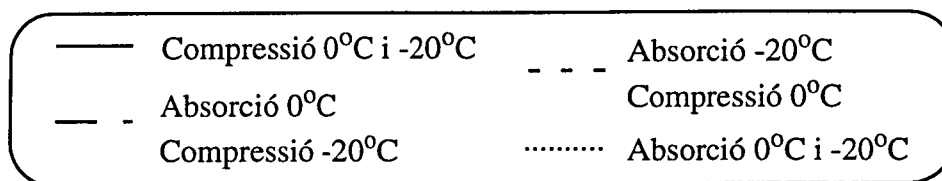


Figura 17 - Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 1 (preu elec. = 8 ptas/kWh).

Integració de cicles d'absorció amoníac/aigua. Exemple d'aplicació

Preu de l'electricitat = 10 Ptas/kWh
 Potència frig. = 470 kW 0°C 1917 kW -20°C

- Compressió 0°C i -20°C
- - - Absorció 0°C
- - - Compressió -20°C
- Absorció -20°C
- Compressió 0°C
- Absorció 0°C i -20°C

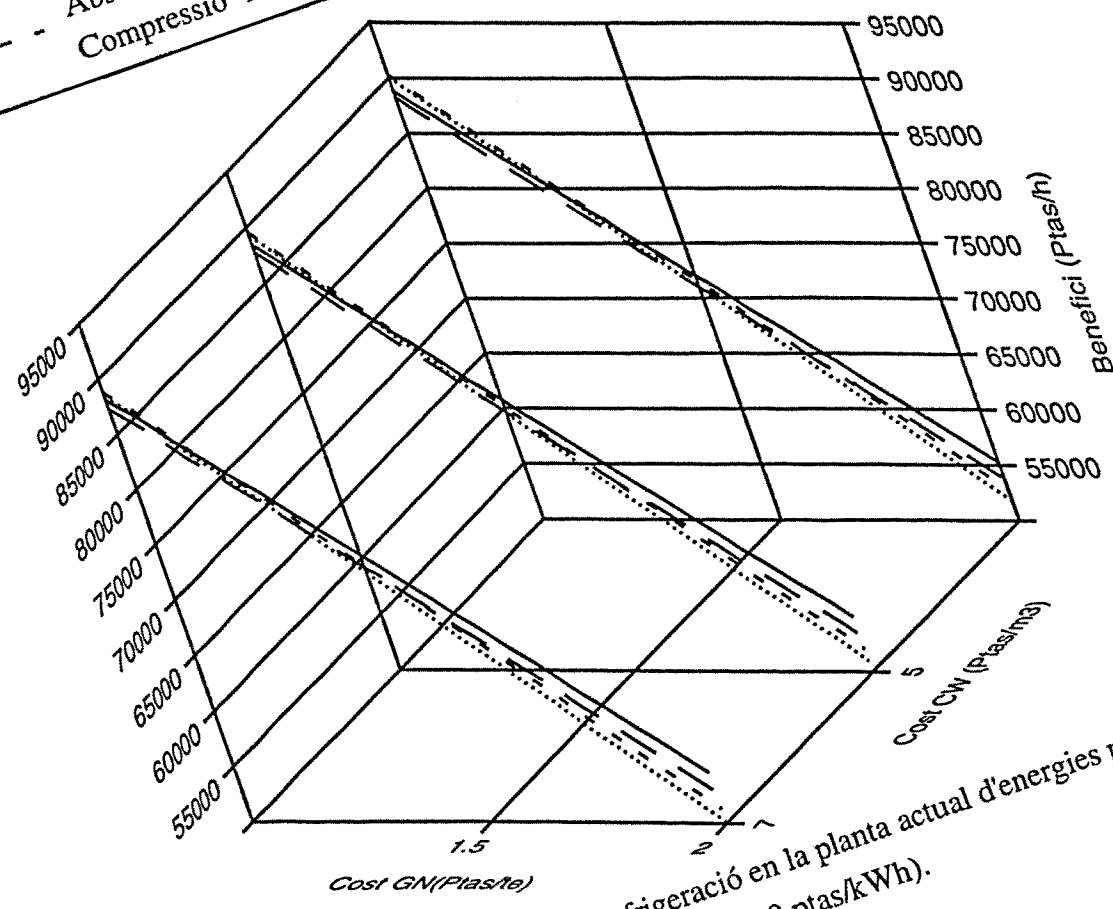


Figura 18 - Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 1
 (preu elec. = 10 ptas/kWh).

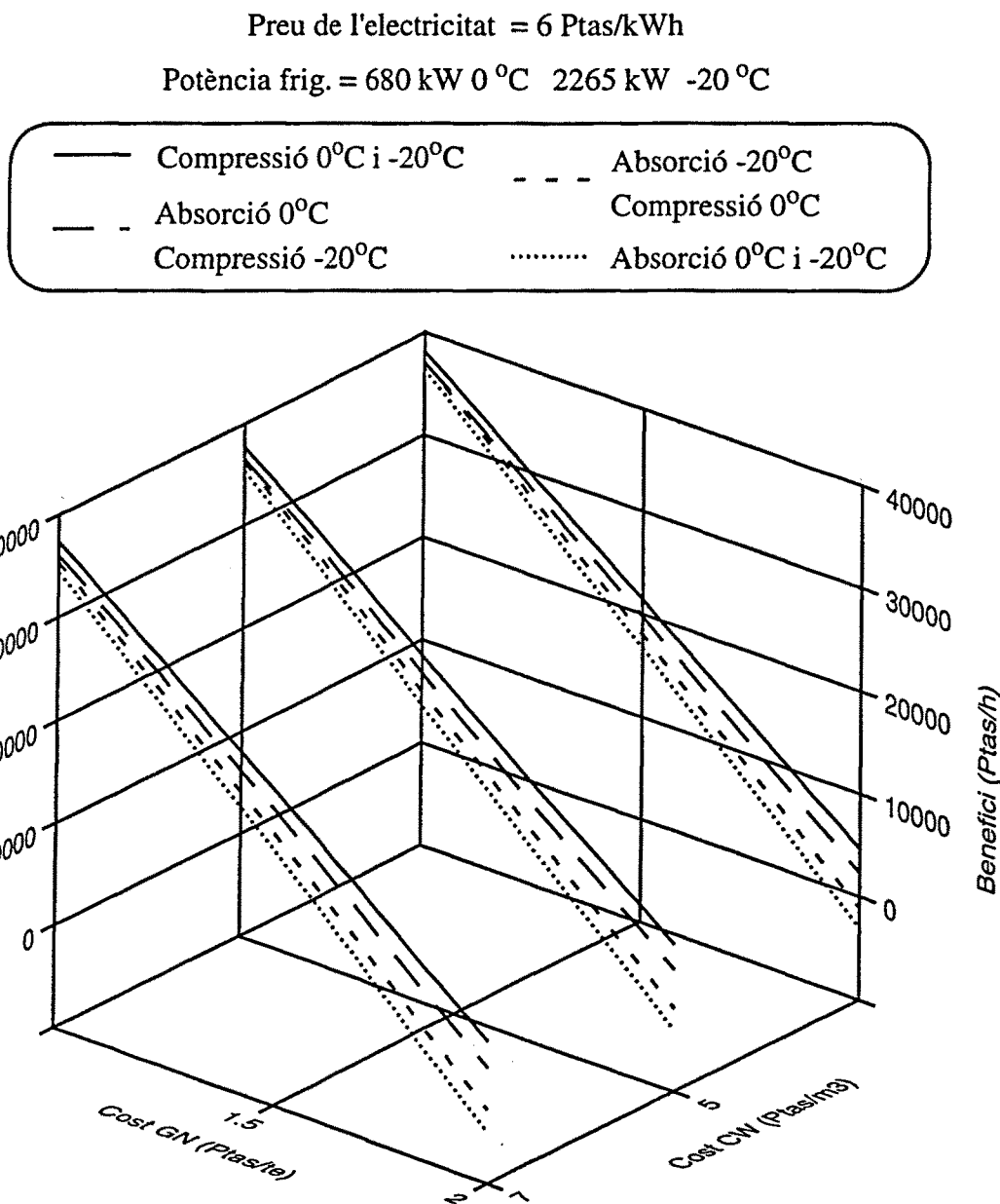


Figura 19 - Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 2 (preu elec. = 6 ptas/kWh).

Integració de cicles d'absorció amoníac/aigua. Exemple d'aplicació

Preu de l'electricitat = 8 Ptas/kWh
 Potència frig. = 680 kW 0 °C 2265 kW -20 °C

- Compressió 0°C i -20°C
- - - Absorció 0°C
- - - Compressió -20°C
- - - Absorció -20°C
- Absorció 0°C i -20°C

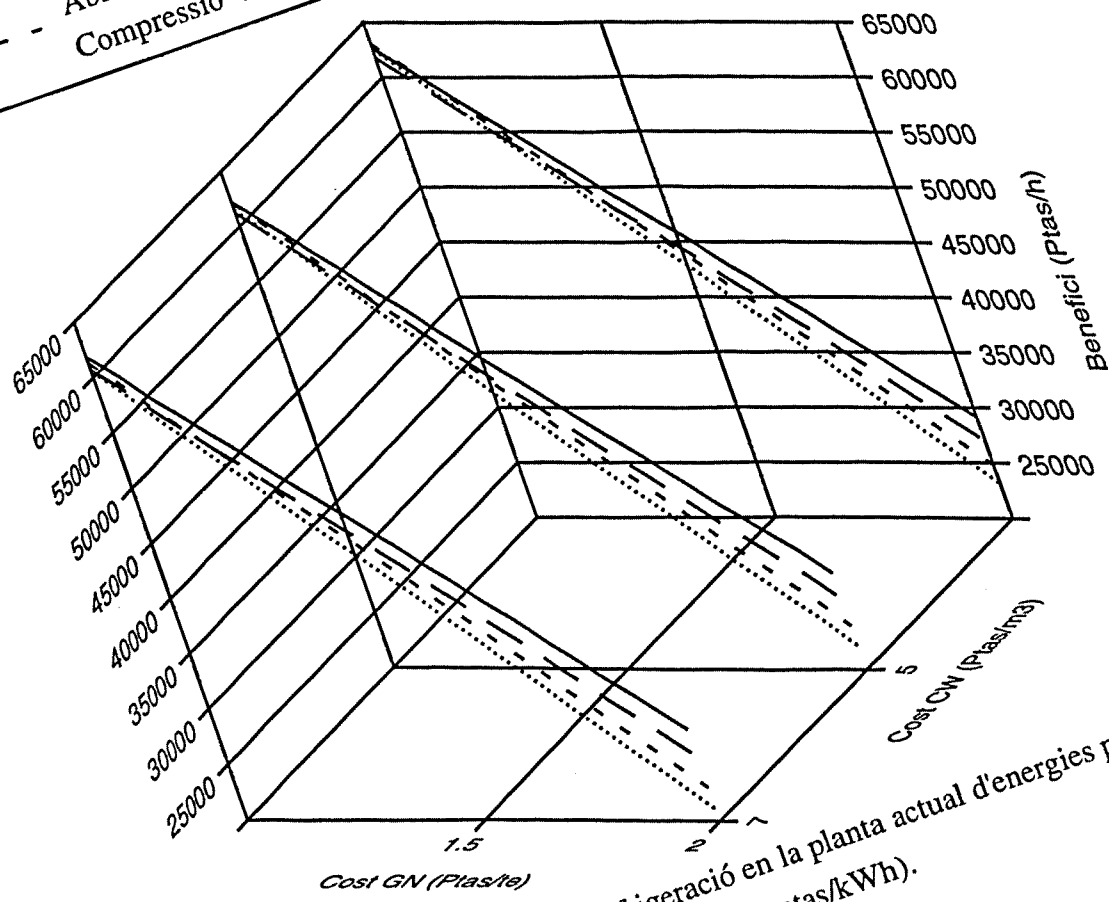


Figura 20 - Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 2
 (preu elec. = 8 ptas/kWh).

Preu de l'electricitat = 10 Ptas/kWh

Potència frig. = 680 kW 0 °C 2265 kW -20 °C

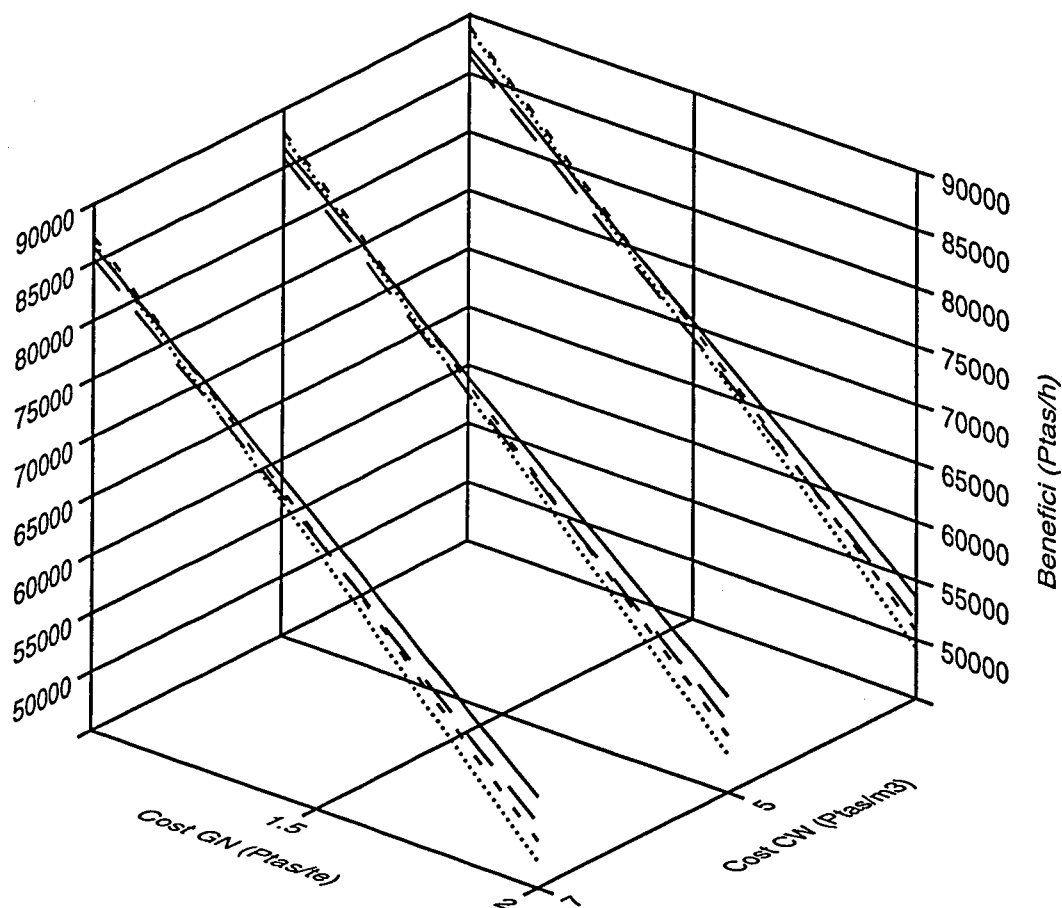
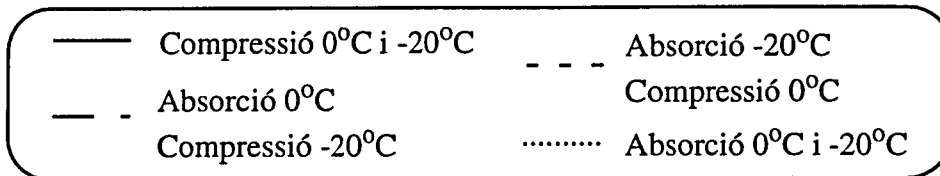


Figura 21 - Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 2 (preu elec. = 10 ptas/kWh).

Integració de cicles d'absorció amoníac/aigua. Exemple d'aplicació

Preu de l'electricitat = 6 Ptas/kWh
 Potència frig. = 889 kW 0°C 2788 kW -20°C

- Compressió 0°C i -20°C
- - Absorció 0°C
- - Compressió -20°C
- - - Absorció -20°C
- - - Compressió 0°C
- Absorció 0°C i -20°C

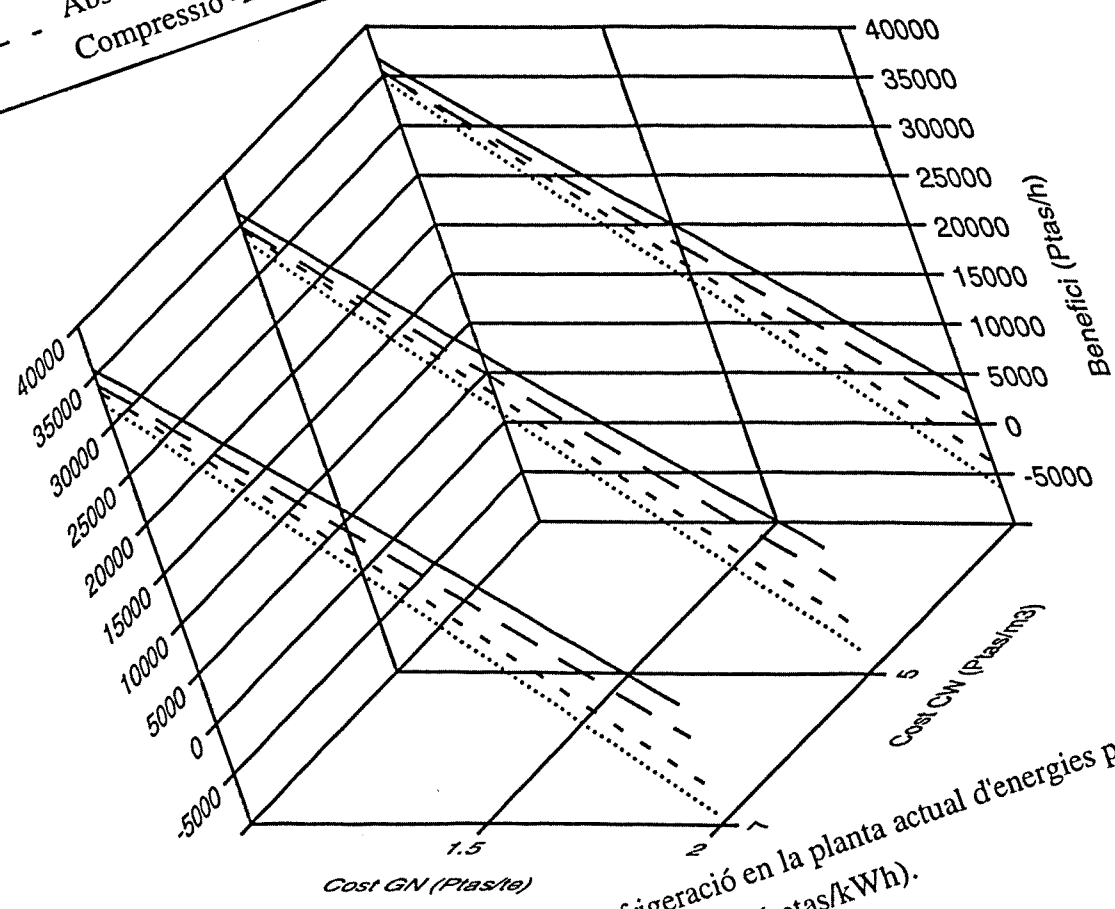


Figura 22 - Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 3
 (preu elec. = 6 ptas/kWh).

CAPÍTOL 4

Integració de cicles d'absorció amoníac/aigua. Exemple d'aplicació

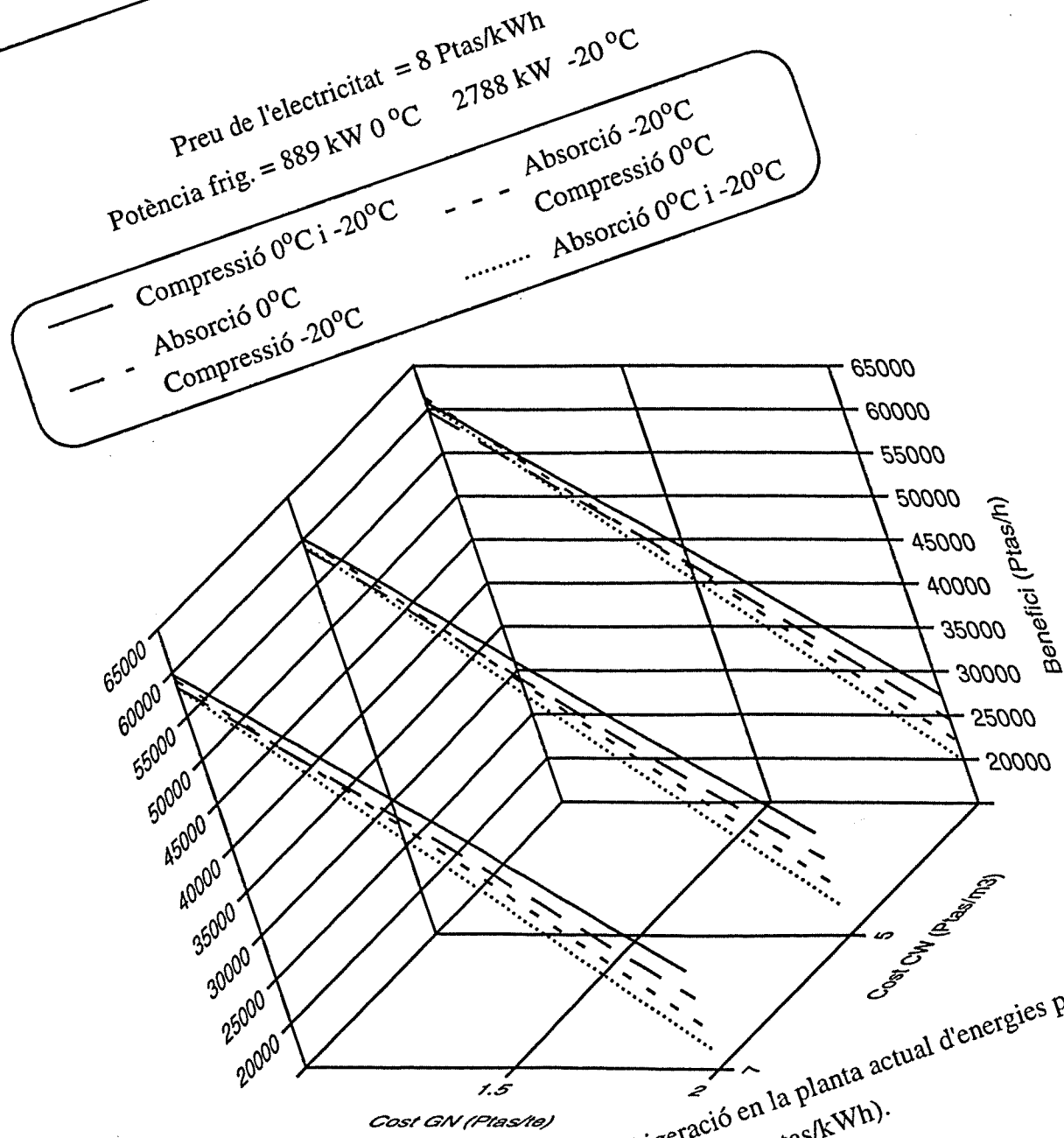


Figura 23 - Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 3
 (preu elec. = 8 ptas/kWh).

