



PUC RIO

WALTER NOVELLO EASTOS

COGERAÇÃO

EM PLANTAS CRIOGÊNICAS

DE SEPARAÇÃO DE AR

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Rio de Janeiro, 23 de Setembro de 1999

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO

Rua Marquês de São Vicente, 225 - Gávea
CEP 22453-900 Rio de Janeiro RJ Brasil
<http://www.puc-rio.br>

WALTER NOVELLO BASTOS

COGERAÇÃO

EM PLANTAS CRIOGÊNICAS

DE SEPARAÇÃO DE AR

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC/RJ, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador: Alcir de Faro Orlando

Departamento de Engenharia Mecânica

Pontifícia Universidade Católica

Rio de Janeiro, 23 de Setembro de 1999

A meus pais

*Wilson Vieira Bastos e
Deolinda Maria Novello Bastos*

Meus agradecimentos

- a Alcir de Faro Orlando, orientador da dissertação, pelo apoio e ensinamentos.

- aos Professores José Luiz Freire, José A. R. Parise, Luís Fernando Azevedo e Marcos Sebastião de Paula Gomes, pelo apoio.

RESUMO

Diante da crise energética e de mercado a Cogeração se apresenta oportuna tanto para a produção de energias elétrica e térmica quanto para a redução dos custos operacionais de produção de uma empresa.

Um Sistema de Cogeração integrado e adaptado ao processo de uma Planta Criogênica de Separação de Ar, que tem a energia elétrica como insumo básico, pois o ar não tem custo, pode se mostrar viável, com considerável redução nos custos operacionais da planta.

Um estudo Termoeconômico, englobando uma análise da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica, e uma análise Econômica, foi necessário não apenas para demonstrar esta viabilidade, mas também para propor as modificações no processo Criogênico de Separação de Ar, assim como, para definir o melhor Sistema de Cogeração a ser integrado à planta típica T-240 NA MPL3.

Os resultados da Análise Termodinâmica das modificações foram bem satisfatórios. As eficiências de 2ª Lei - Exergéticas - dos equipamentos envolvidos nas modificações da planta melhoraram, e o seu consumo de energia elétrica foi reduzido em 12%.

Foram propostos para integrar a planta 4 (quatro) Sistemas de Cogeração a partir dos Ciclos Clássicos: Rankine, Brayton, Combinado e Otto. Estes Sistemas foram analisados inicialmente pelas 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica e finalmente foram analisados economicamente.

Termoeconomicamente, o Sistema de Cogeração a partir do Ciclo Combinado foi o que melhor se apresentou para integrar o processo Criogênico de Separação de Ar da planta. Neste Sistema houve um maior equilíbrio entre as demandas térmica e elétrica, acarretando a eficiência de 2ª Lei - Exergética - mais alta. Este Sistema teve, também, a maior Receita Operacional e embora o seu Investimento Adicional tenha sido um pouco maior, este acréscimo compensou, pois apresentou os menores Tempo e Taxa Interna de Retorno.

Apesar do Sistema de Cogeração a partir do Ciclo Combinado se apresentar viável, os resultados devem ser considerados, apenas, como preliminares, pois são provenientes da 1ª (primeira) interação Termoeconômica. Outras interações devem ser realizadas visando a melhoria deste Sistema, para viabilizar cada vez mais a Cogeração em Plantas Criogênicas de Separação de Ar.

ABSTRACT

The energy shortage and the cogeneration market present a unique opportunity for energy cost reduction of an industry by simultaneously making use of electric and thermal energy generated with the same fuel.

This thesis analyzes an integrated cogeneration system adapted to an air separation criogenic plant which has electric energy as a basic input, besides the available and costless air from the atmosphere. It has been shown to be feasible with big savings in the operational cost of the plant.

A thermal and economic study, carried on by using the first and second law of thermodynamics demonstrated the economic feasibility of the cogeneration system, and proposed modifications to be done in the studied criogenic plant, a typical T-240 NA MPL3 plant.

The thermodynamic analysis showed that the second law efficiency of the processes could be improved, together with a 12% electric energy consumption reduction. Four cogeneration schemes were analyzed with both the first and second laws of thermodynamics and , then, the economic analysis was performed. Rankine, Brayton, OTTO and combined gas-steam basic cycles were used in this analysis.

The combined gas-steam cycle was shown to be more economically feasible than others. Thermal and electric loads were well balanced, resulting in a a higher second law efficiency . Although the initial investment for the modification was higher, the savings resulted to be higher, turning into a high rate of return of the investment.

This analysis was judged to be preliminary. More precise results require a deeper analysis with more detailed information.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	ix
Lista de Símbolos	xii
1 - Introdução	1
1.1 Plantas Criogênicas de Separação de Ar	1
1.2 Cogeração e Conservação de Energia	20
1.3 Objetivos	36
2 - Metodologias	39
2.1 A Primeira Lei da Termodinâmica - Balanço de Massa e Energia	39
2.2 A Segunda Lei da Termodinâmica - Análise Exergética	44
2.3 Refrigeração e Transferência de Calor x Consumo de Energia	50
2.4 Sistemas de Cogeração	57
2.5 Análise Econômica.....	60
3 - Cogeração em Plantas Criogênicas de Separação de Ar	62
3.1 A Planta T-240 NA MPL3	62
3.2 A Análise Exergética da Planta	74
3.3 O Sistema de Cogeração para a Planta	95
3.4 A Análise Termoeconômica	111
4 - Conclusões.....	150
Referências Bibliográficas	161
Apêndice	164

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	NOME	PÁGINA
1	Colunas de Separação de Ar	03
2	Trocador de Calor de Passes Reversíveis - RHX	07
3	Plantas Criogênicas de Separação de Ar ..	09
4	Bandeja de Destilação	13
5	Liqüefador	18
6	Definição de Cogeração	21
7	Vantagens da Cogeração	22
8	Ciclo Rankine	24
9	Ciclo Brayton	25
10	Ciclo Combinado	26
11	Ciclo Otto	27
12	A Primeira Lei da Termodinâmica	41
13	A Segunda Lei da Termodinâmica	49
14	Refrigeração Interestágios da Compressão.	51

FIGURA	NOME	PÁGINA
15	Refrigeração na Compressão	53
16	A Planta T-240 NA	63
17	Compressor de Ar	65
18	Aquecedor de Regeneração	67
19	Consumo de Energia da Planta	69
20	Liqüefador MPL 3	71
21	Sistema de "Back Up"	73
22	Compressão	79
23	Separação Criogênica	81
24	Refinaria de Argônio	83
25	Gasoduto	85
26	Liqüefador	86
27	Área "Driox"	88
28	Torre de Resfriamento	90
29	Compressor de Ar - Resfriamento com Água Gelada	97

FIGURA	NOME	PÁGINA
30	Compressão e Resfriamento do Ar - Parâmetros	98
31	Compressão e Resfriamento do Ar - Diagrama $p \times V$	99
32	Sistema de Cogeração para a Planta a partir do Ciclo Rankine	101
33	Sistema de Cogeração para a Planta a partir do Ciclo Brayton	103
34	Sistema de Cogeração para a Planta a partir do Ciclo Combinado	105
35	Sistema de Cogeração para a Planta a partir do Ciclo Otto	106
36	Sistema de "Back Up" com Termoacumulação	110
37	Compressor de Ar - Resfriamento com Água Gelada - Calculado	113
38	Cogeração a partir do Ciclo Rankine - Caso A	116
39	Cogeração a partir do Ciclo Brayton - Caso B.....	121
40	Cogeração a partir do Ciclo Combinado - Caso C	126
41	Cogeração a partir do Ciclo Otto - Caso D	131

FIGURA	NOME	PÁGINA
42	Sistema de "Back Up" com Termoacumulação - Calculado	136
43	Receita Operacional x Tarifas	157
44	"Pay-Back" x Tarifas	158
45	Taxa Interna de Retorno x Tarifas	159

LISTA DE TABELAS

TABELA	NOME	PÁGINA
1	Balanço de Massa Energia e Exergia - Planta de Separação de Ar	77
2	Balanço de Massa Energia e Exergia - Compressor de Ar com Água Gelada ...	114
3	Balanço de Massa Energia e Exergia - Sistema Cogeração Ciclo Rankine	117
4	Balanço de Massa Energia e Exergia - Sistema Cogeração Ciclo Brayton	122
5	Balanço de Massa Energia e Exergia - Sistema Cogeração Ciclo Combinado ..	127
6	Balanço de Massa Energia e Exergia - Sistema Cogeração Ciclo Otto	132
7	Balanço de Massa Energia e Exergia - "Back Up" com Termoacumulação	137
8	Receita Operacional Bruta - Sistemas de Cogeração	139
9	Receita Operacional - Sistema de "Back Up"	143
10	"Pay-Back" e Taxa Interna Retorno - Sistemas Cogeração	145

TABELA	NOME	PÁGINA
11	"Pay-Back" e Taxa Interna Retorno - "Back Up" Termoacumulação	149
12	Resultados Termoeconômicos - Sistemas de Cogeração	151
13	Resultados Termoeconômicos - Sistema de "Back Up"	154
14	Resultados com Variação das Tarifas	156
15	Estados Termodinâmicos da Planta - Pontos 1 a 55	165
16	Estados Termodinâmicos da Planta - Pontos 56 a 110	166
17	Exergia de Calor - Equipamentos da Planta	167
18	Estados Termodinâmicos - Compressor de Ar com Água Gelada	168
19	Exergia de Calor - Compressor de Ar com Água Gelada	169
20	Estados Termodinâmicos - Sistema Cogeração Ciclo Rankyne	170
21	Estados Termodinâmicos - Sistema Cogeração Ciclo Brayton	171

TABELA	NOME	PÁGINA
22	Estados Termodinâmicos - Sistema Cogeração Ciclo Combinado	172
23	Estados Termodinâmicos - Sistema Cogeração Ciclo Otto	173
24	Exergia de Calor - Motor Alternativo Ciclo Otto	174
25	Estados Termodinâmicos - "Back UP" com Termoacumulação	175
26	Dados Gerais - Estudo Econômico dos Sistemas de Cogeração	176
27	Dados Gerais - Sistema de "Back Up" com Termoacumulação	177

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos

A	:	área de troca térmica, [m ²]
Cp	:	calor específico a pressão constante, [kJ/kg.K]
Cv	:	calor específico a volume constante, [kJ/kg.K]
e	:	exergia específica, [kJ/kg]
E	:	efetividade, adimensional
EE	:	Energia Elétrica
eficiência:		eficiência exergética, adimensional
GN	:	Gás Natural
h	:	entalpia específica na base mássica, [kJ/kg] ou coeficiente de filme , [W/m ² °C], conforme o subscrito
i	:	irreversibilidade específica na base mássica, [kW,kg]
I	:	irreversibilidade, [kW]
IM	:	Investimento Marginal
k	:	razão entre os calores específicos a pressão e volume constantes, adimensional
m	:	vazão em massa, [kg/s]
n	:	vazão molar, [kmol/s]
p	:	pressão absoluta, [bar a]
PRI	:	Prazo de Retorno do Investimento
q	:	calor trocado, [kW]
Q	:	calor total, [kW]
RO	:	Receita Operacional
ROB	:	Receita Operacional Bruta
ROL	:	Receita Operacional Líquida
s	:	entropia específica na base mássica, [kJ/kg]
T	:	temperatura absoluta, [K]
TIR	:	Taxa Interna de Retorno
ΔT	:	diferença de temperatura, [K]

U : coeficiente global de transferência de calor, []
 w : potência específica, [kW/kg]
 W : potência, [kW]

Subscritos

1, 2, 3, 4 : estados termodinâmicos
 12, 34 : referente ao coeficiente de filme entre os meios 1 e 2 ou 3 e 4, respectivamente
 2S : estado 2 considerando o processo entre os estados 1 e 2 como isentrópico
 A, B : componentes de uma mistura
 admissão : referente à condição de admissão
 ar : referente ao ar
 o : estado de referência
 c : compressor
 comb : combustível
 e : entrada
 entra : referente ao que entra
 equipamento : referente ao equipamento
 estequiométrico: referente a uma reação nas condições estequiométricas
 isent : processo isentrópico
 máx : condição máxima
 méd : média logarítmica
 mín : condição mínima
 P : produtos da reação de combustão
 q : referente à transferência de calor
 R : reagentes da reação de combustão
 real : processo real
 rev : processo reversível
 s : saída
 sai : referente ao que sai

sucção : estado de sucção
t : turbina
vc : volume de controle

Sobrescritos

- : propriedades na base molar
. : taxa de variação em relação ao tempo

Letras gregas

η : eficiência isentrópica, adimensional
 Σ : somatório

1 - INTRODUÇÃO

1.1 PLANTAS CRIOGÊNICAS DE SEPARAÇÃO DE AR

1.1.1 HISTÓRICO [1]

A história da Separação do Ar está intimamente ligada à produção de frio. A palavra Criogenia quer, literalmente dizer, a produção de frio gelado. Entretanto, hoje, é utilizada como um sinônimo de baixas temperaturas. O *National Bureau of Standards*, dos EUA, definiu como criogênicas as temperaturas abaixo de menos 150° C.

O desenvolvimento industrial da liquefação do ar apenas começou em 1895, quando duas patentes foram registradas: uma para Carl Von Linde, na Alemanha e outra para Hampson, na Inglaterra, cobrindo os elementos básicos do projeto de unidades comerciais. Ambos, descobriram, em 1895, o significado prático do efeito *Joule-Thompson*, o qual já era conhecido e usado há 45 anos, porém para propósitos puramente científicos. A grande descoberta de ambos foi associar o efeito *Joule-Thompson* ao princípio do resfriamento regenerativo. Este princípio simplesmente envolve o uso de ar frio produzido por expansão *Joule-Thompson*, no resfriamento de ar comprimido e a purga dos contaminantes, água e gás carbônico do ar na sua purificação. O interessante do princípio é que o resfriamento é cumulativo e a expansão produzia temperaturas cada vez mais baixas. Esse mesmo princípio é ainda utilizado hoje, sendo esse o processo conhecido mais econômico de produção de gases a altas purezas.

A invenção de Linde era consideravelmente maior que a de Thompson, a qual nunca passou do estágio de laboratório,

onde foi usada com muito sucesso. A máquina inventada por Linde, tinha trocadores de calor tubulares, do tipo de tubos concêntricos, como eram muito populares naquela época, com 100 (cem) metros de comprimento. Levava dias de operação para se obter a temperatura de ebulição do ar líquido.

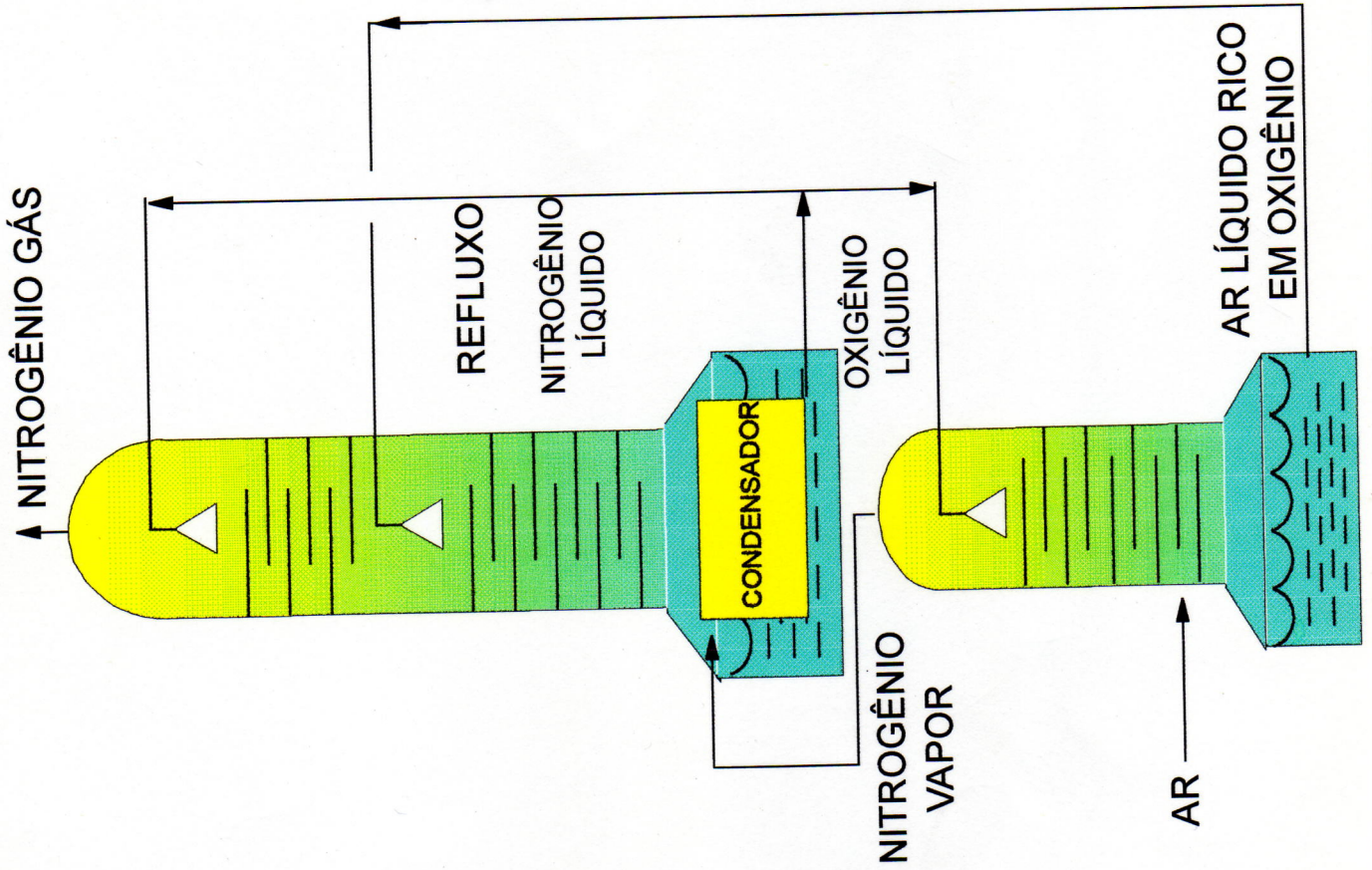
É importante notar, em toda essa evolução, o notável papel desempenhado por Carl Von Linde, que sendo um professor da Bavária e interessado em pesquisas no campo da refrigeração, tinha uma fantástica visão prática, transformando suas pesquisas em objeto de exploração industrial e formando para isso uma companhia sua, a Linde AG, que até hoje existe.

O fracionamento do ar foi obtido na virada do século, mas não se conseguiu uma pureza para o oxigênio maior que 50%. Em 1902, o filho de Carl Von Linde, Friedrich, produziu oxigênio e nitrogênio puros, usando a retificação do ar.

É importante citar a contribuição do engenheiro francês, Georges Claude, que também em 1902, encontrou um método para liqüefazer o ar, produzindo o efeito de resfriamento numa máquina de expansão, de funcionamento alternativo com pistões, bielas e manivelas, ao invés do efeito *Joule-Thompson*. Este equipamento reduziu a energia requerida pelo processo. Claude fundou a *l'Air Liquide* na França para desenvolver e fabricar os seus sistemas.

As colunas de retificação do ar eram constituídas com bandejas. As utilizadas inicialmente eram do tipo simples conforme mostrado na **figura 1**. Essa coluna simples apresentava, no entanto, duas grandes desvantagens: somente produzia oxigênio puro e o nitrogênio puro continha cerca de 7% de oxigênio, não permitindo uma boa recuperação desse gás.

COLUNA DUPLA



COLUNA SIMPLES

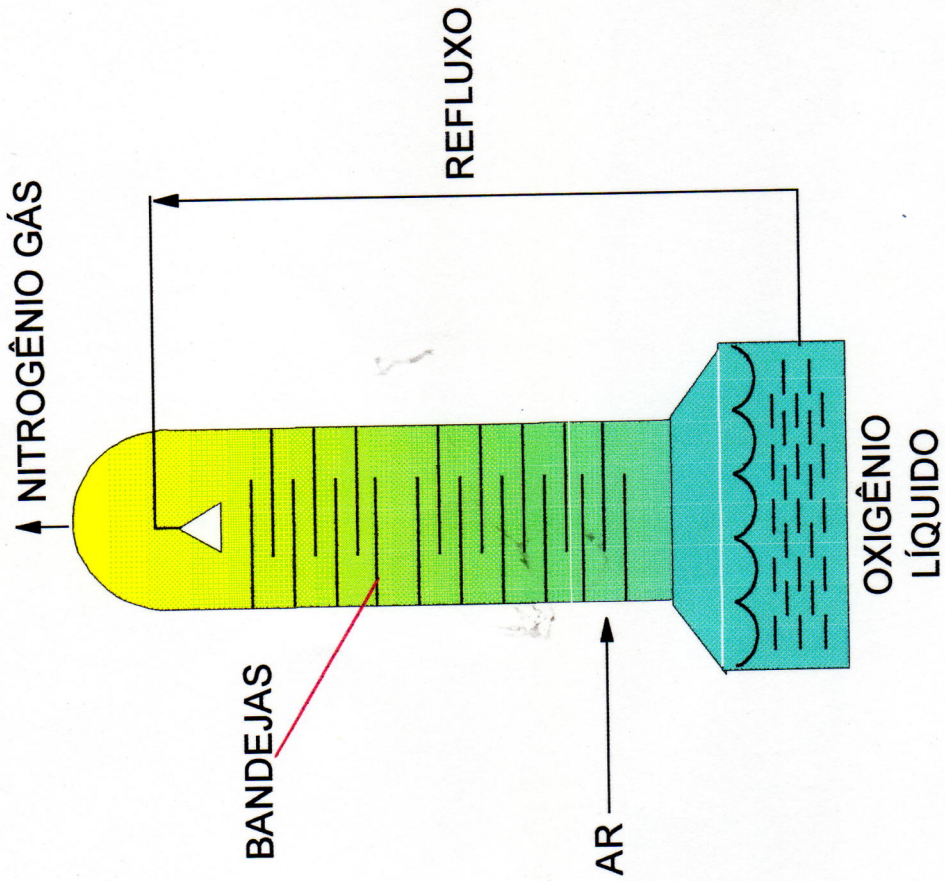


FIGURA 1 - COLUNAS DE SEPARAÇÃO DE AR

Desta forma, se tinha perto de 1/3 do oxigênio contido no ar, lançado de volta à atmosfera o que era um desperdício de energia.

Em 1910, tanto Linde como Claude desenvolveram a coluna dupla de Separação de Ar, que ainda hoje é o mais eficiente separador em uso, em todo o mundo, conforme ilustrado.

As plantas existentes até então eram de pequeno porte e pressões elevadas. A energia era muito cara naqueles tempos e as pequenas produções de nitrogênio e oxigênio, conseqüentemente, não eram baratas.

Entretanto, cada vez maiores quantidades de nitrogênio e oxigênio eram requeridas, e isso fez com que a Linde AG desenvolvesse um ciclo de baixa pressão visando a redução dos custos com energia elétrica.

O fornecimento simultâneo de ambos os gases era raro e também difícil, pois não se conhecia então, um ciclo capaz de produzir simultaneamente, o oxigênio livre de nitrogênio e o nitrogênio sem qualquer oxigênio. Foi somente no final da década de 30 que isso se tornou economicamente possível.

Nessa época, diversos trabalhos de pesquisas e desenvolvimentos vinham sendo feitos, através de plantas piloto, para a aplicação de oxigênio na indústria siderúrgica e na indústria química, em processos de oxidação e combustão. Essas pesquisas vinham sendo feitas, principalmente na Alemanha, Rússia, e Estados Unidos. Tudo indicava que essas novas aplicações eram tecnicamente viáveis, mas o custo do oxigênio deveria ser mais reduzido, de modo a torná-las economicamente aceitáveis. Ao mesmo tempo surgiu a idéia das plantas de grande porte, requeridas pela indústria

siderúrgica, o que permitiria baixar o custo unitário, além da alta pureza não ser essencial. Assim, dentro dessas circunstâncias, tornou-se possível baixar o consumo de energia, através de dois mecanismos: aumentar a eficiência do ciclo de baixa pressão e melhorar os processos de refrigeração. Nesta ocasião, foram introduzidos os regeneradores de calor, ao invés dos trocadores tubulares de calor e a purificação química do ar, até então usados. Os regeneradores de calor eram acumuladores de pedra, que retinham a temperatura dos gases, purificavam o ar retirando a sua umidade e gás carbônico, além de garantir um pré-resfriamento do ar e reduzir a perda de carga.

Os regeneradores já eram conhecidos há algum tempo, tendo sido patenteados por Frankl em 1925, na Inglaterra, porém usados com sucesso na Separação de Ar somente no final dos anos 30. O processo destas plantas passou a se denominar "Linde-Frankl".

O ciclo Linde-Frankl tornou-se então um dos ciclos mais populares da indústria de Separação de Ar, permitindo a massificação da produção, a custos reduzidos, e permitindo assim a viabilização do uso de oxigênio em inúmeros processos de aplicação, principalmente na indústria siderúrgica.

Nesta ocasião surgiu também a aplicação de máquinas rotativas e turbinas ao invés de máquinas de expansão, alternativas, nas plantas de grande porte, para Separação de Ar.

O ciclo Linde-Frankl era muito conhecido na Europa e usado praticamente durante o período da II Grande Guerra. Nos Estados Unidos, entretanto, usava-se muito um outro ciclo de alta pressão (100 atmosferas), que era o de Heylandt, com um

só circuito de alta pressão e eliminação de gás carbônico e umidade, através de lavagem com ar líquido.

Em 1944, nos Estados Unidos, Collins desenvolveu um trocador de calor de passes reversíveis, RHX (figura 2), que viria a substituir os regeneradores até então usados, com a vantagem de permitir a produção de gases de alta pureza e a baixa pressão. Neste trocador, RHX, enquanto um passe opera, entrada de ar, retendo os contaminantes, gás carbônico e umidade, o outro passe regenera, saída do nitrogênio "waste", eliminando os contaminantes nele retidos durante a sua operação. A inversão dos passes ocorre, através da operação das válvulas, após um determinado período.

No processo Linde-Frankl, a limpeza dos regeneradores era feita com nitrogênio proveniente de um circuito de alta pressão. Com os trocadores RHX tornou-se possível abandonar a alta pressão completamente e atingir-se o ciclo completo de baixa pressão, reduzindo-se, conseqüentemente, o consumo com energia elétrica.

No início da década de 60, com o advento do "molecular sieve", surgiram os prepurificadores que permitiram substituir os trocadores de calor RHX. O "molecular sieve" retém os contaminantes, gás carbônico e umidade, em vasos. Enquanto um vaso opera o outro regenera, purgando os contaminantes.

Novos processos e melhorias em processos existentes continuam sendo continuamente implementados, sempre com o objetivo de se reduzir os custos de capital e operacional das unidades de Separação de Ar.

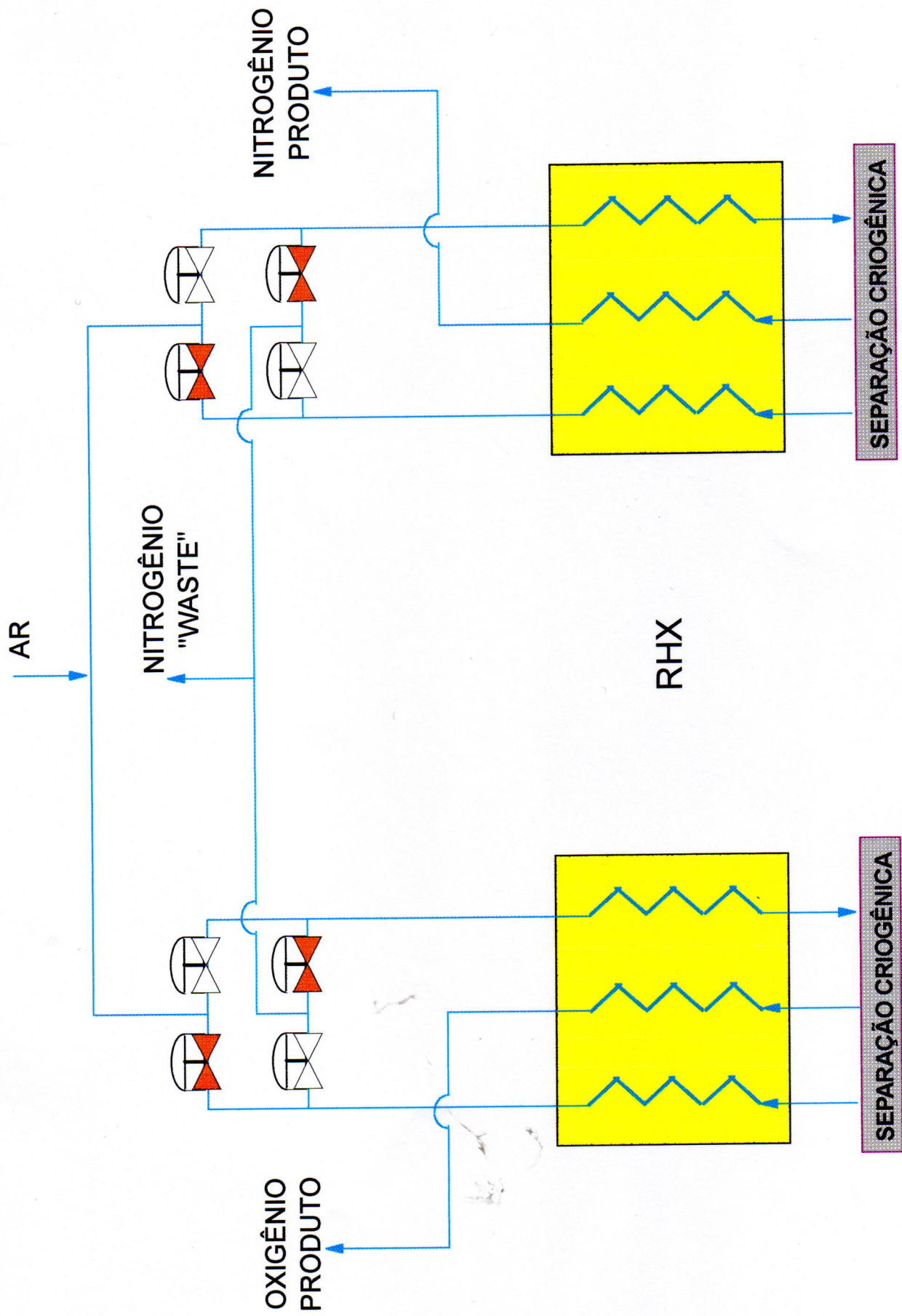


FIGURA 2 - TROCADOR DE CALOR DE PASSES REVERSÍVEIS - RHX

O custo do processo original Linde com coluna simples que era de $1,7 \text{ kWh/m}^3 \text{ O}_2$, foi sendo sucessivamente reduzido pela introdução dos diversos métodos chegando no convencional processo Linde-Frankl a $0,73 \text{ kWh/m}^3 \text{ O}_2$, passando a ser hoje da ordem de $0,45 \text{ kWh/m}^3 \text{ O}_2$, em plantas de gás, de grande porte.

1.1.2 DESCRIÇÃO DAS PLANTAS

O ar passa primeiramente por uma filtragem mecânica, em estágios, na Casa de Filtros, onde são retiradas as partículas sólidas maiores do que $2 \mu \text{ m}$ (figura 3).

Em seguida o ar é comprimido no Compressor de Ar, geralmente do tipo centrífugo, com resfriadores entre os seus estágios, até uma pressão em torno de 6 a 7 bar a. Na maioria dos ciclos esta energia de compressão é responsável pela manutenção do fluxo de ar na planta.

Nos Vasos Prepurificadores com peneiras moleculares, os contaminantes como vapor d'água, dióxido de carbono e hidrocarbonetos são adsorvidos até níveis compatíveis à operação segura do processo da planta, para não solidificarem obstruindo as tubulações. Enquanto um vaso opera absorvendo os contaminantes do ar, o outro regenera. A regeneração consiste na passagem através do vaso, pela peneira molecular, de um fluxo de nitrogênio que carrega os contaminantes e depois venta para a atmosfera.