Integració de cicles d'absorció amoníac/aigua. Exemple d'aplicació

Preu de l'electricitat = 10 Ptas/kWh
 Potència frig. = 889 kW 0°C 2788 kW -20°C

- Compressió 0°C i -20°C
- - Absorció 0°C
- - Compressió -20°C
- - - Absorció -20°C
- Compressió 0°C
- Absorció 0°C i -20°C

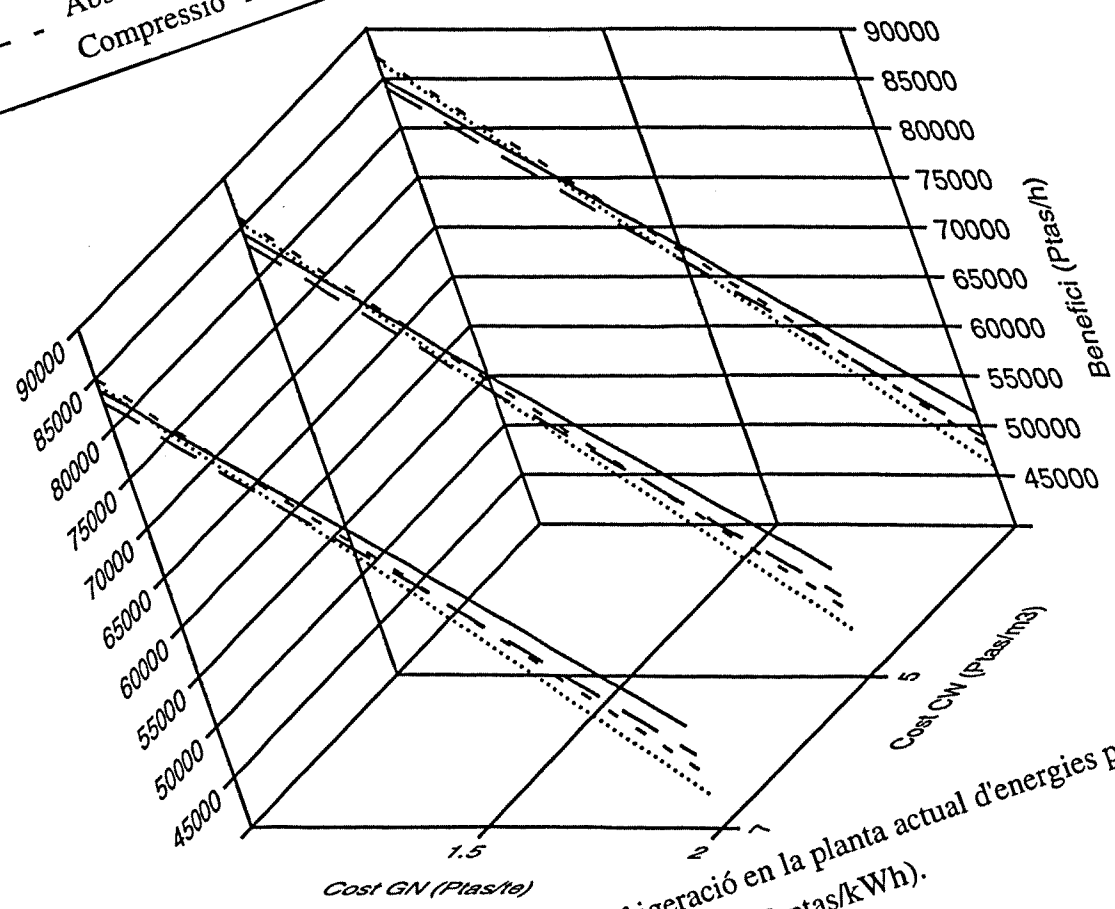


Figura 24 - Alternatives per a refrigeració en la planta actual d'energies pel període 3
 (preu elec. = 10 ptas/kWh).

4-4 UTILITZACIÓ DE VAPOR EXCEDENT

La fluctuació de la demanda de vapor al llarg de l'any es pot disminuir si en el període de baixa demanda, que normalment correspon amb el període d'alta demanda de refrigeració, s'utilitzen cicles de refrigeració per absorció.

Per tant, en aquest segon escenari, es planteja la utilització de cicles de refrigeració per absorció en els períodes de l'any en què la demanda de calor es troba per sota de la càrrega nominal de la planta. Lògicament, aquesta opció sembla més atractiva que l'opció de reduir la càrrega de la turbina de gas per evitar la presència d'excés de calor a la xarxa, o llençar el vapor excedent.

Per a aquest escenari s'han considerat el mateix rang de cost de primeres matèries (electricitat, gas natural i aigua desmineralitzada) que en l'escenari anterior. Per a l'aigua de refrigeració s'ha considerat un cost de 5 ptas/m³.

S'ha fet l'estudi sobre els tres períodes anuals ja presentats a la taula 2, per veure l'efecte de la variació de càrrega de refrigeració, encara que la presència d'excés de vapor només és d'esperar al període d'estiu (període 3). Per tal de reduir la gran quantitat de situacions generades per les variacions de càrrega de la planta de procés, des de la planta parada fins a plena càrrega, en aquest escenari, es considera que la quantitat d'energia destinada a l'accionament dels cicles d'absorció correspon exactament a la disminució de la demanda de vapor per part de les plantes de procés. Els resultats es representen gràficament a les figures 25 - 27.

Tots els tres períodes anuals presenten la mateixa tendència. Excepte per a l'alternativa B, que té només una petita fracció de refrigeració subministrada per absorció, la resta d'alternatives, incloent cicles d'absorció, presenten millors resultats que l'alternativa A, que inclou només compressió.

Les plantes químiques de procés tenen un factor d'utilització molt elevat, i per tant no és molt usual tenir grans fluctuacions en les demandes de calor. Per a la planta considerada, el funcionament dels cicles d'absorció només seria possible per a períodes no més llargs de dos mesos. Per aquest motiu, els costos d'operació clarament favorables al cicle d'absorció, no són suficients per a justificar el cost d'inversió, obtenint-se uns valors de retorn de la inversió excessivament llargs, a causa del curt període d'operació si només es vol utilitzar el calor residual.

Els resultats per a aquest escenari haurien estat diferents en altres tipus d'instal·lacions, com ara, instal·lacions comercials o residencials, on, típicament, existeixen fluctuacions molt més notables en la demanda dels consumidors d'energia.

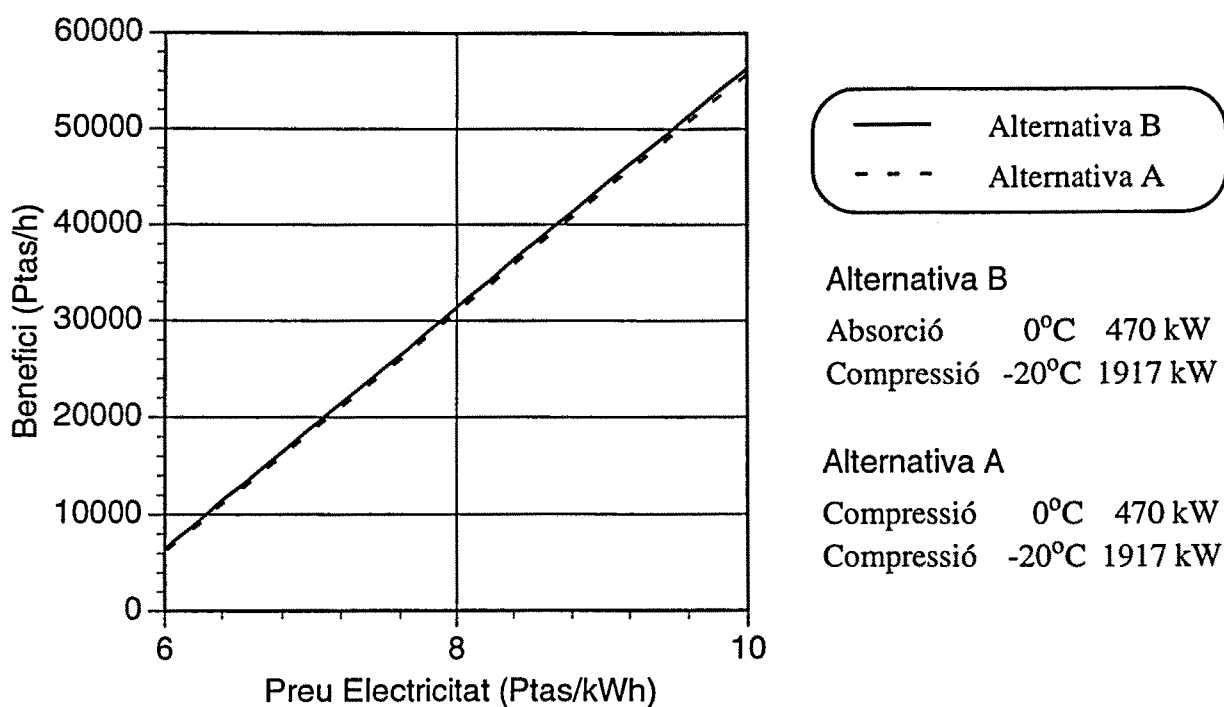


Figura 25 - Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa B en el període 1.

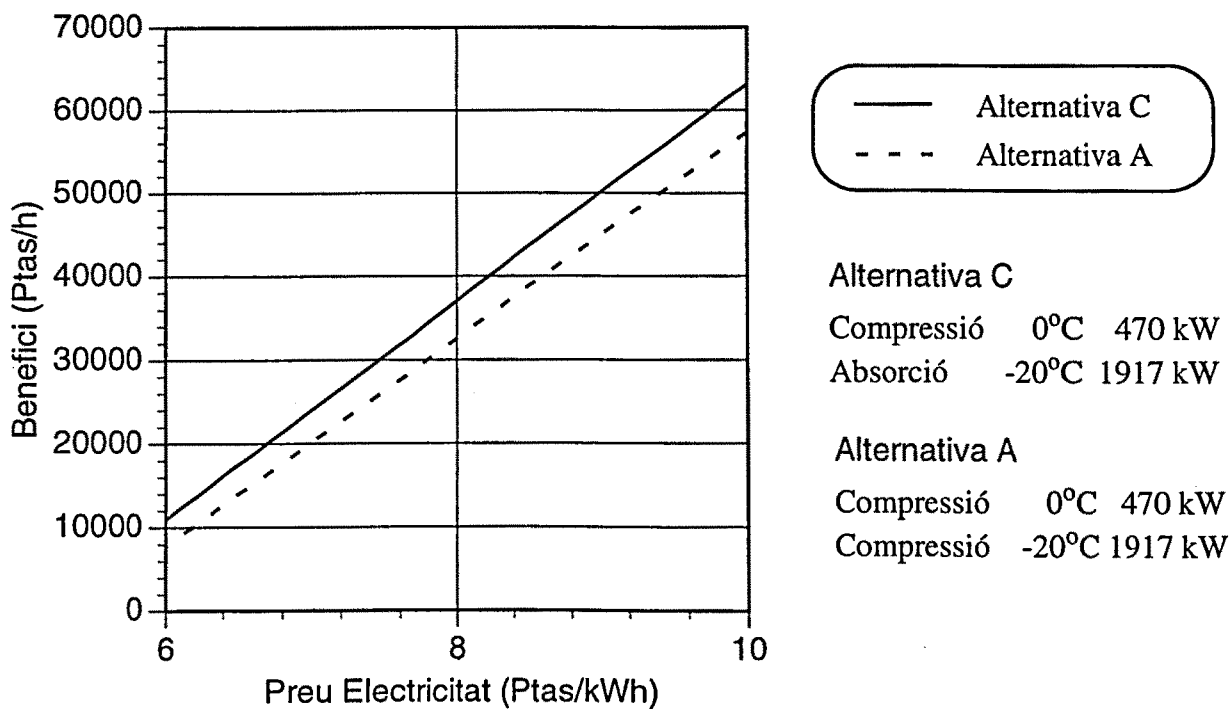


Figura 26 - Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa C en el període 1.

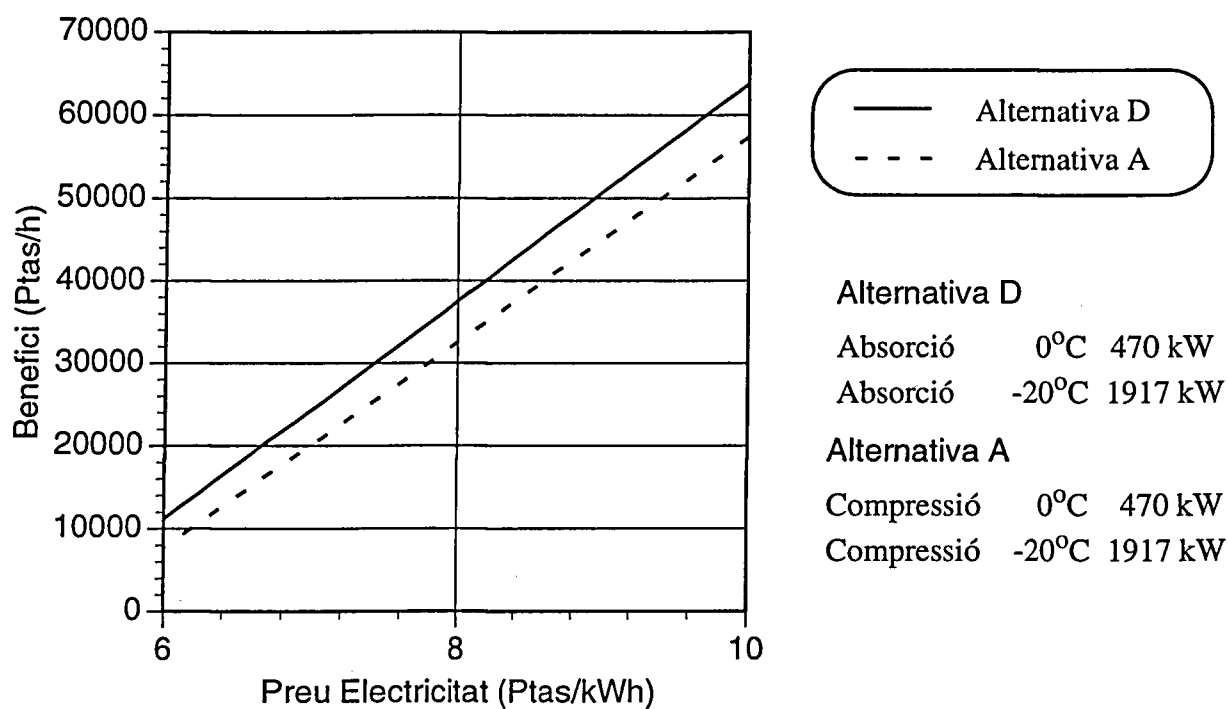


Figura 27 - Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa D en el període 1.

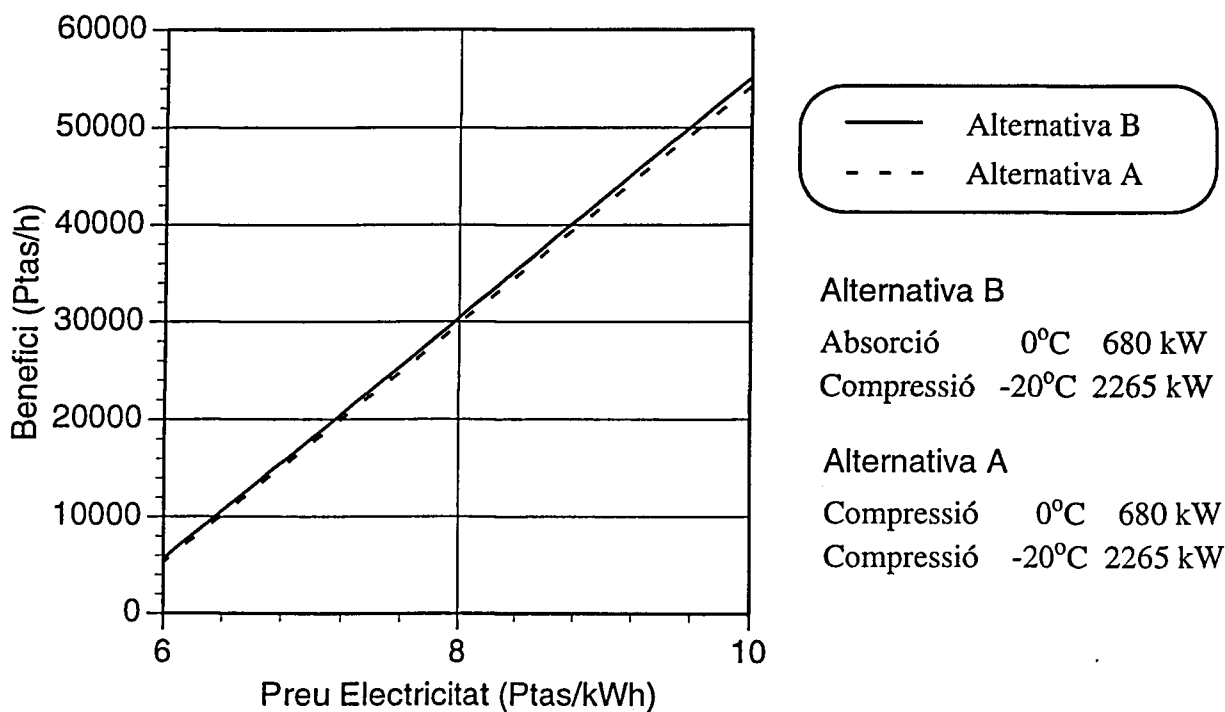


Figura 28 - Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa B en el període 2.

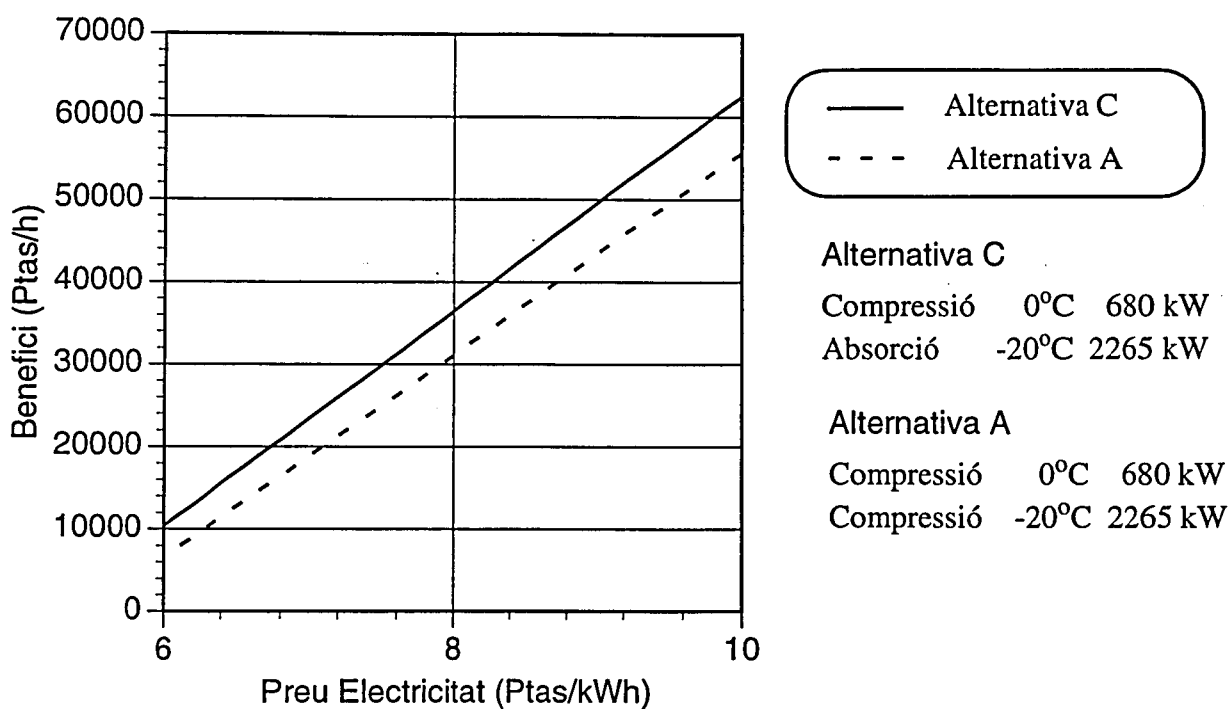


Figura 29 - Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa C en el període 2.