O Aquecedor de Regeneração aquece o nitrogênio, proveniente da parte fria do processo, até uma temperatura de aproximadamente 400° C , para a regeneração do vaso não operante. Este aquecedor é constituído, geralmente, de um

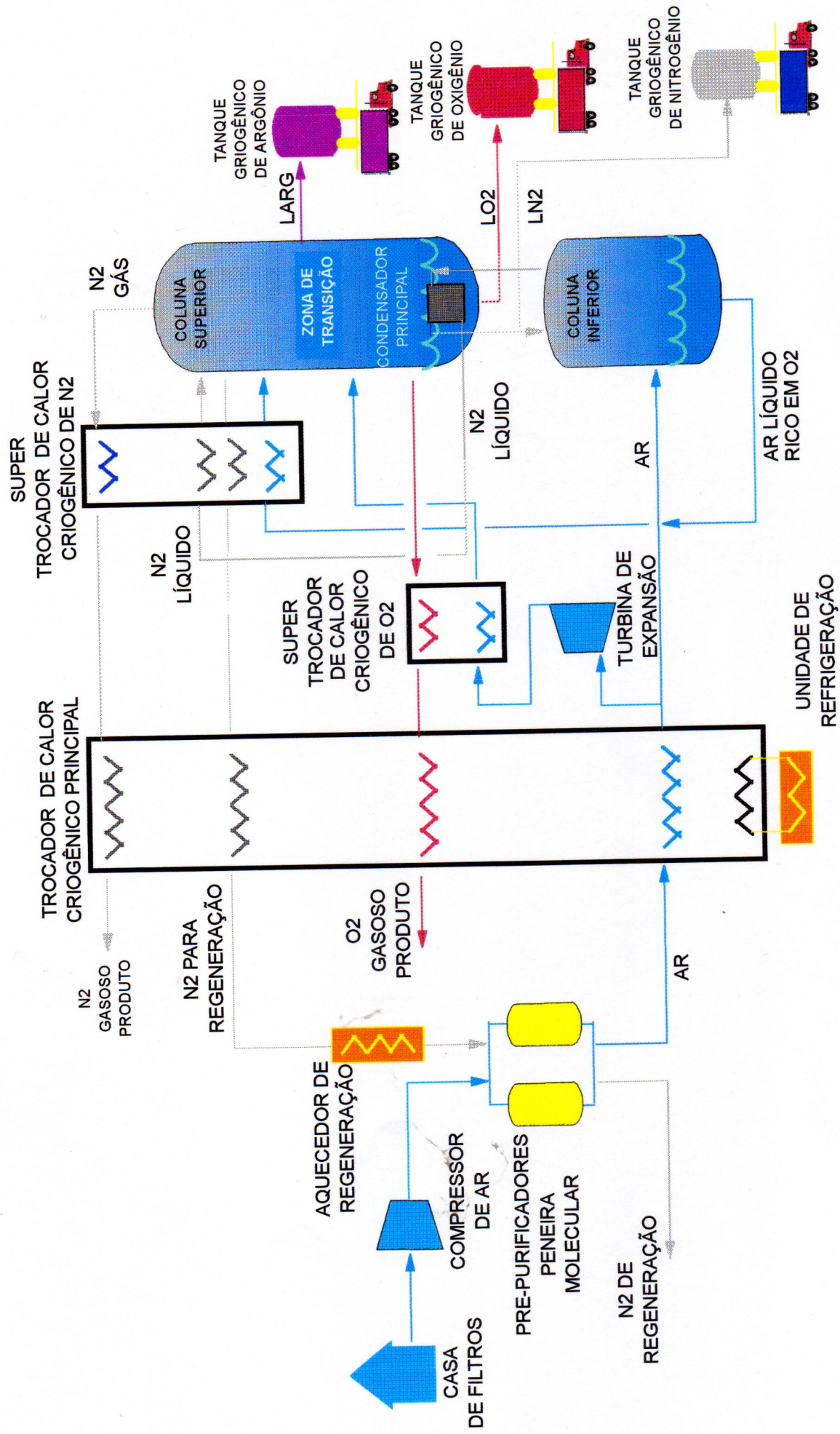


FIGURA 3 - PLANTAS CRIOGENICAS DE SEPARAÇÃO DE AR

casco com resistências elétricas que fornecem o calor necessário para aquecer o nitrogênio por efeito *Joule*.

Após a remoção dos contaminantes, o ar é introduzido na parte fria do processo, sendo resfriado inicialmente no Trocador de Calor Criogênico Principal, e em seguida, parte é introduzida na Coluna Inferior de destilação e parte é expandida na Turbina de Ar e introduzida na Coluna Superior, também para ser destilada.

As fontes de refrigeração são necessárias para que as temperaturas criogênicas sejam alcançadas e mantidas, sendo a sua quantificação determinada principalmente pela troca de calor com o ambiente. As fontes podem ser Turbinas de Expansão, onde o fluido atinge temperaturas baixas se expandindo com queda brusca de pressão, e Unidades de Refrigeração com fluidos refrigerantes. Neste caso a troca de calor ocorre no Trocador de Calor Criogênico Principal.

A Turbina de Expansão é um rotor com palhetas, cuja geometria permite a queda brusca da pressão do fluido, que atinge temperaturas baixas da ordem de -150° C, produzindo trabalho que pode acionar, em geral, um compressor ou um gerador ou simplesmente ser dissipado.

A Unidade de Refrigeração é constituída de um evaporador, compressor, válvula de expansão e condensador. O fluido refrigerante é em geral o freon. Neste caso o evaporador é um passe no Trocador de Calor Criogênico Principal, onde o freon chega por meio de bombeamento.

A parte fria da planta é designada de "Cold Box" (Caixa Fria). O "Cold Box" é constituído por Trocadores de Calor Criogênicos e Colunas de Destilação. Esta caixa é

confeccionada de chapas de aço com o isolante perlita no seu interior (para evitar troca de calor com o ambiente). Os Trocadores de Calor Criogênicos, confeccionados em alumínio, possuem diversos passes, onde fluidos criogênicos trocam calor entre si. As Colunas de Destilação são vasos verticais com bandejas perfuradas distribuídas ao longo de suas alturas. Nas bandejas, o fluido criogênico líquido escoam, por vertedouros, no sentido para baixo e o fluido criogênico gás escoam, através dos orifícios, no sentido para cima (**figura 4**).

O Trocador de Calor Criogênico Principal possui 5(cinco) passes: ar para ser destilado, nitrogênio gasoso produto para ser fornecido a clientes através de gasodutos, nitrogênio para a regeneração dos vasos prepurificadores, oxigênio gasoso produto para ser fornecido a clientes através de gasodutos, e por último o freon da Unidade de Refrigeração que evapora fornecendo refrigeração à planta.

O Super Trocador de Calor Criogênico de Oxigênio possui 2(dois) passes: oxigênio criogênico gasoso proveniente da Coluna Superior e ar proveniente da Turbina de Expansão que alimentará a Coluna Superior.

O Super Trocador de Calor Criogênico de Nitrogênio possui 4 (quatro) passes: nitrogênio criogênico gasoso proveniente do topo da Coluna Superior, ar líquido rico em oxigênio proveniente da base da Coluna Inferior e nitrogênio líquido proveniente do Condensador Principal da Coluna Superior.

Nas duas colunas de destilação o ar é separado em seus componentes principais: o mais volátil dos três é o nitrogênio que se desloca para o topo das colunas, o menos volátil é o oxigênio que se desloca para a base das colunas, e o argônio,

que em volatilidade intermediária, se concentra em uma zona entre o topo e a base da Coluna Superior.

O mecanismo de destilação nas colunas ocorre da seguinte maneira (figura 4): sobre cada bandeja encontramos uma certa quantidade da mistura na condição de líquido saturado. O vapor gerado na bandeja está em equilíbrio com o líquido. Este vapor está mais concentrado no componente mais volátil e atravessa as perfurações do prato imediatamente superior. O líquido remanescente está mais "pobre" do componente mais volátil (nitrogênio) e mais "rico" do componentes menos volátil (oxigênio) e desce pelo vertedouro para o prato imediatamente inferior. O calor liberado na condensação do vapor no prato superior será o mesmo utilizado na vaporização do líquido desta bandeja. Desta forma, a mistura nas bandejas superiores fica cada vez mais concentrado no componente mais volátil (nitrogênio), enquanto que nos pratos inferiores a mistura se torna mais "rica" em termos do componente menos volátil (oxigênio). [2]

A Coluna Inferior fornece como produto de fundo ar líquido rico em oxigênio que alimenta a Coluna Superior, e como produto no topo nitrogênio gás de elevada pureza que é condensado no Condensador Principal (localizado na base da Coluna Superior).

A Coluna Superior recebe como alimentação o produto de fundo da Coluna Inferior (ar líquido rico em oxigênio), nitrogênio do topo da Coluna Inferior (após ser liqüefeito no Condensador Principal) e ar gás expandido na Turbina. O Condensador Principal, que está localizado na base da Coluna Superior, consiste em um trocador de calor, confeccionado em aço inoxidável, imerso em oxigênio líquido produzido na própria coluna.

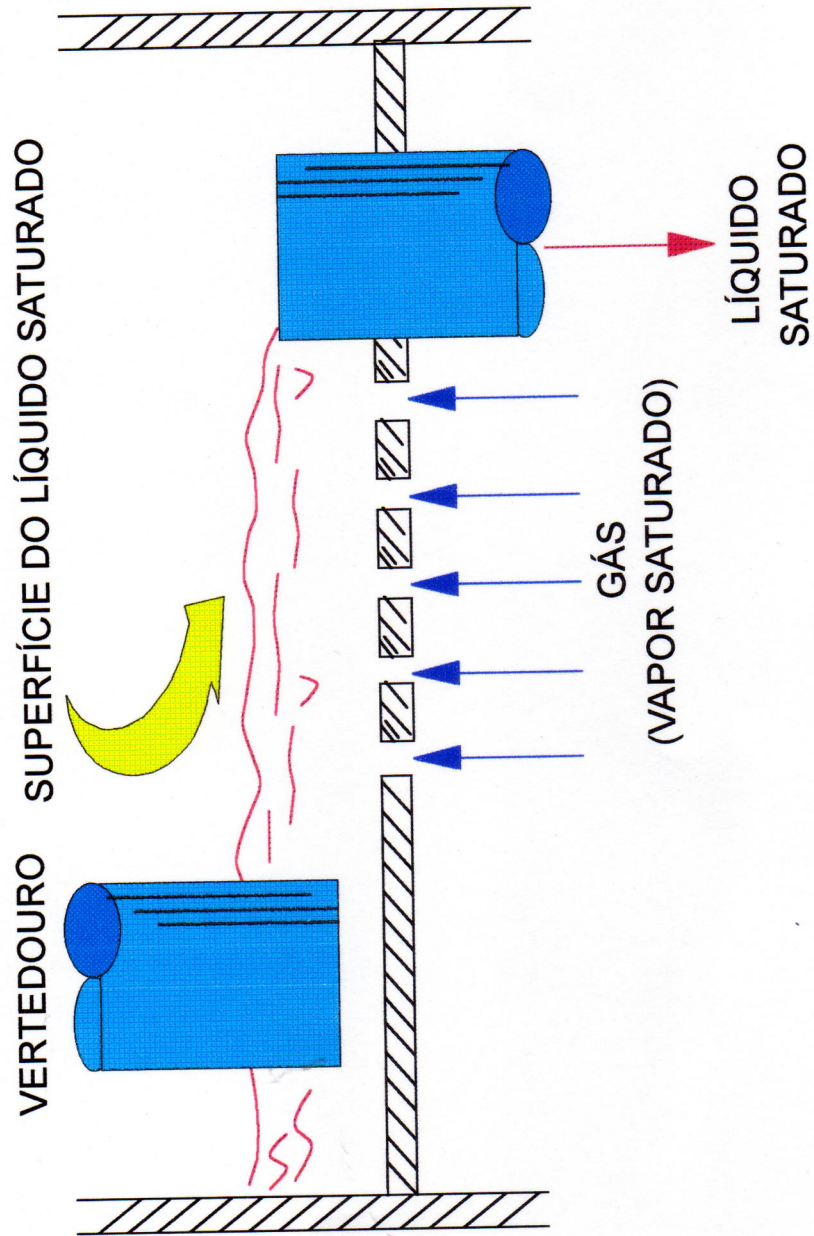


FIGURA 4 - BANDEJA DE DESTILAÇÃO

Os produtos finais são: o oxigênio líquido que é drenado da base da Coluna Superior para o Tanque Criogênico de Oxigênio, o nitrogênio líquido que escoar para o Tanque Criogênico de Nitrogênio (após ser condensado no Condensador Principal da base da Coluna Superior), o argônio retirado da zona de transição da Coluna Superior, o oxigênio gasoso retirado acima do Condensador da base da Coluna Superior, e o nitrogênio gasoso retirado do topo da Coluna Superior.

Os Tanques Criogênicos que armazenam oxigênio e nitrogênio líquidos têm geometria cilíndrica vertical. São constituídos de um tanque interno e um externo. Estes tanques são construídos com chapas de aço, com vácuo entre ambos preenchido com material isolante do tipo perlita. Este isolamento possibilita a manutenção das temperaturas criogênicas.

O argônio retirado da zona de transição da Coluna Superior é ainda destilado em colunas, condensado, para depois ser armazenado no seu Tanque Criogênico.

O oxigênio e o nitrogênio gasosos, com pureza para serem fornecidos como produto, são distribuídos aos clientes através de gasodutos. Estes gases, em geral, são comprimidos nos Compressores de Gasodutos na pressão de consumo dos clientes. Estes compressores são na sua maioria do tipo alternativo, podendo ser também do tipo parafuso ou centrífugo.

1.1.3 TIPOS DE PLANTAS

As Plantas Criogênicas de Separação de Ar podem ser de Gás ou de Líquido. As Plantas de Gás são projetadas com a

principal finalidade de fornecer gás através de gasodutos. As Plantas de Líquido são projetadas com a principal finalidade de armazenar o líquido criogênico em tanques, para que este seja distribuído através de Carretas Criogênicas.

Tanto nas Plantas de Gás como nas Plantas de Líquido, o ar, antes de ser destilado, deve ser comprimido, purificado e resfriado até uma temperatura próxima à da liquefação. Fração deste ar é liqüefeita, e posteriormente separada em seus componentes através de coluna de destilação. As Plantas de Líquido necessitam de uma quantidade maior de compressão e refrigeração em relação às Plantas de Gás.

1.1.3.1 PLANTAS DE GÁS

1.1.3.1.1 PLANTAS COM TROCADORES DE CALOR REVERSÍVEIS (RHX)

Após a compressão, até aproximadamente 6 a 7 bar a, o ar saturado é admitido no RHX, onde as correntes de produtos frios, oxigênio e nitrogênio gás e de nitrogênio "waste", proveniente das colunas de destilação são aquecidas à temperaturas próximas à ambiente, enquanto que o ar é resfriado à temperatura próxima à de liquefação.

O dióxido de carbono e a água contidos no ar são depositados no RHX durante o processo de resfriamento do ar. Para evitar que a passagem de ar seja obstruída dentro de pouco tempo de operação, os ramais de nitrogênio "waste" e de ar são revertidos automaticamente através de um temporizador que comanda a abertura e fechamento das válvulas de entrada do RHX. Desta maneira o nitrogênio "waste", passando pelo passe que passava anteriormente o ar, carregará para a atmosfera os contaminantes do ar que ficaram retidos no passe do RHX. Esta operação se repete ciclicamente durante a operação da planta.

1.1.3.1.2 PLANTAS COM PREPURIFICADORES

Neste ciclo, o ar também é comprimido até uma pressão de 6 a 7 bar a aproximadamente antes do sistema de remoção de contaminantes. O ar proveniente do Compressor de Ar está saturado com água a uma temperatura entre 30 e 40° C. Para reduzir a quantidade de água presente no ar antes do Prepurificador, o ar passa por uma Unidade de Refrigeração mecânica, *Chiller*, sendo resfriado até uma temperatura de aproximadamente 4° C. Após o *Chiller*, o ar passa pelo Vaso Prepurificador, onde são adsorvidos a água, o dióxido de carbono e os hidrocarbonetos presentes. O ar isento de impurezas é então enviado ao "Cold Box" onde, no Trocador de Calor Criogênico Principal, é resfriado até uma temperatura próxima da sua liquefação.

1.1.3.2 PLANTAS DE LÍQUIDO

1.1.3.2.1 PLANTAS DE MÉDIA PRESSÃO

Neste tipo de planta a adsorção de impurezas é feita em Vasos Prepurificadores à pressão de aproximadamente 40 bar a e temperatura ambiente. Neste ciclo não é necessária a utilização de *Chiller* para diminuir a quantidade de água, porque no ar saturado a uma pressão de aproximadamente 40 bar a a quantidade de vapor presente é sensivelmente menor. Assim, o ar é comprimido em até 3 (três) compressores centrífugos em série. O ar proveniente do Prepurificador é resfriado até uma temperatura próxima à da liquêfação, através de troca de calor com correntes frias de produtos no Trocador de Calor Criogênico Principal, dentro do "Cold Box".

1.1.3.2.2 PLANTAS DE GÁS COM LIQUEFADOR

O produto de uma Planta de Gás pode ser liqüefeito em unidades especiais denominadas Liqüefadores. Parte do produto liqüefeito é armazenado em tanques e parte retorna ao processo da planta como fonte adicional de refrigeração. Se o Liqüefador for de nitrogênio, a corrente líquida proveniente do liqüefador retorna a uma das colunas, próximo ao topo, como refluxo, escoando pelas bandejas, permitindo assim a produção de oxigênio líquido, que é retirado do Condensador Principal. Se o Liqüefador é de oxigênio, a corrente líquida proveniente do Liqüefador é adicionada no Condensador Principal, sendo o nitrogênio líquido produto retirado da corrente de refluxo da Coluna Superior.

Os Liqüefadores têm diversas configurações. A mais clássica (**figura 5**) é a que no processo cíclico de liqüefação o nitrogênio é inicialmente comprimido no Compressor de Reciclo, do tipo centrífugo, e em seguida é novamente comprimido em um compressor "Booster" (rotor de um estágio) acionado por uma Turbina de Expansão. Este nitrogênio entra no Liqüefador propriamente dito, que é um Trocador Criogênico de alumínio com 4 (quatro) passes, sendo resfriado até sair do passe. Este nitrogênio, após ser expandido na Turbina, retorna ao Liqüefador percorrendo o segundo passe em sentido oposto ao primeiro, cedendo toda a refrigeração que adquiriu e retornando à sucção do Compressor de Reciclo. O oxigênio ou nitrogênio produto, após ser comprimido no Compressor de Produto, percorre o terceiro passe se liqüefazendo para ser armazenado em tanques criogênicos ou ser fornecido como frigeração à planta. Refrigeração adicional pode ser fornecida ao Liqüefador no seu quarto

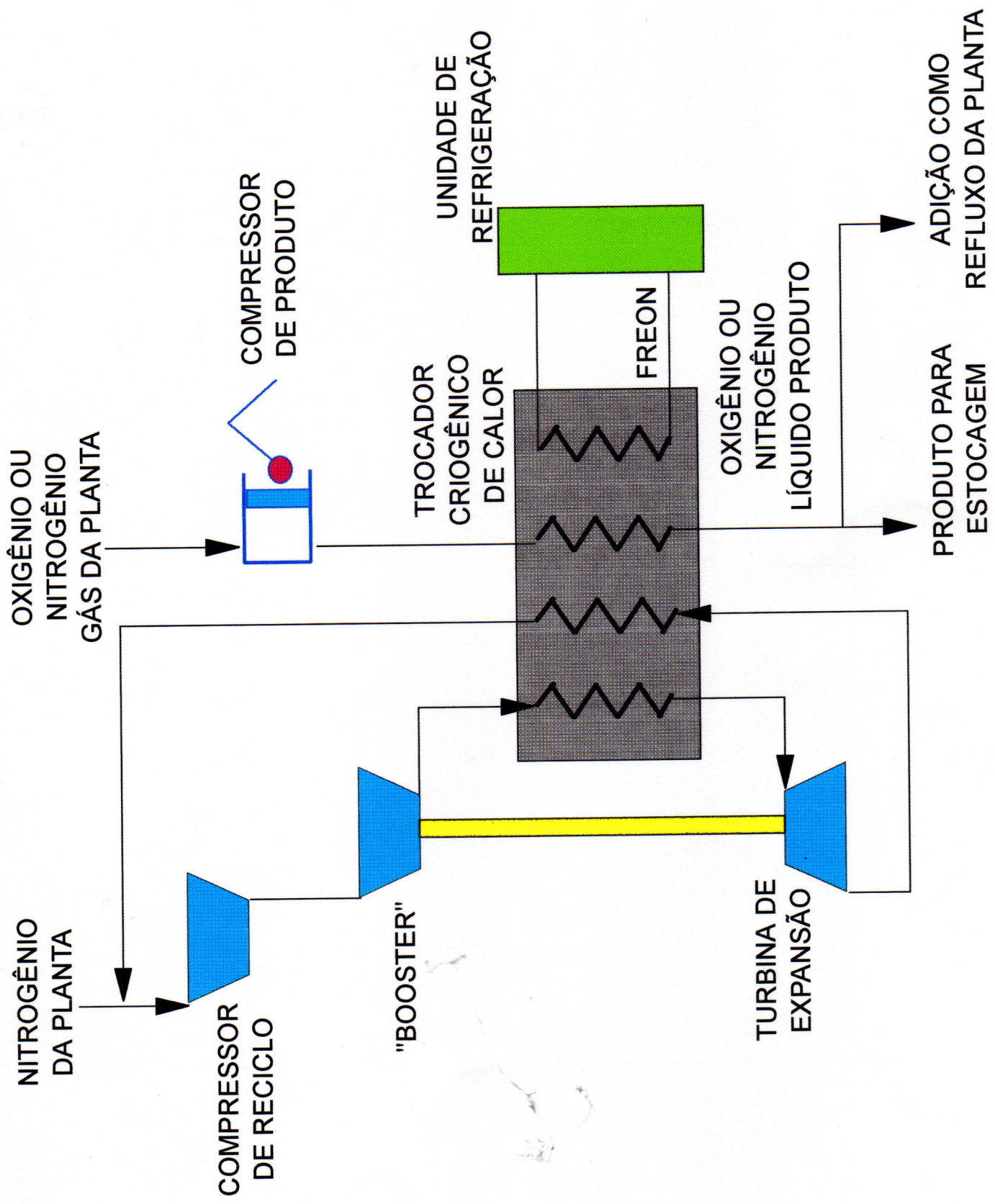


FIGURA 5 - LIQUEFADOR

passa, percorrido por um fluido refrigerante que se evapora, em um ciclo de uma Unidade de Refrigeração.

1.1.3.2.3 PLANTAS DE ARGÔNIO

As plantas que produzem oxigênio e nitrogênio também podem produzir argônio. Neste caso uma corrente gasosa proveniente da bandeja 24 da Coluna Superior, denominada "zona de transição" (figura 3), que contém de 10 a 11% de argônio (sendo o restante composto de oxigênio, principalmente, e nitrogênio) é destilada, condensada e armazenada em tanques criogênicos.

1.2 COGERAÇÃO E CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

1.2.1 CONCEITOS E TECNOLOGIA

Todo processo industrial, sob o ponto de vista do aproveitamento da energia, deve ser o mais econômico possível. Devemos, portanto, estar sempre desenvolvendo e implementando soluções visando o uso ótimo da energia. [4]

A Cogeração de eletricidade e vapor, caso mais comum da geração térmica de energia, é um conceito que surgiu há mais de 100 anos. Consiste na utilização de um determinado combustível para gerar simultaneamente os dois insumos energéticos mais usados nas indústrias, a eletricidade e o vapor. [7]

A definição clássica de Cogeração encontrada em diversas fontes de consulta pode ser sintetizada como a geração seqüencial de potência e energia térmica a partir de uma mesma fonte primária. Um Sistema de Cogeração é esquematizado e comparado com um sistema convencional de geração separada de potência e calor, conforme ilustrado a seguir (**figura 6**). [4, 10, 22]

Os Sistemas de Cogeração constituem um meio de aproveitamento intensivo da energia cedida ao ciclo, a fim de alcançar ao seu uso ótimo. Na maioria das vezes esta energia encontra-se sob a forma de um combustível fóssil.

Na geração de potência empregam-se máquinas motrizes que operam segundo ciclos térmicos, tais como Turbinas a Gás, Turbinas a Vapor e Motores Alternativos. Todas estas máquinas necessariamente rejeitam calor sob alguma forma. [4]

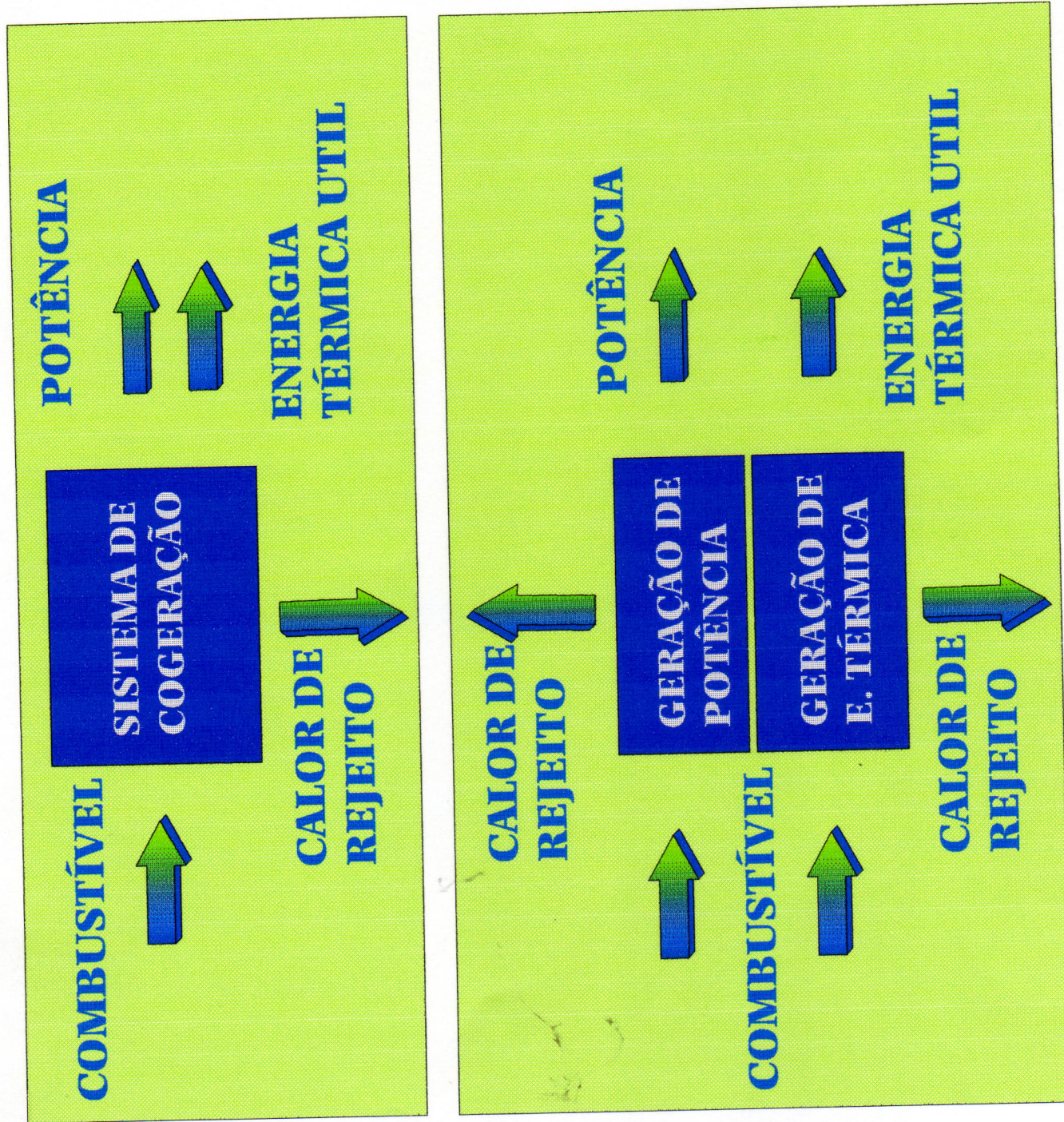


FIGURA 6 - DEFINIÇÃO DE COGERAÇÃO

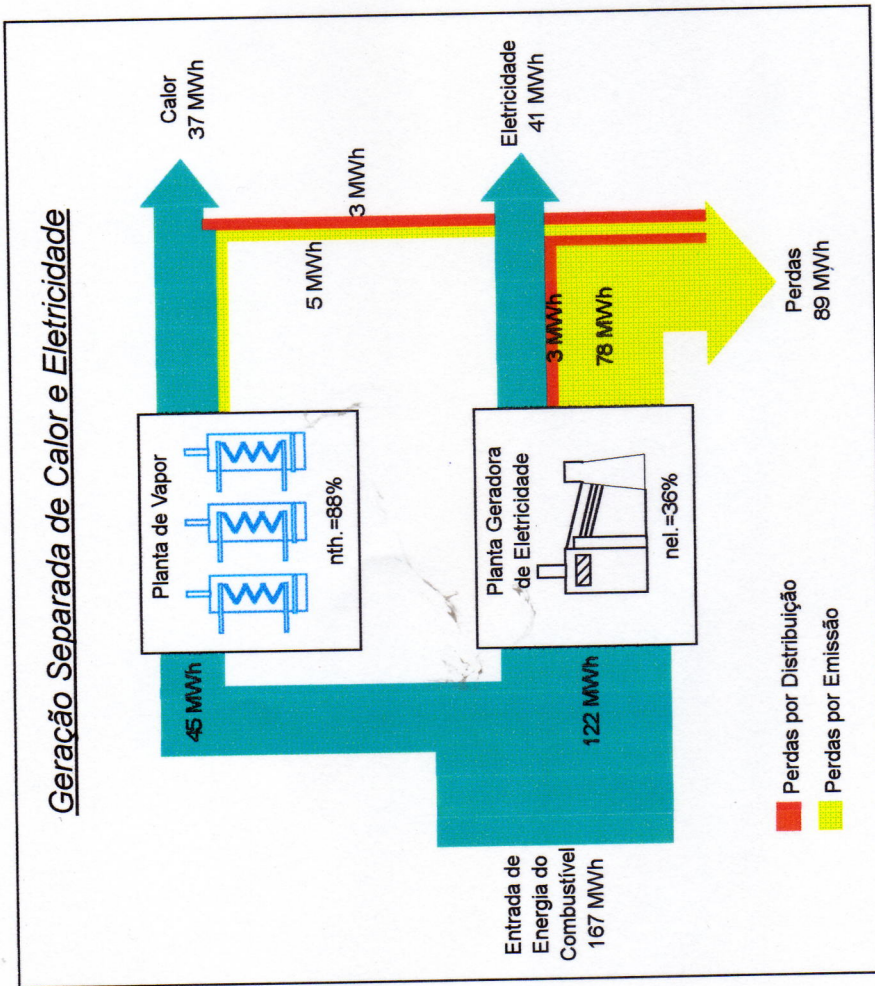
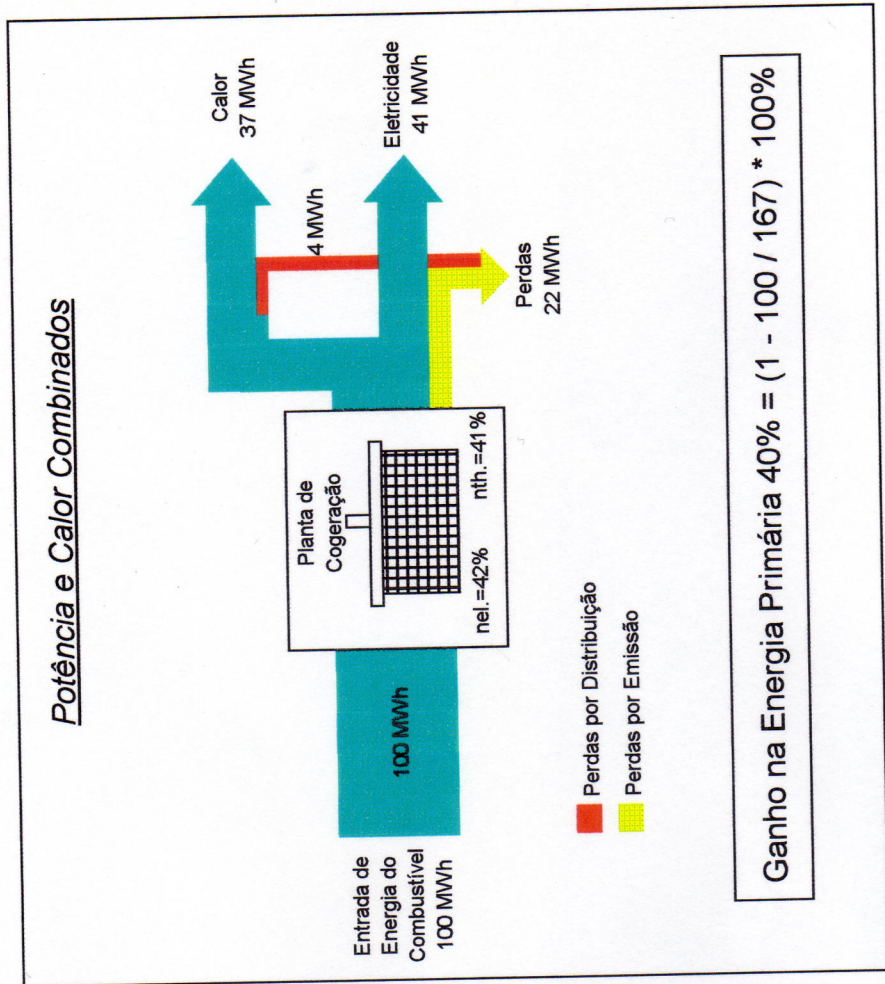


FIGURA 7 - VANTAGENS DA COGERAÇÃO

No caso de Turbinas a Gás, ciclo Brayton (**figura 9**), ou Motores Alternativos, ciclo Otto (**figura 11**) ou Diesel, conforme ilustrado, o calor de exaustão, que de outra forma seria desperdiçado, é recuperado diretamente em processos de aquecimentos, ou usado na geração de vapor para consumo [10]. O sistema resultante proporciona 75% de aproveitamento da energia inicial, contra 35% do convencional [4].

Nos ciclos a vapor, Rankine (**figura 8**), conforme ilustrado, o vapor é gerado em uma Caldeira a elevadas pressões, para em seguida ser expandido em uma Turbina a vapor, até uma baixa pressão retornando à caldeira após ser condensado. Neste caso o vapor ou sua energia térmica podem ser aproveitados pelo processo [18], quanto mais forem aproveitados, mais eficiente se tornará o ciclo [4].