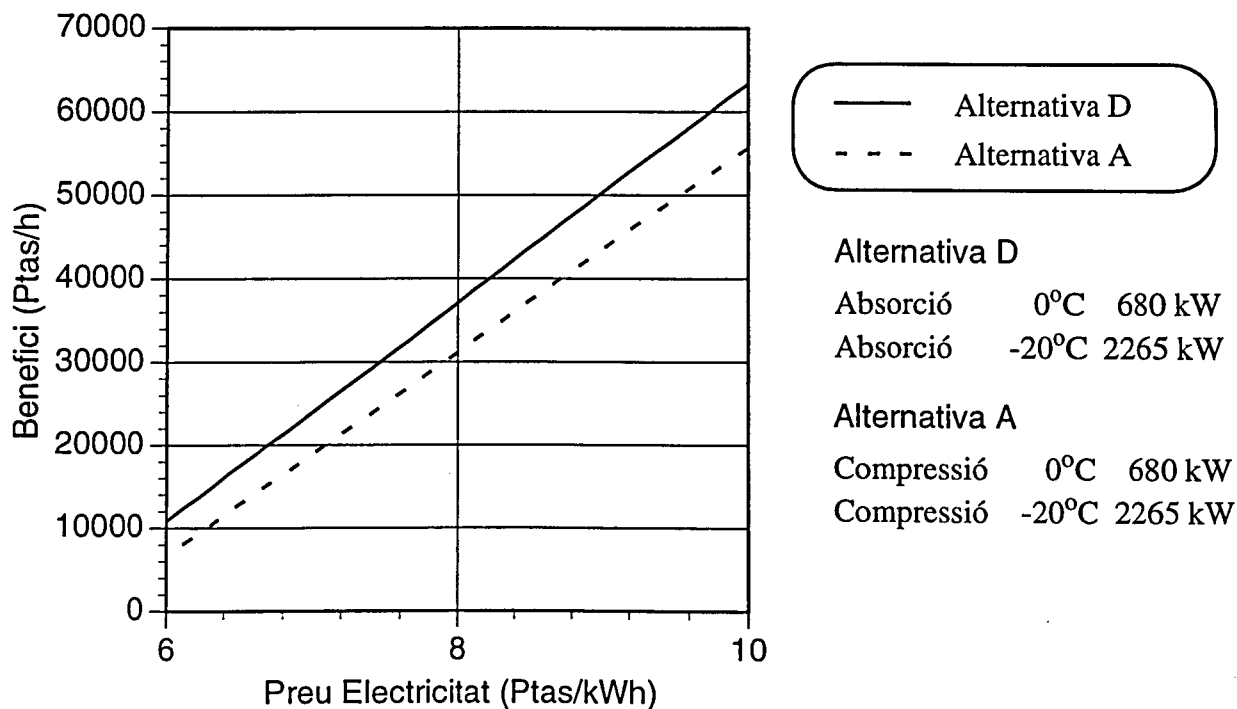


Figura 30 - Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa D en el període 2.

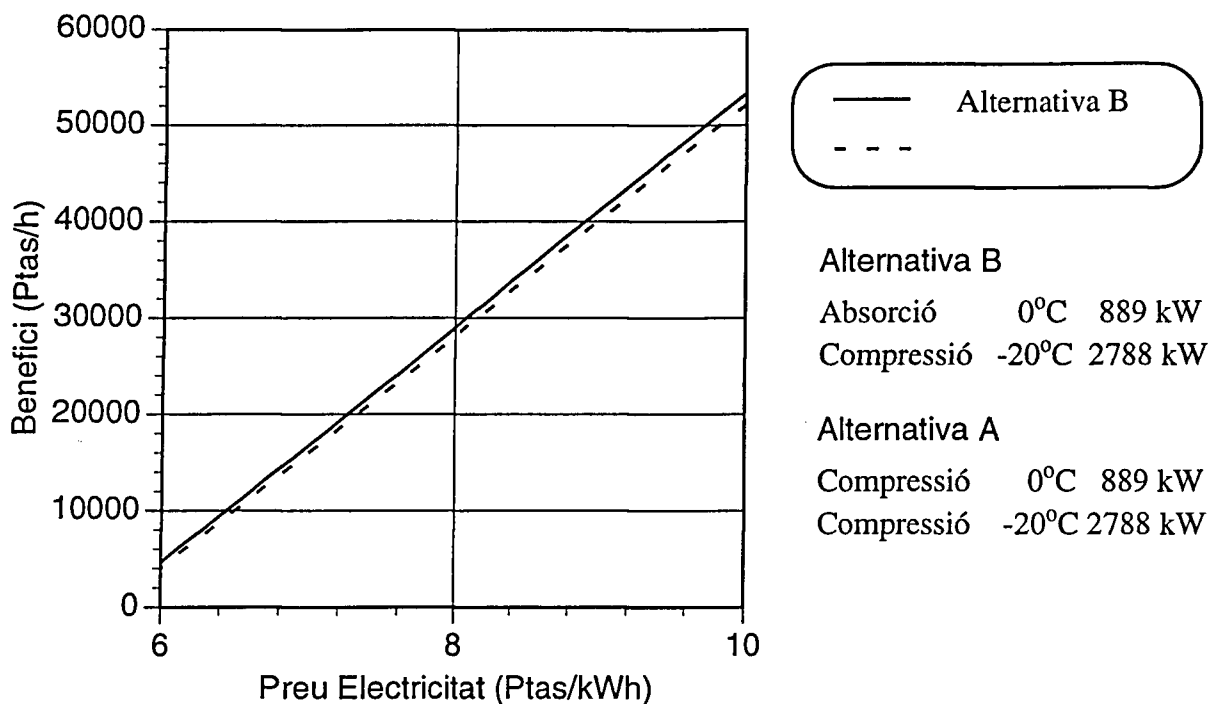


Figura 31 - Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa B en el període 3.

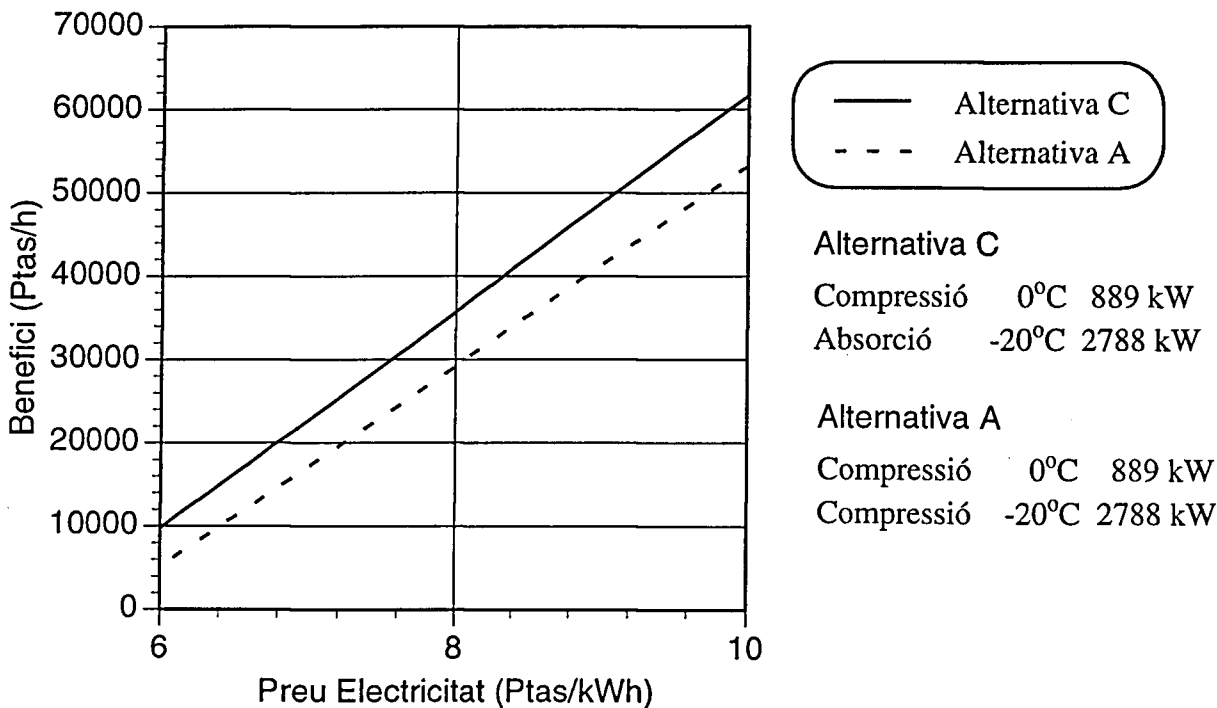


Figura 32 - Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa C en el període 3.

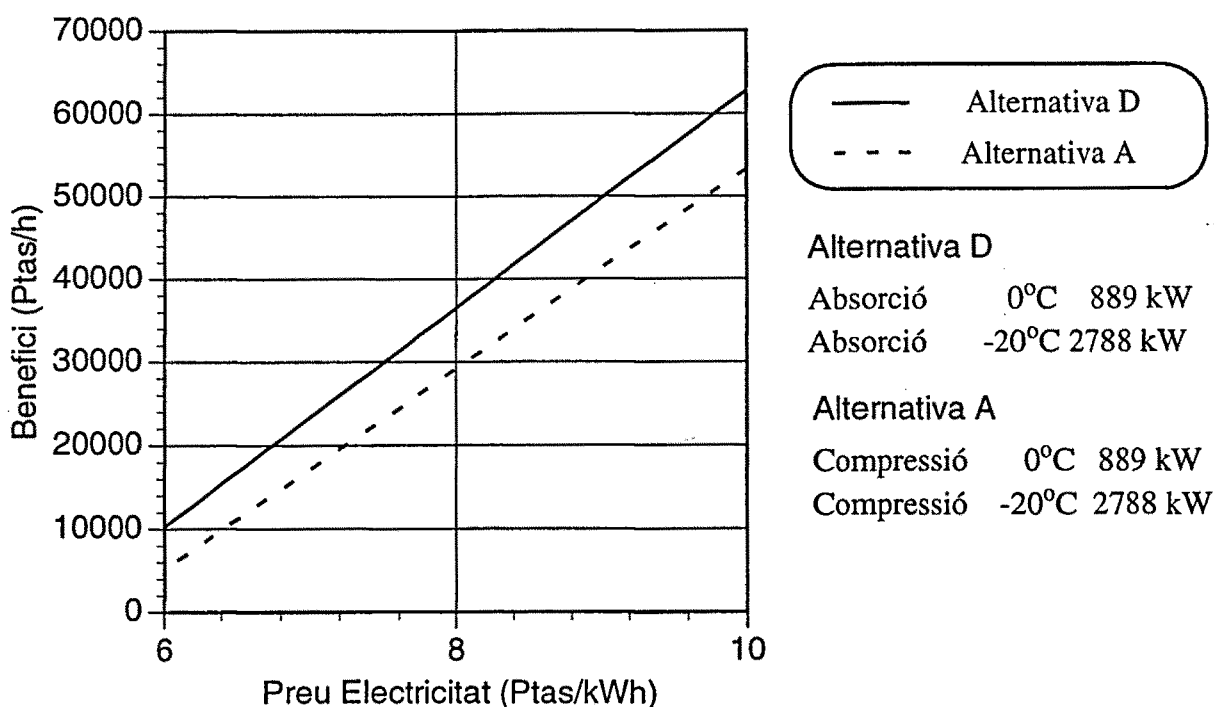


Figura 33 - Utilització de l'excedent de vapor per a l'alternativa D en el període 3.

4-5 INCREMENT DE LA POTÈNCIA DEL SISTEMA DE COGENERACIÓ

Una planta global de producció d'energia del tipus que és objecte d'estudi en aquesta memòria, cobreix les necessitats simultànies de calor, fred i energia elèctrica de plantes de procés. Per a satisfer aquestes demandes es pot pensar en la utilització d'una unitat de cogeneració de superior capacitat a la que normalment s'utilitzaria en un sistema de cogeneració més cicle de compressió per tal de:

- subministrar fred substituint la unitat de compressió per una d'absorció
- subministrar calor, dimensionant el sistema de cogeneració per a poder generar el vapor destinat a les necessitats habituals de les plantes de procés, més el vapor necessari per al sistema d'absorció
- subministrar energia elèctrica. Ja que, en aquest cas, l'augment de la capacitat del sistema de cogeneració proporciona sobradament l'energia elèctrica necessària a les plantes de procés. Amb aquesta alternativa, la capacitat d'exportar energia elèctrica s'incrementa per dos factors. D'una banda, l'increment de capacitat de la turbina de gas per generar més electricitat, i de l'altra el consum d'electricitat de la planta de refrigeració disminuirà dràsticament a causa de la substitució del sistema de compressió per un sistema d'absorció equivalent.

Per tant, la presència del cicle d'absorció integrat dins de la xarxa de vapor, incrementa la demanda global de vapor. Aquest efecte crea un increment potencial de la capacitat per a produir potència elèctrica, ja que l'augment de la demanda de vapor permet incrementar la capacitat del sistema de cogeneració, generant-se alhora energia tèrmica per accionar el sistema d'absorció, i energia elèctrica addicional.

A partir d'aquesta idea, s'estudiarà l'efecte de les diferents alternatives per a refrigeració sobre el dimensionament i operació del sistema de cogeneració. Com més alta és la càrrega de refrigeració satisfeta per cicles d'absorció, més alta és la necessitat de vapor, i, per tant, els cicles d'absorció de més alta capacitat permetran l'ús de cicles de cogeneració de més alta potència. És important tenir en compte que en la realitat, les turbines de gas només es troben comercialitzades en unes determinades potències estàndars. Per a considerar aquest aspecte, les dimensions de les turbines de gas utilitzades en aquest treball s'han seleccionat d'acord amb les capacitats de turbina de gas existents en el mercat (Turbomach, 1997, Directorio de turbinas de gas, 1995).

La turbina de gas GT-1 es calcularà per aprofitar la presència de cicles d'absorció amoníac/aigua a la xarxa de vapor tal com s'ha comentat prèviament, mentre que la turbina de gas GT-2 es mantindrà sense canvis, ja que és de construcció recent. Quan només es consideren cicles de compressió, la demanda de vapor no es veu modificada, i, per tant, es considera que la turbina GT-1 treballa a la potència actualment instal·lada de 5 MW.

En aquest cas, que correspon a una planta d'energia d'una planta química de procés, el calor extra per accionar el cicle d'absorció és generat a alta pressió, però és consumit a baixa pressió. Per tant, es crea la possibilitat de generar energia elèctrica o mecànica addicional, com a conseqüència de l'aprofitament de l'expansió del vapor per accionar els cicles d'absorció des d'alta fins a baixa pressió a la qual és finalment utilitzat al cicle. En aquest punt, s'han de considerar les limitacions físiques de la turbina de vapor existent, ja que és possible que no es pugui aprofitar tot el potencial existent per a crear més potència, a causa de la limitació del cabal màxim de vapor que es pot expandir a través de la turbina existent.

L'increment de la potència a la turbina de gas i a la turbina de vapor està en funció de l'alternativa de refrigeració utilitzada. Amb cicles d'absorció a la xarxa, la capacitat de la turbina de gas GT-1 es calcula per a què la caldera treballi sense postcombustió o al mínim possible de postcombustió en el període de més baixa demanda de calor, regulant-se la producció de vapor, que serà funció de la demanda de fred, amb el cabal de postcombustió. El càlcul de les dimensions de la turbina de vapor quan es vol aprofitar l'increment de potència generat pel consum extra de

vapor, es fa atenent a la minimització del cabal de vapor a través de les vàlvules d'expansió, i utilitzant la demanda de vapor corresponent al període de demanda de fred més baix. El motiu de la selecció d'aquest cabal és evitar que la turbina de vapor treballi a càrrega parcial durant la major part de l'any, és a dir, excepte els mesos d'estiu, amb la consegüent baixada de rendiment. A la taula 5 es presenten les potències calculades per a la turbina de gas GT-1 i la turbina de vapor, un cop s'han considerat les alternatives de refrigeració que inclouen cicles d'absorció amoníac/aigua.

Alternativa pel sistema de refrigeració	Turbina de gas GT-1	Turbina de vapor
B	6836 kW	1184 kW
C	9286 kW	1460 kW
D	10368 kW	1540 kW

Taula 5 - Dimensionament de la turbina de gas GT-1 i de la turbina de vapor.

Següidament es presenten les possibles situacions que apareixen en l'aplicació de cadascuna de les alternatives de disseny per al sistema de refrigeració. Aquestes situacions s'originen depenent del tipus de cicle i dels factors externs implicats. A la taula 6 s'ha realitzat un resum d'aquestes situacions que es detallen a continuació:

Situació 1.a

En aquesta situació, s'incrementa la potència de la turbina de gas GT-1 gràcies a la inclusió del sistema d'absorció a la xarxa de vapor. La planta continua funcionant amb la turbina de vapor de 1100 kW existent. Aquesta situació pot aparèixer, per exemple, quan es vol introduir el cicle d'absorció obtenint el benefici de major potència al sistema de cogeneració, però, en canvi, no s'incrementa la potència generada per la turbina de vapor perquè aquesta es troba lluny del límit de la seva vida operativa, i està ja operant al límit de la seva capacitat màxima.

Situació 1.b

Igual que en la situació anterior, però ara la turbina de vapor existent es reemplaçada per una de nova de la mateixa capacitat, 1100 kW. Aquesta situació permetrà avaluar l'impacte del cost d'inversió de la turbina de vapor, i també l'impacte del benefici addicional provinent de l'increment de potència de la turbina de vapor degut a la presència del cicle d'amoníac/aigua per comparació amb la situació 2.b.

Les situacions següents apareixen quan es consideren els cicles d'absorció d'amoníac/aigua, conjuntament amb una turbina de gas i una turbina de vapor de potència incrementada:

Situació 2.a

Es considera que la turbina de vapor existent treballa actualment per sota de la capacitat màxima, i és capaç d'expandir tot el vapor extra generat, aprofitant-se així tot l'increment de potència que es possible generar.

Situació 2.b

Conjuntament amb una nova turbina de gas, s'ha de comprar una nova turbina de vapor de més potència, per aprofitar les possibilitats de creació de potència extra que ofereix la xarxa per la presència del cicle d'absorció. Aquest pot ser el cas que es presenta quan la turbina de vapor existent arriba al límit de la seva vida operativa, o simplement es troba treballant ja al límit de la seva capacitat màxima i es planteja la seva substitució per aprofitar el potencial increment de potència.

Alternativa	Situació					
	1a	1b	2a	2b	3a	3b
TV existent de 1100 kW	B,C,D X	B,C,D	B,C,D	B,C,D	A X	A
Nova TV de 1100 kW		X				X
TV existent de >1100 kW			X			
Nova TV de >1100 kW				X		
GT de 5 MW					X	X
GT > 5 MW	X	X	X	X		

Taula 6 - Resum de les situacions considerades en incrementar la potència del sistema de cogeneració.

Quan només intervenen cicles de compressió les situacions que s'han considerat són les següents:

Situació 3.a

En aquesta situació es considera que els cicles de refrigeració per compressió han de ser substituïts per uns altres de característiques iguals en esgotar el seu temps de vida operativa, mentre que es manté la turbina de vapor actual.

Situació 3.b

La mateixa situació que l'anterior, però ara la turbina de vapor també ha de ser substituïda per una altra de nova amb les mateixes característiques.

Seguidament, les diferents alternatives existents per a cobrir la demanda de refrigeració s'analitzaran en cadascuna de les situacions presentades prèviament, considerant tant els costos d'operació com d'inversió. Les alternatives de disseny per al sistema de refrigeració s'han presentat ja prèviament a la taula 3. Per a determinar la millor d'aquestes alternatives s'ha calculat el període de retorn de la inversió, utilitzant un factor de recuperació de capital de 0.12. Per al cost de l'electricitat s'han utilitzat dos preus: 8 i 10 Ptas/kWh, pel gas natural s'ha considerat un preu de 2 Ptas/te, i 5 Ptas/m³ per l'aigua de refrigeració. S'assumeix que la torre de refrigeració existent és suficient per a fer front al increment de cabal d'aigua de refrigeració originat per la utilització de cicles d'absorció.