No chamado ciclo combinado (**figura 10**), Brayton e Rankine, conforme ilustrado, os gases de exaustão da Turbina a Gás são direcionados para um Trocador de Calor ou Caldeira de Recuperação, onde são utilizados na geração de vapor. Este vapor, normalmente superaquecido, é expandido em uma Turbina a Vapor retornando ao Trocador ou Caldeira após ser condensado. Neste caso tanto o vapor como os gases de exaustão podem ser utilizados pelo processo. Este ciclo é utilizado quando se necessita de uma grande demanda elétrica. [4, 10]

Os sistemas que utilizam Motores são de aplicação restrita, pois, por serem equipamentos mais eficientes do que as Turbinas a Gás, por exemplo, favorecem mais a produção de eletricidade do que a de vapor para o processo, levando à produção de uma menor energia utilizável em termos térmicos por cada planta de geração. Além disso, são equipamentos de menor porte que a Turbinas a Gás e também mais caros. Estes fatores restringem o uso destas unidades a Sistemas de

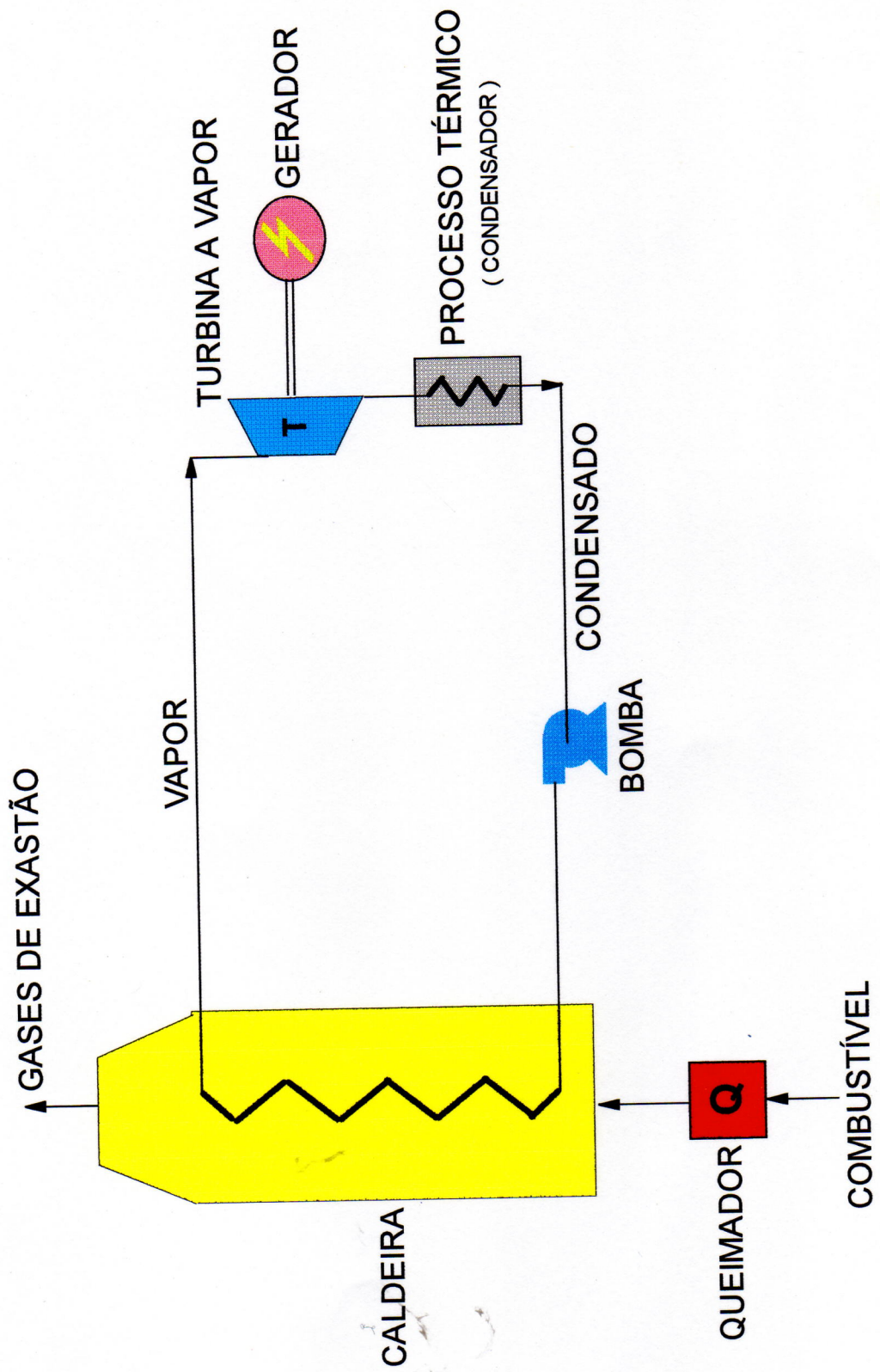


FIGURA 8 - CICLO RANKINE

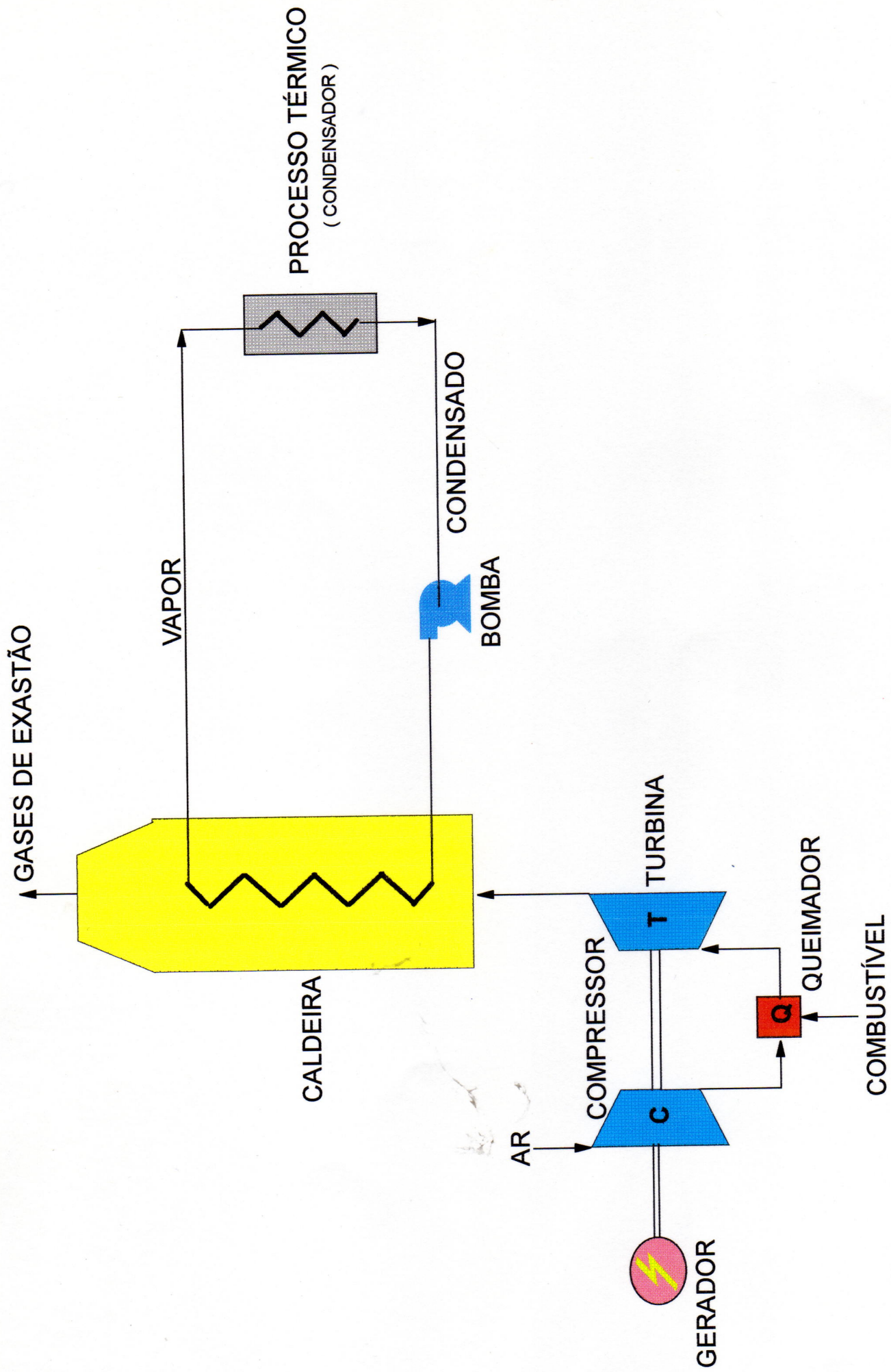


FIGURA 9 - CICLO BRAYTON (COM RECUPERAÇÃO)

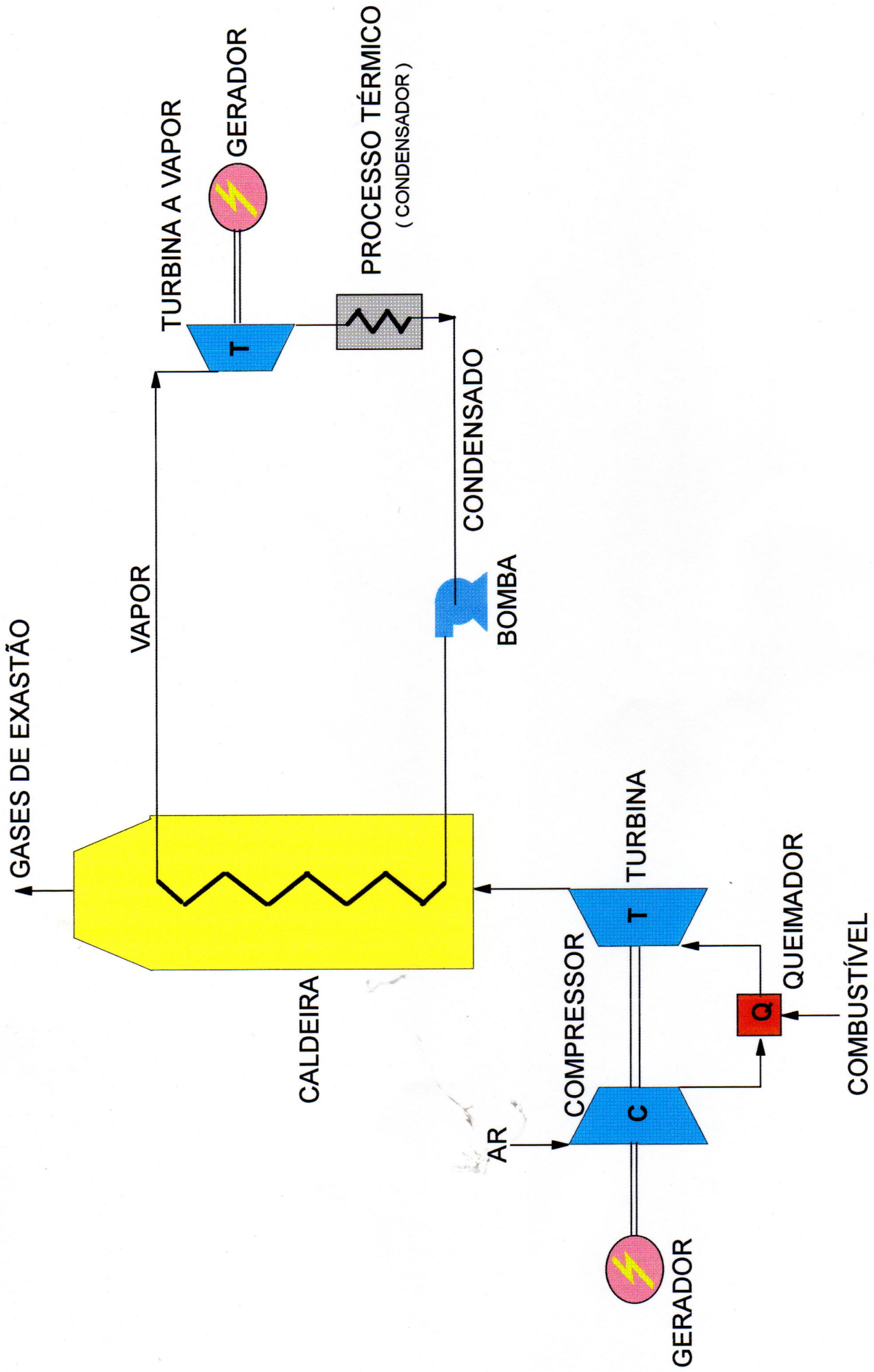


FIGURA 10 - CICLO COMBINADO (BRAYTON E RANKINE)

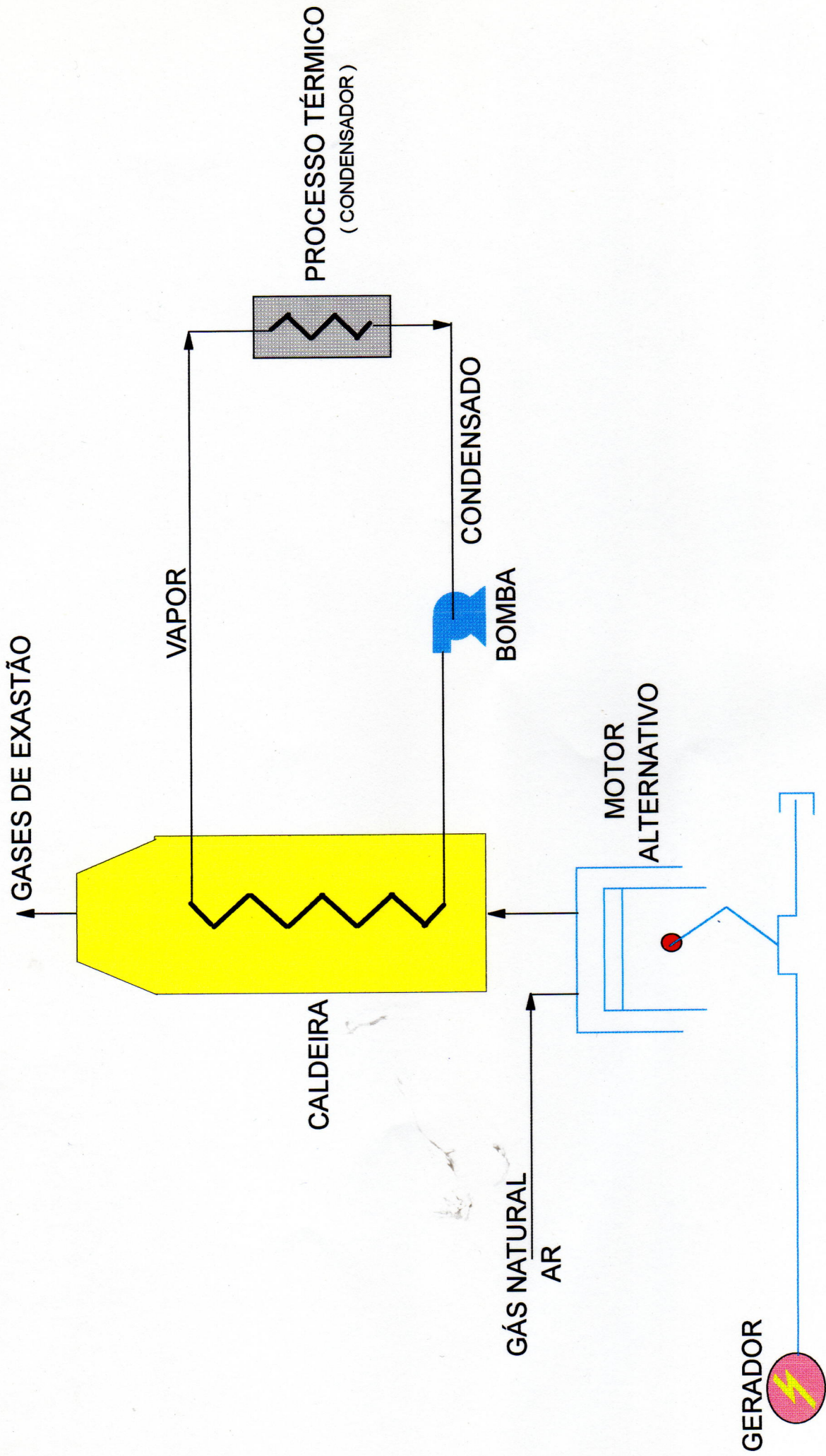


FIGURA 11 - CICLO OTTO (COM RECUPERAÇÃO)

Cogeração de pequeno porte, nos quais se tornam fortes concorrentes em relação a outros dispositivos primários, pois, são fáceis de transportar e instalar, e propiciam a possibilidade de geração elétrica imediata, sem a necessidade de aquecimento gradual da Caldeira, por exemplo. [4]

Por utilizar as fontes primárias de maneira mais eficiente, ciclos de Cogeração podem apresentar um aproveitamento energético, como definido pela Primeira Lei da Termodinâmica, acima de 50%, o que é bem superior às eficiências usuais de ciclos Brayton ou Rankine convencionais, geralmente na faixa de 30 a 40%. [7, 20]

Os Sistemas de Cogeração obtém energia elétrica, de Geradores Elétricos acoplados às Turbinas ou Motores, que normalmente seria comprada da rede elétrica pública, ao mesmo tempo que obtém energia térmica para consumo do processo. Estes sistemas podem representar substancial economia, através do uso intensivo dos recursos primários, dos investimentos iniciais reduzidos, e ainda pelo custo evitado de expansão da rede elétrica por parte da concessionária. Trazem, portanto, benefícios que não se limitam à planta, mas se estendem ao âmbito regional, ou, se utilizados em larga escala, ao nacional. [4]

É importante notar que existem diversas variações para os Sistemas de Cogeração, a fim de que estes atendam às necessidades peculiares do processo de cada planta específica, com relação à energia elétrica e energia térmica.

Com relação ao modo com que a energia primária é aproveitada, os ciclos de Cogeração podem ser classificados em:

(a) Ciclo Topping

É o ciclo termodinâmico em que a energia primária cedida é usada na geração de potência, e o calor de rejeito é então utilizado na geração de energia térmica útil.

(b) Ciclo Bottoming

A energia térmica primária é inicialmente cedida ao processo consumidor de calor, e o rejeito é empregado na geração de potência.

Por esta definição, o ciclo Brayton corresponde necessariamente ao Topping, e o ciclo Rankine pode equivaler ao Topping ou ao Bottoming.

O vapor é utilizado porque pode transportar e transmitir grande quantidade de energia de maneira relativamente fácil, tendo as vantagens de poder ser gerado a baixo custo sem maiores problemas e com uma operação simples.
[18]

Em uma outra classificação, com relação ao dimensionamento das produções térmica e de potência, os Sistemas de Cogeração podem ser:

(a) Sistemas Power-matched

Nesta modalidade, a produção combinada do sistema visa a atender à demanda elétrica da planta, e a produção térmica resultante é sub-produto.

(b) Sistemas Heat-matched

A produção combinada é dimensionada para satisfazer à demanda térmica, e a elétrica é o sub-produto.

Obviamente, projetar um sistema que atenda com a máxima eficiência a ambas as demandas, ou parte delas, é um desafio. Existem diversas possibilidades para atender aos requisitos da planta, de acordo com o arranjo adotado e a capacidade dos equipamentos. A seleção do arranjo e dos equipamentos dependerá de uma Análise Termoeconômica, o que engloba uma análise da 1ª Lei, da 2ª Lei - Análise Exergética - e um Estudo Econômico, para a determinação da solução mais atrativa [8]. No entanto, é bom salientar para a necessidade de se realizar uma análise para mais de um caso, sem se definir uma dada concepção de ciclo de Cogeração e de acoplamento entre os equipamentos, pois pode-se simplesmente estar perdendo dinheiro. [6]

A eletricidade gerada pode ser ou não suficiente para abastecer a planta. Em caso de deficiência, o complemento deve ser adquirido da rede elétrica pública. Em caso de excesso de energia elétrica, esta pode ser vendida à rede.

Analogamente, a produção de um dado sistema pode ou não atender aos requisitos térmicos da planta. Caso haja deficiência nesta demanda, o restante pode ser gerado em uma unidade convencional auxiliar, ou através de uma queima adicional no próprio sistema.

1.2.2 CONSIDERAÇÕES ECONÔMICAS

A viabilidade econômica da Cogeração é verificada através da comparação com o sistema tradicional de geração separada de calor e eletricidade. O principal aspecto é se os custos evitados, operacionais e de energia, na comparação (receita operacional), acarretam um tempo satisfatório de retorno ("payback") do investimento adicional (marginal). [6,9]

Três parcelas, além da tarifa de eletricidade (R\$/MWh), que deverá evidentemente ser considerada, são essenciais para o estudo econômico: [6, 7]

- (a) Custo do Investimento , (R\$)
- (b) Custos Operacionais e de Manutenção, (R\$/ano)
- (c) Custo do Combustível, (R\$/ano)

O Custo do Investimento diz respeito ao custo de aquisição dos equipamentos, transporte e seguro, interligações entre eles, as suas montagens, serviços de engenharia, obras civis, e os impostos [6]. Este custo, para a Cogeração, no Brasil, é estimado entre US\$ 600 e US\$ 1000 por kW instalado [4]. O custo inicial de uma unidade de ciclo combinado é, no mínimo, 20% inferior ao de uma termoelétrica do mesmo porte [20], e 65% inferior ao de uma nuclear.

Quanto aos Custos de Operação, procuram-se reduzi-los através de sistemas de controle integrados que garantam a confiabilidade e a disponibilidade do sistema [11]. Os Custos de manutenção (R\$/kWh) são somados aos operacionais, porém, têm impacto reduzido.

Os Custos dos Combustíveis são minimizados, devido ao uso ótimo da energia [4, 10]. Este custo é normalmente calculado através do quociente entre o preço do combustível, em R\$/1000m³, e o seu poder calorífico (PCI), em MJ/1000m³ [6]. A Taxa Líquida de Combustível (TLC) utilizada na geração de eletricidade para um Sistema de Cogeração é definida como a quantidade de energia do combustível (MJ) requerida para produzir um kilowatt-hora. Esta taxa é normalmente expressa em (R\$/MWh) se convertendo a quantidade de energia do combustível no seu custo. Em uma instalação, para se determinar a quantidade de combustível para produzir eletricidade, além daquele necessário para atender aos requisitos térmicos da planta, devem ser levados em conta as demandas (kW), elétrica e térmica. Entretanto, pode-se considerar como típicos valores variando entre US\$ 20 e US\$ 50/MWh. Para uma estimativa inicial pode-se considerar um valor médio de US\$ 35/MWh. [4]

1.2.3 ASPECTOS INSTITUCIONAIS E DE MEIO AMBIENTE

A Cogeração tomou um grande impulso em nível mundial após a década de 70 e, pelo menos no caso dos EUA, o grande motivador foi uma legislação (PURPA) que, em 1978, criou boas condições para que os cogeradores vendessem, a preços justos, energia elétrica à rede. Em todos os países, o desenvolvimento da cogeração sempre veio junto com mudanças de legislação [7]. Na Inglaterra e na Alemanha as legislações, também, favorecem o estabelecimento de cogeradores. [4, 10, 11, 15, 18]

Nos EUA a Cogeração vem avançando e atingirá no ano 2000 15% da capacidade instalada, que em 1996 era de 57.690 MW. Na Alemanha 11% da capacidade instalada é de cogeração, na Inglaterra 3,6% e em Luxemburgo 75%. [7]

No Brasil, é bem sabido que o setor elétrico, à semelhança dos demais setores da sociedade, passa por uma crise séria. Diante da possibilidade de falta de energia, a iniciativa privada já começou a participar ativamente na geração e transmissão elétrica. [7]

Apesar do grande potencial de mercado da Cogeração e de suas vantagens frente à geração de termoelétricas, no que se refere à eficiência do processo, as iniciativas neste sentido, no Brasil, ainda são bastante tímidas. Isto, no entanto, tem mudado após a nova regulamentação sobre a geração de energia, lei 8987 de 1995, onde foi criada a figura do produtor independente, pessoa física ou jurídica, de energia elétrica e eventualmente vapor, cujo negócio é gerar, seja qual for a fonte utilizada, para venda. [7, 21]

Nestes contextos, portanto, a Cogeração, no Brasil, é extremamente oportuna, e pode contribuir para a mudança do quadro de crise. Entretanto, não se verifica, ainda, uma real intenção, por parte da indústria, de gerar excedentes, mas eventualmente de gerar seus próprios recursos de maneira econômica e confiável.

A Central de Utilidades da Copene em Camaçari, na Bahia, é um exemplo, pois, contempla a implantação, bem sucedida, de um Sistema de Cogeração de 400 t/h de vapor, a 538° C e 120 bar a, e geração de energia elétrica de 45 MW, atendendo às necessidades das demandas internas, tanto

elétrica quanto térmica, e ainda exportando para as indústrias vizinhas dentro do Polo Petroquímico.

Em relação às concessionárias, algumas já têm destinado atenção ao potencial de Cogeração em suas áreas de atuação [22], o que é oportuno por promover uma concorrência entre o custo do sistema autoprodutor, no caso, o cogerador, e o custo de expansão de redes e de novas centrais.

É oportuno observar, ainda, a importância do gás natural na geração térmica. O crescimento das reservas nacionais, e o sub-aproveitamento deste recurso sugerem a sua utilização de maneira mais racional no país. Entre as suas vantagens estão as características não-poluentes devido à sua composição limpa, e ainda a possibilidade de substituir economicamente o Diesel.

Cabe mencionar que o aumento dos custos de energia está fazendo com que os resíduos industriais sejam cada vez mais valorizados como combustível. As suas aplicações já são comuns no exterior, podendo ser hoje encontradas plantas movidas a combustíveis bastante diversificados como por exemplo gases de aciaria. É interessante notar que essas soluções são encontradas com maior frequência nos países mais ricos, onde existem boas fontes de combustíveis convencionais. São, entretanto, muito pouco utilizadas nos países mais carentes de recursos, combustíveis e tecnologias. Aparentemente, os que mais se utilizam de combustíveis residuais perceberam boas oportunidades de, ao mesmo tempo, eliminar resíduos indesejáveis e ganhar dinheiro gerando energia. [7]

Em um Sistema de Cogeração, queima-se combustível para realizar trabalho. Como em todo processo de combustão, são

rejeitos e subprodutos que podem afetar o meio ambiente acima de determinados limites. A atual legislação brasileira relativa à poluição atmosférica é rigorosa, acompanhando a dos países desenvolvidos de elevada concentração industrial. As tecnologias para controle dos níveis de emissão aplicam-se ao combustível, aos equipamentos da planta (catalisadores, recirculação de vapor para admissão de Turbinas a Gás, etc.) e a forma de operação. Quanto aos combustíveis, o controle dos níveis de emissões pode ser realizado utilizando combustíveis com menores teores de enxofre e nitrogênio. Para um sistema a gás natural, as medidas de controle ambiental reduzem a sua eficiência térmica em cerca de 0,1% e elevam o seu custo de geração em aproximadamente 4%. A redução em sistemas a gás natural é relativamente pequena se comparada a plantas a carvão. É importante salientar que os Sistemas de Cogeração causam um impacto ambiental bem inferior com relação aos sistemas convencionais de geração térmica, pois a emissão de poluentes se reduz consideravelmente. [7, 20]

1.3 OBJETIVOS

As indústrias, com as crescentes crises de mercado, têm tido como principal objetivo para alcançar suas metas de lucro, a redução de seus custos operacionais.

O setor energético, atualmente, está passando por uma crise com a possibilidade, inclusive, de falta de energia. A participação da iniciativa privada na geração elétrica já é uma realidade.

Diante da crise energética e de mercado, a Cogeração se apresenta oportuna tanto para a produção de energia elétrica quanto para a redução nos custos operacionais de produção.

Um Sistema de Cogeração integrado e adaptado ao processo de uma Planta Criogênica de Separação de Ar, que tem a energia elétrica como insumo básico, pois o ar não tem custo, pode se mostrar viável quanto ao investimento inicial e com considerável redução nos custos operacionais da planta.

Portanto, o objetivo deste trabalho consiste em um estudo Termoeconômico não apenas para avaliar esta viabilidade, mas também para definir o melhor Sistema de Cogeração a ser integrado à planta. Um estudo Termodinâmico será necessário para propor as modificações no processo Criogênico de Separação de Ar, da planta, típica, T-240 NA MPL3, que foi a escolhida.

Inicialmente a planta será analisada pela Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica - Balanço de Massa e Energia, e Análise Exergética - para que os pontos mais fracos, de baixa eficiência exergética, ou seja, de perdas acentuadas de

energia disponível, no processo Criogênico de Separação de Ar, passíveis de modificações, possam ser localizados.

Após a localização dos pontos fracos do processo Criogênico de Separação de Ar, serão propostas modificações objetivando a melhoria da eficiência exergética dos equipamentos envolvidos e a decorrente redução no consumo de energia da planta. Estas modificações serão propostas a partir de estudos de Refrigeração e Transferência de Calor nestes equipamentos, definindo, conseqüentemente, as Demandas Elétrica e Térmica (onde se inclui os consumos de vapor e água gelada) necessárias à planta, considerando-se, é claro, tais modificações.

Sistemas de Cogeração para se adaptar ao processo Criogênico de Separação de Ar da planta serão propostos a partir dos ciclos clássicos: Rankine, Brayton, Combinado (Rankine e Brayton) e Otto. Cada um destes sistemas será calculado para atender tanto à demanda elétrica como à demanda térmica, dando origem a 4 (quatro) possibilidades para estudo.

O estudo Térmico dos Sistemas de Cogeração propostos consistirá na aplicação da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica - Balanço de Massa e Energia, e Análise Exergética - para cada um destes sistemas. Este estudo possibilitará a avaliação de seus desempenhos com relação ao aproveitamento da energia disponível do combustível, mediante a comparação da eficiência exergética de cada um dos sistemas propostos.

O estudo econômico consistirá basicamente da avaliação da viabilidade da adaptação de cada um dos Sistemas de Cogeração e das modificações propostas para o processo Criogênico de Separação de Ar. Esta viabilidade será avaliada

inicialmente comparando-se a redução dos custos operacionais da planta antes e após a integração do Sistema de Cogeração e das modificações propostas para o processo: além de se produzir energia elétrica a partir de gás natural, se conseguirá uma considerável redução no seu consumo, ou seja, redução da demanda elétrica da planta devido às modificações propostas para o processo. É claro que o investimento inicial aumentará com a substituição e inclusão de equipamentos. Será calculado um tempo de retorno para a diferença deste investimento inicial, a partir da redução nos custos operacionais. Os resultados obtidos tanto da redução dos custos operacionais da planta, assim como, do tempo de retorno do investimento inicial adicional, em equipamentos, serão utilizados como parâmetros para a comparação entre os Sistemas de Cogeração propostos e para a avaliação da viabilidade econômica de adaptação, de cada um destes sistemas, ao processo da planta.

Finalmente, a conclusão do trabalho consistirá na comparação de todos os parâmetros Termoeconômicos entre os Sistemas de Cogeração propostos, não apenas para avaliar a viabilidade de cada um deles, mas, também, para definir qual desses sistemas melhor se apresenta para integrar o processo Criogênico de Separação de Ar da planta estudada.

2 - METODOLOGIAS

2.1 A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA - BALANÇO DE MASSA E ENERGIA [27]

A 1ª (Primeira) Lei da Termodinâmica é chamada, também de Lei da Conservação da Energia. Consideraremos, também, a Lei da Conservação da Matéria.

A expressão geral da primeira Lei da Termodinâmica diz que a taxa de transferência de calor para o volume de controle, mais a taxa de energia que entra no mesmo como resultado da transferência de massa, é igual à taxa de variação da energia dentro do volume de controle mais a taxa de energia que sai deste como resultado da transferência de massa, e mais a potência associada com efeitos elétricos, eixos e outros efeitos.

A primeira aplicação é o desenvolvimento de um modelo analítico adequado para a operação em Regime Permanente de dispositivos como Turbinas, Compressores, Caldeiras, Trocadores de Calor, etc.

A definição de processo em Regime Permanente é a seguinte:

- (a) Quanto à massa no volume de controle, o estado da mesma em cada ponto do volume de controle não varia com o tempo.
- (b) Quanto à massa que escoia através da superfície de controle, o fluxo de massa e o estado desta massa em cada área discreta de escoamento na superfície de controle não varia com o tempo. As taxas nas quais o calor e o trabalho cruzam a superfície de controle permanecem constantes.

Para o processo em Regime Permanente (figura 12), podemos escrever as equações da Primeira Lei da Termodinâmica, desprezando as energias cinéticas e potenciais, e da Conservação da Massa, também chamada de equação da Continuidade, como segue:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_{vc}$$

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s$$

BALANÇO DE MASSA E ENERGIA

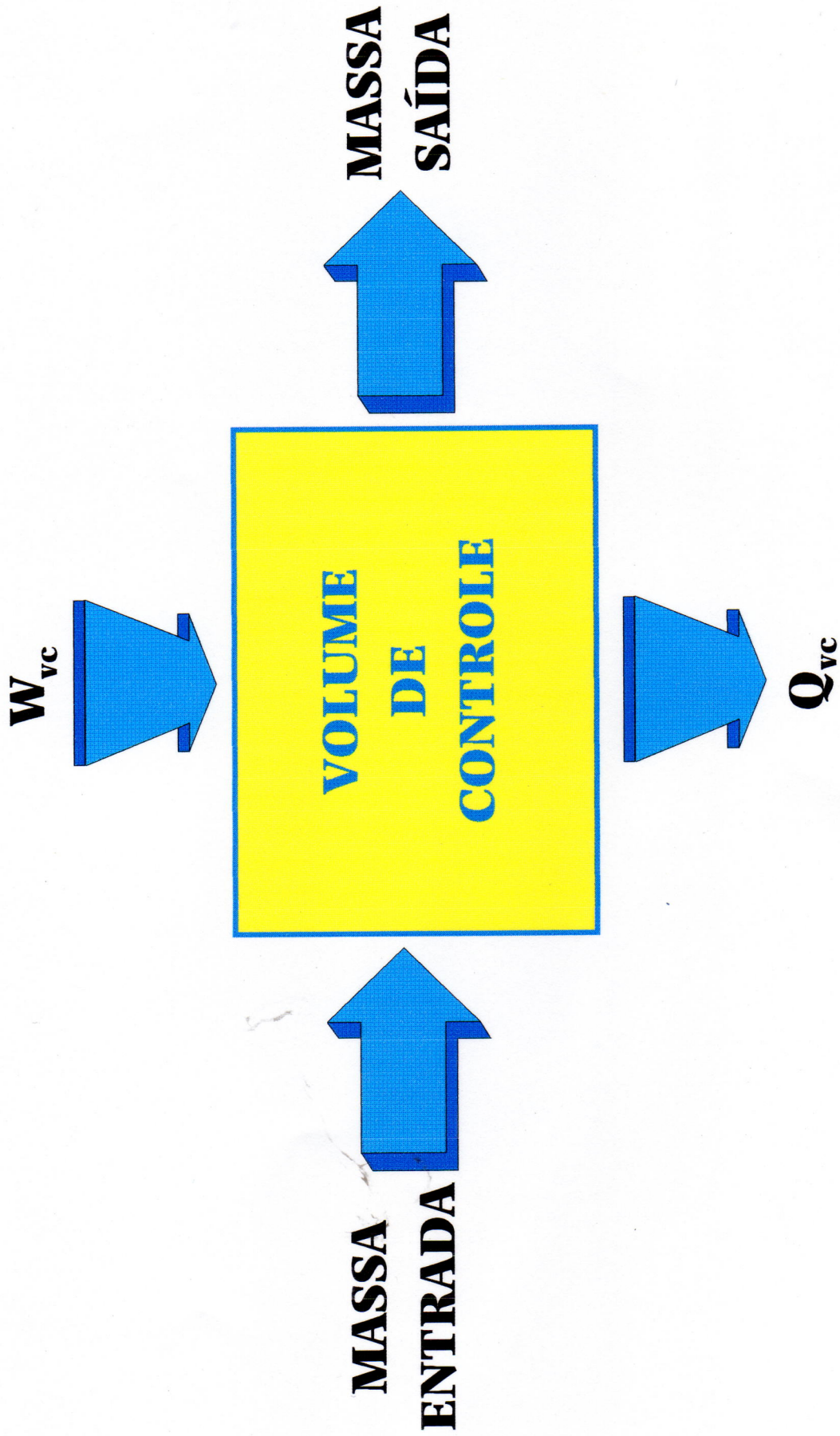


FIGURA 12 - PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

O procedimento para determinar a propriedade termodinâmica de uma mistura é a partir das propriedades de seus componentes puros. Para a entalpia, por exemplo, teremos:

$$n\bar{h} = n_A \bar{h}_A + n_B \bar{h}_B$$

Em sistemas reagentes podemos escrever a Primeira Lei para um processo de escoamento em Regime Permanente, na forma:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum_R n_e \bar{h}_e = \dot{W}_{vc} + \sum_P n_s \bar{h}_s$$

Comumente efetuam-se os cálculos em relação a 01 (um) mol de combustível.