Benefici d'operació			
Període	Càrrega de refrigeració i Temperatura	Benefici anual ¹ (MMPtas/any)	Benefici anual ² (MMPtas/any)
octubre-abril	470 kW a 0 °C	146.83	267.63
maig-juny	1917 kW a -20 °C	40.99	75.95
	680 kW a 0 °C		
juliol-setembre	2265 kW a -20 °C	56.12	106.65
	889 kW a 0 °C		
	2788 kW a -20 °C		
	Benefici anual total (MMPtas/any)	243.93	450.23
Costos de capital			
Sistema de cogeneració de 5 MW (Turbomach TGC-435-CT): 550 MMTpas			
Cicle de compressió a -20 °C : 153 MMTpas			
Cicle de compressió a 0 °C : 48 MMTpas			
Turbina de vapor de 1100 kW : 40.7 MMTpas (situació 3.b)			
Situació		PBP¹	PBP²
3.a		4.9	2.1
3.b		5.3	2.2

¹ Preu de l'electricitat = 8 Ptas/kWh, ² Preu de l'electricitat = 10 Ptas/kWh

Taula 7 - Resum de resultats per a l'alternativa A (únicament cicles de compressió).

Alternativa B

Inclou un cicle d'absorció per 0 °C (càrrega de refrigeració baixa), i un cicle de compressió per -20 °C (càrrega de refrigeració alta). (Taula 8)

Benefici d'operació utilitzant una turbina de vapor de 1100 kW			
Període	Càrrega de refrigeració i Temperatura	Benefici anual ¹ (MMPTas/any)	Benefici anual ² (MMPTas/any)
octubre-abril	470 kW a 0 °C	178.09	314.12
maig-juny	1917 kW a -20 °C	49.25	88.78
	680 kW a 0 °C		
juliol-setembre	2265 kW a -20 °C	66.97	124.34
	889 kW a 0 °C		
	2788 kW a -20 °C		
	Benefici anual total (MMPTas/any)	294.31	527.24
Benefici d'operació utilitzant una turbina de vapor de 1184 kW			
octubre-abril	470 kW a 0 °C	182.02	319.21
maig-juny	1917 kW a -20 °C	50.19	90.01
	680 kW a 0 °C		
juliol-setembre	2265 kW a -20 °C	68.09	125.83
	889 kW a 0 °C		
	2788 kW a -20 °C		
	Benefici anual total (MMPTas/any)	300.31	535.05
Costos de capital			
Sistema de cogeneració de 6836 kW (Turbomach TGC-650-CT): 752 MMPTas			
Cicle de compressió a -20 °C: 153 MMPTas			
Cicle d'absorció d'amoníac/aigua 0 °C : 55 MMPTas			
Turbina de vapor de 1184 kW : 44 MMPTas (situació 2.b)			
Situació		PBP ¹	PBP ²
1.a		5.4	2.3
1.b		5.7	2.5
2.a		5.2	2.3
2.b		5.6	2.4

¹ Preu de l'electricitat = 8 Ptas/kWh, ² Preu de l'electricitat = 10 Ptas/kWh

Taula 8 - Resum de resultats per a l'alternativa B.

Alternativa C

Inclou un cicle d'absorció per -20 °C (càrrega de refrigeració alta), i un cicle de compressió per 0 °C (càrrega de refrigeració baixa). (Taula 9)

Benefici d'operació utilitzant una turbina de vapor de 1100 kW			
Període	Càrrega de refrigeració i Temperatura	Benefici anual ¹ (MMPtas/any)	Benefici anual ² (MMPtas/any)
octubre-abril	470 kW a 0 °C	232.73	401.08
maig-juny	1917 kW a -20 °C	65.19	114.43
	680 kW a 0 °C		
juliol-setembre	2265 kW a -20 °C	89.58	161.82
	889 kW a 0 °C		
	2788 kW a -20 °C		
	Benefici anual total (MMPtas/any)	387.49	677.34
Benefici d'operació utilitzant una turbina de vapor de 1460 kW			
octubre-abril	470 kW a 0 °C	244.94	417.20
maig-juny	1917 kW a -20 °C	68.45	118.75
	680 kW a 0 °C		
juliol-setembre	2265 kW a -20 °C	94.28	168.07
	889 kW a 0 °C		
	2788 kW a -20 °C		
	Benefici anual total (MMPtas/any)	407.67	704.02
Costos de capital			
Sistema de cogeneració de 9286 kW (Turbomach TGC-880-CM): 1027 MMTas			
Cicle de compressió per 0 °C : 48 MMTas			
Cicle d'absorció amoníac/aigua per -20 °C : 206 MMTas			
Turbina de vapor de 1460 kW : 54 MMTas (situació 2.b)			
Situació		PBP¹	PBP²
1.a		5.5	2.4
1.b		5.8	2.5
2.a		5.0	2.3
2.b		5.4	2.5

¹ Preu de l'electricitat = 8 Ptas/kWh, ² Preu de l'electricitat = 10 Ptas/kWh

Taula 9 - Resum de resultats per a l'alternativa C.

Alternativa D

Ús d'un cicle d'absorció amoníac/aigua de doble etapa per satisfer les dues demandes de fred existents. (Taula 10)

Benefici d'operació utilitzant una turbina de vapor de 1100 kW			
Període	Càrrega de refrigeració i Temperatura	Benefici anual ¹ (MMPtas/any)	Benefici anual ² (MMPtas/any)
octubre-abril	470 kW a 0 °C	257.21	436.80
maig-juny	1917 kW a -20 °C	71.11	123.59
	680 kW a 0 °C		
juliol-setembre	2265 kW a -20 °C	97.08	174.24
	889 kW a 0 °C		
	2788 kW a -20 °C		
	Benefici anual total (MMPtas/any)	425.40	734.63
Benefici d'operació utilitzant una turbina de vapor de 1540 kW			
octubre-abril	470 kW a 0 °C	270.43	454.20
maig-juny	1917 kW a -20 °C	75.02	128.78
	680 kW a 0 °C		
juliol-setembre	2265 kW a -20 °C	102.80	181.84
	889 kW a 0 °C		
	2788 kW a -20 °C		
	Benefici anual total (MMPtas/any)	448.24	764.82
Costos de capital			
Sistema de cogeneració de 10368 kW (Turbomach TGC-100-CM): 1166 MMTas			
Cicle d'absorció amoníac/aigua de doble etapa : 226 MMTas			
Turbina de vapor de 1540 kW : 57 MMTas (situació 2.b)			
Situació		PBP ¹	PBP ²
1.a		5.4	2.5
1.b		5.7	2.5
2.a		5.0	2.3
2.b		5.3	2.5

¹ Preu de l'electricitat = 8 Ptas/kWh, ² Preu de l'electricitat = 10 Ptas/kWh

Taula 10 - Resum de resultats per a l'alternativa D.

Tal com es veu comparant els resultats mostrats de la taula 7 a la taula 10, les diferències entre els valors calculats del període de retorn de la inversió de les alternatives que inclouen cicles d'absorció i les que inclouen cicles de compressió, són molt petites. Els valors del període de retorn de la inversió lleugerament més petits per a l'alternativa de compressió són deguts al major cost d'inversió dels cicles d'absorció i dels cicles de cogeneració de capacitat superior. Cal remarcar que el benefici d'operació és més gran per aquelles situacions que inclouen cicles d'absorció, i entre

aquestes, el millor cost d'operació de la planta global d'energia s'obté amb un cicle de doble etapa. La figura 34 presenta el cash flow per a l'alternativa D (només refrigeració per absorció) i per a l'alternativa A (només cicles de compressió) amb un cost de l'electricitat de 8 Ptas/kWh. En aquesta figura es posa de manifest el fet que l'absorció requereix una inversió inicial superior, però que és clarament compensada pel benefici anual que es genera. El valor actualitzat net (VAN) abans del pagament d'impostos és de 1241 MMPTas per a l'alternativa A, i de 2286 MMPTas per a l'alternativa D. Per tant, és notablement més rendible considerar l'alternativa que inclou únicament cicles d'absorció .

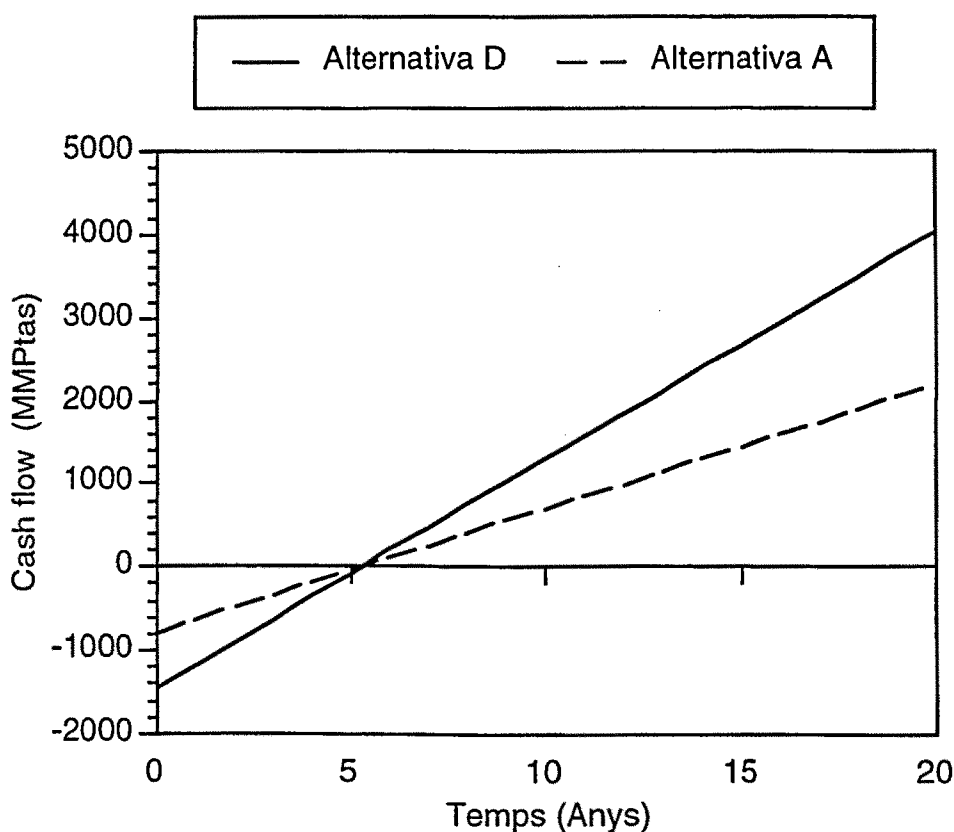


Figura 34 - Comparació del cash flow entre les alternatives D i A
(cost de l'electricitat: 8 Ptas/kwh).

S'ha vist que el PBP és més baix per als casos en què, havent-hi un cicle d'absorció a la xarxa (alternatives B, C i D), s'ha incrementat la capacitat de la turbina de vapor (comparació de 1.a i 1.b, amb 2.a i 2.b). El benefici d'aprofitar el treball d'expansió addicional supera el cost extra d'inversió inicial, i, per tant, és aconsellable que en les alternatives amb cicles d'absorció s'incrementi la potència de les turbines de vapor de contrapressió.

Les diferències de PBP entre les situacions que requereixen una inversió de capital per a la compra d'una turbina de vapor, i les que no requereixen aquesta inversió és poc significativa, encara que, evidentment, el PBP de les situacions que requereixen aquesta compra és lleugerament més alt (comparació de 1.a amb 1.b, i comparació de 2.a amb 2.b). En vista d'aquests resultats, la compra d'una turbina de vapor de superior capacitat, quan existeix un cicle d'absorció, està també justificada econòmicament.

Els anteriors comentaris es referien a un preu de l'electricitat de 8 Ptas/h, amb un preu més alt (10 Ptas/kWh), els beneficis d'operació es fan més significatius que els costos de capital, i en conseqüència, les diferències entre els valors calculats de PBP per a cada situació disminueixen. Un increment en el cost de l'electricitat del 25% redueix el PBP aproximadament a una mica menys de la meitat. L'augment del preu de l'electricitat afavoreix les alternatives que inclouen cicles d'absorció, no només a causa de l'increment del cost de l'electricitat consumida pels cicles de compressió, sinó també per l'increment del benefici de l'electricitat generada en el sistema de cogeneració per l'augment de la seva capacitat com a conseqüència de l'existència de cicles d'absorció a la xarxa de vapor.

CÀLCUL DE L'EFICIÈNCIA DE LA PLANTA GLOBAL D'ENERGIA

Per al càlcul d'eficiència de la planta global d'energia s'ha considerat que el producte útil que s'obté de la planta és l'electricitat, l'energia calorífica i la producció de fred, tal com s'ha presentat en el capítol 3. Per a aquest càlcul s'ha utilitzat un cicle d'absorció de dues etapes pel període anual entre maig i juny. L'alternativa d'absorció triada per a aquest càlcul és la que ha donat millors resultats des del punt de vista econòmic. Els resultats es comparen amb un sistema de compressió equivalent (alternativa A). El període anual escollit és el que presenta un consum mitjà en comparació amb la resta de períodes. Per la resta de cicles d'absorció i períodes s'obtidrien valors molt similars quantitativament i qualitativament. L'eficiència s'ha calculat segons les expressions 281-285, ja presentades al capítol 3, extraient-se les dades de les taules 11-14.

La figura 35 representa l'eficiència de les alternatives D i A en el període 2. En la columna I, s'ha representat l'eficiència corresponent a l'alternativa D, és a dir, utilitzant només un sistema d'absorció. Per analitzar la distribució de l'energia primària emprada, en aquest cas es pot dir que per a cada 100 kW subministrats com a calor de combustió del gas d'entrada a les turbines de gas i al sistema de postcombustió, 37 kW els absorbeix el procés en forma de calor, 34 kW es destinen a la producció

d'electricitat, 6 kW a la producció de fred, i els 23 kW restants es consideren com a pèrdues. A la columna V, s'ha representat l'eficiència de la planta d'energia utilitzant només compressió per a produir fred. Les columnes de la II a la IV representen l'eficiència de la planta d'energia considerant el consum intern i extern d'energia primària, és a dir, utilitzant compressió i incloent el consum d'energia realitzat en una central tèrmica per a generar l'energia elèctrica addicional que s'obtidria utilitzant un sistema de producció d'energia dotat amb un cicle d'absorció. En les columnes II, III i IV l'eficiència elèctrica de la central tèrmica externa és de 0.35, 0.45 i 0.55, respectivament. Es pot observar que, atenent únicament a la planta d'energia, l'eficiència de l'alternativa de compressió (columna V) resulta superior a l'alternativa d'absorció (Columna I). Aquesta diferència està originada per l'inferior eficiència relativa del cicle d'absorció. Però l'anàlisi requereix tenir en compte que el sistema d'absorció produeix un estalvi d'energia primària general pel conjunt del país en augmentar-se la potència del sistema de cogeneració.

Les centrals tèrmiques convencionals tenen una eficiència entre 0.35 i 0.45. En alguns casos, en què s'utilitzen cicles combinats, l'eficiència elèctrica pot arribar fins a 0.55. S'observa que considerant una eficiència elèctrica de 0.35 a 0.45 per a la central tèrmica, l'eficiència de la planta d'energia amb sistema d'absorció resulta molt similar a l'eficiència que presenta la planta d'energia amb un sistema de compressió. Només en el cas extrem d'una eficiència molt alta en la central tèrmica, l'alternativa de compressió resulta més eficient. Per tant, la superior eficiència dels cicles de compressió queda compensada si es considera el consum intern i extern d'energia primària utilitzant centrals tèrmiques convencionals per a produir l'electricitat que no es genera en utilitzar cicles de compressió.

Si s'hagués considerat que la qualitat del contingut energètic del vapor és d'inferior qualitat energètica que l'electricitat, s'obtidria una eficiència global per a la planta d'absorció més pròxima a la d'una planta de compressió, encara que aquesta última continuaria sent la més eficient a causa de l'elevat valor de COP que presenta.

L'eficiència elèctrica de la planta és lleugerament superior en el cas de la planta d'absorció tal com és d'esperar per l'absència del cicle de compressió, i l'eficiència lleugerament superior de la turbina de gas en incrementar-se la seva capacitat. És interessant observar que en la planta que s'està estudiant, el vapor destinat al cicle d'absorció és una quantitat molt important del total produït (un 25 %) en l'alternativa que inclou aquest sistema de refrigeració, tal com es mostra a la figura 36.

Corrent	Cabal (kg/h)	Pressió (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	144093	101	15	15
2	144093	1327	366	378
3	146450	1278	1007	1143
4	146450	103	488	526
5	146566	101	150	157
6	100621	101	15	15
7	100621	1180	371	383
8	106640	1249	941	1063
9	106640	103	446	479
10	106640	101	147	154
11	4500	1818	239	2881
12	21308	3100	259	2878
13	72	602	159	2753
14	21743	131	107	450
15	435	3100	236	1017
16	363	602	159	671
17	12879	3100	325	3055
18	48	602	159	2753
19	13142	131	107	450
20	263	3100	236	1017
21	215	602	159	671
22	2329	131	107	450
23	2329	3100	325	3055
24	0	-	-	-
25	0	-	-	-
26	30493	3100	285	2952
27	4500	1818	239	2881
28	25993	602	159	2751
29	5769	3100	285	2952
30	255	3100	285	2952
31	255	602	248	2952
32	0	-	-	-
33	0	-	-	-
34	229	602	159	2753
35	16233	602	159	2753
36	27131	150	90	377
37	48	131	107	2686
38	37214	131	107	450
39	9902	602	159	2753
40	9902	602	145	608
41	9902	602	145	608
Potència elèctrica generada		Consum de gas natural		
GT-1	10368 kW	GT-1	3031 Nm ³ /h	
GT-2	6948 kW	GT-2	1953 Nm ³ /h	
T. de vapor	1540 kW	HRS-1	149 Nm ³ /h	

Taula 11 - Resultats per a la planta global d'energia (figura 15) utilitzant absorció (alternativa D) en el període 2.

Corrent	Cabal (kg/h)	Pressió (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	76565	101	15	15
2	76565	1131	363	374
3	77790	1082	991	1122
4	77790	103	492	530
5	77886	101	150	157
6	100621	101	15	15
7	100621	1180	371	383
8	106640	1249	944	1066
9	106640	103	448	481
10	106640	101	147	154
11	4500	1818	276	2972
12	11232	3100	325	3055
13	38	602	159	2753
14	11461	131	107	450
15	229	3100	236	1017
16	191	602	159	671
17	12993	3100	321	3100
18	44	602	159	2753
19	13258	131	107	450
20	265	3100	236	1017
21	221	602	159	671
22	2329	131	107	450
23	2329	3100	325	3055
24	0	-	-	-
25	0	-	-	-
26	20989	3100	323	3051
27	4500	1818	276	2972
28	16489	602	194	2832
29	5564	3100	323	3051
30	0	-	-	-
31	0	-	-	-
32	0	-	-	-
33	0	-	-	-
34	837	602	194	2832
35	15735	602	194	2832
36	26245	150	90	377
37	34	131	107	2686
38	27048	131	107	450
Potència elèctrica generada	Consum de gas natural			
GT-1	5066 kW	GT-1	1575 Nm ³ /h	
GT-2	6985 kW	GT-2	1953 Nm ³ /h	
T. de vapor	1100 kW	HRSG-1	123 Nm ³ /h	

Taula 12. - Resultats per a la planta global d'energia (figura 14) utilitzant compressió (alternativa A) en el període 2.

CAPÍTOL 4

Integració de cicles d'absorció amoníac/aigua. Exemple d'aplicació

Corrent	Cabal (kg/s)	Pressió (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Qualitat del vapor	Composició global de NH ₃
1	3.13	1500	42	1317	1.0	0.9996
2	3.13	1500	38.5	184	0.000	0.9996
3	0.46	1500	38.5	184	0.000	0.9996
4	2.67	1500	38.5	184	0.000	0.9996
5	2.07	1500	38.5	184	0.000	0.9996
6	0.60	1500	38.5	184	0.000	0.9996
7	2.07	1500	30.5	144	liq. subref.	0.9996
8	0.60	1500	30.5	144	liq. subref.	0.9996
9	2.07	275	-12	144	0.152	0.9996
10	0.60	160	-24	144	0.189	0.9996
11	2.07	275	0	1275	0.999	0.9996
12	0.60	160	-20	1237	0.998	0.9996
13	2.07	275	15	1314	1.000	0.9996
14	0.60	160	-3	1276	1.000	0.9996
15	12.99	160	61	125	0.008	0.2000
16	15.67	160	38	-52	0.000	0.3365
17	15.67	275	38	-52	liq. subref.	0.3365
18	15.07	275	49	-16	0.000	0.3100
19	15.07	1500	49	-15	liq. subref.	0.3100
20	15.07	1500	110.5	275	0.000	0.3100
21	12.99	1500	142	475	0.000	0.2000
22	12.99	1500	64.5	125	liq. subref.	0.2000
23	2.75	602	159	2753	1.000	0.0000
24	2.75	602	145	608	liq. subref.	0.0000
Consum de la bomba de baixa pressió					1.7 kW	
Consum de la bomba d'alta pressió					19 kW	
Cabal d'aigua de refrigeració					508 m ³ /h	
COP					0.50	

Taula 13. - Resultats d'un cicle d'absorció de doble etapa, en el període 2 (figura 10).

	Cicle 1	Cicle 2
Temp. refrigeració	0 °C	-20 °C
Potència	680 kW	2265 kW
COP	6.0	3
Cabal de CW	45.5 m ³ /h	173 m ³ /h

Taula 14 - Resultats del sistema de compressió, en el període 2.

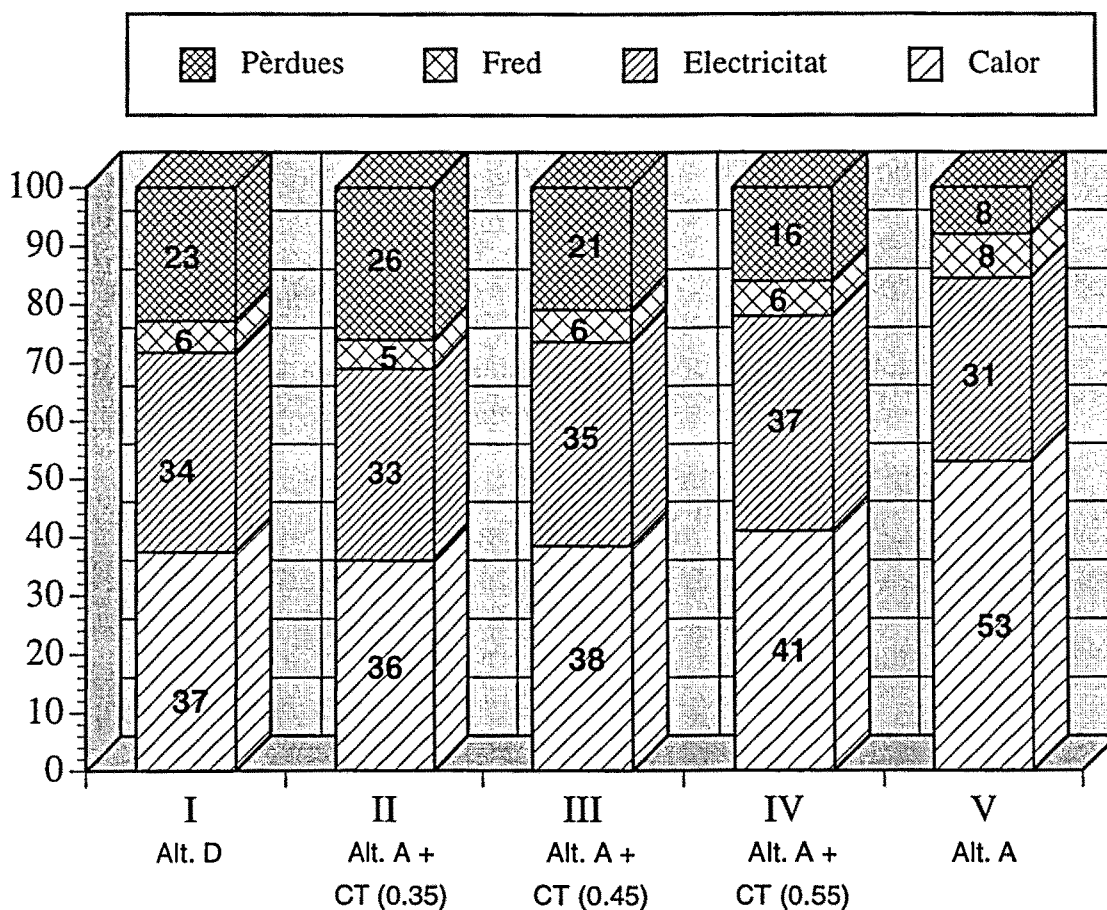


Figura 35 - Eficiència energètica global utilitzant un cicle de dues etapes.

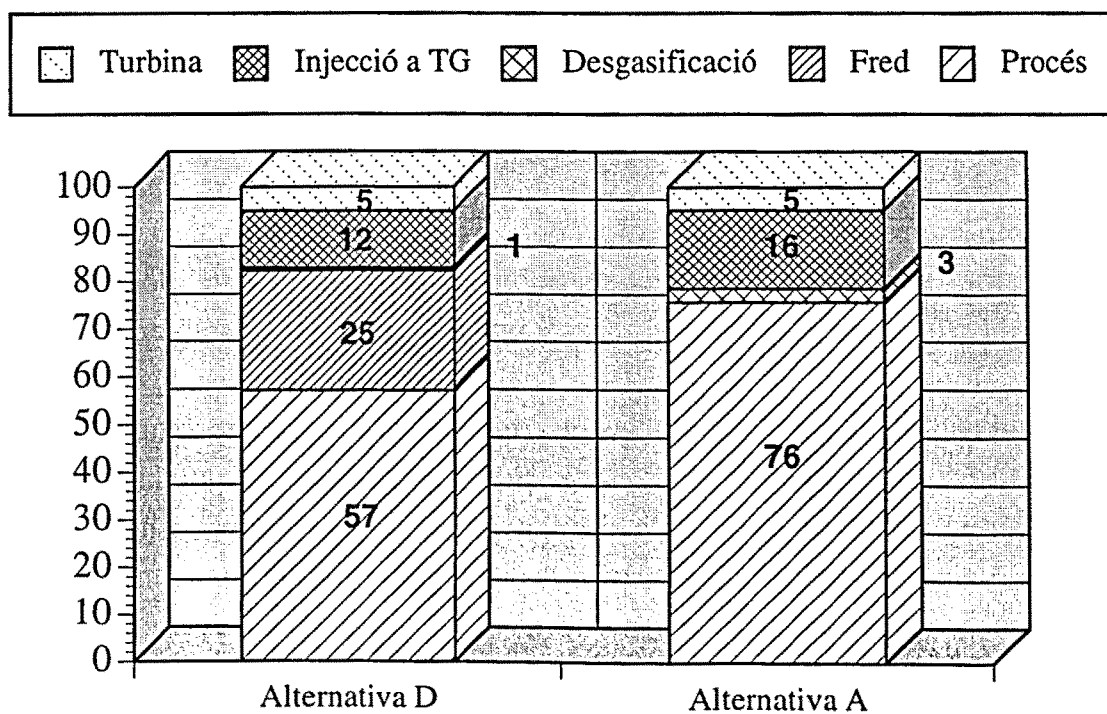


Figura 36 - Distribució de vapor de la planta d'energia utilitzant un cicle de doble etapa.

4-6 RESUM DE RESULTATS

En l'anàlisi de la planta actual, mantenint tots els equips de la planta a la seva capacitat actual, s'obtenen millors resultats amb els cicles de compressió. El cost més alt de l'electricitat consumida pels cicles de compressió en comparació amb el cost del fuel utilitzat per produir el vapor necessari per accionar els cicles d'absorció, és clarament superat per l'eficiència més gran dels cicles de compressió. Això demostra la clara superioritat dels cicles de compressió quan no existeix calor residual, i s'ha de generar expressament vapor per accionar els cicles d'absorció.

En el cas en què s'aprofita vapor excedent, és a dir, utilitzant només els cicles d'absorció quan la demanda de vapor és més baixa, s'ha vist que els costos d'operació són clarament favorables als cicles d'absorció, però no són suficients per a justificar el cost d'inversió, obtenint-se uns valors de retorn de la inversió excessivament llargs, deguts al curt període d'operació si només es vol utilitzar calor excedent.

La presència del cicle d'absorció integrat dins de la xarxa de vapor, incrementa la demanda global de vapor, creant un increment potencial de la capacitat per a produir potència elèctrica, la qual cosa permet recuperar més calor dels gasos d'escapament de la turbina de gas i generar el vapor addicional que el cicle d'absorció requereix.

Les diferències entre els valors calculats del període de retorn de la inversió de les alternatives que inclouen cicles d'absorció i les que inclouen cicles de compressió, són molt petites, tal com es veu comparant els resultats de la taula 7 a la taula 10.

S'ha de destacar que el benefici d'operació és superior per les situacions en què es consideren cicles d'absorció, i entre aquestes, el cicle de doble etapa és el que presenta millors resultats pel que fa a benefici d'operació de la planta global d'energia. L'alternativa D (únicament cicles d'absorció) presenta un VAN clarament superior, un millor cash flow i igual valor de PBP que l'alternativa A, que considera l'opció convencional d'utilitzar únicament cicles de compressió. Encara que l'eficiència global de la planta d'energia és favorable a l'ús dels cicles de compressió, amb la inclusió dels cicles d'absorció s'obté una eficiència similar d'aprofitament d'energia primària, si es considera el consum d'energia necessari a les centrals tèrmiques convencionals per a generar l'electricitat addicional que comporta la utilització dels cicles d'absorció.

Per tant, quan es planteja l'alternativa d'atendre les necessitats de fred per compressió o per absorció, cal tenir en compte que és més rendible l'opció d'absorció,

si s'augmenta la capacitat nominal de la turbina de gas per a produir el vapor addicional que requereix el generador del sistema amoníac/aigua, i, al mateix temps, produir un excedent d'electricitat que es pot enviar a la xarxa elèctrica exterior. En aquestes condicions, el Període de Retorn de la Inversió (PBP) és similar per a les dues alternatives de refrigeració, però la rendabilitat global del projecte segons l'anàlisi del cash flow, és notablement superior per l'alternativa de refrigeració per absorció.

En termes de millora ambiental, cal dir que amb el sistema d'absorció s'obté un estalvi del 3% en energia primària, pel fet de subministrar energia elèctrica en forma més eficient que la produïda en una central tèrmica de gas convencional.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI



**ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA QUÍMICA
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA QUÍMICA**

**INTEGRACIÓ DE CICLES D'ABSORCIÓ
EN XARXES D'ENERGIA
DE PLANTES DE PROCÉS**

Memòria presentada per

JOAN CARLES BRUNO ARGILAGUET

**per obtenir el grau de
Doctor en Enginyeria Química.**

Treball dirigit pel Dr. Francesc Castells i Piqué
Catedràtic del Departament d'Enginyeria Química.

Tarragona, 1999

CAPÍTOL 5

*Integració de cicles d'absorció aigua/bromur de liti
en plantes de producció d'energia.
Aplicació a una planta petroquímica de Tarragona*

- 5-1 Descripció de la planta**
- 5-2 Anàlisi de la situació actual.
Existència de vapor residual a molt baixa pressió**
- 5-3 Existència de vapor residual a baixa pressió**
- 5-4 Existència de vapor residual a alta pressió**
- 5-5 Increment de la potència del sistema de cogeneració**
- 5-6 Comentari dels resultats**

5-1 DESCRIPCIÓ DE LA PLANTA

En aquest capítol la metodologia que s'ha proposat per a la integració de cicles de refrigeració per absorció s'aplicarà a una planta de procés de l'empresa Bayer al polígon petroquímic de Tarragona, per a subministrar fred a 7 °C. Aquesta planta genera una important quantitat de calor de procés que es recupera per a generar vapor a diferents nivells de pressió (3100 kPa i 132 kPa). Actualment, el vapor a molt baixa pressió (132 kPa), s'utilitza per accionar un cicle de simple efecte aigua-bromur de liti que proporciona 2500 kW d'aigua freda a 7 °C. Per a aquest nivell de temperatura el cicle d'aigua-bromur de liti és el cicle d'absorció més adequat. Quan la quantitat de calor de procés no és suficient o no està disponible, el vapor necessari s'expandeix del col·lector de baixa pressió de la planta d'energies que ja s'ha presentat en l'aplicació del capítol 4. A la figura 14 es presenta un esquema d'aquesta planta. Els cicles d'absorció d'amoniac-aigua s'han descartat per a aquesta aplicació, ja que la temperatura de la càrrega de refrigeració que es requereix pot ser assumida per un sistema d'aigua/Libr i a amb un COP superior al dels cicles d'amoniac/aigua. Els cicles d'absorció considerats són els cicles de simple (figura 2) i doble efecte d'aigua-bromur de liti (figura 5 i 7). A la figura 37 es mostra la planta actual, és a dir, la planta d'energies i el sistema de producció de fred actualment en operació.

Els cicles de doble efecte es poden dissenyar en flux en sèrie o flux en paral·lel. Les dades que s'han emprat per a la modelització d'aquests cicles es donen a la taula 15. Utilitzant les dades d'aquesta taula per a ambdues configuracions de flux, s'han obtingut unes prestacions molt similars, encara que el cicle en flux en paral·lel presenta un COP, 1.17, lleugerament millor que el cicle equivalent de flux en sèrie, 1.12, per a subministrar la mateixa demanda de refrigeració. D'acord amb això, i per tal de reduir tant com sigui possible el rang d'opcions que s'han d'estudiar, s'ha considerat que per a aquesta aplicació, sempre que se selecciona un cicle de doble efecte correspon a un cicle de flux en paral·lel. Cal recordar, però, que el programa XV és capaç de modelitzar qualsevol de les dues configuracions de flux.

L'estudi econòmic per a aquesta aplicació es realitza a partir de les dades de costos de serveis i d'inversió que es donen a la taula 16. S'ha assumit el mateix preu tant per l'electricitat comprada com per l'electricitat venuda a la xarxa elèctrica exterior. El factor de recuperació de capital considerat és de 0.15. Els costos en equipaments s'obtenen consultant directament als fabricants (Carrier, TurboMach,

Roca Radiadores, Sulzer España i Pasch) i també en algunes referències existents en la literatura especialitzada (Dorgan et alter, 1995, Sahún i Valle, 1996, Garret, 1989).

Dades per a la modelització del cicle de simple efecte.	
Carrega de refrigeració, Q_{ev} (kW)	2500
Temp. condensador, T_{co} (°C)	46
Temp. evaporador, T_{ev} (°C)	4.5
Temp. generador, T_g (°C)	100
Rendiment del bescanviador de la solució, η_{HEX}	0.75
Rendiment de la bomba, η_p	0.85
Rendiment del generador, η_g	0.73
Relació de circulació de la solució, A	16
Dades per a la modelització del cicle de doble efecte.	
Relació de circulació de la solució	12
Concentració màssica a l'entrada de l'absorbidor	0.63
Relació de recuperació de calor a alta pressió	0.7
Relació de recuperació de calor a baixa pressió	0.8
Pressió al HPG (Pa)	73000
Pressió al condensador (Pa)	5900
Temperatura a l'evaporador (°C)	4.5
Relació de distribució de la solució (només per flux en paral·lel)	0.5

Taula 15 - Dades per a modelització de cicles d'aigua/bromur de liti.

Costos dels serveis	
Electricitat	8 Ptas/kWh
Gas Natural	2 Ptas/te
Aigua de refrigeració	5 Ptas/m ³
Aigua desmineralitzada	40 Ptas/m ³
Costos de inversió	
Cicles de Refrigeració	
Cicle d'absorció de simple efecte (2500 kW a 7 °C)	64 MMPTas
Cicle d'absorció de doble efecte (2500 kW a 7 °C)	81 MMPTas
Cicle de compressió (2500 kW a 7 °C)	60 MMPTas
Altres unitats	
Sistema de cogeneració	110000 Ptas/kW
Turbina de vapor a contrapressió	37000 Ptas/kW

Taula 16. Costos de serveis i d'equipaments.

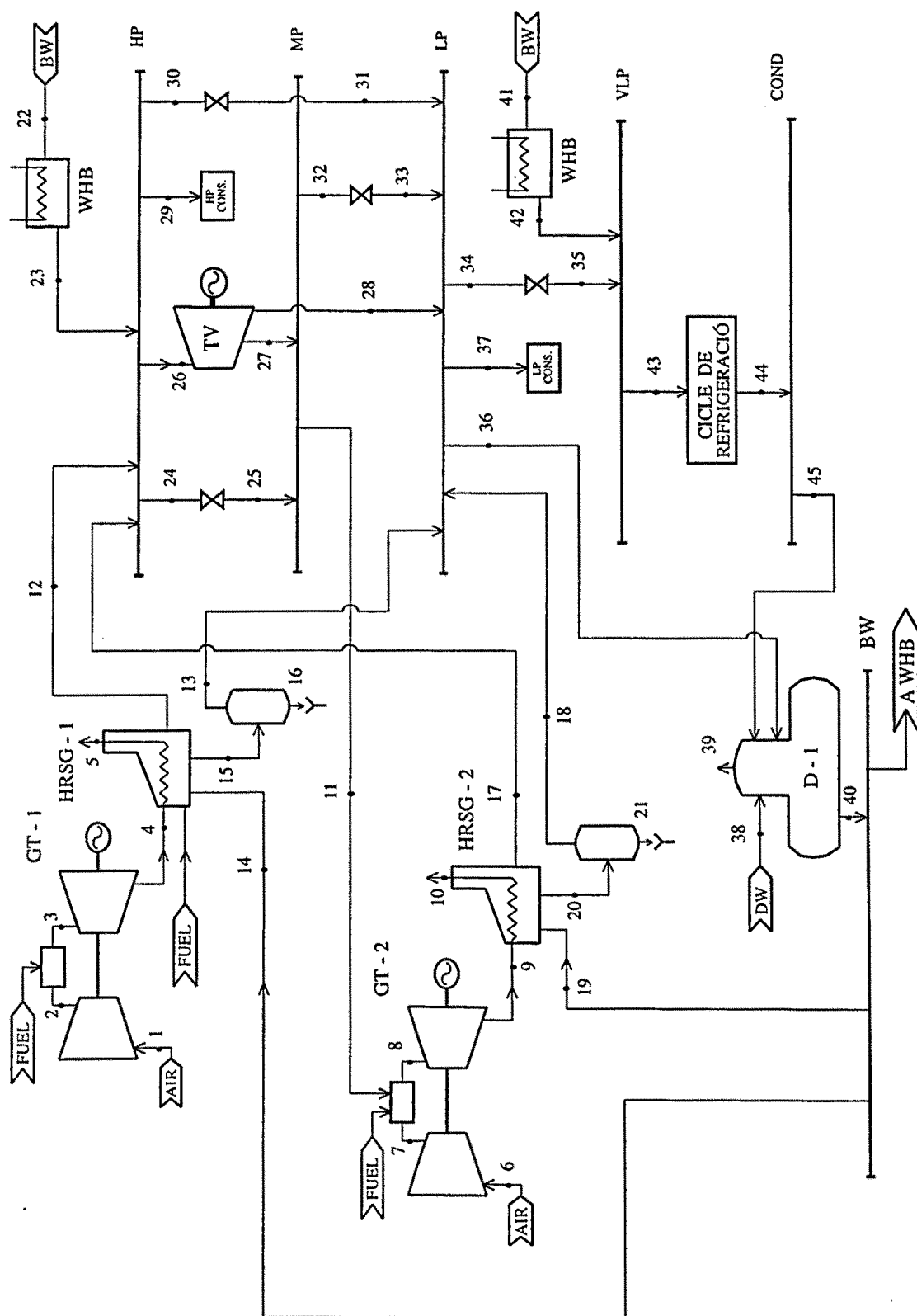


Figura 37 - Esquema de la planta d'energia actual incloent el cicle de simple efecte.

5-2 ANÀLISI DE LA SITUACIÓ ACTUAL. EXISTÈNCIA DE VAPOR RESIDUAL A MOLT BAIXA PRESSIÓ

El cicle d'absorció de simple efecte s'ha simulat d'acord amb el model presentat al capítol 2, i emprant les dades subministrades per l'empresa química. Utilitzant el calor residual disponible (132 kPa) el benefici d'operació de la planta global és de 33016 Ptas/h. Els resultats de l'optimització es mostren a les taules 17 i 18. Com ja s'ha comentat en altres capítols, en el càlcul del benefici d'operació, s'han inclòs els costos de tots els recursos emprats per a produir calor, potència i refrigeració.

Treballant en les mateixes condicions i emprant un cicle de compressió amb un COP de 6.0 s'obté un benefici d'operació de 31690 Ptas/h. El benefici d'operació de la planta d'energia utilitzant un cicle d'absorció de simple efecte compensa en aquesta situació, la més alta eficiència i el lleugerament menor cost d'inversió del cicle de compressió. El període retorn de la inversió (PBP) de l'alternativa d'absorció és inferior a un any. Això prova una vegada més la idoneïtat d'aquest tipus de cicles sempre que existeixi calor residual.

Una altra opció tècnicament possible per a aquesta planta de refrigeració podria ser l'ús de cicles d'absorció de doble efecte. Per a aquesta opció, s'utilitza directament el vapor de baixa pressió (602 kPa) de la xarxa per accionar el cicle, sense necessitat de realitzar cap expansió. El benefici d'operació per a aquesta alternativa és de 29430 Ptas/h. Aquest benefici és inferior al de les dues altres opcions presentades anteriorment, ja que a la planta de procés no hi ha calor residual per a generar vapor a la pressió necessària per a aquest cicle, sinó que s'ha de consumir vapor procedent de la xarxa.

Durant alguns moments del temps d'operació, la quantitat de calor residual no és suficient per a subministrar tot el calor necessari per produir vapor per al cicle d'absorció de simple efecte existent, i s'utilitza vapor de la xarxa de baixa pressió de la planta d'energia expandit fins a la pressió d'entrada al cicle. La simulació d'aquesta situació mostra que en anar reduint la quantitat de calor residual disponible, el cicle de compressió es converteix progressivament en la millor opció per a la refrigeració.

Número de corrent	Cabal (kg/h)	Pressió (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	76565	101	15	15
2	76565	1131	363	374
3	77790	1082	991	1123
4	77790	103	492	530
5	77790	101	150	157
6	100621	101	15	15
7	100621	1079	371	383
8	106640	1249	945	1066
9	106640	103	448	481
10	106640	101	147	153
11	4500	1818	272	2964
12	11308	3100	325	3055
13	38	602	159	2753
14	11800	131	107	450
15	492	3100	236	1017
16	454	602	159	671
17	13078	3100	314	3028
18	44	602	159	2753
19	13344	131	107	450
20	266	3100	236	1017
21	222	602	159	671
22	2329	131	107	450
23	2329	3100	325	3055
24	0.	-	-	-
25	0.	-	-	-
26	21132	3100	320	3042
27	4500	1818	272	2964
28	16632	602	191	2825
29	5582	3100	320	3042
30	0.	-	-	-
31	0.	-	-	-
32	0.	-	-	-
33	0.	-	-	-
34	0.	-	-	-
35	0.	-	-	-
36	936	602	190	2825
37	15779	602	190	2825
38	26317	150	90	377
39	42	131	107	2686
40	32826	131	107	450
41	5614	131	107	450
42	5614	131	107	2686
43	5614	131	107	2686
44	5614	131	99	414
45	5614	131	99	414
Potència elèctrica		Consum de gas natural		
GT-1	5066 kW	GT-1	1575 Nm ³ /h	
GT-2	6982 kW	GT-2	1953 Nm ³ /h	
T. de vapor	1100 kW	HRSG-1	130 Nm ³ /h	

Taula 17. - Resultats de l'optimització de l'actual planta d'energia (figura 37).