Os processos de escoamento nas Plantas Criogênicas de Separação de Ar e nos Sistemas de Cogeração são em Regime Permanente. A Primeira Lei foi utilizada no estabelecimento de limites, verificação de dados, dimensionamentos e localização de perdas desnecessárias de energia.

2.2 A SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA - A ANÁLISE EXERGÉTICA [1,23,27]

A 2ª (Segunda) Lei da Termodinâmica mostra em que direção os processos ocorrem.

Um processo reversível é definido como aquele que, tendo ocorrido, pode ser invertido sem deixar vestígios.

Existem muitas causas de irreversibilidades, podemos citar as seguintes:

- (a) Atrito
- (b) Expansão não resistida
- (c) Troca de Calor com diferença finita de temperatura
- (d) Mistura de duas substâncias diferentes
- (e) Perda RI^2 encontrado em circuitos elétricos
- (f) Combustão

Há uma interrelação entre reversibilidade, equilíbrio e tempo. Em um processo reversível o desvio do equilíbrio é infinitesimal e, portanto, ocorre em uma velocidade infinitesimal. Uma vez que nos processos reais deseja-se uma velocidade finita, o desvio do equilíbrio deve ser finito e, portanto, os processos reais são mais ou menos irreversíveis. Quanto maior o desvio do equilíbrio, maior a irreversibilidade.

A Segunda Lei nos conduz à definição da propriedade entropia que nos possibilita trata-la quantitativamente para processos.

Quando falamos sobre uma maior eficiência, estamos realmente falando sobre a realização de um dado objetivo com

um menor aumento total de entropia. O aumento líquido de entropia que ocorre durante um processo irreversível, pode ser associado à mudança de um estado menos provável para outro mais provável.

O interesse pela Análise através da Segunda Lei da Termodinâmica - Análise Exergética - é devido principalmente à conscientização da necessidade da conservação de energia. A análise de processos com utilização da 2ª Lei é uma técnica que tem recebido importância no meio industrial. Vários trabalhos sobre o assunto têm se destacado. [22,23,24,25]

A utilização da Análise Exergética para a avaliação de um processo já existente ou para um projeto oferece vantagens, pois, enquanto a 1ª Lei estabelece, apenas, a conservação de energia, permitindo uma análise quantitativa das parcelas envolvidas no processo, a 2ª Lei permite, também, uma análise qualitativa, possibilitando a determinação da degradação destas parcelas de energia durante o processo. Portanto, a 2ª Lei vai além do conceito da 1ª Lei - no qual energia não se perde, apenas se transforma - estabelecendo que, em qualquer processo, uma certa parcela de energia disponível (exergia) é perdida que são as perdas inevitáveis de qualquer transformação real, ou seja, todo processo real é irreversível, e necessariamente envolve uma degradação de parte da energia para uma forma menos nobre.

A Energia Disponível - Exergia - para trocas de calor com o meio ambiente a uma dada temperatura é, portanto, uma propriedade termodinâmica que tem como objetivo expressar a qualidade das formas de energia e de como estas formas de energia são tratadas durante o processo, possibilitando, até a quantificação da qualidade de um determinado processo.

A Exergia é definida como o máximo trabalho que se pode obter de um estado do processo, em relação a um estado de referência.

As indústrias estão interessadas em reduzir os custos de produção e do produto final, utilizando para isso, principalmente, programas de conservação de energia. A Análise Exergética é a melhor ferramenta para alcançar tais objetivos pois é capaz de localizar os pontos mais fracos do processo, onde ocorrem as maiores perdas de energia disponível, e em consequência, onde há maior prejuízo. Além disso, pode indicar as melhores maneiras para as modificações visando o aperfeiçoamento destes pontos fracos e o melhor aproveitamento dos recursos energéticos.

Em resumo, de acordo com a conclusão de Kenney [23] o esforço da engenharia deve ser voltado para a recuperação das formas de energia úteis ao processo, de forma a minimizar os custos de operação e do produto final. Portanto, a atenção deve ser concentrada na Minimização das Irreversibilidades.

A Análise Exergética consiste basicamente no estudo das trocas de exergia nos volumes de controle e é realizada após a determinação de todos os estados termodinâmicos. A sua expressão em termos analíticos é a seguinte:

$$e = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)$$

A equação envolve grandezas por unidade de massa onde h representa a entalpia, s a entropia, T a temperatura, os subscritos 0 e 1 indicam os estados de referência e um estado

qualquer do processo, respectivamente, e e e representa a exergia que equivale ao Trabalho Reversível W_{rev} .

$$e = [W_{rev}]_0^1$$

O Balanço Exergético aplicado a um volume de controle (figura 13) é expresso pela relação:

$$e_e + e_q = e_s + w + i$$

Onde, e_e é a taxa de exergia (kW) associada ao fluxo de massa que entra, e_s a associada ao fluxo de massa que sai, e_q a parcela devida à transferência de calor do volume de controle, w à potência real realizada sobre o volume de controle, e i a irreversibilidade gerada no processo, representando a parcela de exergia perdida que permite o fechamento do balanço, sendo sempre a incógnita. Por isso, a equação pode ser interpretada como a Lei da Degradação da Energia. [1,22,23,24,25,26,27]

Nos cálculos do estudo utilizaram-se as seguintes expressões para às taxas de exergia associadas aos fluxos de massa que entra e que sai do volume de controle dos equipamentos:

$$e_e = (h_e - h_0) - T_0 (s_e - s_0)$$

$$e_s = (h_s - h_0) - T_0 (s_s - s_0)$$

A parcela de exergia devida à transferência de calor do volume de controle dos equipamentos pode ser quantificada, na prática, pela análise do volume de controle da água de refrigeração:

$$e_q = e_s - e_e + i$$

Após a determinação do Balanço de Exergia, podemos determinar a eficiência do processo ou exergética, válida para qualquer planta ou componente em regime permanente. A eficiência exergética expressa a razão entre a exergia que sai e a que entra, no volume de controle, podendo ser sob a forma de potência, troca térmica, fluxo de massa ou ainda a exergia do fluido.

Em termos analíticos temos:

$$\text{Eficiência} = \frac{\text{Exergia}_{\text{entra}}}{\text{Exergia}_{\text{sai}}}$$

$$I = \text{exergia}_{\text{entra}} - \text{exergia}_{\text{sai}}$$

BALANÇO DE EXERGIA

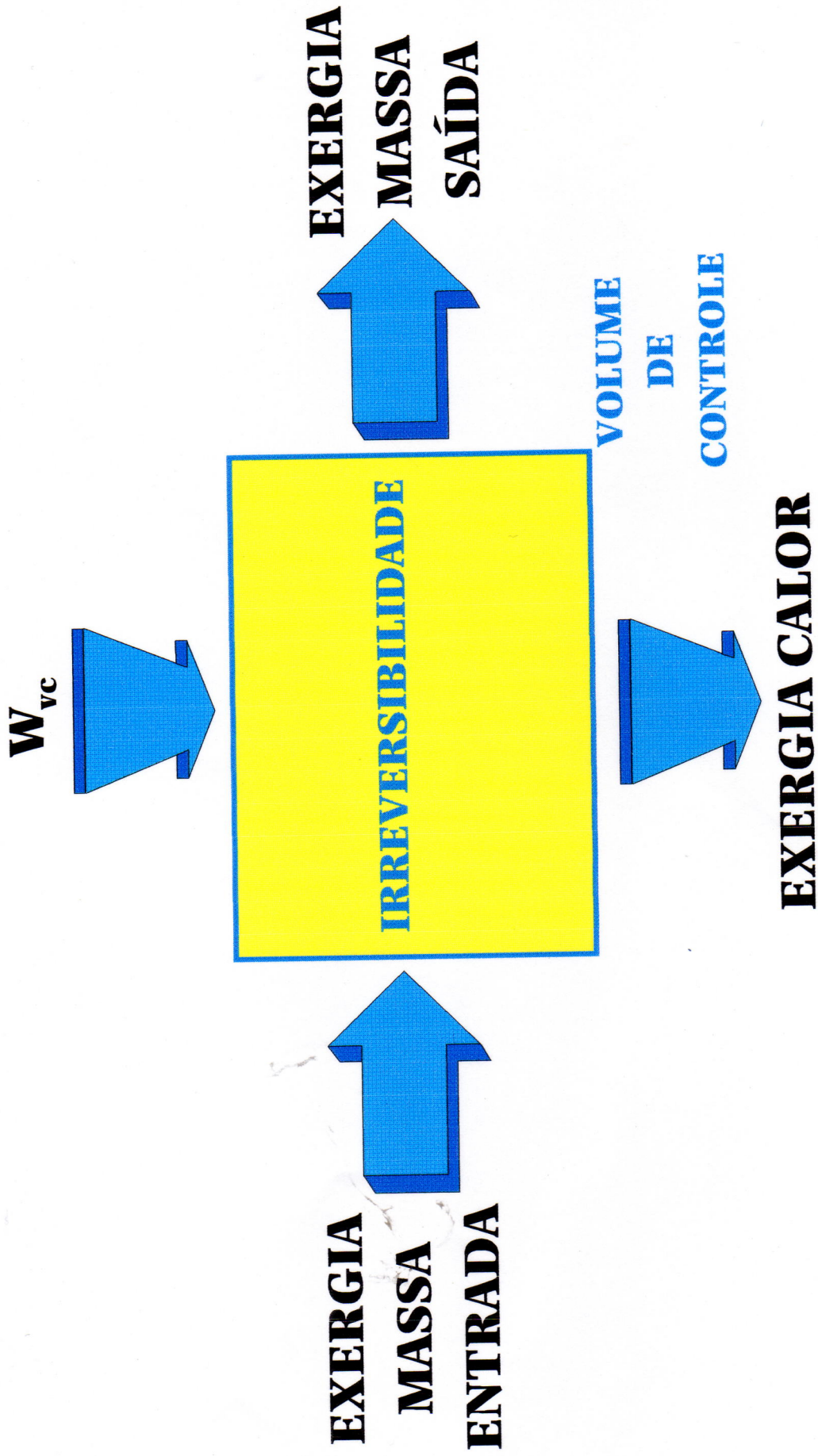


FIGURA 13 - SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

2.3 REFRIGERAÇÃO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR x CONSUMO DE ENERGIA [29,30]

A compressão por estágios, fixando-se uma relação de compressão, é bem mais vantajosa que uma compressão única, supondo que o fluido, depois de cada etapa de compressão, seja resfriado até atingir a sua temperatura inicial. A temperatura final é bem inferior a que se atingiria, caso a compressão fosse única.

O Trabalho total da compressão por estágios fica reduzido, em relação ao correspondente a uma compressão única, de uma parcela devido à refrigeração (**figura 14**).

Aumentando indefinidamente o número de estágios de compressão, poderíamos, teoricamente, conseguir uma compressão ideal isotérmica. Na prática, em vista das complexidades mecânicas criadas, o número de estágios é limitado a dois ou três. Além de uma melhoria razoável no trabalho de compressão e, conseqüentemente, redução no consumo de energia tanto na compressão como da planta onde o equipamento está localizado, se consegue, também, condições de aquecimento e lubrificação favoráveis.

A simples análise do funcionamento de um compressor, mostra que o trabalho realizado durante a compressão, diminui à custa da refrigeração do compressor (**figura 15**). Entretanto a redução do trabalho realizado pelo compressor não é a única vantagem da refrigeração. Com a redução da temperatura durante o funcionamento, verifica-se, além de um aumento da eficiência, uma melhoria na lubrificação, podendo-se reduzir as folgas necessárias à dilatação das peças,

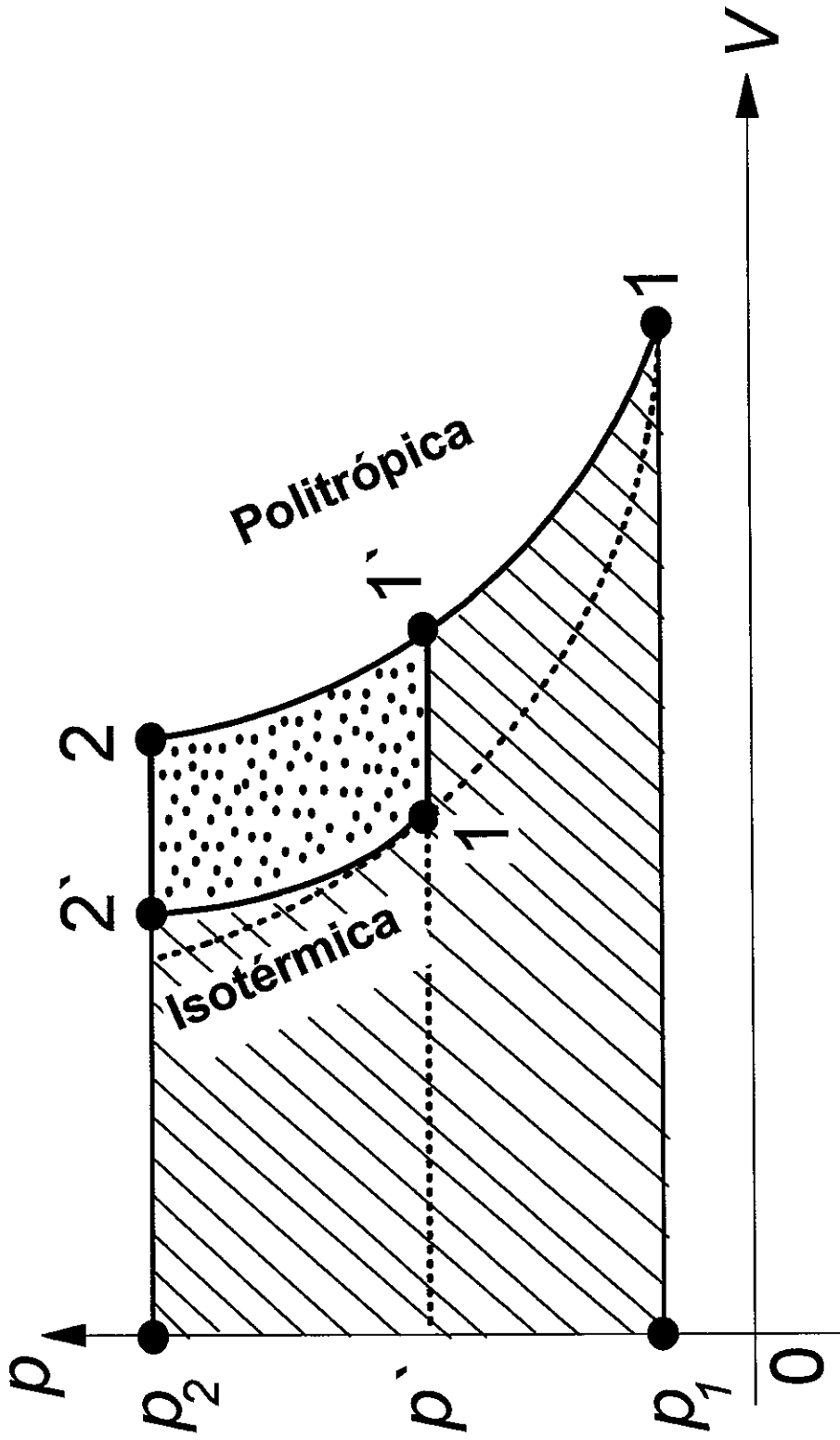


FIGURA 14 - REFRIGERAÇÃO INTERESTÁGIOS DA COMPRESSÃO

fatores esses que determinam melhores condições de funcionamento e de durabilidade para o conjunto.

Nos compressores isolados ou nos compressores onde a passagem do fluido é bastante rápida, rotativos, o atrito contribui para o aquecimento do sistema, de modo que a compressão, no estágio, verifica-se com $n > k$ (coeficiente politrópico maior do que a razão dos calores específicos), embora a elevação de temperatura durante o processo tenda a reduzir o seu valor, aproximando-o de k .

Portanto, a potência consumida no estágio de compressão é diretamente proporcional, tanto à temperatura de sucção, quanto à eficiência isentrópica do estágio, como fica evidenciado nas expressões que se seguem:

$$\dot{W}_{\text{isent}} = \dot{m} \times C_p \times T_{\text{sucção}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$\dot{W}_{\text{real}} = \frac{\dot{W}_{\text{isent}}}{\eta_{\text{isent}}}$$

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

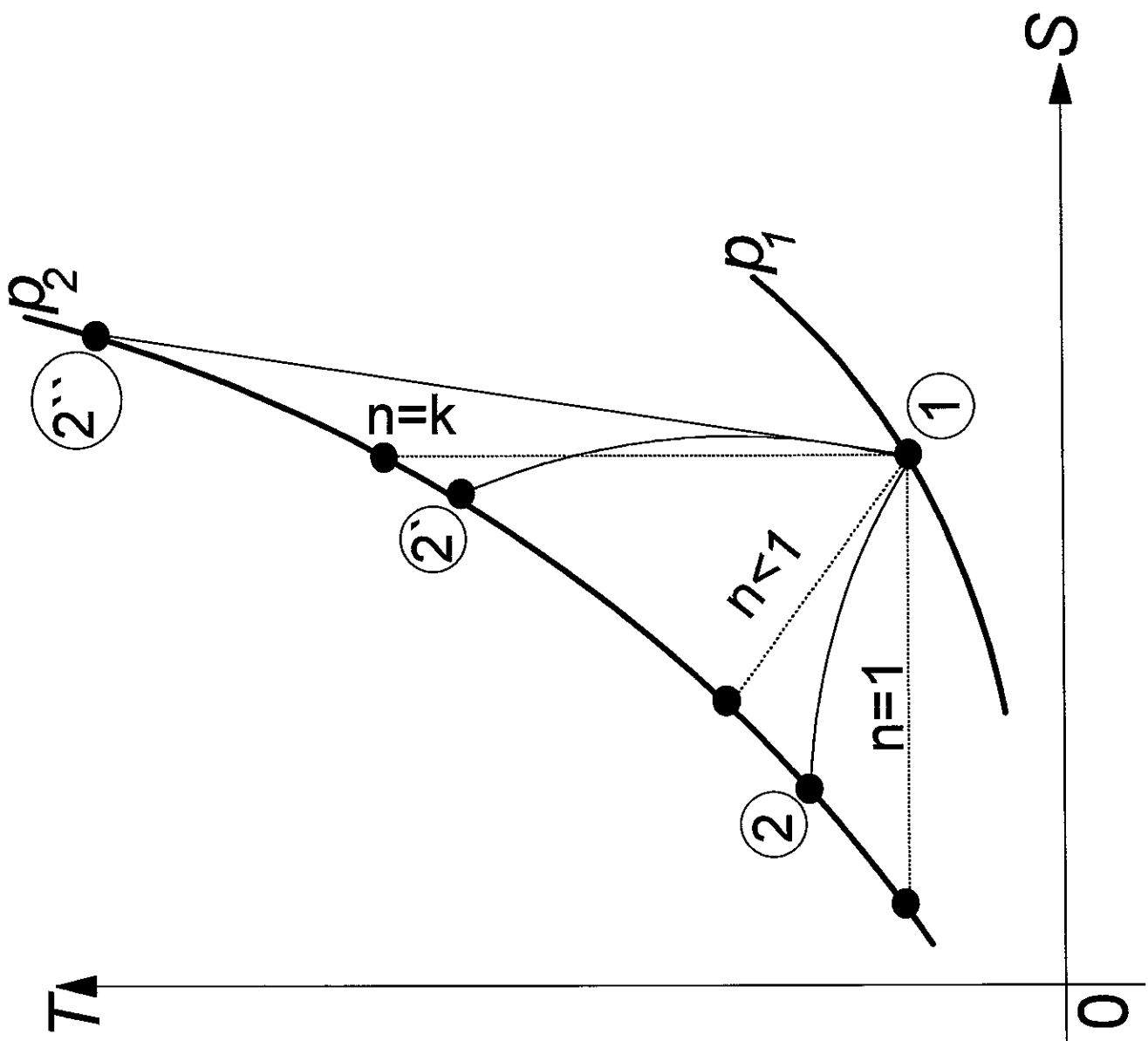


FIGURA 15 - REFRIGERAÇÃO NA COMPRESSÃO

Ao alterarmos as condições de operação de um Compressor, visando a redução de sua potência consumida, diminuindo a temperatura de sucção de seus estágios de compressão, através da redução da temperatura da água de refrigeração, devemos recalcular as novas condições operacionais da máquina a partir da Efetividade de seus Resfriadores e da nova Eficiência Isentrópica de seus estágios, conforme as expressões que seguem.

Efetividade:

$$E = \frac{\text{Transferência de Calor Atual}}{\text{Máxima Transferência de Calor Possível}}$$

$$\text{Máxima Transferência de Calor Possível} = (\dot{m} C_p)_{\text{mín}} \Delta T_{\text{máx}}$$

Troca de calor nas novas condições operacionais:

$$q = E (\dot{m} C_p)_{\min} \Delta T_{\text{admissão}}$$

Eficiência dos estágios de compressão:

$$\eta_{\text{isent}} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \times T_1 - T_1}{T_2 - T_1}$$

O dimensionamento de um Trocador de Calor para se alcançar determinada troca térmica, consiste basicamente na determinação de sua área de transferência de calor, que pode ser obtida a partir das expressões que seguem.

$$q = U A \Delta T_{\text{méd}}$$

$$U = \frac{h_{12} h_{34}}{h_{12} + h_{34}}$$

$$\Delta T_{\text{méd}} = \frac{\Delta T_{\text{máx}} - \Delta T_{\text{mín}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{máx}}}{\Delta T_{\text{mín}}}}$$

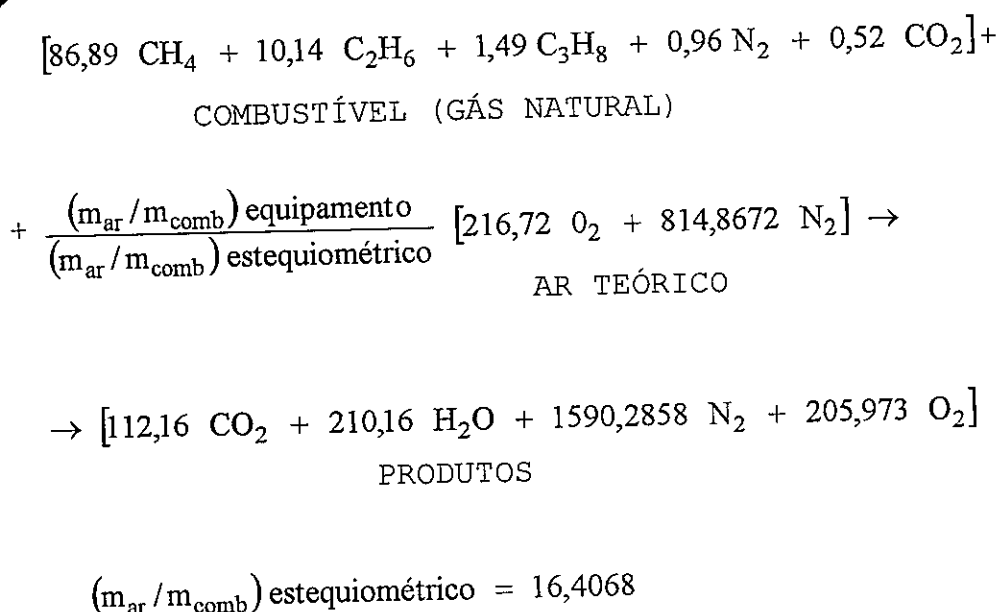
2.4 SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Os Sistemas de Cogeração podem ser projetados a partir dos Ciclos Rankine, Brayton, Combinado ou Otto, se adaptando aos processos das plantas, para atender de maneira ótima tanto à demanda térmica quanto à elétrica.

O Método para se projetar estes Sistemas é utilizando os conceitos de Combustão, Eficiência e Processo Isentrópico, e aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica de maneira interativa.

A partir das demandas térmica e elétrica, e fixando-se valores típicos, o Sistema de Cogeração pode ser inicialmente projetado. Cada equipamento e o Sistema como um todo deve ser dimensionado de maneira que a 1ª Lei seja satisfeita. Este procedimento é interativo e com aproximações sucessivas.

Os Motores a Combustão Interna e os Queimadores devem ser modelados conforme os conceitos de Combustão, de acordo com a composição média do gás natural fornecido pela CEG:



As Turbinas devem ter as suas eficiências inicialmente fixadas com valores típicos e as suas temperaturas de descarga calculadas conforme as expressões:

$$T_{2s} = \frac{T_1}{\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{(k-1)/k}}$$

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2s}}$$

A sua potência gerada pode ser determinada pela diferença de energia entre a sucção e a descarga.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t (h_1 - h_2)$$

O Compressor, de maneira análoga às Turbinas, deve ter a sua eficiência fixada com valor típico e a sua temperatura de descarga calculada conforme as expressões:

$$T_{2S} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k}$$

$$\eta_c = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1}$$

A sua potência pode ser determinada pela diferença de energia entre a descarga e a sucção.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c (h_2 - h_1)$$

A Caldeira de Recuperação, assim como o Condensador e outros Trocadores de Calor, devem atender basicamente à 1ª Lei da Termodinâmica.

Todos os equipamentos e o Sistema devem ser avaliados pela 1ª Lei da Termodinâmica com relação às suas dimensões e perdas desnecessárias de energia, e pela 2ª Lei com relação à qualidade do processo e às perdas desnecessárias de energia disponível.

2.5 ANÁLISE ECONÔMICA

A Análise Econômica tem a finalidade de avaliar a viabilidade de uma modificação de engenharia proposta, em determinada planta, ser realizada para os próximos projetos. O procedimento é o descrito a seguir.

Inicialmente calcula-se o Investimento da modificação e o Investimento que foi realizado sem a modificação, ou seja, convencional. Em seguida se subtrai o Investimento da modificação do Investimento convencional, que é por definição o Investimento Marginal (IM) da modificação.

A Receita Operacional (RO) da modificação é a diferença do custo operacional (custo de energia mais o custo de operação e manutenção) da modificação, menos o custo operacional convencional.

O 1º (primeiro) parâmetro para a Análise Econômica da modificação é o "Pay-Back" simples (Tempo de Retorno do Investimento simples), que expressa o número de anos necessários para que o Investimento Marginal (IM) seja pago pela Receita Operacional (RO). É, portanto, a razão entre o Investimento Marginal (IM) e a Receita Operacional (RO).

$$\text{"PAY-BACK"} = \frac{\text{IM}}{\text{RO}}$$

O 2º (segundo) parâmetro para a Análise Econômica da modificação é a Taxa Interna de Retorno (TIR), que expressa os juros anuais, % ao ano, que a Receita Operacional (RO) é capaz de proporcionar durante o pagamento do Investimento Marginal (IM), uma vez fixado um Prazo de Retorno do Investimento

(PRI), que geralmente é a vida útil, em anos, da planta. Essa Taxa pode ser calculada a partir da expressão que segue.

$$PRI = \frac{\log \frac{RO}{(RO - IM \times TIR)}}{\log (1 + TIR)}$$

3 - COGERAÇÃO EM PLANTAS CRIOGÊNICAS DE SEPARAÇÃO DE AR

3.1 A PLANTA T-240 NA MPL3

A Planta Criogênica de Separação de Ar T-240 é capaz de produzir 240 toneladas/dia de oxigênio, além de nitrogênio e argônio (NA). Possui um liquefador (*MPL3 - Medium pressure liquefier with 3 cores*) cuja finalidade é fornecer a refrigeração necessária para atingir e manter as temperaturas criogênicas.

Esta planta, típica, ilustrada a seguir em fluxograma (**figura 16**) produz 3.730 m³/h NTP de oxigênio gasoso que pode ser consumido através de gasoduto. Além de produzir gás a planta tem a seguinte produção de líquido criogênico:

5.276 m³/h NTP de oxigênio líquido
4.326 m³/h NTP de nitrogênio líquido
375 m³/h NTP de argônio líquido

A esta produção corresponde um consumo de 10.951 kW de energia elétrica (**figura 19**).

O processo da planta com os seus principais equipamentos é descrito a seguir:

O ar, após ser filtrado mecanicamente na Casa de Filtros, é comprimido no Compressor de Ar. Estes compressor, do tipo centrífugo, tem 03 (três) estágios de compressão com 02 (dois) interresfriadores (**figura 17**), e é capaz de comprimir, na sua condição operacional de projeto 43.910 m³/h NTP, a uma pressão de descarga de 6,5 bar a. O seu consumo de energia é de 3.896 kW, para uma temperatura da água de

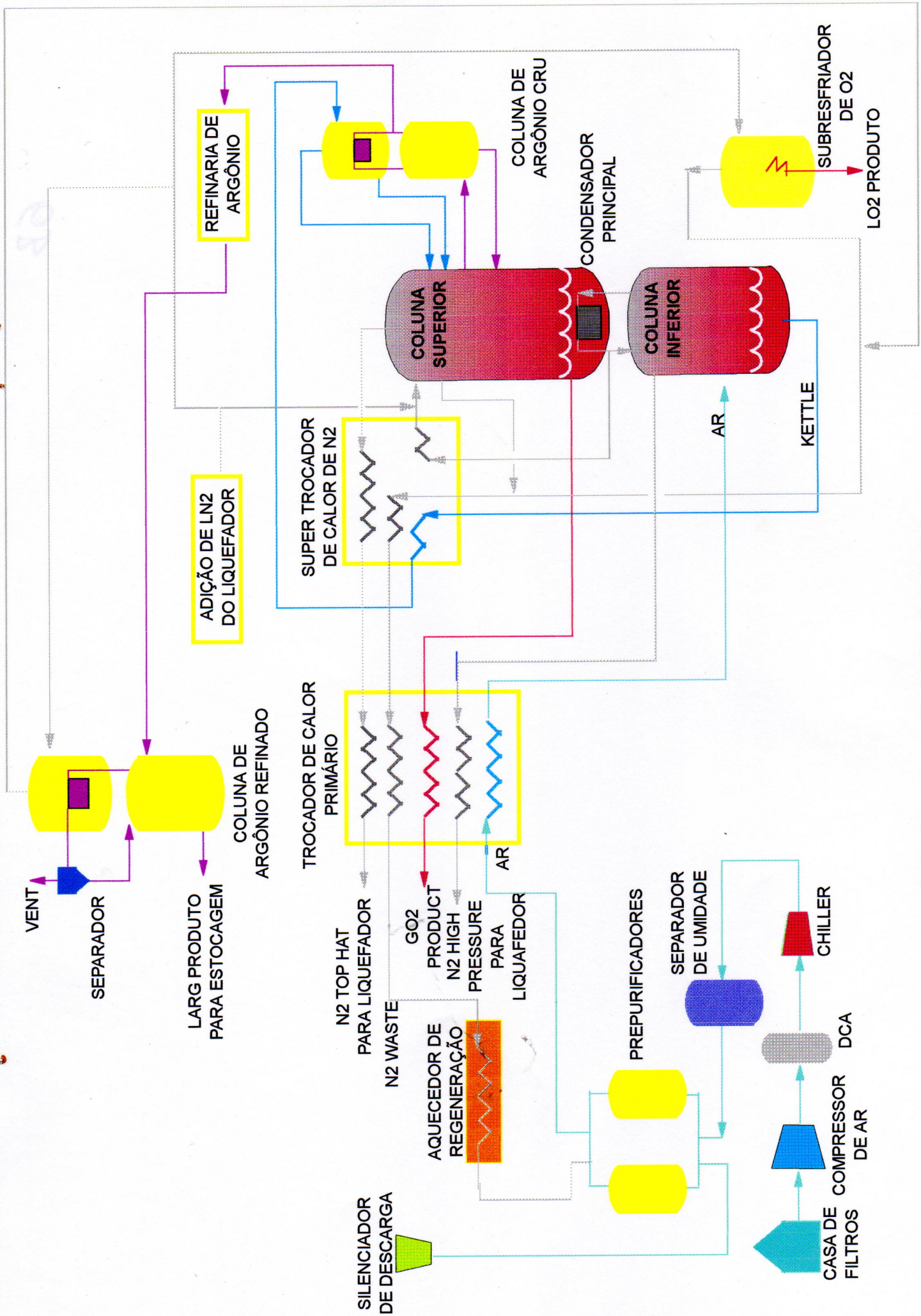


FIGURA 16 - A PLANTA T-240 NA

resfriamento de 31°C, o que corresponde a 35% do consumo da planta (figura 19), fato típico nas Plantas Criogênicas de Separação de Ar.