Número de Corrent	Cabal (kg/s)	Pressió (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Composició (% en pes LiBr)
1	1.08	10.1	46	193	-
2	1.08	0.8	4.5	193	-
3	1.08	0.8	4.5	2508	-
4	17.29	0.8	43	118	59.32
5	17.29	10.1	43	118	59.32
6	17.29	10.1	81	191	59.32
7	1.08	10.1	100	2683	-
8	16.19	10.1	100	244	63.27
9	16.19	10.1	57	166	63.27
10	16.19	0.8	52	166	63.27
11	1.56	131	107	2686	-
12	1.56	131	99	414	-
Consum de la bomba				0.05 kW	
Cabal d'aigua de refrigeració				743 m ³ /h	
COP				0.69	

Taula 18. - Resultats de la simulació del cicle de simple efecte actual (figura 2).

En aquesta situació, la diferència a favor del cicle de simple efecte entre el benefici d'operació d'aquest cicle i el benefici d'operació del cicle de doble efecte disminueix. L'explicació és que per a aquesta situació també s'ha de generar vapor a la xarxa per accionar el cicle de simple efecte, cosa que abans no era necessària, i a més aquest cicle és menys eficient que el cicle de doble efecte.

La simulació de la situació que es presenta quan per alguna raó (parada temporal de la planta de procés, manteniment, etc.) no hi ha calor residual disponible per a generar vapor a molt baixa pressió, indica que el cicle de doble efecte ofereix millor benefici d'operació que el cicle de simple efecte (25707 Ptas/h), però per a aquesta situació hipotètica, els cicles de compressió seria l'opció triada des del punt de vista econòmic, ja que aquesta és també l'opció que ofereix un cost d'inversió més baix.

5-3 EXISTÈNCIA DE VAPOR RESIDUAL A BAIXA PRESSIÓ

Un altre cas interessant per estudiar és la hipotètica presència de calor residual capaç de generar vapor de baixa pressió (602 kPa). Assumint la presència d'aquest calor residual i utilitzant cicles d'absorció, existeixen tècnicament dues opcions. Una és utilitzar el vapor directament en un cicle de doble efecte, o expandir-lo a molt baixa pressió i utilitzar-lo en un cicle de simple efecte. La calor necessària per accionar el cicle de doble efecte i subministrar el fred requerit per les plantes de procés, és de

2127 kW. El benefici d'operació és de 34027 Ptas/h , i superior al que s'obté amb cicles de simple efecte o de compressió. Lògicament quan existeix calor residual per a generar vapor de baixa pressió, utilitzar-lo directament en una màquina de doble efecte és més atractiu econòmicament que utilitzar un cicle de simple efecte, per al qual és necessari fer una expansió del vapor fins molt baixa pressió. Com que hi ha calor residual, l'opció de doble efecte és també millor que l'ús de cicles equivalents de compressió. Cal afegir, però, que el vapor a baixa pressió es consumiria en altres llocs de la planta a més del consum derivat de la utilització del cicle de doble efecte, i, que per tant, la no existència del cicle d'absorció no suposaria que hi hagués un vapor residual sense cap utilitat.

5-4 EXISTÈNCIA DE VAPOR RESIDUAL A ALTA PRESSIÓ

Un altra situació interessant per a estudiar és la suposició de l'existència de calor residual per a generar vapor a alta pressió (3100 kPa). Per a aquest cas hipotètic, que en ser tècnicament possible podria ser una situació real en altres plantes, el vapor, que es consumeix a baixa (doble efecte) o molt baixa pressió (simple efecte), es pot utilitzar prèviament en una turbina de vapor per a generar potència mecànica o per accionar un generador elèctric, i posteriorment utilitzar el vapor ja expandit per a accionar el cicle d'absorció. Per a considerar aquesta opció, és necessari que la turbina de vapor existent (1100 kW) sigui capaç de fer front a l'increment de cabal de vapor que circula a través de la xarxa degut a la presència del cicle d'absorció, o serà convenient plantejar la seva substitució per una turbina de més capacitat.

El cicle doble efecte és més eficient, i, per tant, aquesta alternativa de disseny, ofereix un benefici d'operació més atractiu. L'inconvenient per a aquesta alternativa és que sent el vapor consumit pel cicle de doble efecte inferior al que es consumeix en un cicle de simple efecte, la potència mecànica que es generarà a la turbina de vapor serà inferior. El que és important aquí és veure quin dels dos efectes, l'eficiència o la generació de potència, serà el que tindrà més influència. A més, s'ha de considerar que el cost d'inversió dels cicles de doble efecte és més alt.

Si a la xarxa de vapor s'instal·la un cicle de simple efecte es pot accionar una turbina de 1400 kW obtenint-se un benefici d'operació de 34814 ptas/h. Per doble efecte la potència que pot donar la turbina és de 1290 kW amb un benefici d'operació de 35115 ptas/h. Per tant, els beneficis d'operació de la xarxa en ambdós casos són molt similars, i per tant s'hauria de seleccionar un cicle d'absorció atenent a altres factors com ara el cost d'inversió, disponibilitat de l'aigua de refrigeració, ús posterior

de la potència extra generada, o qualsevol altra restricció que existeixi en la planta global d'energia.

5-5 INCREMENT DE LA POTÈNCIA DEL SISTEMA DE COGENERACIÓ

La inclusió d'un cicle d'absorció a la xarxa de vapor en el cas que no existeixi calor residual, augmenta la necessitat de generar vapor. Aquesta situació es pot aprofitar per introduir un cicle de turbina de gas més potent que augmenti alhora la producció de potència i la de calor destinada a produir vapor.

En aquest estudi es planteja la modificació de la turbina de gas GT-1 (5 MW), per un altra de més capacitat. En aquest cas s'ha de determinar quines són les dimensions de la turbina de gas més adequades per el sistema de cogeneració. Les turbines de gas se suministren en potències estàndard per la qual cosa el número d'opcions és limitat. Una turbina de gas excessivament gran donaria lloc a un excedent de calor superior al que es pot recuperar degut a la presència del cicle d'absorció. Per a la planta que s'està estudiant, es pot veure la viabilitat d'utilitzar una planta basada en turbina de gas GT-1 de 6.6 MW (TurboMach TGC-650-CT) i de 9 MW (TurboMach TGC-880). Potències més grans donarien ja excedents de calor per a la planta estudiada. Si existeix la possibilitat d'utilitzar un cicle combinat, com és el cas estudiat aquí, s'ha de determinar la potència òptima de la turbina de vapor.

Per al cas de turbina de gas de 6.6 MW la generació de calor extra respecte a la turbina de 5 MW en operació, no és prou important per fer front a la demanda de calor per accionar els cicles d'absorció, i es requereix encara una quantitat de post-combustió important.

Es comparen tres situacions:

I - La turbina de vapor existent (1100 kW) no se substitueix.

II - S'instal·la una nova turbina de vapor per aprofitar l'increment de potència que es genera en haver-hi un cicle de d'absorció a la xarxa.

III - Es considera que la turbina de vapor existent opera per sota de la seva capacitat màxima, i, per tant, és capaç de donar l'increment de potència que és possible generar.

Els resultats per a cada situació i per a cada cicle d'absorció es presenten a les taules 19 i 20.

Situació	Simple efecte		Doble efecte	
	Benefici d'operació (Ptas/h)	PBP (anys)	Benefici d'operació (Ptas/h)	PBP (anys)
I	33790	4.2	37514	3.7
II	35850	4.2	38971	3.8
III	35850	3.8	38971	3.5

Taula 19 - Resultats utilitzant una turbina de gas (GT-1) de 6.6 MW

Situació	Simple efecte		Doble efecte	
	Benefici d'operació (Ptas/h)	PBP (anys)	Benefici d'operació (Ptas/h)	PBP (anys)
I	45760	4.1	47288	4.0
II	47622	4.1	48768	4.1
III	47622	3.9	48768	3.8

Taula 20 - Resultats utilitzant una turbina de gas (GT-1) de 9 MW

Utilitzant una turbina de gas de 6.6 MW, es comprova que en la situació I, el benefici d'operació s'incrementa un 11 % en passar de fer servir simple a doble efecte. Això és perquè el consum de fuel de postcombustió per doble efecte és només un 54 % del consum per simple efecte. Per a les situacions II i III, també per a la turbina de 6.6 MW, l'increment és lleugerament inferior (9 %) degut a que la major quantitat de vapor existent a la xarxa per simple efecte s'utilitza a la turbina de vapor per generar més potència. El PBP també és favorable als cicles de doble efecte, i per tant, el cost de inversió més alt d'aquests cicles es veu compensat per la major eficiència del sistema.

Utilitzant la turbina de gas de 9 MW, la diferència entre simple i doble efecte disminueix. L'increment al passar de cicle de simple efecte a doble efecte és de 3.3 % per a la situació I, i de 2.4 % per a les situacions II i III. En aquest cas, ni per simple ni per doble efecte es fa necessari l'ús de postcombustió, però per doble efecte hi ha excedent de calor i es llança calor a l'atmosfera pel bypass que hi ha abans de la caldera de recuperació. És per aquest motiu que les diferències entre simple i doble efecte es veuen reduïdes al menor cost de l'aigua de torre de refrigeració, i d'aigua desmineralitzada del cicle de doble efecte. D'altra banda, la diferència també es veu minvada pel benefici generat per l'augment de potència de la turbina de vapor, que és superior en el cas en què s'utilitza un cicle d'absorció de simple efecte.

El benefici d'operació més favorable s'obté amb un cicle de doble efecte, turbina de gas de 9 MW i aprofitant tot el potencial per generar energia mecànica a la turbina de vapor. Els resultats de l'optimització per a aquesta alternativa es mostren a les taules 21 i 22. En el cas dels cicles de doble efecte no és necessari realitzar la reducció de pressió a molt baixa pressió, i es pot utilitzar directament el vapor de baixa pressió, tal com es mostra a la figura 15.

Corrent	Cabal (kg/h)	Pressió (kPa)	Tempera- tura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	135545	101	15	15
2	135545	1327	394	408
3	137646	1278	1000	1133
4	137646	103	471	505
5	137646	101	153	160
6	100621	101	15	15
7	100621	1079	371	383
8	106640	1249	945	1066
9	106640	103	449	481
10	106640	101	180	188
11	4500	1818	278	2977
12	15815	3100	325	3055
13	54	602	159	2753
14	16137	131	107	450
15	322	3100	236	1017
16	268	602	159	671
17	11573	3100	325	3055
18	39	602	159	2753
19	11809	131	107	450
20	236	3100	236	1017
21	197	602	159	671
22	2329	131	107	450
23	2329	3100	325	3055
24	0	-	-	-
25	0	-	-	-
26	24162	3100	325	3055
27	4702	1818	278	2977
28	19460	602	195	2836
29	5555	3100	325	3055
30	0	-	-	-
31	0	-	-	-
32	203	1818	278	2977
33	203	602	260	2977
34	908	602	196	2837
35	15704	602	196	2837
36	26263	150	90	90
37	38	131	107	2686
38	30275	131	107	450
39	3144	602	196	2837
40	3144	602	95	398
41	3144	602	95	398
Potència elèctrica generada		Consum de gas natural		
GT-1	9015 kW	GT-1	2701 Nm ³ /h	
GT-2	6991 kW	GT-2	1953 Nm ³ /h	
Turbina de vapor	1264 kW	HRSG-1	0 Nm ³ /h	

Taula 21. - Resultats de la planta global d'energia (figura 15).

Número de Corrent	Cabal (kg/s)	Pressió (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Composició (% en pes LiBr)
1	1.06	5.9	3.6	149.8	-
2	1.06	0.9	4.5	149.8	-
3	1.06	0.9	4.5	2508	-
4	12.72	0.9	40	104.5	57.75
5	12.72	5.9	40	104.5	57.75
6	12.72	5.9	68	159.7	57.75
7	6.36	5.9	68	159.7	57.75
8	6.36	73.0	68	159.7	57.75
9	6.36	73.0	118	260.2	57.75
10	5.80	73.0	154	342.5	63.33
11	5.80	73.0	94	232.3	63.33
12	5.80	5.9	89	232.3	63.33
13	6.36	5.9	68	159.7	57.75
14	6.36	5.9	86.5	197.2	57.75
15	5.86	5.9	87	216.9	62.67
16	11.66	5.9	90	224.5	63.00
17	11.66	5.9	57	164.2	63.00
18	11.66	0.9	51	164.2	63.00
19	0.56	73.0	154	2783	-
20	0.56	73.0	91	381.8	-
21	0.56	5.9	36	381.8	-
22	0.50	5.9	87	2658	-
23	0.87	602	196	2837	-
24	0.87	602	156	671.2	-
25	0.87	602	95	398.1	-
26	-	0.9	50	149.1	63.00
27	-	73.0	140	303.3	57.75
Consum de la bomba de baixa pressió				0.05 kW	
Consum de la bomba d'alta pressió				0.34 kW	
Cabal d'aigua de refrigeració				569 m ³ /h	
COP				1.17	

Taula 22. - Resultats del cicle de doble efecte en flux en paral·lel (figura 7).

Utilitzant un cicle de compressió (COP = 6.0) i una turbina de gas (GT-1) de 5 MW, el benefici d'operació és de 31690 Ptas/h, i el PBP és de 3.5 i 3.2 anys, en el cas en què s'ha de comprar una nova turbina de vapor de 1100 kW i en el cas en què no és necessari, respectivament. Encara que el PBP és millor que l'ofert per les alternatives d'absorció, el seu benefici d'operació és clarament inferior. A la figura 38 es compara el cash flow entre l'opció de cicle de doble efecte (situació II, TG de 9 MW) i cicle de compressió. Tal com ja es posava de manifest en l'estudi de l'amoniac/aigua presentat al capítol anterior, l'absorció requereix una inversió inicial superior, però aquesta es clarament compensada pel superior benefici anual que es

genera. El VAN per a l'alternativa d'absorció és de 2298 MMPTas, mentre que per a l'alternativa de compressió és de només 1566 MMPTas.

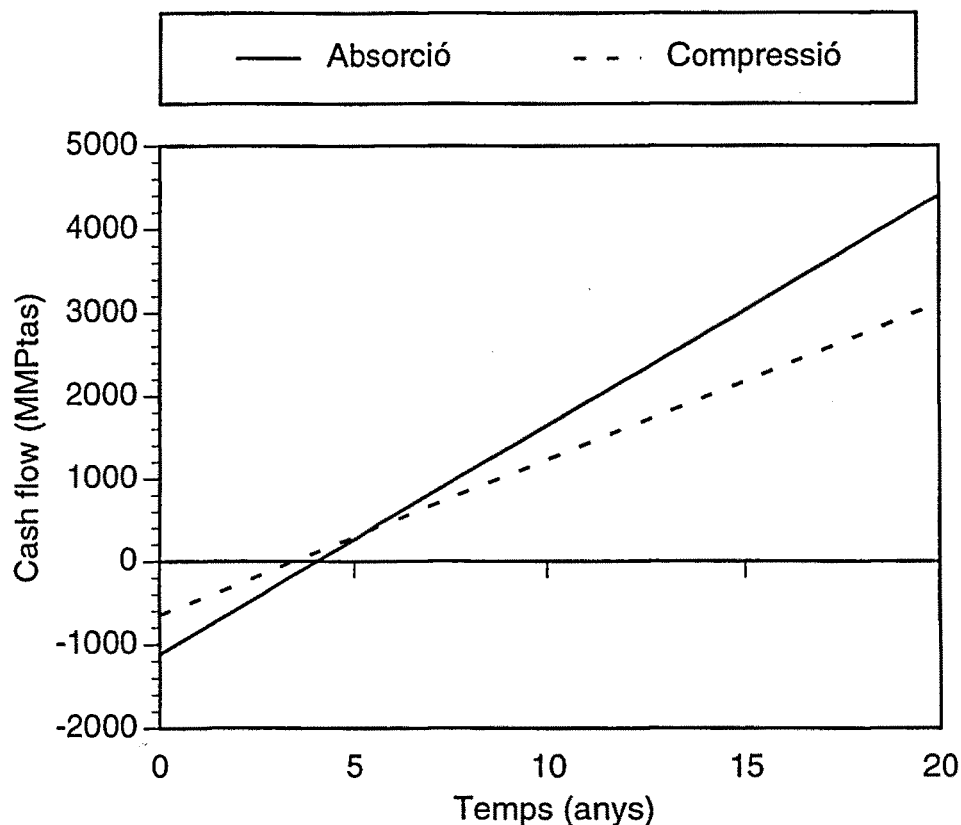


Figura 38 - Comparació del cash flow entre l'opció de cicle de doble efecte (situació II, TG de 9 MW) i cicle de compressió.

A la figura 39 es compara l'eficiència energètica global per a la planta d'energia incloent un cicle d'absorció de doble efecte amb turbina de gas de 9 MW, amb l'alternativa de compressió equivalent. L'absorció presenta millor eficiència si es considera que l'electricitat addicional que es genera en aquesta opció a causa de la utilització d'un sistema de cogeneració de superior capacitat, s'ha de generar en una central tèrmica amb una eficiència elèctrica inferior al 45 %. Només les més modernes centrals tèrmiques de cicle combinat presenten eficiències superiors.

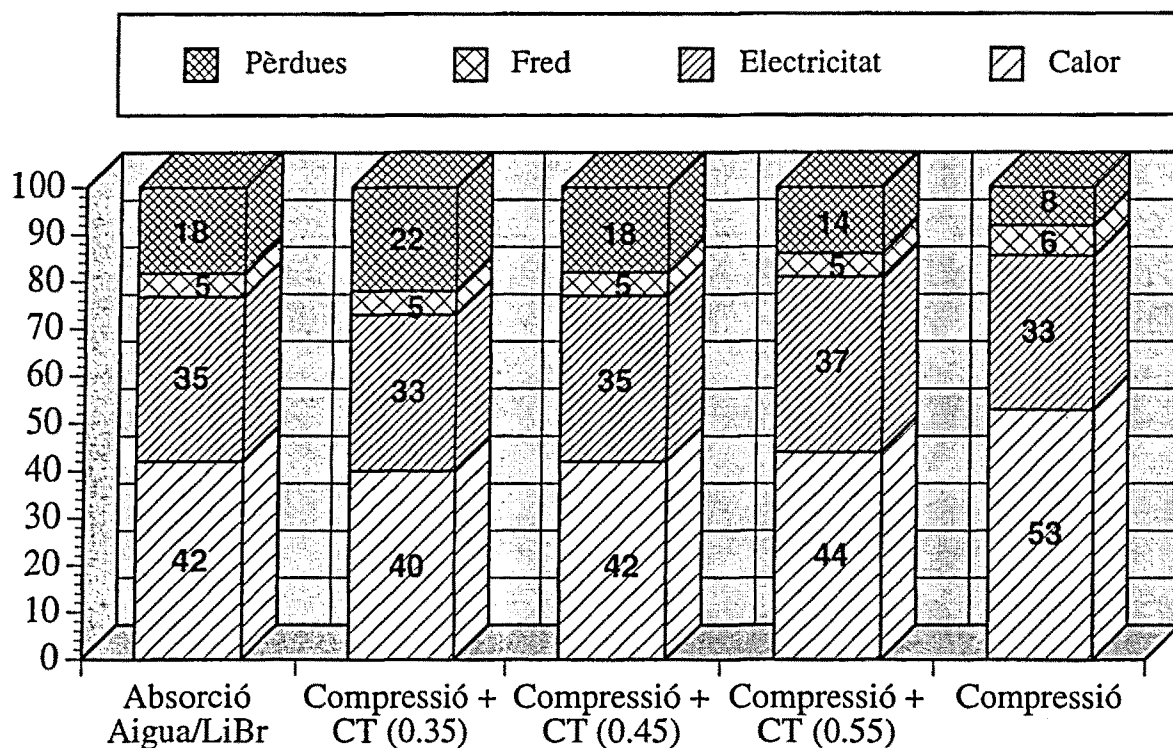


Figura 39 - Comparació de l'eficiència energètica global.

La figura 40 representa la distribució del consum de vapor. El vapor consumit pel cicle d'absorció representa només un 10 % del consum total de la planta.