Após a compressão, o ar é posrefriado em um trocador de calor de contato direto ar - água (DCA - *Direct Contac Aftercooler*) do tipo *cross-flow*, e resfriado até 4°C em um evaporador ar-freon de uma Unidade de Refrigeração (*Chiller*), (figura 17) acionada por um Compressor de Freon, do tipo parafuso, que consome 292 kW (figura 19) de energia elétrica.

O ar, após ser resfriado, com o objetivo de se retirar o excesso de vapor de água, que se condensa naturalmente, passa então pelo Separador de Umidade, onde a água é retirada e drenada, a fim de facilitar a etapa de prepurificação.

Na etapa de prepurificação a umidade remanescente no ar, assim como, o gás carbônico e os hidrocarbonetos são adsorvidos pela peneira molecular existente no interior dos Vasos Prepurificadores, para que não solidifiquem na etapa criogênica do processo, entupindo as tubulações. Enquanto um vaso opera, o outro regenera.

A regeneração é realizada pelo fluxo de nitrogênio "waste" que sai do Trocador Criogênico Principal (PHX), no interior do "Cold Box". Este nitrogênio carrega os contaminantes (H₂O, CO₂, hidrocarbonetos) e é ventado para a atmosfera. Durante a regeneração, existe a etapa de aquecimento do nitrogênio "waste" que é realizada no Aquecedor de Regeneração. Este equipamento é constituído de aquecedores tubulares e elétricos que consomem 368 kW no total (figura 18). Consiste na única necessidade de aquecimento do processo. A vazão de 3.455 m³/h NTP de nitrogênio "waste"

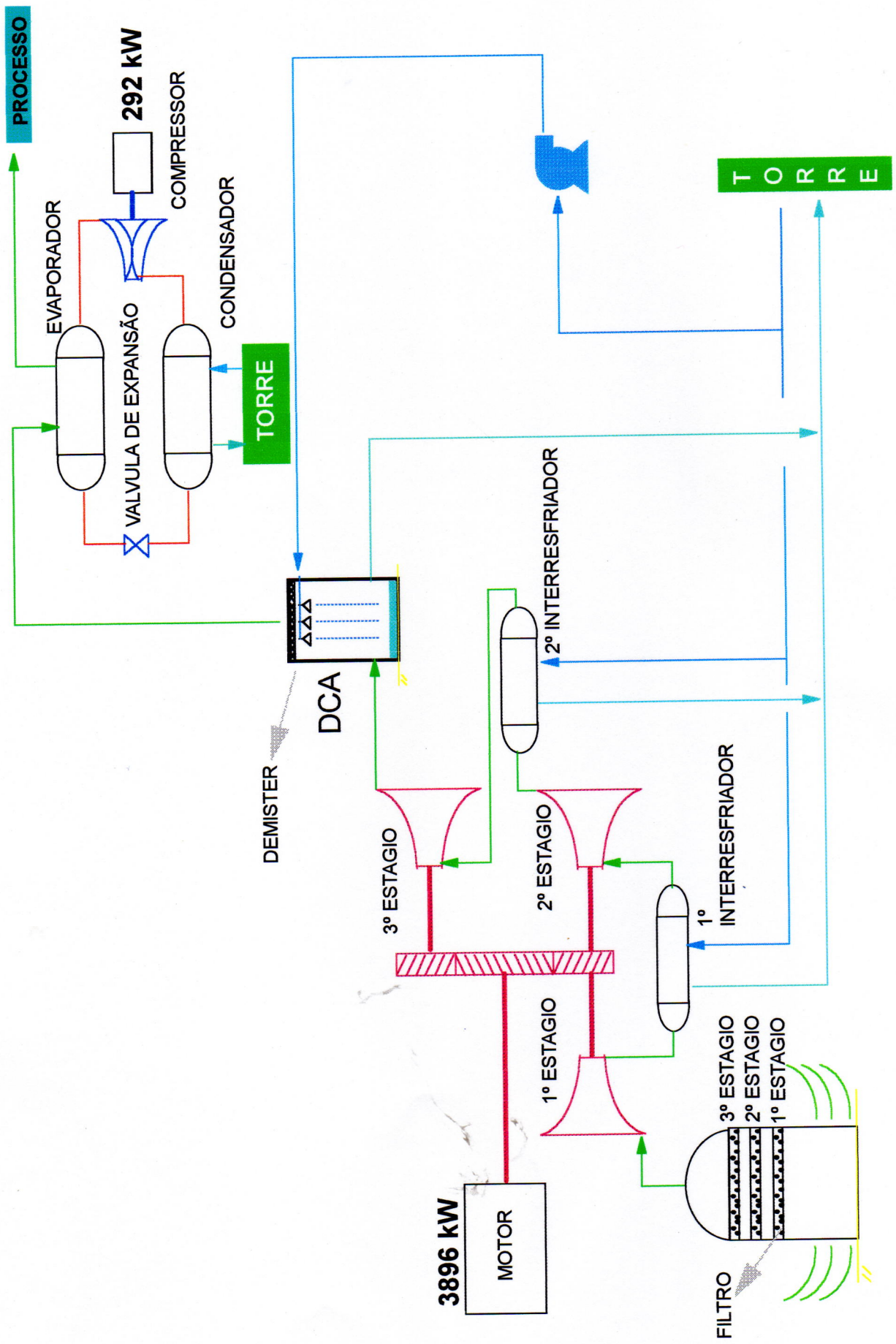


FIGURA 17 - COMPRESSOR DE AR

por ele aquecido, para regenerar a peneira molecular do Vaso Prepurificador, atinge 340° C.

O ar, após a sua purificação, é introduzido na parte fria da planta ("Cold Box") passando por um dos passes do Trocador de Calor Primário (PHX), onde é resfriado, e em seguida introduzido na Coluna Inferior, iniciando a sua destilação.

O "Cold Box" da planta é constituído do Trocador de Calor Primário, do Super Trocador de Calor de Nitrogênio, da Coluna Inferior, da Coluna Superior, da Coluna de Argônio Cru e da Coluna de Argônio Refinado.

O Trocador de Calor Primário possui 5 (cinco) passes: o ar que é resfriado, o nitrogênio de alta pressão ("high pressure") que alimenta o Liqüefador, o oxigênio gasoso ("product") para ser comprimido e fornecido a clientes através de gasoduto, o nitrogênio "waste" para regenerar os Vasos Prepurificadores e o nitrogênio do topo da Coluna Superior ("top hat") que, também, alimentará o Liqüefador.

O Super Trocador de Calor de Nitrogênio possui 4 (quatro) passes: o nitrogênio ("top hat") proveniente do topo da Coluna Superior, o nitrogênio "waste" proveniente, principalmente, da Coluna Superior, o nitrogênio proveniente do Condensador Principal, localizado na base da Coluna Superior, para ser refluxado na parte superior da Coluna Superior, e ar líquido rico em oxigênio proveniente da base da Coluna Inferior ("kettle").

A Coluna Inferior é alimentada com ar resfriado, que será destilado, e fornece como produto, em sua base, ar

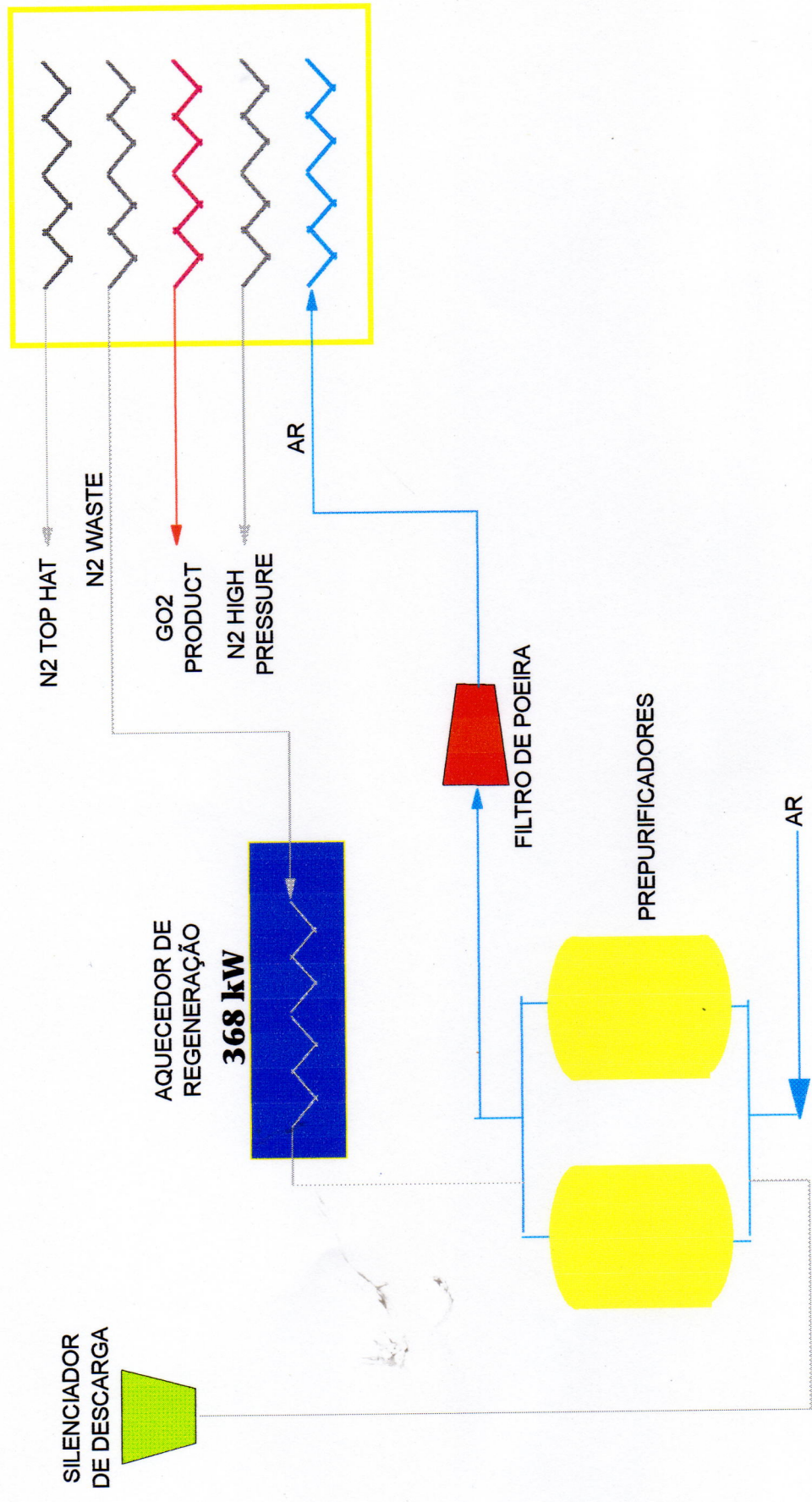


FIGURA 18 - AQUECEDOR DE REGENERAÇÃO

líquido rico em oxigênio (kettle), o nitrogênio "high pressure" em sua parte superior, e o nitrogênio em seu topo para ser liqüefeito no Condensador Principal, sendo que parte deste nitrogênio líquido retorna para ser refluxado.

A Coluna Superior é alimentada por ar rico em oxigênio oriundo da base da Coluna Inferior e nitrogênio líquido proveniente do Condensador Principal, para refluxo. A coluna fornece como produto nitrogênio em seu topo ("top hat"), nitrogênio "waste" de sua parte superior, oxigênio gasoso proveniente de sua parte inferior, acima do Condensador Principal, oxigênio líquido de sua base e argônio para ser destilado na Coluna de Argônio Cru.

O argônio proveniente da zona de transição da Coluna Superior, alimenta a Coluna de Argônio Cru para ser destilado. O produto de base da coluna retorna à Coluna Superior e o seu produto de topo é enviado à Refinaria de Argônio, sendo que parte, deste produto de topo, retorna à Coluna de Argônio Cru, para refluxo, após ser condensado no Condensador do topo da coluna. O fluido utilizado para condensar parte do produto de topo da coluna é o ar líquido rico em oxigênio ("kettle") , proveniente da base da Coluna Inferior, que após deixar o Condensador da Coluna de Argônio Cru, alimenta a Coluna Superior, conforme já descrito.

Na Refinaria de Argônio o principal contaminante do argônio, o oxigênio, é eliminado através de um processo químico em um Forno Deoxo.

O argônio proveniente da Refinaria é, então, enviado à Coluna de Argônio Refinado para ser destilado. O produto de topo da coluna é condensado, pelo nitrogênio líquido proveniente do Liqüefador, no condensador do topo da coluna.

CONSUMO TOTAL DE 10.951 kW

■ COMPRESSOR DE AR	3.896 kW
■ AQUECEDOR DE REGENERAÇÃO	368 kW
■ COMPRESSOR DE FREON	292 kW
■ OUTROS	6.395 kW

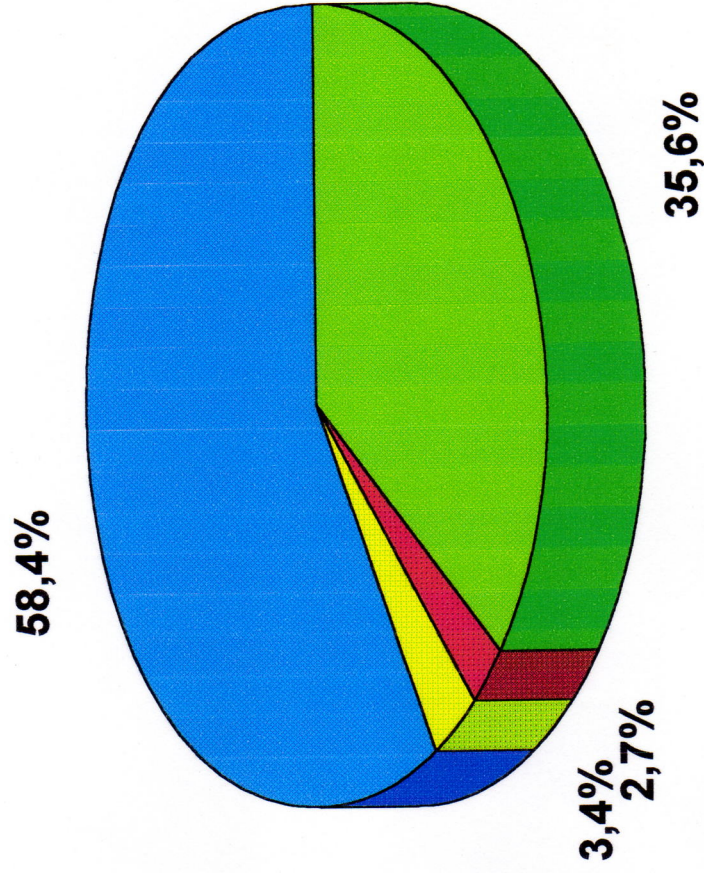


FIGURA 19 - CONSUMO DE ENERGIA DA PLANTA

O argônio condensado é refluxado para a coluna, sendo que, antes, o nitrogênio que o contamina, ainda no estado de vapor, é eliminado em um Separador. O produto da base desta coluna é argônio de elevada pureza.

Os produtos que alimentam o Liquefador (figura 20) são o nitrogênio proveniente do topo da Coluna Superior ("top hat"), que alimenta a sucção do Compressor de Alimentação ("Feed"), e o nitrogênio de alta pressão ("high pressure") proveniente da parte superior da Coluna Inferior, que alimenta a sucção do Compressor de Reciclo. Tanto o nitrogênio "top hat" quanto o "high pressure" deixam a planta para alimentar o Liquefador após trocarem calor no Trocador de Calor Primário.

O Liquefador (figura 20) tem como função fornecer a refrigeração necessária para a planta. O nitrogênio que o alimenta, após ser comprimido nos Compressores de Alimentação e de Reciclo, e posrefriado, é comprimido em dois *Booster's* acionados por duas Turbinas (Ramo Quente e Ramo Frio). Estes nitrogênio, após ser resfriado, é introduzido no primeiro passe de um Trocador de Calor Criogênico com 03 (três) passes, que é o Liquefador propriamente dito. Enquanto este nitrogênio se resfria no primeiro passe, picagens de nitrogênio são retiradas deste passe para serem expandidas nas Turbinas e retornar ao segundo passe do Trocador Criogênico, no sentido inverso, cedendo a refrigeração obtida nas Turbinas. O nitrogênio do segundo passe, após sair do Trocador Criogênico, retorna para a sucção do Compressor de Reciclo. O nitrogênio do primeiro passe, após sair do Trocador Criogênico, passa por um "flashpot": o nitrogênio ainda no estado vapor retorna do "flashpot" para o terceiro passe do Trocador Criogênico cedendo refrigeração ao nitrogênio do primeiro passe e, após a sua saída do Trocador,

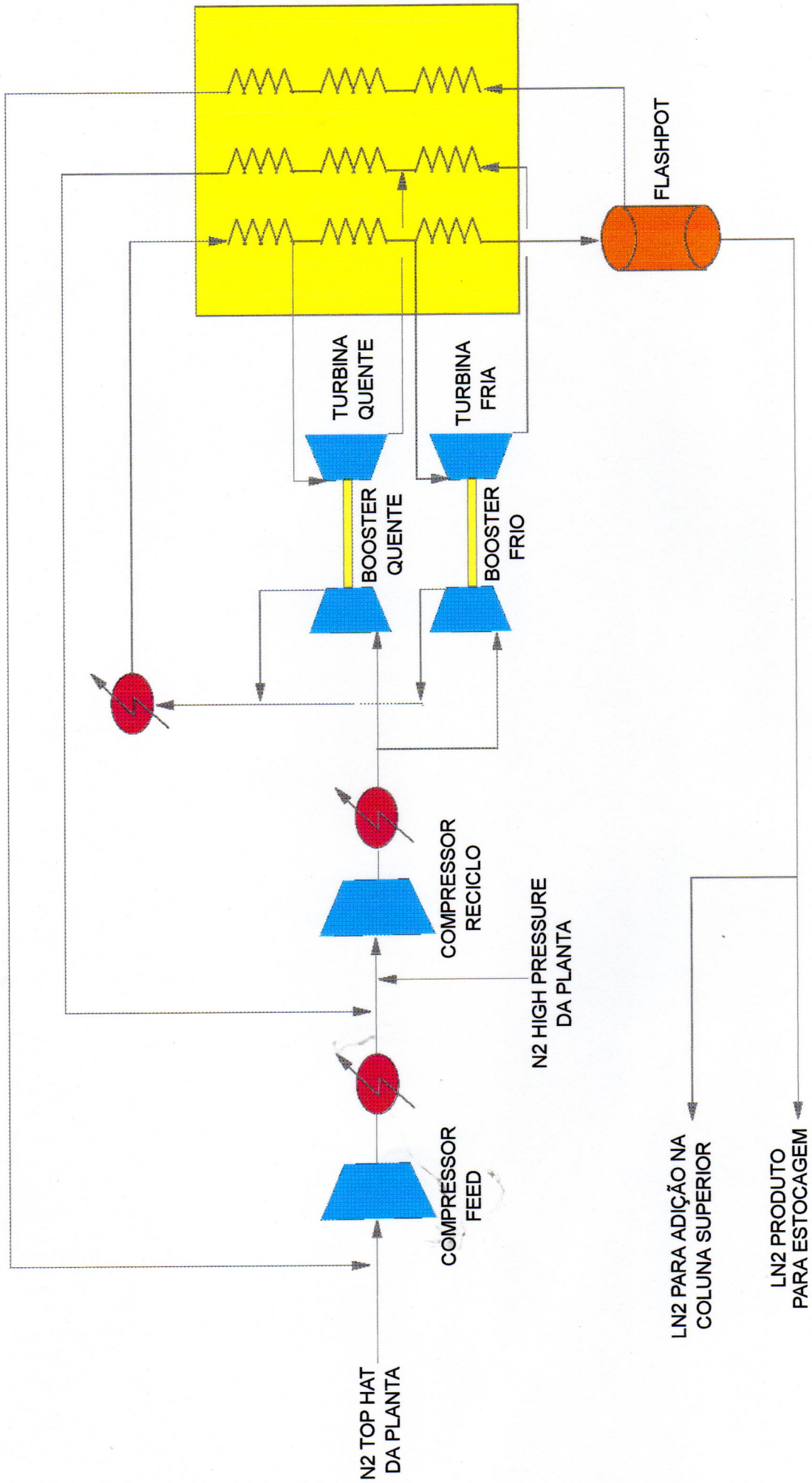


FIGURA 20 - LIQUEFADOR MPL3

retornar à sucção do Compressor de Alimentação. O nitrogênio líquido que sai do "flashpot" é encaminhado para ser estocado ou para ser adicionado à Coluna Superior como refluxo.

Os produtos finais da planta, portanto, são os seguintes: o oxigênio gasoso proveniente da parte de baixo da Coluna Superior, acima do Condensador Principal, que troca calor no Trocador de Calor Primário, para depois ser comprimido e fornecido a clientes através de gasoduto, o oxigênio líquido produto, proveniente da base da Coluna Superior e estocado após passar pelo Subresfriador de Oxigênio, o argônio produto, proveniente da base da Coluna de Argônio Refinado, para ser estocado, e o nitrogênio líquido produto, proveniente do primeiro passe do Trocador de Calor Criogênico do Liqüefador, também, para estocagem.

O Sistema de "Back Up" (figura 21) não faz parte da planta propriamente dita. O Sistema funciona da seguinte maneira: é acionado, automaticamente, sempre que a planta não for capaz de suprir a vazão e pressão demandada pelo gasoduto, seja totalmente por parada da planta, ou parcialmente por falta de capacidade da mesma.

Fazem parte do sistema: 01 (um) tanque criogênico de oxigênio líquido (Tanque de "Back Up"), 02 (duas) bombas criogênicas de 12,5 m³/h, para transferência do oxigênio do Tanque Criogênico de Estocagem para o Tanque de "Back Up" (Bombas de "Back Up"), 04 (quatro) conjuntos de 03 (três) Vaporizadores atmosféricos de ventilação forçada, 12 (doze) ventiladores acionados por motor elétrico de 7,5 kW, um para cada vaporizador. Os Vaporizadores são aletados, construídos em alumínio, trocando calor através de convecção forçada, com a atmosfera.

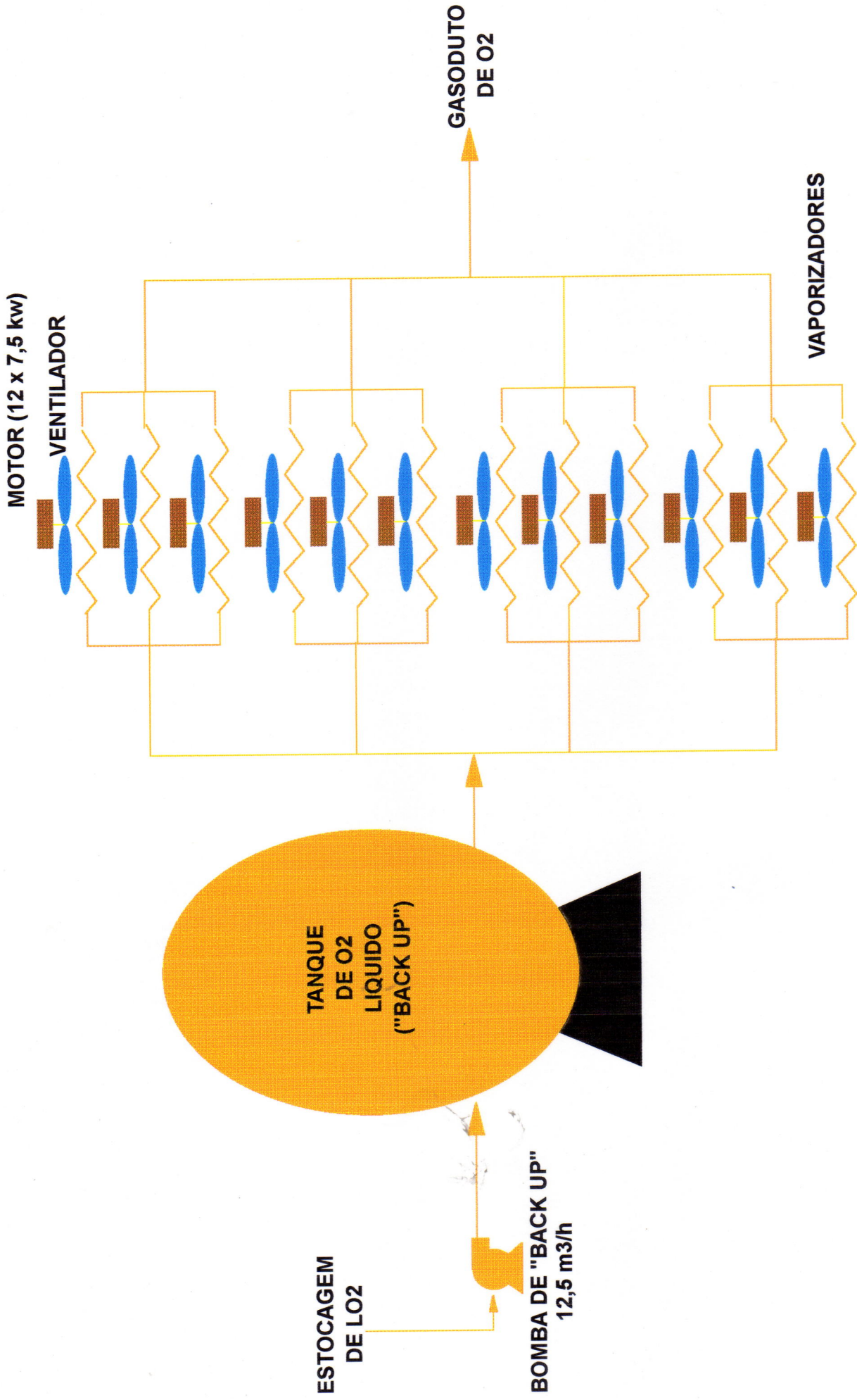


FIGURA 21 - SISTEMA DE BACK UP

3.2 A ANÁLISE EXERGÉTICA DA PLANTA [23,24,25,26,27]

3.2.1 O PROCEDIMENTO DE ANÁLISE

A Planta T-240 NA MPL-3 foi toda analisada pelas 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, a partir dos 110 (cento e dez) pontos de processo definidos por seus estados termodinâmicos, através das grandezas de pressão, temperatura, vazão e composição percentual molar, do projeto "as built" da planta.

Foram calculados para cada um destes pontos do processo o seu fluxo de massa, entalpia, fluxo de energia, entropia e fluxo de exergia com relação ao estado termodinâmico de referência de 1 atm e 25° C.

Os 40 (quarenta) principais equipamentos da planta foram analisados com relação aos seus balanços de massa e energia, e principalmente, com relação aos balanços de energia disponível (exergia). Nestas etapas os dados de potência consumida e calor de refrigeração dos equipamentos foram introduzidos, a partir de dados de projeto das máquinas, e a exergia de calor foi calculada. Ao final foram obtidas as eficiências exergéticas de todos os equipamentos.

Os equipamentos, de um modo geral, tiveram eficiências satisfatórias, pois, este processo de Separação Criogênica do Ar tem sido desenvolvido desde o início do século, visando uma melhoria de desempenho destes equipamentos e conseqüentemente de todo o processo.

3.2.2 AS ETAPAS DE PROCESSO DA PLANTA

A planta pode ser dividida nas seguintes etapas de processo:

(a) COMPRESSÃO

(equipamentos de 1 a 11 - figura 22)

Engloba a filtragem do ar, sua compressão, prerresfriamento e purificação com secagem.

(b) SEPARAÇÃO CRIOGÊNICA

(equipamentos de 12 a 15 - figura 23)

Nesta etapa, toda dentro de "Cold Boxes", o ar é separado em seus principais componentes (nitrogênio, oxigênio e argônio) que são, também liqüefeitos.

(c) REFINARIA DE ARGÔNIO

(equipamentos de 16 a 20 - figura 24)

Nesta etapa do processo, o oxigênio, principal contaminante do argônio, é eliminado em um Forno Deoxo. Hidrogênio é introduzido no início do processo, na Refinaria, e este reage com o oxigênio residual que contamina o argônio, formando água, que posteriormente é retirada por um Separador e um Secador. A reação ocorre no interior do Forno, que é um Vaso todo cheio com um catalisador, o *paladium*, para favorecer a reação entre o hidrogênio e o oxigênio.

(d) GASODUTO

(equipamentos 21 e 22 - figura 25)

Onde os gases puros, no caso desta planta apenas o oxigênio, provenientes do "Cold Box" são distribuídos a clientes próximos, através de dutos.

(e) LIQÜEFADOR

(equipamentos de 23 a 33 - figura 26)

O Liqüefador não faz parte propriamente dito da planta. Existem plantas que não possuem liqüefadores. No Liqüefador os gases provenientes do "Cold Box", nesta planta o nitrogênio, é liqüefeito tanto para ser estocado na área "Dryox" como para retornar ao "Cold Box" como refrigeração.

(f) ÁREA "DRYOX"

(equipamentos de 34 a 38 - figura 27)

Onde é feita a estocagem dos líquidos criogênicos com o objetivo de serem distribuídos a clientes, através de Carretas Criogênicas. Nesta área também está localizado o Sistema de "Back Up".

(g) TORRE DE RESFRIAMENTO

(equipamentos 39 e 40 - figura 28)

Nesta etapa toda a água quente, 38° C, proveniente de refrigeração é reaproveitada, readquirindo a sua temperatura original de água fria, 31° C, para ser novamente bombeada para refrigerar os equipamentos da planta.

3.2.3 O RESULTADO DA ANÁLISE

(a) COMPRESSÃO

Na Compressão (figura 22) todos os equipamentos tiveram eficiências satisfatórias, menos o Silenciador do "Vent" do Prepurificador, que teve eficiência 0 (zero) e o Aquecedor de Regeneração que teve eficiência 0,351. O Compressor de Ar não chega a ter uma eficiência não satisfatória, porém, a sua eficiência de 0,669 não é totalmente satisfatória, pois, o seu consumo de energia de 3.896 kW representa aproximadamente 35% do total da planta.

A eficiência 0 (zero) do Silenciador do "Vent" do Prepurificador se deve à perda total da energia disponível do nitrogênio que entra no Silenciador para ser ventado para a atmosfera a uma temperatura de aproximadamente 230° C. Apesar do exposto, a perda com a irreversibilidade é pequena, da ordem de 60 kW. Já a energia desperdiçada pela planta é alta, da ordem de 248 kW.

A eficiência de 0,351 do Aquecedor de Regeneração se deve ao fato de se utilizar a dissipação de calor proveniente de Resistências Elétricas para o aquecimento do nitrogênio, acarretando um consumo de energia elétrica pouco eficiente para ser transformada em calor, ou seja, o nitrogênio aquecido deixa o aquecedor com uma energia disponível relativamente baixa, em relação ao que foi consumido de energia elétrica, 368 kW, para que a sua temperatura atinja os 343° C exigidos pelo processo. A perda com a irreversibilidade é de 250 kW.