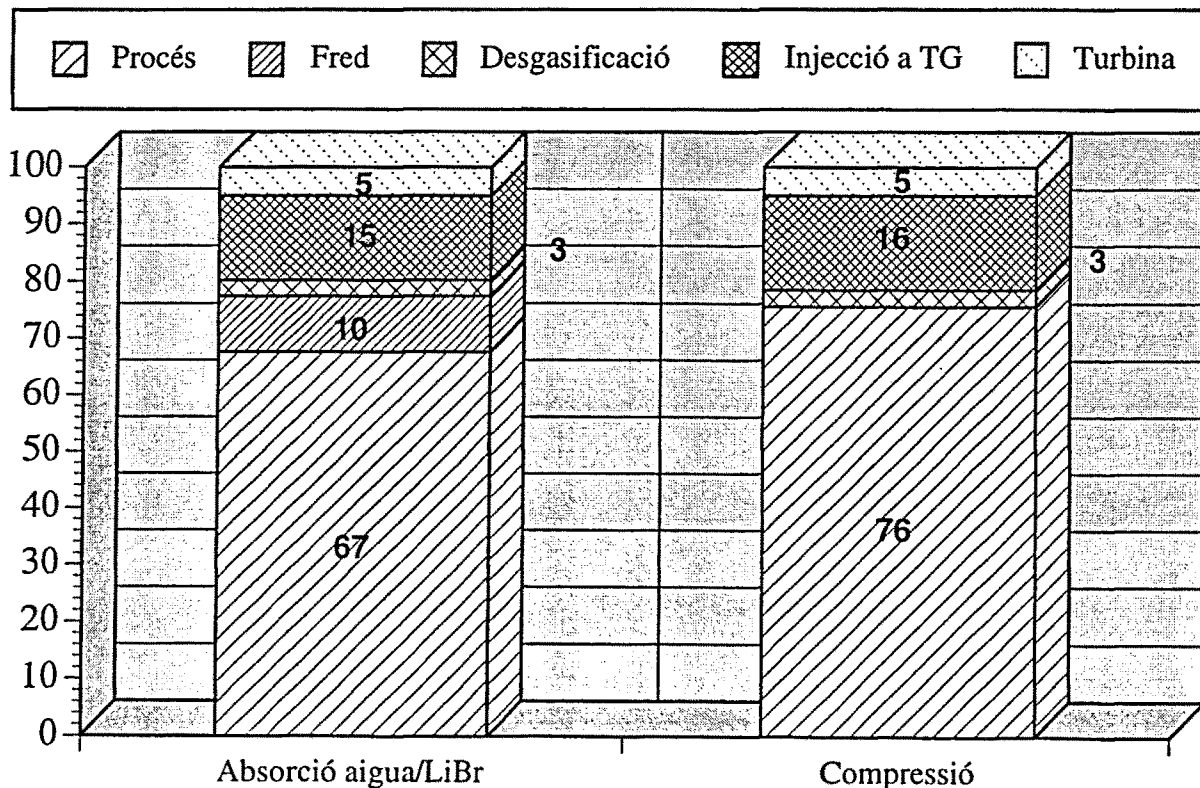


Figura 40 - Distribució de vapor a la planta d'energia utilitzant un cicle de doble efecte.

5-6 COMENTARI DELS RESULTATS

S'ha vist que en el cas d'una planta d'energia ja existent, en la qual l'única forma d'obtenir més calor és mitjançant un increment de la postcombustió i considerant els cicles d'absorció comercialitzats actualment, no hi ha cap altra alternativa més avantatjosa que els cicles convencionals de compressió. Al contrari, si existeix calor residual els resultats demostren que els cicles d'absorció són la millor alternativa. Les característiques del vapor generat per la font de calor residual, dictaminaran quin és el cicle d'absorció més adient.

Una situació diferent és el cas en què es dissenya una planta d'energia en la qual des de l'inici es planteja la possible utilització de cicles d'absorció. Tal com s'ha vist a la secció anterior, aquesta opció permet augmentar la potència del cicle de cogeneració. En aquest cas, les situacions que inclouen un cicle d'absorció presenten uns valors de PBP acceptables no molt allunyats dels que s'obtenen emprant cicles convencionals de compressió. D'aquesta manera es compensa l'eficiència menor dels cicles d'absorció i el seu cost d'inversió més alt, amb l'efecte beneficiós que té la generació d'energia elèctrica extra a causa de l'augment de potència del sistema de cogeneració. La situació és encara més favorable si hi ha la possibilitat d'instal·lar una turbina de vapor per aprofitar l'expansió del vapor des de la pressió a la qual és generat aquest vapor a la caldera, fins a la pressió de consum de vapor del cicle. Com s'ha vist, aquesta última opció no influeix molt negativament en el PBP. L'eficiència global de la planta d'energia des del punt de vista de la primera llei de la termodinàmica, resulta més favorable en el cas on s'inclou un cicle de compressió, però el benefici d'operació és superior per a l'alternativa en la qual es consideren cicles d'absorció.

Hi ha un ampli ventall d'opcions pel que fa a la inversió necessària, ja que depèn de la situació particular de cada planta, però en els casos estudiats en aquest treball s'obté un PBP entre 3.5 i 4.2.

CAPÍTOL 6

Conclusions

S'ha proposat un mètode de simulació i optimització per a estudiar la viabilitat econòmica de la integració de cicles de refrigeració per absorció i compressió en sistemes d'energia que abasteixen plantes de procés utilitzant el programa XV. Aquest programa permet determinar quin és el cicle o combinació de cicles de refrigeració més adequat per a una determinada aplicació, d'acord amb criteris econòmics, i tenint en compte les restriccions degudes a les característiques de la demanda de refrigeració i les degudes a la planta d'energia on s'integra el cicle de refrigeració.

La presència de cicles de refrigeració per absorció incrementa la demanda de calor a la planta d'energia. Per tant, es crea la possibilitat de generar energia elèctrica addicional ja que és possible la utilització d'un cicle de cogeneració de superior capacitat en incrementar-se la demanda de calor. En aquest cas, el mètode permet la determinació de la potència i condicions d'operació del cicles de cogeneració i d'absorció més adequats.

Si en la mateixa planta d'energia existeix una turbina de vapor (cicle combinat), apareix també un increment en la capacitat per a crear potència, ja que el vapor necessari per accionar el cicle de refrigeració es genera a alta pressió, però; en canvi, el cicle d'absorció consumeix aquest vapor a baixa o molt baixa pressió. El resultat de l'optimització mostren per a una demanda de refrigeració donada, quina és la capacitat de turbina de vapor més adient per tal d'aprofitar l'increment de cabal de vapor a través de la xarxa.

El mètode presentat en aquest treball, implementat en el programa XV, s'ha validat utilitzant dades reals de la planta de Bayer actualment en operació en el complex petroquímic de Tarragona. En aquesta planta existeixen diferents demandes de fred. Una a 0 °C, i -20 °C, i una altra a 7 °C. S'han presentat dues aplicacions pràctiques.

En la primera aplicació s'il·lustra la integració de cicles d'absorció d'amoniac-aigua en plantes d'energia. Per a aquest cas s'han estudiat diferents alternatives incloent combinacions de cicles d'absorció i compressió per a subministrar fred a dos nivells de temperatura, a 0 °C i -20 °C. Els resultats han demostrat que sense l'existència de calor residual, com és el cas de la planta actual, l'opció d'utilitzar refrigeració per compressió resulta ser la més atractiva. En canvi, quan es fa ús de la possibilitat d'utilitzar un cicle de cogeneració de potència superior, les alternatives que inclouen cicles d'absorció presenten un benefici d'operació de la planta d'energia més favorable i, entre aquestes, l'alternativa de doble etapa és la que presenta millors

resultats, essent el període de retorn de la inversió similar al que presenten els projectes basats en cicles de compressió.

En el segon exemple, s'ha realitzat l'aplicació de la metodologia presentada en aquest treball per a la integració de cicles d'aigua/bromur de liti en plantes d'energia, en aquest cas, per a subministrar 2500 kW a 7 °C. En la planta de procés existeix actualment un cicle de simple efecte aigua/LiBr accionat per calor residual que permet generar vapor a molt baixa pressió. Per a aquesta planta s'han estudiat diferents alternatives de refrigeració. S'ha comprovat que la utilització d'un cicle de doble efecte no resultaria ser viable, ja que la calor recuperada de la planta de procés no permet generar el vapor a baixa pressió necessari per accionar un cicle de doble efecte. El vapor necessari s'ha de generar emprant calor de postcombustió obtenint-se un benefici d'operació inferior al que s'obté amb un cicle de simple efecte. En el cas d'un cicle de compressió, els resultats també són pitjors que els obtinguts emprant el cicle de simple efecte accionat per calor residual.

De la mateixa manera que per als cicles d'amoníac/aigua, s'ha estudiat l'opció d'incrementar la potència del sistema de cogeneració, i emprar la calor extra generada per accionar els cicles d'absorció. La millor alternativa de disseny resulta ser el cicle de doble efecte. El cost de inversió més alt requerit per aquesta alternativa, és compensat pel benefici d'operació, essent el període de retorn de la inversió molt similar al que s'obté amb sistemes convencionals de refrigeració per compressió, els quals, en aquesta situació, presenten un benefici d'operació inferior.

En resum, la metodologia presentada en aquest treball és útil per avaluar la viabilitat de la integració de cicles d'absorció en plantes de producció conjunta d'energia elèctrica i calor per tal d'estalviar energia.

BIBLIOGRAFIA

- ALVARADO, S., GHERARDELLI, C. Exergoeconomic optimization of a cogeneration plant. *Energy*, vol. 19, núm. 12, 1225-1233, (1994).
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, *Fundamentals Handbook*, New York, (1977).
- BALESTIERI, J.A.P., CORREJA, P.B. Multiobjective linear model for pre-feasibility design of cogeneration systems. *Energy*, vol. 22, núm. 5, 537-548, (1997).
- BOADA, J. Noves tecnologies: absorció amb amoniac. *Nous Reptes per la Refrigeració: L'Ús dels CFC i la Tecnologia d'Absorció*. Institut Català de l'Energia, Barcelona, (1995).
- BASSOLS, J. El frío industrial en la cogeneración. *Jornadas sobre Cogeneración en la Industria Química de Procesos*. Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, (1997).
- BIEGLER, L.T, GROSSMANN, I.E., WESTERBERG, A.W. *Systematic Methods of Chemical Process design*. Prentice Hall, New Jersey, (1997).
- BRUNO, J.C. Integració d'un cicle de refrigeració per absorció en xarxes de vapor. Treball experimental del programa de doctorat en Enginyeria Química, URV, (1996).
- BRUNO, J.C., FERNÁNDEZ, F., CASTELLS, F. Absorption chillers integration in a combined heat and power plant. *Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference*. Montreal, Canada, vol. II, 759-767, (1996).
- BRUNO, J.C., FERNÁNDEZ, F., CASTELLS, F., GROSSMANN, I.E. A Rigorous MINLP model for the optimal synthesis and operation of utility plants. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, vol 76, núm. 3, 246-258, (1998).
- BUGAREL, R. Performance of the simple absorption cycle: Upgrading energy, COP and storage density, *Course on Energy Management by Absorption Cycles*. Chapter 7. Ciemat, Madrid, (1994).
- BULGAN, A.T. Optimization of the thermodynamic model of aqua-ammonia absorption refrigeration systems. *Energy Conversion Management*, vol 36, núm. 2, 135-143, (1995).
- CHANG, C.T., HWANG, J.R. A multiobjective programming approach to waste minimization in the utility systems of chemical processes. *Chemical Engineering Science*, núm. 51, 3951-3965, (1996).
- CHEUNG, K., HWANG, Y., JUDGE, J.F., KOLOS, K., SINGH, A., RADERMACHER, R. Performance assessment of multistage absorption cycles. *International Journal of Refrigeration*, vol. 19, núm. 7, 473-481, (1996).
- CHOU, C.C., SHIH, Y.S. A thermodynamic approach to the design and synthesis of plant utility systems. *Industrial Engineering Chemical Research*, núm. 26, 1100-1108, (1987).
- COLMENARES, T.R., SEIDER, W.D. Synthesis of utility systems integrated with chemical process. *Industrial Engineering Chemical Research*, núm. 28, 84-93, (1989).
- CONAN, J-G. *Refrigeración Industrial*, Editorial Paraninfo, Madrid, (1990).

BIBLIOGRAFIA

- CORONAS, A., VALLÉS, M., CHAUDHARI, S.K., PATIL, K.R. Absorption heat pump with the TFE-TEGDME and TFE-H₂O-TEGDME systems. *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, núm. 4, (1996).
- DIAZ, M.S., BANDONI, J.A. A mixed integer optimization strategy for a large scale chemical plant in operation. *Computers and Chemical Engineering*, vol. 20, núm. 5, 531-545, (1996).
- Directorio de Turbinas de Gas. Ingeniería Química, marzo, (1995).
- DORGAN, C.B., LEIGHT, S.P., DORGAN, C.E. Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat. ASHRAE publications, Atlanta, (1995).
- ELMASRI, M. Gas turbine performance. Design of Gas Turbine Combined Cycle and Cogeneration Systems, CIDESPA, Madrid, (1993).
- ERICKSON, D.C., PAPAR, R.A., ANAND, G. Basic GAX cycle prototype results. Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference. Montreal, Canada, vol. II, 717-724, (1996).
- FERNÁNDEZ, F. Integració i optimització de sistemes de cogeneració en xarxes de vapor de plantes de procés. Tesis doctoral. Departament d'Enginyeria Química, URV, (1997).
- FERNÁNDEZ, F., BRUNO, J.C., CASTELLS, F., MARIMÓN, E. Optimización de sistemas de producción de energía con cogeneración, III Congreso de Métodos numéricos en Ingeniería, SEMNI, Zaragoza, 597-606, (1996).
- FRANGOPOULOS, C.A., LYGEROS, A.I., MARKOU, C.T., KALORITIS, P. Thermo-economic operation optimization of the hellenic aspropyrgos refinery combined-cycle cogeneration system. *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, núm. 12, 949-958, (1996).
- GANDIA, L.M., MONTES, M. Bombas de calor y ahorro energético. (I) Aspectos Generales. (II) Bombas de calor químicas. *Ingeniería Química*, núm. 274 i 276, (1992).
- GARRET, D.E. Chemical Engineering Economics, Van Nostrand Reinhold, New York, (1989).
- GROSSMAN, G., WILK, M. Advanced modular simulation of absorption systems. *International Journal of Refrigeration*, vol. 17, núm. 4, 231-244, (1994).
- GROSSMANN, I.E. Mixed-integer optimization techniques for algorithmic process synthesis. *Advances in Chemical Engineering*, vol. 23, 171-246, (1996).
- HART, D.R., ROSEN, M.A. Environmental and health benefits of district cooling using utility-based cogeneration in Ontario, Canada. *Energy*, vol. 21, núm. 12, 1135-1146, (1996).
- HENNING, D. Modest - an energy-system optimisation model applicable to local utilities and countries. *Energy*, vol. 22, núm. 12, 1135-1150, (1997).
- HEPPENSTALL, T. Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review. *Applied Thermal Engineering*, vol. 18, 837-846, (1998).
- HEROLD, K.E., PANDE M. Counterflow vapor-liquid exchange processes using ammonia/water. Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference. Montreal, Canada, vol. I, 481-488, (1996).

- HEROLD, K.E., RADERMACHER, R., KLEIN, S.A. Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press, New York, (1995).
- HEUI-SEOK, Y., YEONG-KOO, Y., JIN-KUK, K., MYUNG, K., SUN, S.K. A rule-based steam distribution system for petrochemical plant operation, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 37, 1051-1062, (1998).
- HEWITT, N.J., MCMULLAN, J.T. The replacement of CFCs in refrigeration equipment by environmentally benign alternatives. *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, núm. 8, 955-972, (1997).
- HEYEN, G., KALITVENTZEFF, B. Methodology for optimization of operation to reduce site-scale energy use in production plants. *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, núm. 8, 1005-1014, (1997).
- HUA, B., CHEN, Q.L., WANG, P. A new exergoeconomic approach for analysis and optimization of energy systems. *Energy*, vol. 22, núm. 11, 1071-1078, (1997).
- HUI, C.W., NATORI, Y. An industrial application using mixed-integer programming technique: A multi-period utility system model. *Computers and Chemical Engineering*, vol. 20 suppl., S1577-S1582, (1996).
- IYER, R.R., GROSSMANN, I.E. Optimal multiperiod operational planning for utility systems. *Computers and Chemical Engineering*, vol. 21, núm. 8, 787-800, (1997).
- JELINEK, M., BORDE I. Single- and double-stage absorption cycles based on fluorocarbon refrigerants and organic absorbents. *Applied Thermal Engineering*, vol. 18, 765-771, (1998).
- KALITVENTZEFF, B. Mixed integer non-linear programming and its application to the management of utility networks. *Engineering Optimization*, vol. 18, 183-207, (1991).
- KOEPPEL, E.A., KLEIN, S.A., MITCHELL, J.W. Commercial absorption chiller models for evaluation of control strategies, *ASHRAE Technical Data Bulletin*, vol. 11, núm. 2, (1995).
- LAGUNA, E., FRAILE, D. Enfriamiento del aire de combustión en turbinas de gas. *Ingeniería Química*, marzo, (1997).
- Llei 54/1997 del sector elèctric, de 27 de novembre, BOE núm. 285.
- MA, W.B., XIA, H.W., DENG, S.M. Industrial application of a two-stage, half-effect LiBr/Water absorption chiller. Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference. Montreal, Canada, vol. I, 679-683, (1996).
- MAIA, L.O.A., QASSIM, R.Y. Synthesis of utility systems with variable demands using simulated annealing. *Computers and Chemical Engineering*, vol. 21, núm. 9, 947-950, (1997).
- MAIA, L.O.A., DE CARVALHO, L.A.V., QASSIM, R.Y. Synthesis of utility systems by simulated annealing. *Computers and chemical engineering*, vol. 19, núm. 4, 481-488, (1995).
- MANOLAS, D.A., GIALAMAS, T.P., FRANGOPOULOS, C.A., TSAHALIS, T. A Genetic algorithm for operation optimization of an Industrial Cogeneration System. *Computers and Chemical Engineering*, vol. 20, suppl. B, S1107-S1112, (1996).
- MARECHAL, F., KALITVENTZEFF, B. Effect modelling and optimization, a new methodology for combined energy and environment synthesis of industrial processes. *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, núm. 8, 981-992, (1997,a).

BIBLIOGRAFIA

- MARECHAL, F., KALITVENTZEFF, B. Identification of the optimal pressure levels in steam networks using integrated combined heat and power method. *Chemical Engineering Science*, vol. 52, núm. 17, 2977-2989, (1997,b).
- MARTINEZ, J., GEGUNDEZ, J. Situación actual de las pilas de combustible. *Ingeniería Química*, marzo, (1997).
- MAVROMATIS, S.P., KOKOSSIS, A.C. Hardware composites: A new conceptual tool for the analysis and optimisation of steam turbine networks in chemical process industries. Part I: principles and construction procedure. *Chemical Engineering Science*, vol 53, núm. 7, 1405-1434, (1998,a).
- MAVROMATIS, S.P., KOKOSSIS, A.C. Hardware composites: A new conceptual tool for the analysis and optimisation of steam turbine networks in chemical process industries. Part II: application to operation and design. *Chemical Engineering Science*, vol 53, núm. 7, 1435-1461, (1998,b).
- MAVROMATIS, S.P., KOKOSSIS, A.C. Conceptual optimisation of utility networks for operational variations-I. Targets and level optimisation. *Chemical Engineering Science*, vol 53, núm. 8, 1585-1608, (1998,a).
- MAVROMATIS, S.P., KOKOSSIS, A.C. Conceptual optimisation of utility networks for operational variations-II. Network development and optimisation. *Chemical Engineering Science*, vol 53, núm. 8, 1609-1630, (1998,b).
- MELOCHE, N., LARSSON, I., SNOEK, C. Integrating district cooling with combined heat and power. Proceedings of the International Ab-sorption Heat Pump Conference. Montreal, Canada, vol. II, 795-802, (1996).
- MIQUEL, J. Aplicació d'algoritmes d'Optimització a xarxes de vapor de plantes de procés. Tesis doctoral, Universitat de Barcelona (1991).
- MOHANTY, B., PALOSO, G. Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller. *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 15, núm. 1, 41-50, (1995).
- MOHANTY, B., PANDA H. Integrated energy system for industrial complexes. Part I: A linear programming approach. *Applied Energy*, vol. 46, 317-348, (1993).
- MOHANTY, B., PANDA H. Integrated energy system for industrial complexes. Part II: A case study using the LP model. *Applied Energy*, vol. 51, 19-38, (1995).
- MOSTOFIZADEH, CH., BUTZ, E. Use of low-temperature heat to produce deeper temperature refrigeration by means of a new type absorption refrigeration plant. Proceedings of the International Ab-sorption Heat Pump Conference. Montreal, Canada, vol. I, 633-639, (1996).
- PAPALEXANDRI, K.P., PISTIKOPOULOS, E.N., KALITVENTZEFF, B., DUMONT, M.N., URMANN, K., GROSCHLUTER, J. Operation of a steam production network with variable demands modelling and optimization under uncertainty. *Computers and Chemical Engineering*, vol 20, Suppl., S763-S768 (1996).
- PAPOULIAS, S.A., GROSSMANN, I.E. A structural optimization approach in process synthesis - I Utility systems. *Computers and chemical engineering*, vol. 7, núm. 6, 695-706, (1983).