A eficiência de 0,669 do Compressor de Ar se deve ao fato de que a sua refrigeração interestágios, apesar de reduzir a

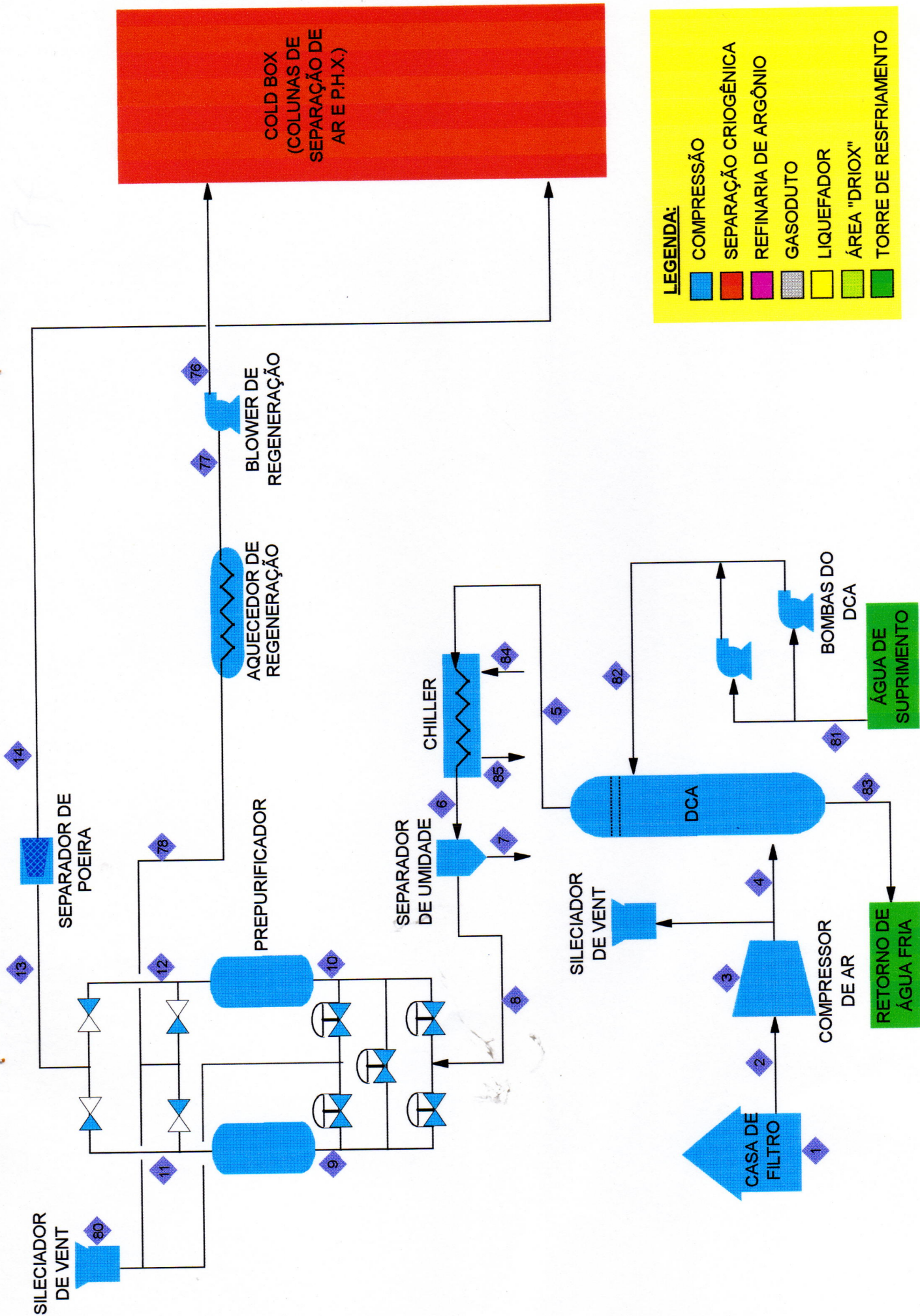


FIGURA 22 - COMPRESSÃO

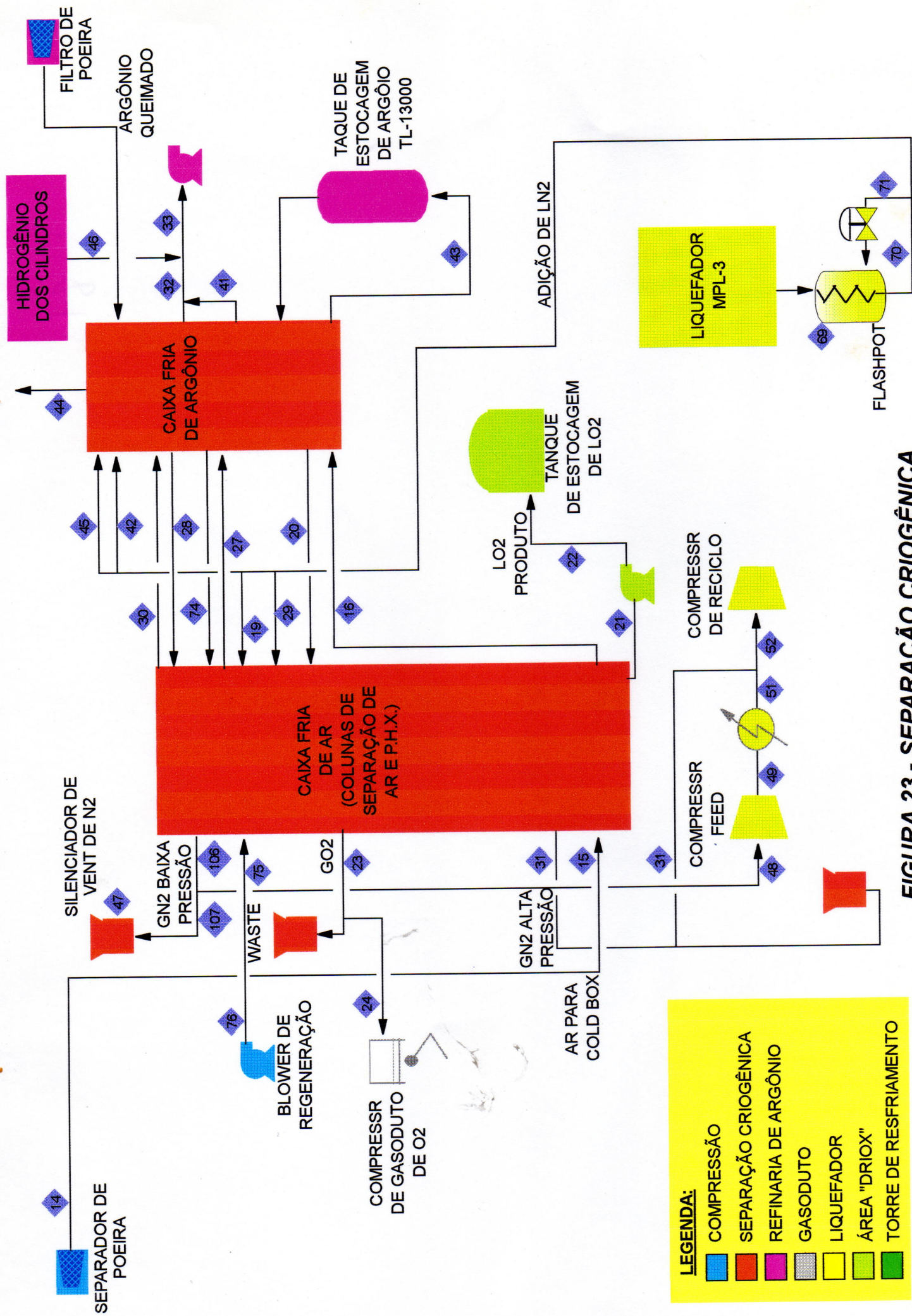
potência consumida do Compressor, carrega muita energia disponível do ar que está sendo comprimido. A irreversibilidade no Compressor é muito alta, da ordem de 1.239 kW.

A pesar do *Chiller* de Ar ter uma eficiência satisfatória, 0,898, as energias envolvidas em seu balanço são elevadas, acarretando uma irreversibilidade de 267 kW. A sua potência consumida também é significativa, da ordem de 292 kW.

(b) SEPARAÇÃO CRIOGÊNICA

A Separação Criogênica (**figura 23**) é basicamente composta das duas Caixas Frias ("Cold Box"), a do ar e a do argônio que na realidade são unidas, formando uma única Caixa Fria. Esta Caixa Fria é composta não apenas pelas Colunas de Destilação, a do ar e a do argônio, mas também por Trocadores de Calor Criogênicos, fabricados em alumínio, onde as diversas composições de fluidos criogênicos, com nitrogênio, oxigênio e argônio, trocam calor entre si. O fluxo dos fluidos pelas bandejas e Trocadores de Calor Criogênicos acarreta perda de carga e estas Caixas Frias, apesar de serem isoladas com perlita, recebem algum calor do ambiente. As eficiências de ambas as Caixas Frias são bem satisfatórias, 0,818 para a do ar e 0,958 para a do argônio. No entanto a energia envolvida no processo no interior destas Caixas é bem grande, acarretando uma irreversibilidade de 1.735 kW na do ar e de 260 kW na do argônio.

O único equipamento que não teve eficiência satisfatória, 0,566, nesta etapa foi o Silenciador do "Vent" do N₂ "Low Pressure". Esta baixa eficiência se deve exclusivamente à perda de energia disponível para a atmosfera, causada pela



LEGENDA:

- COMPRESSÃO
- SEPARAÇÃO CRIOGÊNICA
- REFINARIA DE ARGÔNIO
- GASODUTO
- LIQUEFADOR
- ÁREA "DRIOX"
- TORRE DE RESFRIAMENTO

FIGURA 23 - SEPARAÇÃO CRIOGÊNICA

perda de carga no Silenciador. No entanto a perda com esta irreversibilidade é pequena, da ordem de 31 kW. Já o fluxo de energia perdida pela planta através do Silenciador é grande, 175 kW, a uma temperatura de 4° C.

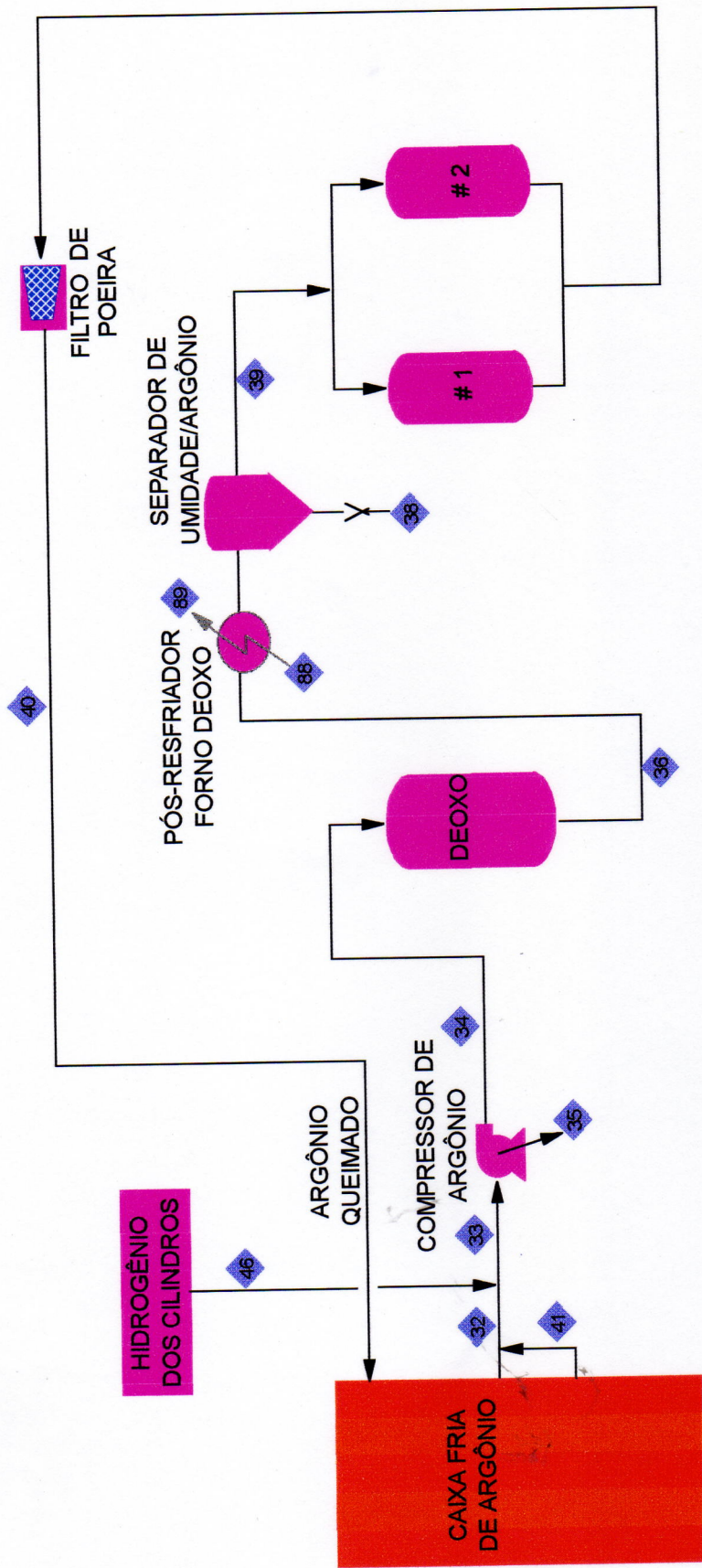
(c) REFINARIA DE ARGÔNIO

Esta etapa do processo (**figura 24**) é pouco eficiente.

O Compressor de Argônio não tem uma eficiência satisfatória, 0,587, pois é do tipo anel líquido. Este tipo de Compressor tem um sistema de vedação que consiste em água de selagem que é bombeada pelas mesmas palhetas que comprimem o argônio. Este tipo de vedação é necessária para que o argônio não se contamine, no entanto, nem toda a potência consumida pelo compressor é transmitida ao argônio na saída, pois, existe uma parcela que é para manter o circuito de água em funcionamento. Além disso, tanto a vazão quanto a temperatura desta água reduzem a capacidade do Compressor.

A temperatura de saída do Forno Deoxo, onde o oxigênio do argônio é eliminado, é muito elevada, 482° C, o que acarreta uma troca de calor com diferença de temperaturas muito acentuada no Posresfriador do Forno Deoxo. Este Posresfriador, conseqüentemente, tem uma eficiência não satisfatória, 0,427.

Apesar desta etapa do processo ser pouco eficiente, as potências consumidas, 27 kW do Compressor de Argônio, e as irreversibilidades, 22 kW do Posresfriador do Forno Deoxo, são pequenas. No entanto, esta etapa requer investimentos em compra de equipamentos e gastos com custos de manutenção, apenas para cumprir a finalidade de eliminar o contaminante



LEGENDA:

COMPRESSÃO	SEPARAÇÃO CRIOGÊNICA	REFINARIA DE ARGÔNIO	GASODUTO	LIQUEFADOR	ÁREA "DRIOX"	TORRE DE RESFRIAMENTO
------------	----------------------	----------------------	----------	------------	--------------	-----------------------

FIGURA 24 - REFINARIA DE ARGÔNIO

oxigênio do argônio. Além disso, a prática já comprovou que a perda de carga introduzida por esta etapa diminui, consideravelmente, a vazão de argônio, ou seja, a sua produção.

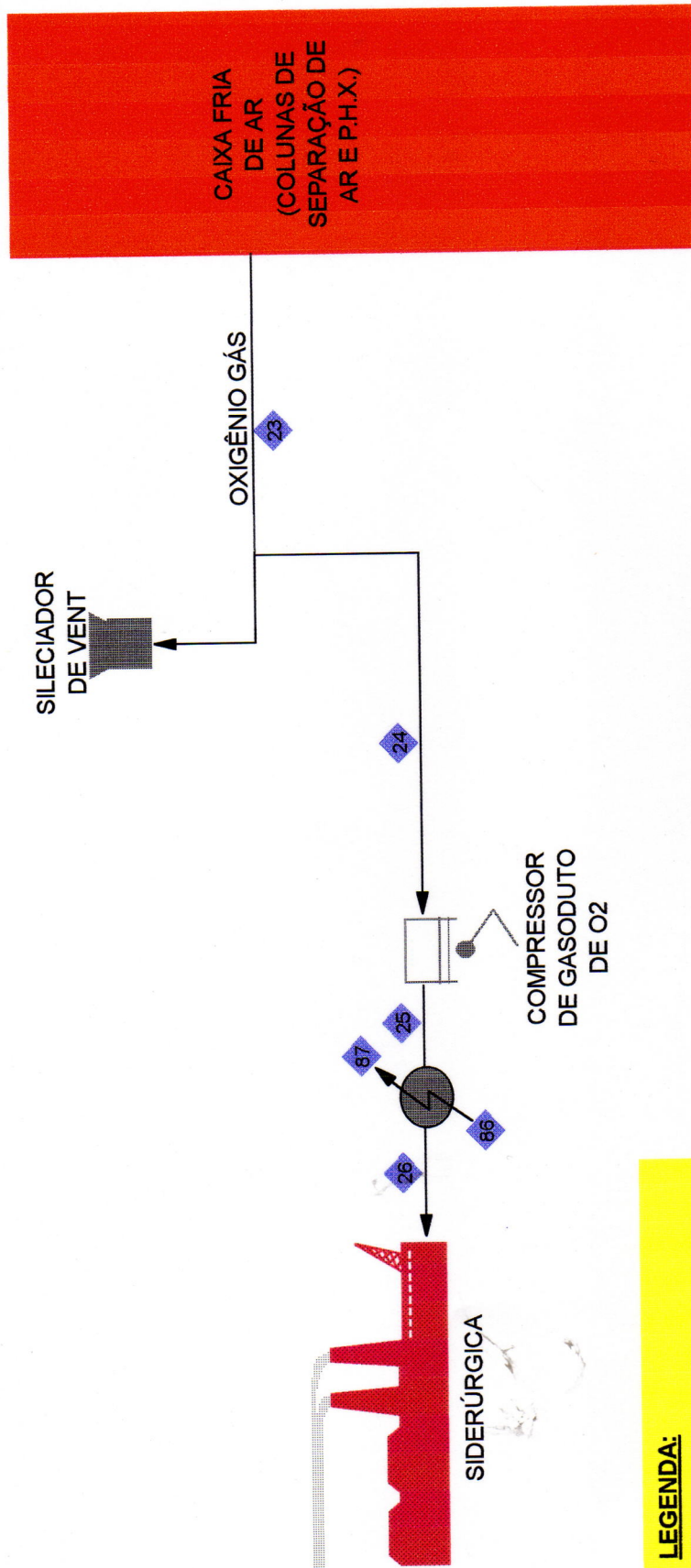
(d) GASODUTO

O Compressor de O_2 (**figura 25**) é do tipo alternativo com refrigeração direta nos estágios de compressão, que são encamisados. Esta refrigeração acarreta perda de energia disponível através de exergia de calor no estágio de compressão. Por esta razão sua eficiência, 0,669, é abaixo da de um Compressor adiabático em seus estágios. Esta refrigeração, além de ter motivo estrutural para o Compressor, reduz a sua potência consumida, porém, não ao ponto de elevar a sua eficiência. A sua potência consumida, 537 kW, e a sua irreversibilidade, 184 kW, têm valores consideráveis.

(e) LIQÜEFADOR

Todos os equipamentos do Liqüefador (**figura 26**) estão com eficiências satisfatórias, acima de 0,7. No entanto as energias dos balanços de alguns equipamentos, assim como a potência consumida dos Compressores são elevadas.

O Compressor de Reciclo, apesar da eficiência de 0,880, tem uma potência consumida de 4.745 kW com uma irreversibilidade de 978 kW, que são valores bem elevados. As eficiências dos Compressores de elevadas potências são importantes pois refletem diretamente no consumo de energia da planta.



LEGENDA:

COMPRESSÃO
SEPARAÇÃO CRIOGÊNICA
REFINARIA DE ARGÔNIO
GASODUTO
LIQUEFADOR
ÁREA "DRIOX"
TORRE DE RESFRIAMENTO

FIGURA 25 - GASODUTO

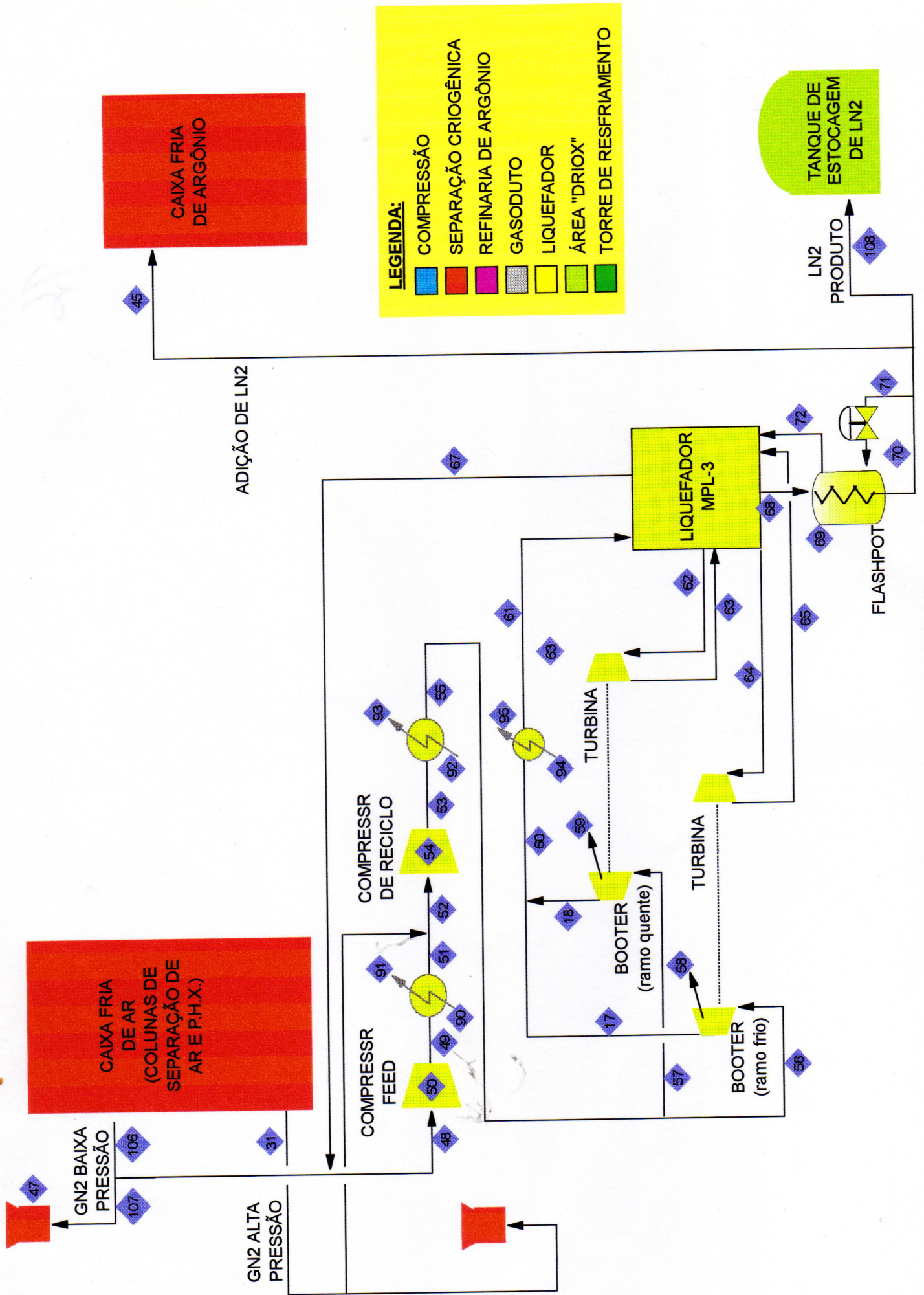


FIGURA 26 - LIQUEFADOR

As Turbinas do Ramo Quente e do Ramo Frio, apesar das eficiências satisfatórias de 0,886 e 0,756, estão com irreversibilidades elevadas, da ordem de 478 kW e 347 kW respectivamente. As eficiências das Turbinas são muito importantes para a planta, da mesma forma que as dos Compressores com grandes potências consumidas, pois para manter a refrigeração da planta, caso a eficiência das Turbinas caiam, os Compressores terão que compensar esta baixa de eficiência das Turbinas, consumindo, conseqüentemente, mais energia.

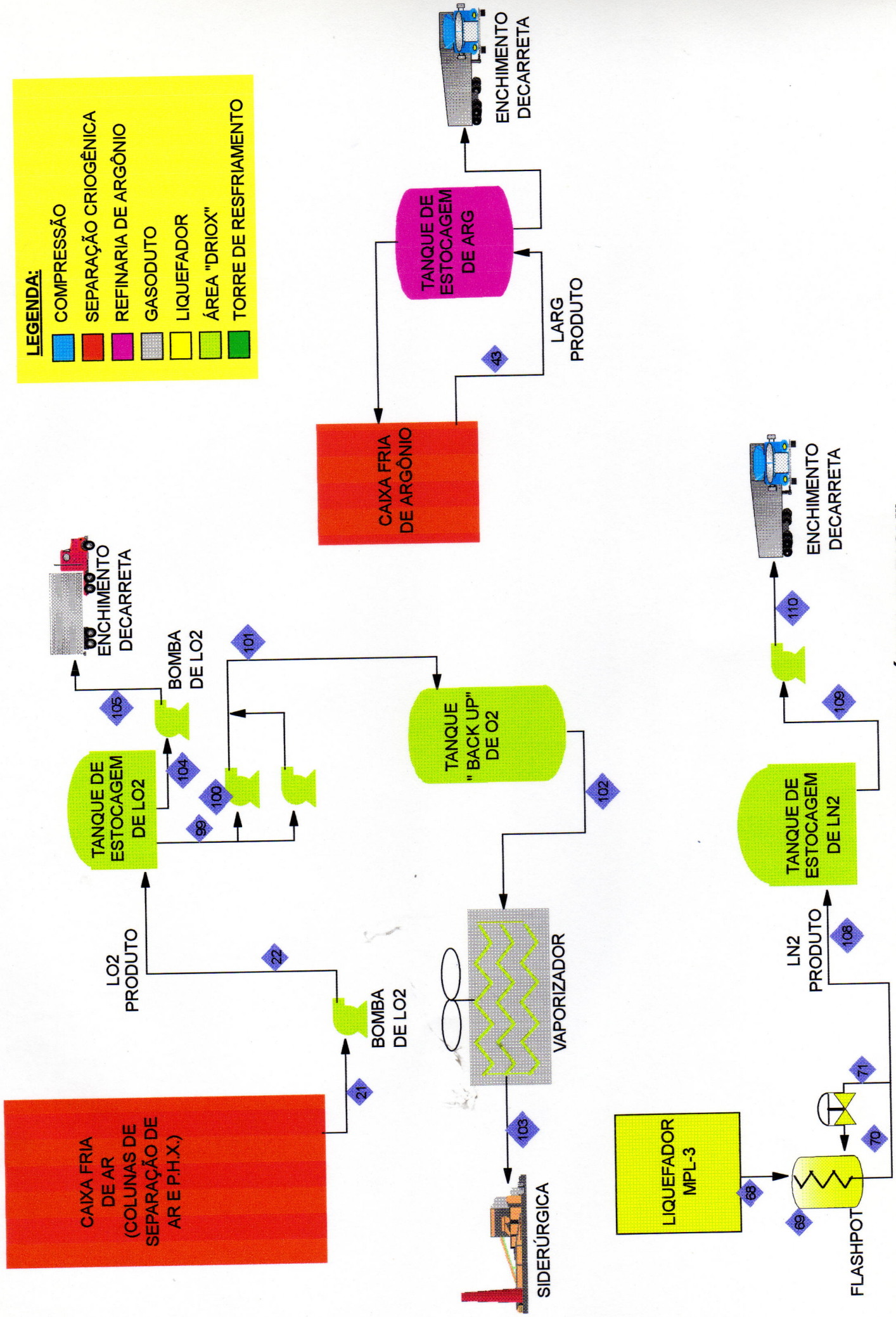
(f) ÁREA "DRYOX"

A eficiência dos equipamentos desta etapa do processo (figura 27) é bem elevada.

Os Tanques são isolados não apenas com material isolante, perlita, mas também com vácuo entre o tanque interno que tem contato direto com o líquido criogênico e o tanque externo que tem contato com o ambiente.

As Bombas Criogênicas são de fabricação sofisticada, em função do tipo de serviço, bombeamento de líquido criogênico, com carcaça e impelidor em bronze, e eixo em aço inox.

É nesta etapa do processo que está localizado o Sistema de "Back Up" de O₂. Ao contrário dos demais equipamentos, o Vaporizador de "Back Up" de O₂ tem uma eficiência de 0 (zero), pois, toda a energia disponível do oxigênio líquido, contido no Tanque de "Back Up" de O₂, é desperdiçada neste Vaporizador, com o objetivo de fornecer oxigênio gás ao cliente, através do gasoduto. A irreversibilidade deste processo é de 1.378 kW. O fluxo de energia perdido é de 456 kW. Além da alta



LEGENDA:

- COMPRESSÃO
- SEPARAÇÃO CRIOGÊNICA
- REFINARIA DE ARGÔNIO
- GASODUTO
- LIQUEFADOR
- ÁREA "DRIOX"
- TORRE DE RESFRIAMENTO

FIGURA 27 - ÁREA "DRIOX"

irreversibilidade e da perda elevada de energia, os Ventiladores destes Vaporizadores consomem 90 kW.

(g) TORRE DE RESFRIAMENTO

A Torre de resfriamento (figura 28) tem como função recuperar a capacidade da água de retirar calor em processos de refrigeração, que tem por objetivo garantir os equipamentos estruturalmente. Na Torre a temperatura de água fria é recuperada, podendo a água retornar ao processo. No entanto, nesta recuperação, quase toda a energia disponível da água é desperdiçada para a atmosfera. Assim, a eficiência da Torre é muito baixa, 0,194, porém, esta baixa eficiência é inerente de sua função.

3.2.4 AS PROPOSTAS PARA A PLANTA

As propostas para a melhoria da planta são as seguintes, para cada etapa do processo:

(a) COMPRESSÃO

O nitrogênio desperdiçado pelo Silenciador do "Vent" do Prepurificador é um nitrogênio impuro com vapor de água, CO₂ e hidrocarbonetos, e portanto, sem valor comercial. Já o fluxo de energia desperdiçada de 248 kW a uma temperatura de 230° C deve ser aproveitado para preaquecimentos.

O princípio de funcionamento do Aquecedor de Regeneração deve ser alterado do de dissipação de calor através de

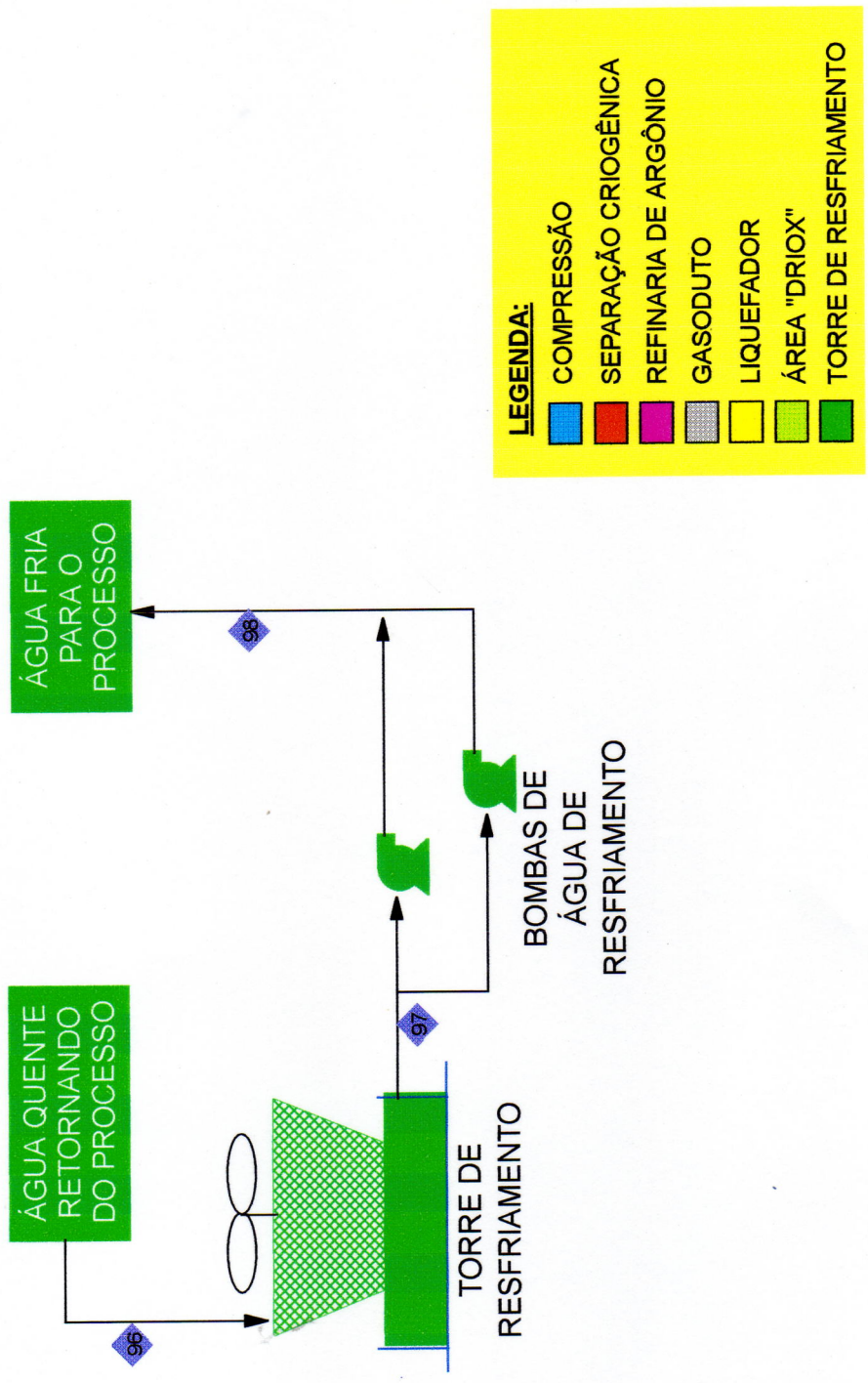


FIGURA 28 - TORRE DE RESFRIAMENTO

Resistências Elétricas, o que acarreta baixa eficiência, alta irreversibilidade e alto consumo de energia, 368 kW. O aquecimento através de um Trocador de Calor elevaria a eficiência, diminuiria a irreversibilidade e principalmente eliminaria o consumo de energia.

A eficiência do Compressor de Ar poderia ser aumentada com uma temperatura de água de refrigeração mais baixa. Esta temperatura abaixando, a potência consumida do Compressor, que é elevada, 3.896 kW, e representa aproximadamente 35% do consumo total da planta, abaixaria, e a exergia de calor da água de refrigeração, também abaixaria. Portanto, teríamos a eficiência do Compressor aumentada e a sua potência consumida diminuída.

O *Chiller* de Ar poderia ser eliminado do processo caso a refrigeração no Compressor de Ar conseguisse os 4° C, requeridos pelo processo na entrada do Prepurificador, na saída do Posrefriador (DCA). Neste caso a sua irreversibilidade de 267 kW e principalmente o seu consumo de energia de 292 kW seriam eliminados do processo da planta.

(b) SEPARAÇÃO CRIOGÊNICA

As irreversibilidades de 1.735 kW na Caixa Fria do Ar e de 260 kW na Caixa Fria do Argônio poderiam diminuir caso a espessura do isolamento dos "Cold Boxes" fossem aumentadas e se a rugosidade da superfície interna dos equipamentos, Trocadores de Calor, Bandejas de Destilação e Tubulações fossem diminuídas.

O nitrogênio desperdiçado pelo Silenciador do "Vent" do N₂ "Low Pressure" é puro e poderia estar sendo vendido se

houvesse mercado. Este fato é uma constante nas Plantas Criogênicas de Separação de Ar. O fato da composição do ar ser fixa acarreta produções fixas dos seus componentes, nitrogênio, oxigênio e argônio, que quase sempre não são as necessidades do mercado. Portanto, os gases puros que não são vendidos têm que ser ventados. Diversas vezes as condições de mercado se alteram e estes gases podem ser aproveitados no decorrer dos anos. Já o fluxo de energia desperdiçado pelo Silenciador, 175 kW, poderia ser aproveitado em preresfriamentos.

(c) REFINARIA DE ARGÔNIO

A nova tecnologia com Colunas de destilação de argônio mais altas e eficientes, com mais bandejas, tornou esta etapa do processo obsoleta, viável apenas em plantas pequenas. Nesta Colunas o argônio já é produzido com as quantidades aceitáveis de seu principal contaminante, o oxigênio.

A eficiência e a capacidade do Compressor de Argônio, do tipo anel líquido, podem ser aumentadas diminuindo-se a temperatura da sua água de selagem. Conseqüentemente, a produção de argônio, que é um gás de preço elevado, pode aumentar.

Com a diminuição da temperatura da água de selagem do Compressor de Argônio, o argônio, conseqüentemente, deixará o Compressor, para entrar no Forno Deoxo, a uma temperatura mais baixa. Assim, a temperatura de saída do Forno Deoxo se elevará menos e o seu Posresfriador trocará calor com diferença de temperaturas menos elevadas, melhorando a sua eficiência e diminuindo a sua irreversibilidade.

(d) GASODUTO

Reduzindo a temperatura da água de refrigeração do Compressor, reduziríamos tanto o fluxo de exergia de calor que deixa o Compressor, como a sua potência consumida, elevando assim a sua eficiência e diminuindo a sua irreversibilidade.

(e) LIQUÊFADOR

Quase todos os equipamentos do Líqüefador, Compressores, "Boosters" e Turbinas, são equipamentos constituídos por rotores. Embora as irreversibilidades estejam altas, as eficiências estão nos padrões normais para tais equipamentos. O que se deve fazer é o acompanhamento destas eficiências, tomando-se sempre medidas de manutenção para conservá-las. Estes rotores têm sido muito desenvolvidos ao longo dos anos, tanto na rugosidade interna como nos seus desenhos. Os fabricantes destes equipamentos têm conseguido melhorias significativas de performance destas máquinas. Um acompanhamento destas tecnologias junto a estes fabricantes também é recomendado.

(f) ÁREA "DRY-OX"

O Vaporizador de "Back Up" de O_2 , de eficiência 0 (zero), com uma irreversibilidade de 378 kW, uma perda de fluxo de energia de 456 kW e com uma potência consumida de 90 kW nos seus Ventiladores, deve ser substituído por um Vaporizador de Imersão. Este Vaporizador de Imersão deve ser projetado de maneira que a água de saída de sua bacia seja gelada. Esta água gelada poder ser armazenada em um ou mais tanques com isolamento, para depois ser aproveitada como água de

refrigeração dos Compressores. Desta forma estaríamos aumentando a eficiência do Vaporizador, diminuindo a sua irreversibilidade, utilizando o fluxo de energia que era desperdiçado e eliminando a sua potência consumida.

(g) TORRE DE RESFRIAMENTO

Um procedimento que por vezes é necessário é o aumento da inclinação das pás dos Ventiladores, quando possível. Este procedimento pode diminuir a temperatura de água fria da Torre, de modo que toda a planta seria beneficiada. Deve-se verificar se os motores suportariam um aumento de potência consumida, caso contrário, poderiam ser substituídos. Os benefícios, com certeza, compensariam. Neste caso a eficiência da Torre diminuiria, porém, a análise da eficiência da Torre de Resfriamento é inversa, quanto menor a sua eficiência, melhor a Torre executa a sua função.

3.3 O SISTEMA DE COGERAÇÃO PARA A PLANTA [6, 27, 28]

Foram propostos 4 (quatro) Sistemas de Cogeração, a partir dos Ciclos Rankine, Brayton, Combinado e Otto, para a planta T-240 NA MPL3. Estes sistemas atenderão necessariamente tanto à demanda térmica como à demanda elétrica da planta, que será, portanto, autosuficiente.

A partir da Análise Exergética da planta foram enfocadas duas etapas do processo, onde serão implementadas as modificações propostas.

3.3.1 AS ETAPAS DO PROCESSO ENFOCADAS

(a) COMPRESSÃO

- AQUECEDOR DE REGENERAÇÃO

O Aquecedor de Regeneração - Elétrico será substituído por um Trocador de calor onde o nitrogênio de regeneração será aquecido por gases de exaustão provenientes do Sistema de Cogeração. Assim, a planta terá uma redução de 368 kW, no seu consumo de energia, proveniente do Aquecedor de Regeneração - Elétrico eliminado.

- COMPRESSOR DE AR

A água de refrigeração do Compressor de Ar terá a sua temperatura reduzida para a faixa entre 1 e 2° C. Esta água gelada refrigerará tanto os interresfriadores do Compressor (figura 29) como, também, o seu Pósresfriador (DCA).

Será introduzido um novo conceito que é o DCB (*Direct Contact Before Cooler*) que, substituindo a Casa de Filtros, promoverá um prerresfriamento do ar, com água gelada, até a temperatura de 4° C, que será a temperatura de sucção do Compressor.

Com cálculos a partir da efetividade dos interresfriadores e do Posrefriador (DCA) do Compressor de Ar, e da expressão da potência consumida em um estágio de compressão em função de sua temperatura de sucção, não alterando as vazões de água dos resfriadores e nem a eficiência isentrópica dos estágios de compressão, chegou-se ao resultado de uma redução de 15% no consumo de energia do Compressor (**figuras 30 e 31**), 585 kW, atingindo-se a temperatura de 4° C na saída do Posresfriador (DCA), necessária ao processo da planta.

Os cálculos do DCA foram realizados a partir de expressões práticas para trocadores de calor de contato direto e da 1ª Lei da Termodinâmica. Calculou-se uma vazão de 4,7 kg/s (17 m³/h) de água gelada para resfriar a vazão de ar da planta até 4° C, na sucção do Compressor.

- **CHILLER DE AR**

Como a temperatura de 4°C do ar, na saída de seu evaporador já foi atingida na saída do DCA, este equipamento que consome 292 kW da energia da planta poderá ser eliminado.

O Sistema de Cogeração deverá Ter um Chiller de Absorção (**figura 29**) capaz de alimentar com água gelada o DCB, Compressor de Ar e DCA. A partir dos cálculos térmicos dos resfriadores obteve-se uma capacidade de 1200 ton de refrigeração para

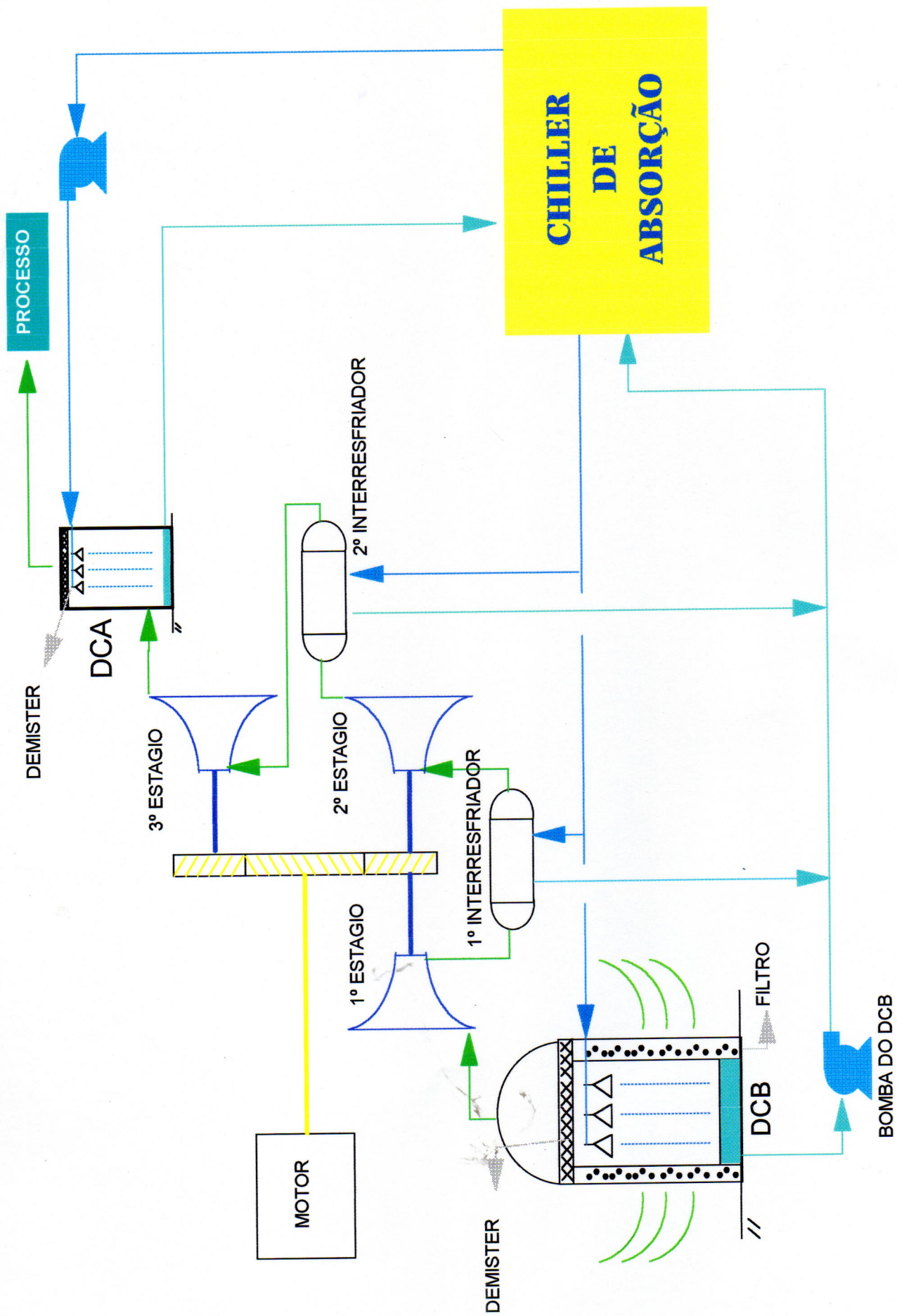


FIGURA 29 - COMPRESSOR DE AR - RESFRIAMENTO COM ÁGUA GELADA

COMPRESSÃO

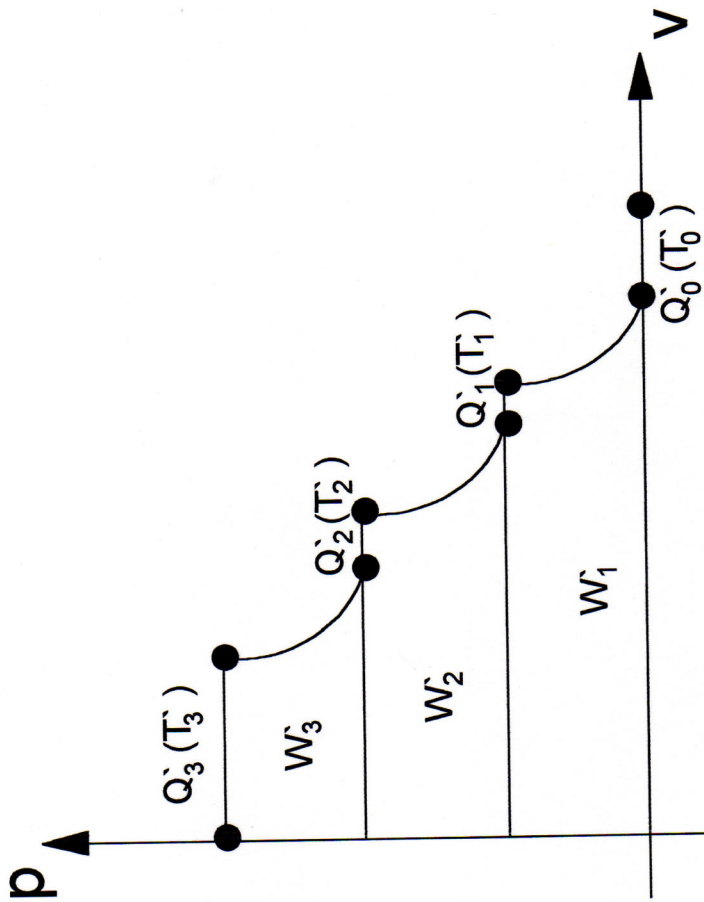
ESTÁGIOS COMPRESSÃO	TRABALHOS		
	CONVENCIONAL	REAÇÃO	COGERAÇÃO
1º ESTÁGIO	W_1	$>$	W'_1
2º ESTÁGIO	W_2	$>$	W'_2
3º ESTÁGIO	W_3	$>$	W'_3

RESFRIAMENTO

ESTÁGIOS COMPRESSÃO	TRABALHOS		
	CONVENCIONAL	REAÇÃO	COGERAÇÃO
PRÉRESFRIAMENTO	T_0	$>$	T'_1
1º INTERRESFRIADOR 2º INTERRESFRIADOR PÓSRESFRIADOR	T_1	$>$	T'_1
	T_2	$>$	T'_2
	T_3	$>$	T'_3
CHILLER CONVENCIONAL	T_4	$=$	T'_3
	Q_4	$>$	$Q'_4=0$
	W_4	$>$	$W'_4=0$

FIGURA 30 - COMPRESSÃO E RESFRIAMENTO DO AR - PARÂMETROS

COGERAÇÃO



CONVENCIONAL

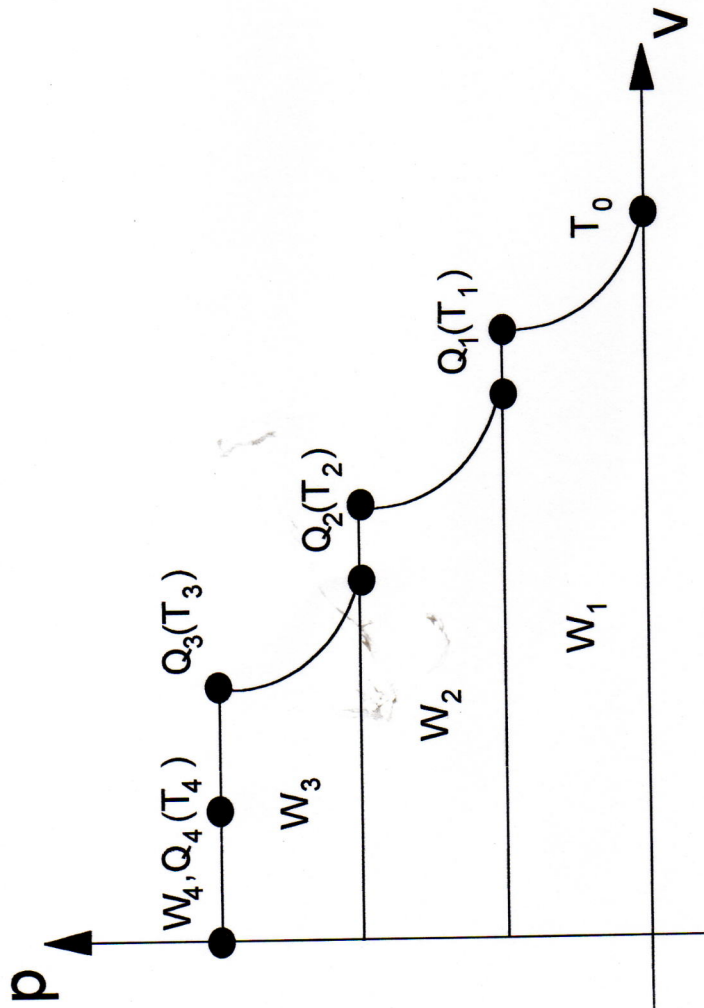


FIGURA 31 - COMPRESSÃO E RESFRIAMENTO DO AR - DIAGRAMA p x v

este *Chiller*, com uma vazão de água gelada de 111 kg/s (398 m³/h). Este *Chiller* deverá consumir apenas 74,5 kW.

(b) ÁREA "DRYOX"

O Sistema de "Back Up", de irreversibilidade total, que desperdiça 456 kW de fluxo de energia, com Vaporizadores de ventilação forçada, cujos ventiladores consomem 90 kW, será substituído por um Sistema de "Back Up" com Termoacumulação (**figura 36**). Este novo conceito de Sistema deverá ter um Vaporizador de Imersão que vaporizará o oxigênio através de uma troca de calor com um fluxo de água imerso em uma bacia. Este Vaporizador de Imersão produzirá água gelada que será estocada em um Tanque com isolamento, para depois ser utilizada na refrigeração dos Compressores de O₂, de Argônio e do Liquefador.

3.3.2 OS SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Os Sistema de Cogeração, propostos, que seguem serão analisados, posteriormente, tanto termodinamicamente como economicamente.

(a) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO RANKINE

Neste Sistema (**figura 32**) gás natural com 30% de ar de excesso é queimado em um Queimador cujo calor dos gases de exaustão são recuperados em uma Caldeira com descarga para a atmosfera. Parte destes gases, antes de entrarem na Caldeira, são retirados através de uma picagem para trocarem calor, com o nitrogênio de regeneração, em um Trocador de Calor que passa

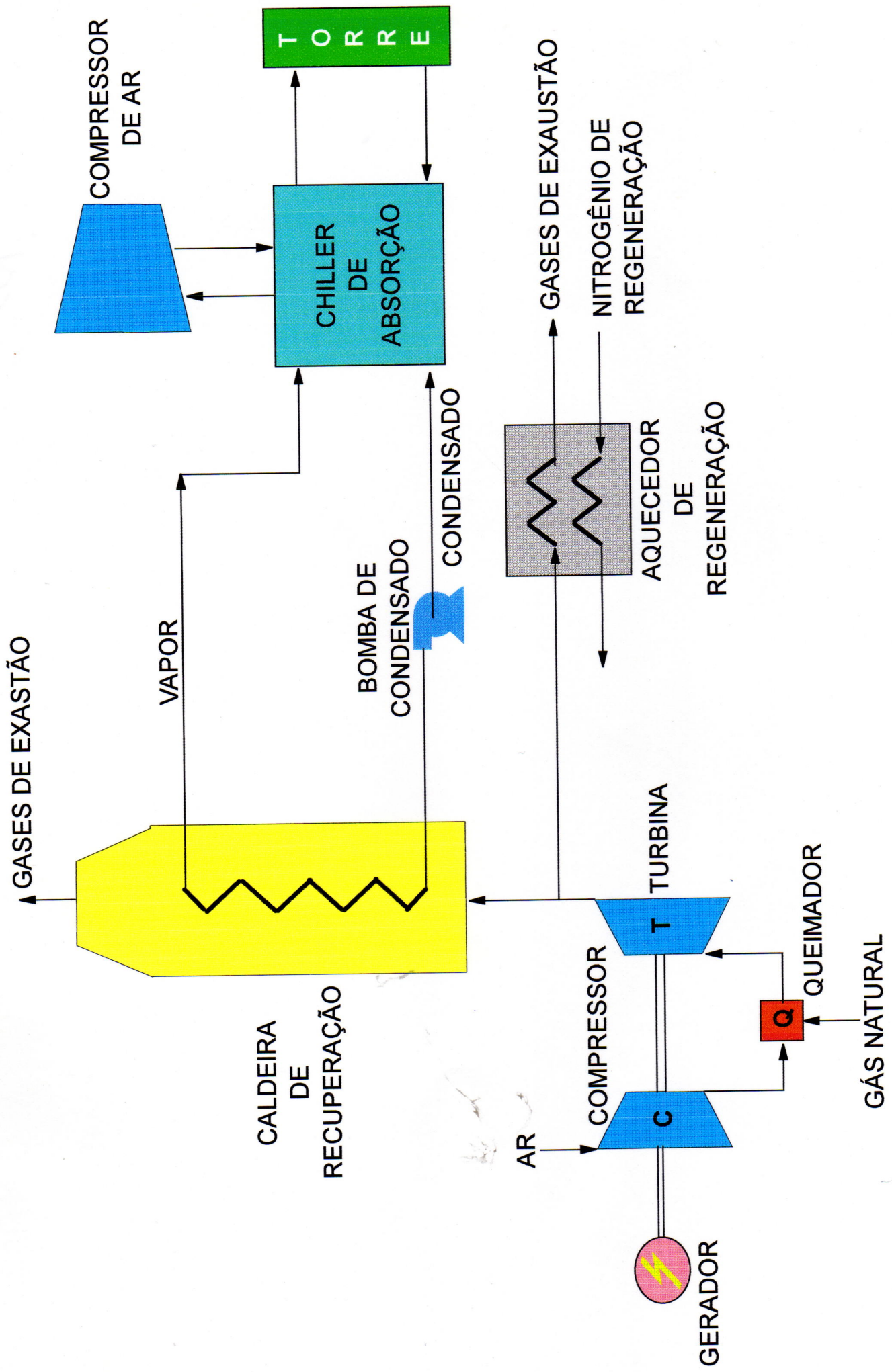


FIGURA 33 - SISTEMA DE COGERAÇÃO PARA PLANTA A PARTIR DO CICLO BRAYTON

a ser o novo Aquecedor de Regeneração. A Caldeira de Recuperação superaquece vapor de água que expandido em uma Turbina a Vapor, acoplada a um Gerador, produz a demanda elétrica necessária para atender à planta. O vapor da descarga da Turbina alimenta o *Chiller* de Absorção que produz água gelada para refrigerar o Compressor de Ar da planta. O *Chiller* de Absorção também é alimentado pela água da Torre de Resfriamento da planta. O condensado de vapor de água que deixa o *Chiller*, retorna à Caldeira bombeado pela Bomba de Condensado.

(b) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO BRAYTON

Neste Sistema (figura 33) gás natural com 400% de ar de excesso, proveniente de um Compressor, é queimado em um Queimador cujos gases de exaustão são expandidos em uma Turbina a Gás, que aciona tanto o Compressor como a um Gerador que produz a demanda elétrica necessária para atender à planta. O calor dos gases de exaustão da descarga da Turbina são recuperados em uma Caldeira com descarga para a atmosfera. Parte destes gases, antes de entrarem na Caldeira, são retirados através de uma picagem para trocarem calor, com o nitrogênio de regeneração, em um Trocador de Calor que passa a ser o novo Aquecedor de Regeneração. A Caldeira de recuperação aquece vapor de água que alimenta o *Chiller* de Absorção que produz água gelada para refrigerar o Compressor de Ar da planta. O *Chiller* de Absorção também é alimentado pela água da Torre de Resfriamento da planta. O condensado de vapor de água que deixa o *Chiller*, retorna à Caldeira bombeado pela Bomba de Condensado.

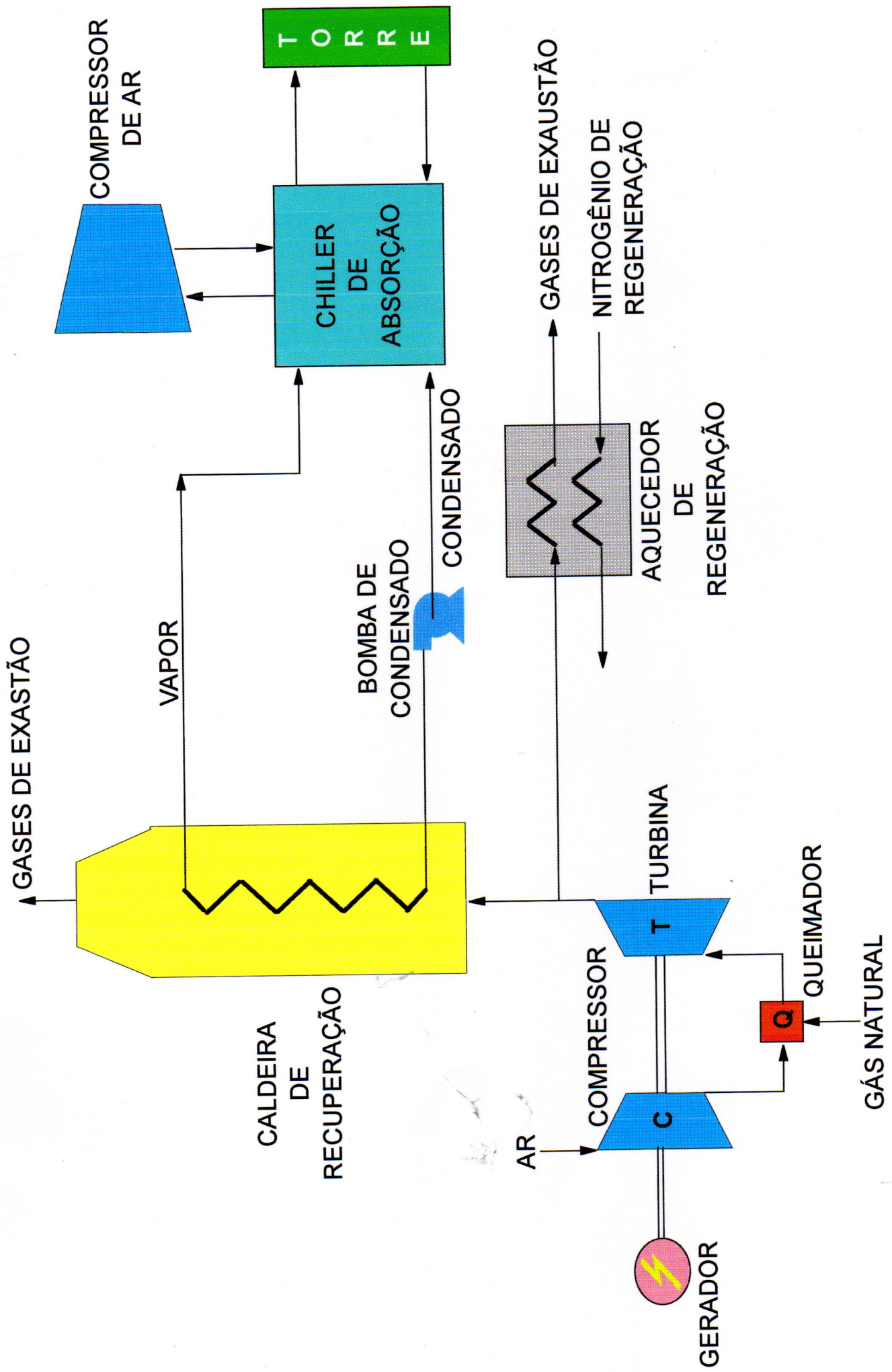


FIGURA 33 - SISTEMA DE COGERAÇÃO PARA PLANTA A PARTIR DO CICLO BRAYTON

(c) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO COMBINADO

Neste Sistema (**figura 34**) gás natural com 400% de ar de excesso, proveniente de um Compressor, é queimado em um Queimador cujos gases de exaustão são expandidos em uma Turbina a Gás, que aciona tanto o Compressor como a um Gerador que produz parte da demanda elétrica necessária para atender à planta. O calor das gases de exaustão da descarga da Turbina, são recuperados em uma Caldeira com descarga para a atmosfera. Parte destes gases, antes de entrarem na Caldeira, são retirados através de uma picagem para trocarem calor, com o nitrogênio de regeneração em um Trocador de Calor que passa a ser o novo Aquecedor de Regeneração. A Caldeira de Recuperação superaquece vapor de água que expandido em uma Turbina a vapor acoplada a um Gerador produz o restante da demanda elétrica necessária para atender à planta. O vapor da descarga da Turbina alimenta o *Chiller* de Absorção que produz água gelada para refrigerar o Compressor de Ar da planta. O *Chiller* de Absorção também é alimentado pela água da Torre de Resfriamento da planta. O condensado de vapor de água que deixa o *Chiller*, retorna à Caldeira bombeado pela Bomba de Condensado.

(d) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO OTTO

Neste Sistema (**figura 35**) gás natural com 95% de ar de excesso alimentam um Motor Alternativo de Combustão Interna que está acoplado a um Gerador que produz a demanda elétrica necessária para atender à planta. O calor dos gases de exaustão da descarga do Motor Alternativo são recuperados em uma Caldeira com descarga para a atmosfera. Parte destes gases, antes de entrarem na Caldeira, são retirados através de

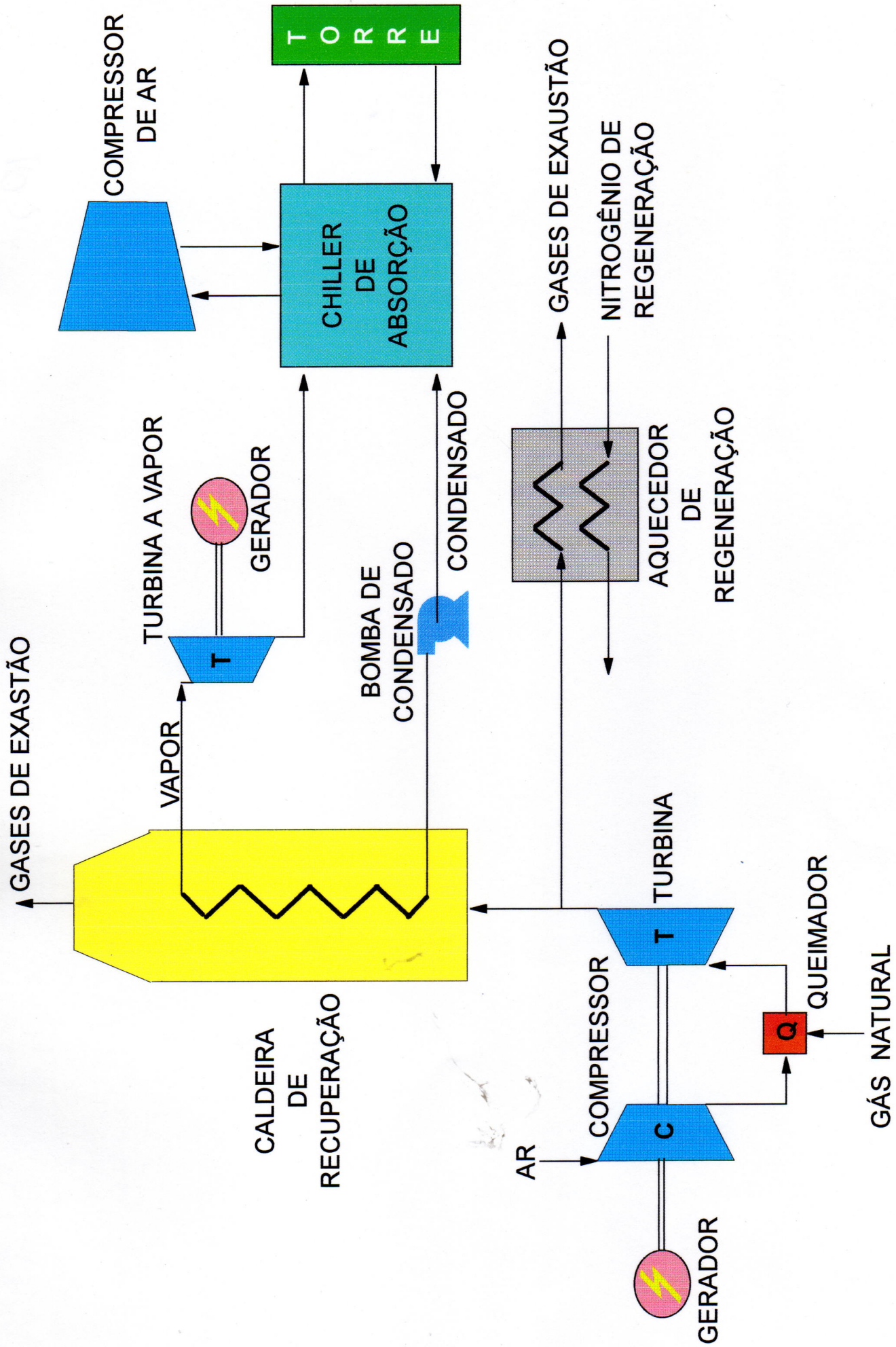


FIGURA 34 - SISTEMA DE COGERAÇÃO PARA PLANTA A PARTIR DO CICLO COMBINADO

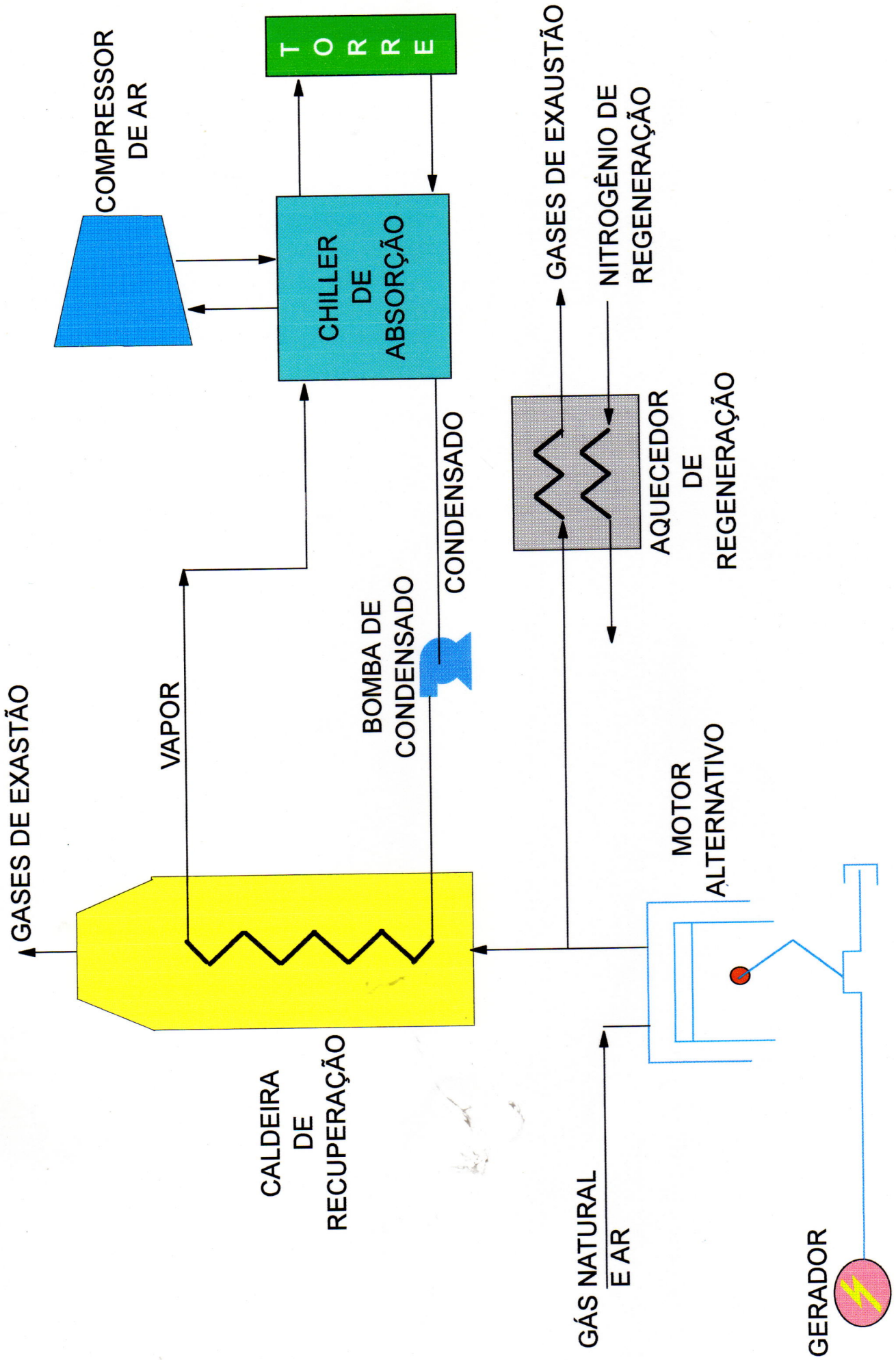


FIGURA 35 - SISTEMA DE COGERAÇÃO PARA PLANTA A PARTIR DO CICLO OTTO

uma picagem para trocarem calor com o nitrogênio de regeneração em um Trocador de Calor que passa a ser o novo Aquecedor de Regeneração. A Caldeira de recuperação aquece vapor de água que alimenta o *Chiller* de Absorção que produz água gelada para refrigerar o Compressor de Ar da planta. O *Chiller* de Absorção também é alimentado pela água da Torre de Resfriamento da planta. O condensado de vapor de água que deixa o *Chiller*, retorna à Caldeira bombeado pela Bomba de Condensado.