- PÁTEK, J., KLOMFAR, J. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, núm. 4, 228-234, (1995).
- PATTERSON, M.R., PEREZ-BLANCO, H. Numerical fits of the properties of lithium bromide-water solutions. *ASHRAE Transactions*, vol. 94, núm. 2, 2059-2077, (1988).
- PENNING, F. M., DE LANGE, H. C. Steam injection: analysis of a typical application. *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, núm. 2, 115-125, (1996).
- PUIGJANER, L. Process integration with combined heat and power (CHP). *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, pp. 1015-1034, (1997).
- RASPIN, P.J. Instalaciones frigoríficas. Marcombo, Boixareu editores, Barcelona (1990).
- Reial Decret 646/1991 sobre emissions a l'atmosfera, de 22 d'abril.
- Reial Decret 2366/1994 sobre producció elèctrica, de 31 de desembre (BOE, núm. 313).
- Reial Decret 1914/1997 sobre accés de tercers a la xarxa de gas natural. Entrada en vigor al gener de 1998.
- SALA, J.M. Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos, Servicio editorial de la Universidad del País Vasco, Bilbao, 1994.
- SAHÚN, J., VALLE, F. Economic aspects of absorption systems. Course on energy management by absorption cycles. Chapter 7. Ciemat, Madrid, (1994).
- SHEEHAN, D.S., PÉREZ-BLANCO, H., PRESCOTT, P.J. Investigation of additive effectiveness with infrared sensor and dynamic surface tension measurements. Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference. Montreal, Canada, vol. I, 75-82, (1996).
- SILVEIRA, J.L., WALTER A.C., LUENGO, C.A. A case study of compact cogeneration using various fuels. *Fuel*, vol. 76, núm. 5, 447-451, (1997).
- STEGOU-SAGIA, A. Properties of new refrigerants and predictions for condensation heat transfer enhancement with low-finned tubes. *Energy*, vol. 21, núm. 12, 1189-1199, (1996).
- SUNDBOM, T.A., EBELING, J.A. Increasing capacity sales with inlet air cooling. 8th Congress & Exposition on Gas Turbine in Cogeneration and Utility, Industrial and Independent Power Generation, ASME, IGTI-vol. 9, 39-44, (1994).
- TANG, O., MOHANTY, B. Industrial energy efficiency improvement through cogeneration: a case study of the textile industry in Thailand. *Energy*, vol. 21, núm. 12, 1169-1178, (1996).
- TSATSARONIS, G. Thermo-economic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy Combustion Science*, vol. 19, 227-257, (1993).
- Turbomach Española, S.A., Industrial gas turbine plants. Parc tecnològic del Vallès, Cerdanyola del Vallès, Barcelona, 1996.
- VALERO, A., LOZANO, M.A., BARTOLOMÉ, J.L. On-line monitoring of power-plant performance using exergetic cost techniques. *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, núm. 12, 933-948, (1996).

BIBLIOGRAFIA

VICATOS, G., GRYZAGORIDIS, J. The role of the heat exchanger in the design and optimisation of the absorption refrigeration machines. Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference. Montreal, Canada, vol. I, 361-366, (1996).

WARDONO, B., NELSON, R. M. Simulation of a double-effect LiBr/water absorption cooling system. *ASHRAE Journal*, october, 32-38, (1996).

WU, C. Cooling capacity optimization of a waste heat absorption refrigeration cycle. *Heat Recovery Systemes & CHP*, vol. 13, núm. 2, 161-166, (1993).

XU, G. P., DAI, Y. Q., TOU, K. W., TSO, C.P. Theoretical analysis and optimization of a double-effect series-flow-type absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, núm. 12, 975-987, 1996.

XU, G. P., DAI, Y. Q., TOU, K. W., TSO, C.P. Theoretical analysis and optimization of a double-effect parallel-flow-type absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, núm. 2, 157-170, (1997).

ZIEGLER, F., RIESCH, P. Absorption cycles. A review with regard to energetic efficiency. *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 13, núm. 2, 147-159, (1993).

ANNEX

A - Propietats de la mescla aigua/bromur de liti

Temperatura
Entalpia
Densitat

B - Propietats de la mescla amoníac/aigua

Temperatura del vapor
Entalpia del vapor
Temperatura del líquid
Entalpia del líquid
Volum específic
Fracció màssica d'amoníac al vapor

C - Situació actual del mercat de cicles d'absorció

D - Publicacions

ANNEX A

PROPIETATS DE LA MESCLA AIGUA/BROMUR DE LITI

TEMPERATURA

Equació de Dürhing (ASHRAE, 1977):

$$T_{\text{solution}} = a T_{\text{solute}} + b \quad (\text{A1})$$

$$a = -2.00755 + 16.976 X - 31.3336 X^2 + 19.767 X^3 \quad (\text{A2})$$

$$b = 124.94 - 771.65 X + 1522.86 X^2 - 795.1 X^3 \quad (\text{A3})$$

T_{solute} (°C) és la temperatura de saturació del solut (aigua) a una pressió P

T_{solution} (°C) és la temperatura de saturació de la solució a una pressió P

X és el tant per cent en pes de LiBr a la solució

ENTALPIA

Expressió per a calcular l'entalpia (kJ/kg) de la solució d'aigua/bromur de liti en funció de la concentració de bromur de liti, ξ , i de la temperatura, T (°C) (Patterson and Perez-Blanco, 1988):

$$h(T, \xi) = \sum_{i=0}^5 \sum_{j=0}^2 a_{ij} \xi^i T^j \quad (\text{A4})$$

i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}
0	0	1.134125	0	1	4.124891	0	2	5.743693e-4
1	0	-4.80045e-1	1	1	-7.643903e-2	1	2	5.870921e-5
2	0	-2.161438e-3	2	1	2.589577e-3	2	2	-7.375319e-6
3	0	2.336235e-4	3	1	-9.500522e-5	3	2	3.277592e-7
4	0	-1.188679e-5	4	1	1.708026e-6	4	2	-6.062304e-9
5	0	2.291532e-7	5	1	-1.102363e-8	5	2	3.901897e-11

Taula A1 - Coeficients per al càlcul de l'entalpia de la solució aigua/LiBr.

ANNEX

DENSITAT

Càlcul de la densitat en kg/dm³ (Patterson and Perez-Blanco, 1988).

$$\rho(T, \xi) = \sum_{i=0}^4 \sum_{j=0}^2 a_{ij} \xi^i T^j \quad (A5)$$

i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}
0	0	9.939006e-1	0	1	-5.631094e-4	0	2	1.392527e-6
1	0	1.046888e-2	1	1	1.633541e-5	1	2	-2.801009e-7
2	0	-1.667939e-4	2	1	-1.110273e-6	2	2	1.734979e-8
3	0	5.332835e-6	3	1	2.882292e-8	3	2	-4.232988e-10
4	0	-3.440005e-8	4	1	-2.523579e-10	4	2	3.503024e-12

Taula A2 - Coeficients per al càlcul de la densitat de la solució aigua/LiBr.

ANNEX B

PROPIETATS DE LA MESCLA AMONIAC/AIGUA
 (Pátek and Klomfar, 1995)

TEMPERATURA DEL VAPOR

Temperatura (K) en funció de la pressió (MPa) i la fracció màssica d'amoniac al vapor:

$$T(P, Y) = 100 \sum_i a_i (1-Y)^{m_i/4} \left[\ln\left(\frac{2}{P}\right) \right]^{n_i} \quad (A6)$$

i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	0.324004e1
2	0	1	-0.395920e0
3	0	2	0.435624e-1
4	0	3	0.218943e-2
5	1	0	-0.143526e1
6	1	1	0.105256e1
7	1	2	-0.719281e-1
8	2	0	0.122362e2
9	2	1	-0.224368e1
10	3	0	-0.201780e2
11	3	1	0.110834e1
12	4	0	0.145399e2
13	4	2	0.644312e0
14	5	0	-0.221246e1
15	5	2	-0.756266e0
16	6	0	-0.135529e1
17	7	2	0.183541e0

Taula B1 - Coeficients per al càlcul de la temperatura del vapor amoniac/aigua.

ANNEX

ENTALPIA DEL VAPOR

Entalpia (kJ/kg) en funció de la temperatura (K) i fracció màssica de l'amoníac al vapor (Y):

$$h(T,Y) = 1000 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T}{324}\right)^{m_i} (1 - Y)^{n_i/4} \quad (A7)$$

i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	0.128827e1
2	1	0	0.125247e0
3	2	0	-0.208748e1
4	3	0	0.217696e1
5	0	2	0.235687e1
6	1	2	-0.886987e1
7	2	2	0.102635e2
8	3	2	-0.237440e1
9	0	3	-0.670515e1
10	1	3	0.164508e2
11	2	3	-0.936849e1
12	0	4	0.842254e1
13	1	4	-0.858807e1
14	0	5	-0.277049e1
15	4	6	-0.961248e0
16	2	7	0.988009e0
17	1	10	0.308482e0

Taula B2 - Coeficients per al càlcul de l'entalpia del vapor amoníac/aigua.

TEMPERATURA DEL LÍQUID

Temperatura (K) en funció de la pressió (MPa) i de la fracció massica d'amoníac al líquid:

$$T(P, X) = 100 \sum_i a_i (1 - X)^{m_i} \left[\ln\left(\frac{2}{P}\right) \right]^{n_i} \quad (\text{A8})$$

i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	0.322302e1
2	0	1	-0.384206e0
3	0	2	0.460965e-1
4	0	3	-0.378945e-2
5	0	4	0.135610e-3
6	1	0	0.487755e0
7	1	1	0.120108e0
8	1	2	0.106154e-1
9	2	3	-0.533589e-3
10	4	0	0.785041e1
11	5	0	-0.115941e2
12	5	1	-0.523150e-1
13	6	0	0.489596e1
14	13	1	0.421059e-1

Taula B3 - Coeficients per al càlcul de la temperatura del líquid amoníac/aigua.

ANNEX

ENTALPIA DEL LÍQUID

Entalpia (kJ/kg) en funció de la temperatura (K) i fracció massica de l'amoníac a la fase líquida:

$$h(T,X) = 100 \sum_i a_i \left(\frac{T}{273.16} - 1 \right)^{m_i} X^{n_i} \quad (A9)$$

i	m _i	n _i	a _i
1	0	1	-0.761080e1
2	0	4	0.256905e2
3	0	8	-0.247092e3
4	0	9	0.325952e3
5	0	12	-0.158854e3
6	0	14	0.619084e2
7	1	0	0.114314e2
8	1	1	0.118157e1
9	2	1	0.284179e1
10	3	3	0.741609e1
11	5	3	0.891844e3
12	5	4	-0.161309e4
13	5	5	0.622106e3
14	6	2	-0.207588e3
15	6	4	-0.687393e1
16	8	0	0.350716e1

Taula B4 - Coeficients per al càlcul de l'entalpia del líquid amoníac/aigua.

VOLUM ESPECÍFIC

Volum específic (m^3/kg), en funció de la temperatura T ($^{\circ}\text{C}$) i de la fracció màssica de l'amoníac a la fase líquida (X) (D-W Sun, 1997):

$$v(T,X) = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 a_{ij} X^j T^i \quad (\text{A10})$$

i	j	a_{ij}
0	0	9.9842e-4
1	0	-7.8161e-8
2	0	8.7601e-9
3	0	-3.9076e-11
0	1	3.5489e-4
1	1	5.2261e-6
2	1	-8.4137e-8
3	1	6.4816e-10
0	2	-1.2006e-4
1	2	-1.0567e-5
2	2	2.4056e-7
3	2	-1.9851e-9
0	3	3.2426e-4
1	3	9.8890e-6
2	3	-1.8715e-7
3	3	1.7727e-9

Taula B5 - Coeficients per al càlcul del volum específic amoníac/aigua.

FRACCIÓ MÀSSICA D'AMONÍAC AL VAPOR

Fracció màssica de l'amoníac a la fase vapor en funció de la pressió (MPa) i de la fracció màssica de l'amoníac a la fase líquida:

$$Y(P,X) = 1 - \exp\left[\ln(1 - X) \sum_i a_i \left(\frac{P}{2}\right)^{m_i} X^{n_i/3}\right] \quad (\text{A11})$$

i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	1.98022017e1
2	0	1	-1.18092669e1
3	0	6	2.77479980e1
4	0	7	-2.88634277e1
5	1	0	-5.91616608e1
6	2	1	5.78091305e2
7	2	2	-6.21736743e0
8	3	2	-3.42198402e3
9	4	3	1.19403127e4
10	5	4	-2.45413777e4
11	6	5	2.91591865e4
12	7	6	-1.84782290e4
13	7	7	2.34819434e1
14	8	7	4.80310617e3

Taula B6 - Coeficients per al càlcul de la fracció màssica d'amoníac al vapor.

ANNEX C

SITUACIÓ ACTUAL DEL MERCAT DE CICLES D'ABSORCIÓ

Fabricant	Distribuidor	Tipus de Model	Capacitat (kW)	Comentaris
Carrier	Carrier	Simple efecte	316 - 5275	Construcció en dues carcasses
		Doble efecte	281 - 5275	Construcció en tres carcasses. Flux en sèrie.
Trane	Trane	Simple efecte	360 - 6000	Construcció en una carcassa
		Doble efecte	1300 - 3550	Construcció en dues carcasses
York	Roca	Simple efecte	420 - 2464	Construcció en dues
	Radiadores			Carcasses
		Doble efecte	875 - 5250	Construcció en dues carcasses. Flux en paral·lel.
Hitachi	Tuma	Doble efecte	420 - 5274	Permet utilitzar directament gasos d'escapament entre 288 i 815 °C. Flux en paral·lel
	Turbomach			

Taula C1 - Models d'aigua/bromur de liti comercialitzats actualment.

Fabricant	Distribuidor	Tipus de Model	Capacitat (kW)	Comentaris
Babcock-Borsig	Prematecnica	Simple i doble etapa	280 - 1000	Construcció modular fins a 1000 kW.
			> 1000	
Colibri / Stork	Colibri / Stork	Simple etapa	> 500	Modulació de potència de 10 a 100 %.
Stork Ketels	Ketels			
Frinta	Frinta	Simple etapa	140 - 290	Temp. de -10 a -40 °C

Taula C2 - Models d'amoníac/aigua comercialitzats actualment.

ANNEX

Empresa (Sector)	Cicle d'absorció			Comentaris
	Tipus (fabricant)	Potència	Tempera- tura	
Casa Tarradellas (Alimentació)	Amoníac doble etapa (Borsig)	2320 kW	-12 i -30 °C	Cogeneració amb TG de 3705 kW. Producció de 9 Tn/h de vapor a 8 bar.
Nestlé (Alimentació)	Amoníac una etapa (Borsig)	900 kW	-57 °C	Turbina de gas de 4 MW, vapor a 20 bar i 215 °C.
Noel (Alimentació)	Amoníac una etapa (Colibri)	1000 kW	-12 °C	Cogeneració amb motors de gas de 4 MW en total.
Printer Indústria Gràfica (Arts gràfiques)	Aigua/LiBr doble efecte (Turbomach)	3 x 1700 kW	7 °C	Aprofitament directe de gasos de sortida de la TG de 3525 kW.
Hospital Vall de Hebrón (Sector terciari)	Aigua/LiBr doble efecte (Carrier)	5814 kW	7 °C	Cicle de cogeneració de 3705 kW. 10 Tn/h de vapor a 12 bar, més vapor de calderes convencionals.
Bayer (Petroquímic)	Aigua/Libr simple efecte (Trane)	2500 kW	7 °C	Accionament per vapor de procés.
Dow (Petroquímic)	Aigua/LiBr simple efecte (Trane)	2 x 2588 kW	7 °C	Accionament per vapor de procés.

Taula C3 - Alguns exemples d'aplicacions industrials a Catalunya.

ANNEX D

PUBLICACIONS

En aquest annex es fa referència a les publicacions realitzades en l'àmbit d'estudi d'aquesta Tesi.

Absorption chillers integration in a combined heat and power plant

BRUNO, J.C., FERNÁNDEZ, F., CASTELLS, F.

International Absorption Heat Pump Conference'96, Montreal, Canada, setembre 17-20, Proceedings vol. II, pàg. 759-767, 1996.

Abstract

The construction of cogeneration facilities with an absorption chiller substantially reduces the energy costs of a process plant. The inclusion of an absorption cycle within a CHP plant provides the following advantages:

- Production of cold from energy wastes with the corresponding reduction of electricity consumption.*
- Possibility of using the cooling facilities to reduce the inlet air temperature to the compressor of the cogeneration system.*

To take full advantage of this integration we need the most suitable configuration of energy network, cogeneration system and absorption chiller, to allow the optimal energy saving. In order to attain this tool the Chemical Engineering Department, of the Universitat Rovira i Virgili, in Tarragona (Spain), has developed a simulation and optimization model for the integration of absorption chillers in cogeneration plants.

To validate the optimization model, a case study using actual data from existing operating plants has been used in this application. In the considered example, the cooling facilities from the absorption cycle are used to lower the inlet temperature to the compressor of the gas turbine to improve the global plant efficiency. The waste steam from the steam network is used in the generator of the absorption chiller. The final result is a reduction of the steam wastes, and a rise in the overall plant efficiency. A simulation model of single effect Absorption Chiller by using Water-Lithium Bromide as working fluid pair, has been used to validate the methodology. The results are compared with those obtained by using a conventional compression chiller. In conclusion, the methodology presented in this work make possible the integration of an absorption chiller in a CHP plant with its particular steam network. The model gives the optimal configuration according to an economical objective function.

A Rigorous MINLP Model for the Optimal Synthesis and Operation of Utility Plants

BRUNO, J.C., FERNÁNDEZ, F., CASTELLS, F., GROSSMANN, I.E.

Presentat a *Joint International Meeting EURO-INFORMS*, Barcelona, Universitat Politècnica de Catalunya, 14-17 de Juliol de 1997.

Publicat a *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, Part A, vol. 76, pàg. 246-258, març 1998.

Abstract

This paper presents a mixed-integer nonlinear programming (MINLP) model for performing structural and parameter optimization of utility plants that satisfy given electrical, mechanical and heating demands of industrial processes. In this model a non-linear objective function that accounts for the cost of equipment and operation is minimized. The proposed approach allows for the simultaneous optimization of the configuration, and selection of flowrates, enthalpies and steam turbine efficiencies. All major conventional utility plant equipment are included in the superstructure for the MINLP model. The proposed approach is not only useful for synthesis, but also for analyzing different design alternatives. The model has been implemented in the computer package STEAM, and several applications are reported to illustrate the program capabilities, including a comparison with a simplified MILP model.

Modelling of ammonia absorption chillers integration in energy systems of process plants

BRUNO, J.C., MIQUEL, J., CASTELLS, F

Acceptat per a publicació a *Applied Thermal Engineering*, Elsevier Science Ltd.

Abstract

A mathematical programming approach is proposed to study the integration of ammonia absorption chillers in combined heat and power plants. The aim of this work is to determine the economic viability of the introduction of absorption chillers in energy systems instead of using the more conventional compression cycles. This procedure selects the best refrigeration alternative taking into account both absorption and compression cycles. To select the most suitable refrigeration cycle for a given refrigeration load, it is not only necessary to model the performance of each cycle, but also to take into account the interactions between the energy system and the considered cycles, optimizing the performance of the global plant. This approach has been implemented in the computer program XV, and tested in an energy plant in

the petrochemical complex of Tarragona. The refrigeration demands to be meet are at 0 °C and -20 °C. The results highlighted the benefit obtained with the simultaneous presence of ammonia absorption cycles and a cogeneration based energy plant.

Systematic selection of the optimal refrigeration cycle for the design of global energy plants.

BRUNO, J.C., CASTELLS, F.

Acceptat per a publicació als proceedings del *International Absorption Heat Pump Conference*, 24-26 de març de 1999, Munich.

Abstract

In this paper a method for the selection of the best refrigeration cycle is proposed given a combined heat and power plant (CHP) and the characteristics of a refrigeration load. The CHP plant and the refrigeration system constitute what is called the global energy plant. This plant is optimized using a mathematical programming approach based on Sequential Linear Programming. The optimization is performed in order to minimize the operation cost of the global utility plant including the selected chiller. Along with the operation costs the pay back period is calculated to compare results obtained using each of the considered refrigeration alternatives and select the most suitable cycle for a given application.

The methodology is implemented in a fortran computer program, XV, which contains the models of the major conventional utility plant equipment and refrigeration cycles. All the commercially available absorption cycles are modeled, namely, single and double effect (isoflow and paraflow) water/lithium bromide, and single and double stage ammonia/water chillers and also a simplified compression chiller. Some of these refrigeration cycles are proposed to supply the required refrigeration demand according to specific utility plant conditions and the features of the required chilled water.

The solution obtained includes not only the economic output of the integration, but also the thermodynamic properties of all the utility plant streams, including the absorption cycle streams. The program allows for the selection of the best refrigeration cycle for the specified plant conditions and the determination of operating parameters of the optimal energy plant.

Publicacions en preparació

Application of water/lithium bromide chillers in energy systems

BRUNO, J.C., CASTELLS, F.

Serà enviat a *International Journal of Energy Research*, John Wiley & Sons, Inc.

Abstract

In this paper a methodology for the optimal integration of water/lithium bromide absorption chillers in combined heat and power plants is proposed. This method is based on the economic optimization of an energy plant that interacts with a refrigeration cycle, by using a linear programming technique (SLP). The aim is to study the viability of the integration of already technologically available absorption chillers in CHP plants, compare the results of this alternative with respect to the conventional way of producing chilled water using vapor compression chillers, and select the best refrigeration cycle alternative for a given refrigeration demand. This approach is implemented in the computer program XV, and applied to an energy plant of a chemical company in Tarragona. The results clearly show that absorption chillers are not only a good option when low cost process heat is available, but also when a cogeneration system is used. In this latter case, the absorption chiller acts as a bottoming cycle using steam from the heat recovery boiler, and producing higher benefits than those generated by the use of compression chillers.