3.3.3 AS DEMANDAS DA PLANTA

(a) A DEMANDA TÉRMICA DA PLANTA

A demanda térmica da planta é a soma do calor utilizado para aquecer o nitrogênio de regeneração no novo Aquecedor de regeneração, 368 kW, com o calor necessário para alimentar o *Chiller* de Absorção.

Em função da capacidade do *Chiller* de Absorção 1200 ton de refrigeração, a quantidade de vapor de água solicitada pelos fabricantes destes equipamentos para alimentar este *Chiller* é de 2,6 kg/s a uma pressão de 2,0 bar a saturado. Como este vapor deixa o *Chiller* condensado, o calor necessário para alimentar este *Chiller* é de 5.899 kW.[31]

Portanto, a demanda térmica da planta é de 6.267 kW.

(b) A DEMANDA ELÉTRICA DA PLANTA

A planta convencional tem uma demanda elétrica de 10.950 kW, calculada a partir de dados de projeto da planta, de dados dos fabricantes dos equipamentos e dos balanço de energia da planta.

A demanda da planta com cogeração foi calculada a partir da seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \text{DEMANDA ELÉTRICA (COGERAÇÃO)} &= \text{DEMANDA ELÉTRICA} \\ & \text{(CONVENCIONAL)} - \text{REDUÇÃO EQUIPAMENTOS EXCLUÍDOS} - \text{REDUÇÃO} \\ & \text{COMPRESSOR DE AR} + \text{AUMENTO EQUIPAMENTOS INCLUÍDOS} + \\ & \text{AUMENTO EQUIPAMENTOS SUBSTITUÍDOS.} \end{aligned}$$

A redução de demanda devido aos equipamentos excluídos da planta convencional que são o *Chiller* de Ar, 298 kW, o Aquecedor de regeneração - Elétrico, 368 kW, e os Ventiladores do Vaporizador de "Back Up" de O₂, 90 kW, é de 756 kW.

A redução de demanda devido à refrigeração do Compressor de Ar com água gelada é de 15% de sua potência consumida, 585 kW.

O aumento de demanda devido aos equipamentos incorporados à planta com cogeração, que são o *Chiller* de Absorção, 74,5 kW, a Bomba de Condensado, 10 kW, a Bomba do DCB, 0,33 kW, a Bomba do Vaporizador de Imersão, 1,5 kW, e a Bomba de Água Gelada, 1,75 kW, é de 88 kW.

O aumento de demanda devido aos equipamentos substituídos na planta convencional, para se adequar à planta com

cogeração, que são a Torre de Resfriamento e a Bomba de Água de Resfriamento, é de 79 kW. Este aumento se deve ao fato de que tanto a Torre quanto a Bomba deverão ser aumentadas em 30%, pois, a água de refrigeração necessária ao *Chiller* de Absorção supera a água de refrigeração que a Torre deixará de alimentar nos interresfriadores do Compressor de Ar, no DCA e no Condensador de *Chiller* de Ar, que não existirá mais.

Portanto a demanda elétrica da planta com cogeração será dada por:

$$\begin{aligned} \text{DEMANDA ELÉTRICA (COGERAÇÃO)} &= 10.950 - 756 - 585 + 88 + \\ &79 = 9.778 \text{ kW} \end{aligned}$$

Foi conseguido uma redução de 12% na demanda elétrica da planta convencional.

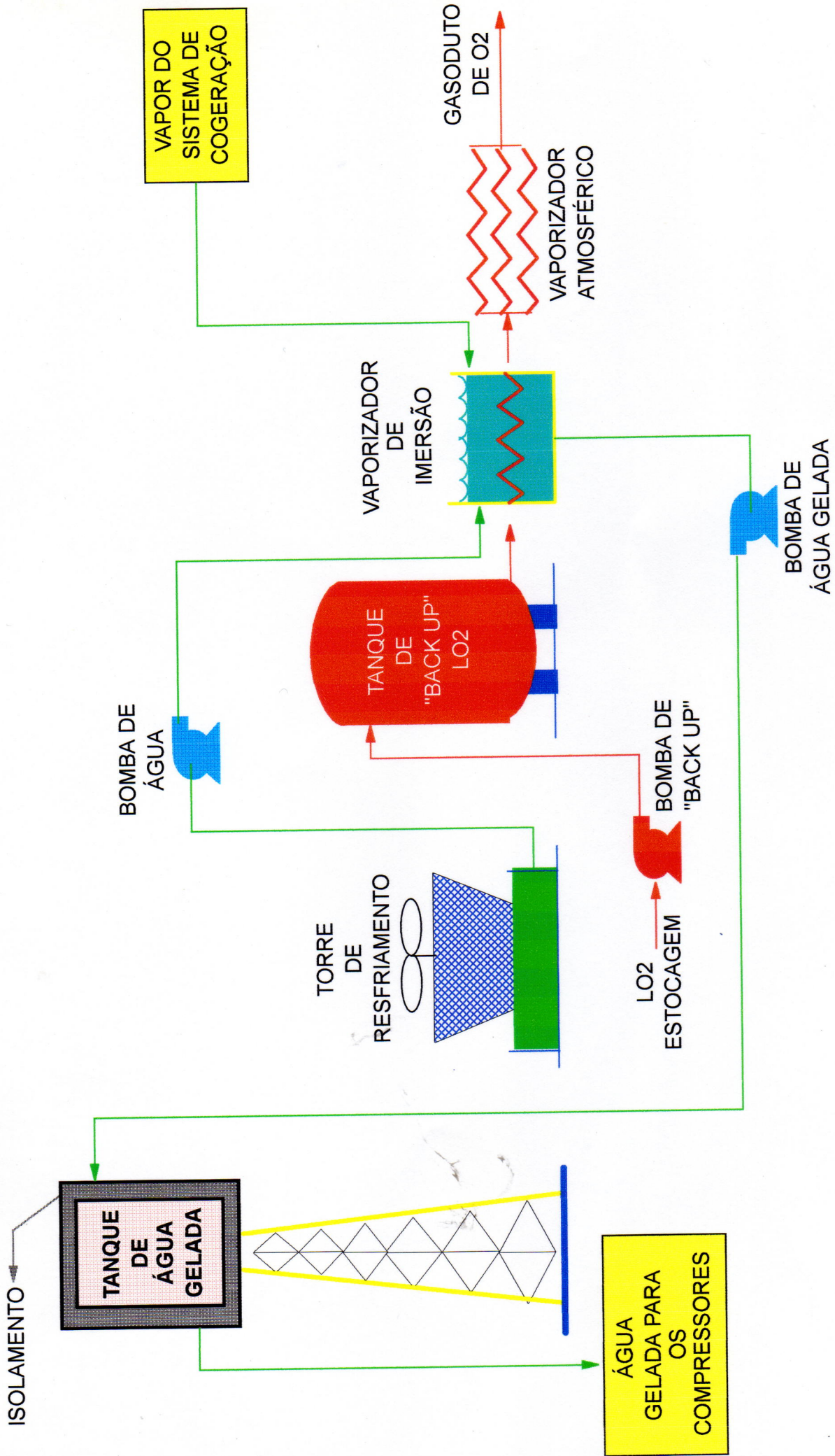


FIGURA 36 - SISTEMA DE "BACK UP" COM TERMOACUMULAÇÃO

3.4 A ANÁLISE TERMOECONÔMICA

As propostas de modificações, a serem implementadas, para a melhoria da planta forma analisadas tanto termodinamicamente como economicamente, utilizando-se as metodologias já mencionadas. Os resultados dessas análises são apresentadas a seguir.

3.4.1 A ANÁLISE TERMODINÂMICA [23, 24, 25, 26, 27, 28]

A análise termodinâmica das propostas de modificações para a planta seguiu os mesmos procedimentos, já realizados, para a análise da planta existente. Inicialmente as propostas foram analisadas pelas 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, a partir dos pontos de processo definidos por seus estados termodinâmicos, através das grandezas de pressão, temperatura, vazão e composição percentual molar do fluido.

Foram calculados para cada um destes pontos do processo, em cada proposta de modificação, o seu fluxo de massa, entalpia, fluxo de energia, entropia e fluxo de exergia, com relação ao estado termodinâmico de referência de 1 atm e 25° C.

Os equipamentos de cada Sistema de modificações propostas e, também, o Sistema como um todo, foram analisados com relação aos seus balanços de massa e energia: para a verificação dos dados utilizados, para o dimensionamento tanto dos equipamentos como do Sistema como um todo e, também, para a identificação de perdas desnecessárias de energia.

Os Sistemas e seus equipamentos forma analisados, também, com relação aos balanços de energia disponível

(exergia). Foram calculadas as eficiências exergeticas e as irreversibilidades dos equipamentos e dos Sistemas, parâmetros fundamentais para a avaliação e classificação da QUALIDADE DOS PROCESSOS.

(a) O COMPRESSOR DE AR

A Casa de Filtros da planta foi substituída por um Trocador de Calor de Contato Direto (DCB), onde água gelada, na faixa entre 1 e 2° C, em fluxo contrário proveniente do Chiller de Absorção, resfriou o ar de sucção do Compressor de Ar (figura 37), de uma temperatura ambiente de 25° C até 4° C. A eficiência do DCB foi calculada em 0,830, com uma irreversibilidade de 28 kW, contra uma eficiência de 0,875 da Casa de Filtros, com sua irreversibilidade de 19 kW.

Portanto, a temperatura desejada na sucção do Compressor de Ar foi alcançada, e se manteve a qualidade do processo desta etapa, que permaneceu com a eficiência praticamente inalterada.

O Compressor de Ar que teve a sua temperatura de sucção alterada para 4° C e a temperatura da sua água de refrigeração reduzida para a faixa entre 1 e 2° C, além de ter a sua potência consumida reduzida em 585 kW, teve a sua eficiência elevada de 0,669 para 0,722, nas novas condições operacionais. A irreversibilidade se reduziu de 1.239 kW para 833 kW. Este resultado se deve, em parte, à redução da energia disponível retirada pela água de refrigeração, exergia de calor, que foi reduzida de 93 kW para -183 kW, com a utilização da água gelada na refrigeração. Conseguiu-se, portanto, uma redução considerável na energia consumida pela planta e uma melhoria nesta etapa do processo.

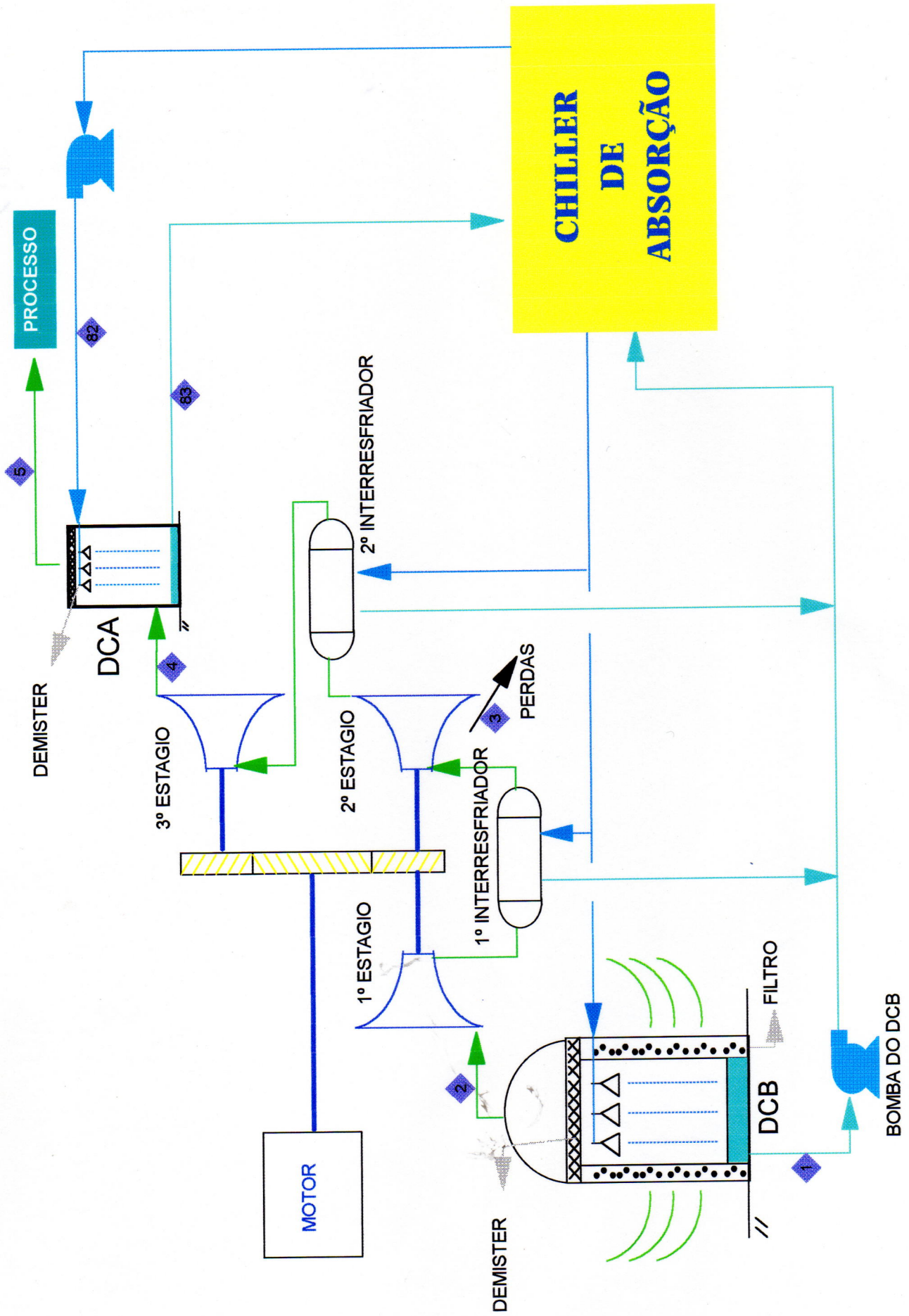


FIGURA 37 - COMPRESSOR DE AR - RESFRIAMENTO COM ÁGUA GELADA - CALCULADO

TABELA 2- BALANÇO DE MASSA ENERGIA E EXERGIA - COMPRESSOR DE AR COM ÁGUA GELADA

Nº	EQUIPAMENTO	Pontos e	Pontos s	Unidades	Massa e		Energia e		Calor	W	Balanço	Exergia e		Exe Calor	W	I	eficiência
					kg/s	kg/s	kJ/s	kJ/s				kJ/s	kJ/s				
1	DCB	1	2		14,6	14,6	12,8	-308,6	321,5	0	0	-135,06	-142,87	-19,944	0	27,7557	0,830
2	Compressor de Ar	2	3,4		14,6	14,6	-308,6	416,6	2410,8	3136,05	0	-142,87	2343,43	-183,35	3136,05	833,101	0,722
3	DCA	4,82	5,83		36,8	36,8	-1802,6	-1802,7	0	0	0	2456,38	2386,68	0	0	69,6989	0,972

A temperatura de entrada no Posresfriador do Compressor de Ar (DCA), que é a temperatura de descarga do Compressor, foi reduzida de 90°C para 54,5°C, nas novas condições operacionais. Desta forma, com o DCB também sendo refrigerado com água gelada, alcançou-se a temperatura de 4°C na sua saída, necessária ao processo. A eficiência do DCA permaneceu praticamente inalterada, 0,974 antes das modificações e 0,972 com as novas condições operacionais.

A temperatura de 4°C sendo atingida já na saída do DCA, tornou o *Chiller* de Ar, que consumia 298 kW de potência da planta, com uma irreversibilidade de 267 kW, desnecessário, melhorando, conseqüentemente, esta etapa do processo.

O conceito de resfriar o ar ao mesmo tempo que o comprime, operação toda realizada no Compressor de Ar, ao invés de comprimir no Compressor de Ar e resfriar no *Chiller* de Ar, trouxe o benefício não só de redução nas potências consumidas dos estágios do Compressor e eliminação do *Chiller* de Ar, com considerável redução no consumo de energia da planta, mas também proporcionou uma melhoria nas eficiências dos equipamentos e conseqüente melhora nesta etapa do processo.

(b) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO RANKINE

Gás natural, com uma vazão de 6.456 m³/h NTP, e com 30% de ar em excesso, em um total de 94.440 m³/h NTP de mistura, são queimados em um Queimador, gerando um fluxo de calor de 5.686 kW que atinge a temperatura de 1.526°C em sua saída. Este Queimador foi dimensionado para fornecer calor tanto ao Aquecedor de Regeneração quanto à Caldeira de Recuperação (figura 38). A sua eficiência é baixa, 0,306, e a sua

**DEMANDAS TÉRMICA E ELÉTRICA ATENDIDAS
CALDEIRA COM QUEIMADOR E TURBINA A VAPOR COM CONDENSADOR**

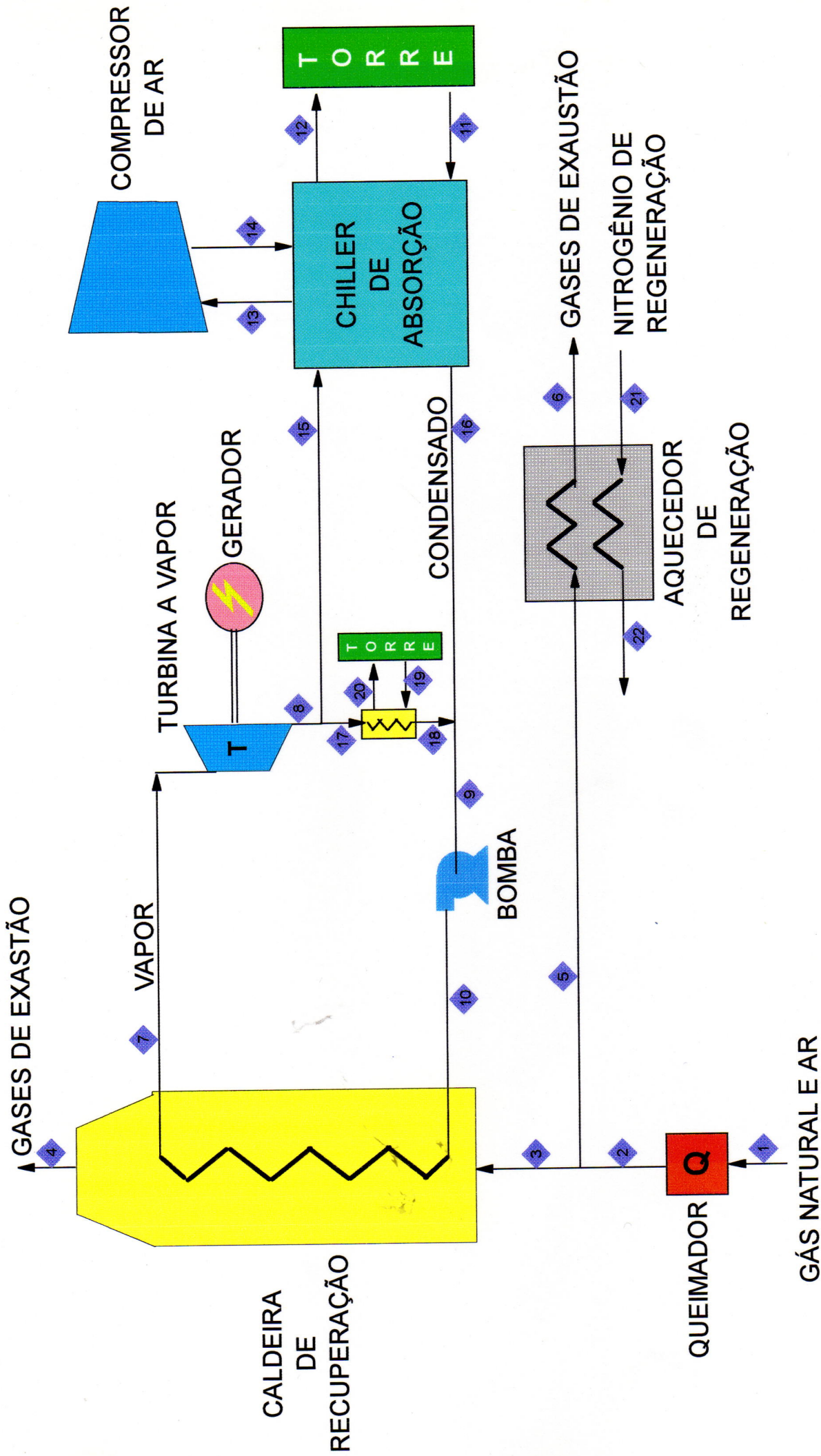


FIGURA 38 - COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO RANKINE - CASO A

TABELA 3 - BALANÇO DE MASSA ENERGIA E EXERGIA - SISTEMA COGERAÇÃO CICLO RANKINE

EQUIPAMENTO	Pontos e	Pontos s	Unidades	Massa e		Energia e		Energia s		Calor		W		Balanço		Exergia e		Exergia s		Exe Calor		W		I		eficiência
				kg/s	kg/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	
Queimador	1			30,6		-5686,0		-5685,9		0		0		0		-10155,8		-33193,5		0		0		23037,7		0,306
Caldeira de Recuperação	3,10			49,6		1368,2		1368,3		0		0		0		-32083,1		-55266,0		0		0		23183,0		0,581
Turbina a Vapor / Gerador	7	8		19,2		59839,8		50062,3		0		-9777,6		0		23103,6		11248,8		0		-9777,6		2077,3		0,844
Condensador	17,19	18,20		1321,9		76291,7		76291,7		0		0		0		10407,1		2498,3		0		0		7908,8		0,240
Chiller de Absorção	11,13,15	12,14,16		444,5		7580,5		7655,4		0		74,9		0		1957,8		1054,6		0		0		74,9		0,519
Bomba de Condensado	9	10		19,2		6935,6		7022,2		0		86,6		0		844,1		923,8		0		0		86,6		0,993
Aquecedor de Regeneração	5,21	6,22		1,3		-26,4		-26,4		0		0		0		-170,7		-360,3		0		0		189,6		0,474
	1,11,13,19,21	4,8,12,14,20,22		1778,7		28129,4		18513,4		0		-9616,1		0		-8024,0		-76021,1		0		0		-9616,7		0,245

Irreversibilidade alta, 23.038 kW. Em processos de combustão, a baixa eficiência e a alta irreversibilidade são típicos e já esperados.

A Caldeira de recuperação recebe quase que a totalidade dos gases de exaustão, 94.335 m³/h NTP. Foi considerado a temperatura típica de 204°C na sua saída para atmosfera [28]. Esta Caldeira foi dimensionada para ser capaz de produzir uma quantidade elevada, 19,2 kg/s, de vapor de água superaquecido a 40 bar a e 400°C, para ser utilizado na expansão da Turbina a Vapor / Gerador e, posteriormente, no *Chiller* de Absorção. O seu fluxo de energia perdida para a atmosfera é de -58.472 kW, muito elevada. A sua eficiência de 0,581 foi considerada baixa e, portanto, não satisfatória.

A Turbina a Vapor / Gerador produz toda a energia elétrica necessária para acionar a planta, 9.778 kW. Esta Turbina é alimentada com todo o vapor de água proveniente da Caldeira, 19,2 kg/s. Foram considerados os valores típicos de 40 bar a e 400°C na sua sucção [27], e a sua descarga nas condições para alimentar o *Chiller* de Absorção, 2 bar a a 120°C. A sua eficiência de 0,844 é considerada alta, e portanto satisfatória.

O Condensador se tornou necessário ao Sistema, pois, nem todo o vapor de água utilizado para alimentar a Turbina a Vapor e gerar a potência para acionar a planta, é utilizado pelo *Chiller* de Absorção. Este Condensador é alimentado com 16,6 kg/s de vapor proveniente da descarga da Turbina e necessita de 4.726 m³/h de água de refrigeração, mais do que o dobro da capacidade da Torre de Resfriamento que alimenta toda a planta atual. Este Condensador, de proporções muito grandes, tem uma eficiência de 0,240 e uma perda de fluxo de energia de 37.118 kW. É, portanto, inviável.

O *Chiller* de Absorção é alimentado, apenas com uma pequena parte do vapor proveniente da descarga da Turbina, 2,6 kg/s, nas mesmas condições que são exigidas pelos fabricantes para este tipo de equipamento, 2,0 bar a e 120°C. o *Chiller* é, também, alimentado com 1.200 m³/h de água de refrigeração proveniente da Torre de Resfriamento da planta. Este *Chiller* será capaz de fornecer 1200 ton de refrigeração ao Compressor de Ar da planta, para refrigerar com 338 m³/h de água gelada, na faixa entre 1 e 2°C, os seus interresfriadores, préresfriador (DCB) e pósresfriador (DCA). A eficiência deste tipo de equipamento não é alta, 0,519, no entanto o seu consumo de energia é muito baixo, 74,5 kW. Existem *Chillers* de Absorção de 2 (dois) estágios com eficiência mais alta, porém, de custo mais elevado e com a pressão de alimentação de vapor de 10 bar a, o que reduziria a potência gerada pela Turbina a Vapor / Gerador.

A Bomba de Condensado tem boa eficiência, 0,993, porém, devido à grande quantidade de condensado do Sistema, a sua potência consumida, 87 kW, foi considerada alta.

No Aquecedor de Regeneração, parte dos gases de exaustão, 533 m³/h NTP, aquecem o nitrogênio de regeneração até uma temperatura de 343°C. Foi considerado um "approach" de 10°C: como a entrada do nitrogênio é de 30°C, a temperatura da saída dos gases de exaustão foi considerada como 40°C. Conseguiu-se com este trocador diminuir a energia consumida da planta em 368 kW, eliminando-se o Aquecedor de Regeneração - Elétrico. A eficiência do Aquecedor melhorou para 0,474, antes era de 0,351. A irreversibilidade abaixou de 267 kW para 189 kW. No entanto, estes valores, apesar de terem melhorado, forma considerados não satisfatórios. Este resultado ineficiente se deve à troca de calor com elevadas

diferenças de temperatura, pois, os gases de exaustão estão entrando no Aquecedor de Regeneração a 1.526°C .

Este Sistema, analisado termodinamicamente, como um todo não é viável. O seu consumo de $6.456 \text{ m}^3/\text{h}$ NTP de gás natural é muito alto. A Caldeira tem baixa eficiência, 0,581, perdendo grande quantidade de energia para a atmosfera, 52.818 kW, e além de ser de grandes proporções, produzirá vapor superaquecido, elevando em muito o seu custo. O Condensador é de proporções muito elevadas, 37.228 kW de troca térmica, necessitando de uma quantidade de água de refrigeração, $4.726 \text{ m}^3/\text{h}$, apenas disponível a um elevado custo de investimento, desperdiçando muita energia e com baixa eficiência. O Aquecedor de Regeneração tem eficiência, 0,474, que não satisfaz. Concluindo, a eficiência calculada do Sistema é de 0,245, que não é satisfatória.

(c) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO BRAYTON

O Compressor da Turbina a Gás comprime $131.560 \text{ m}^3/\text{h}$ NTP de ar de 1,013 bar a até 10 bar a para alimentar o Queimador (figura 39). O ar deixa o Compressor a uma temperatura de 372°C . A eficiência calculada do Compressor é de 0,907, que é satisfatória.

Gás natural, a uma vazão de $3.188 \text{ m}^3/\text{h}$ NTP alimenta, também, o Queimador, formando uma mistura com 400% de ar de excesso. Esta mistura é queimada atingindo a temperatura de 909°C . A eficiência deste Queimador é de 0(zero), com uma irreversibilidade de 12.009 kW. Como já mencionado, em processos de combustão a baixa eficiência e a alta irreversibilidade são típicas e já esperadas.

**DEMANDAS TÉRMICA E ELÉTRICA ATENDIDAS
TURBINA A GÁS, CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E CONDENSADOR**

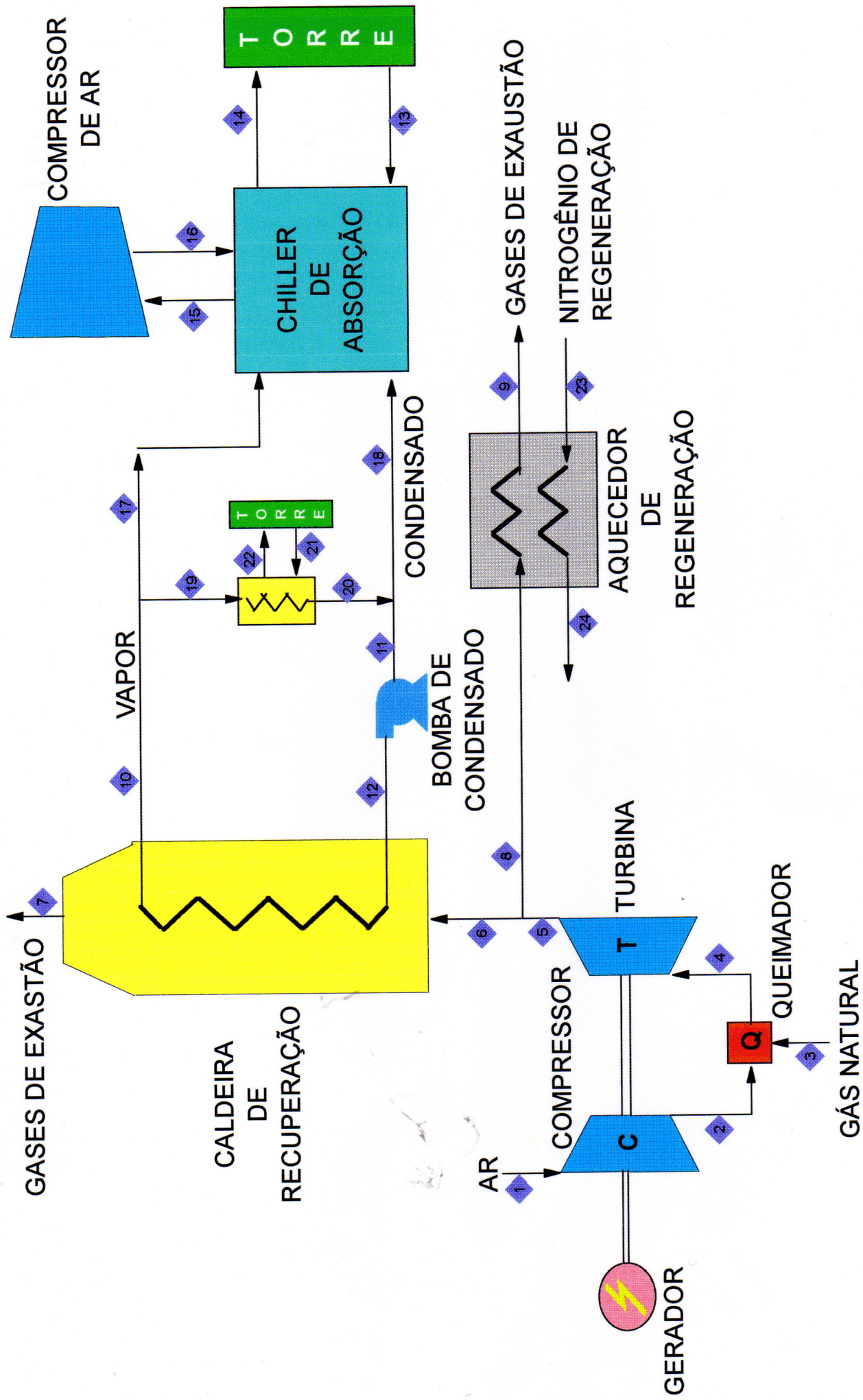


FIGURA 39 - COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO BRAYTON - CASO B

TABELA 4 - BALANÇO DE MASSA ENERGIA E EXERGIA - SISTEMA COGERAÇÃO CICLO BRAYTON

Nº	EQUIPAMENTO	Pontos e	Pontos s	Unidades	Massa e kg/s	Massa s kg/s	Energia e		Energia s		Calor		W		Exergia e		Exergia s		Exe Calor		W		I kJ/s	eficiência
							kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s		
1	Compressor	1	2		43.7	43.7	0	15622.0	0	15622.0	0	0	15622.0	0	15622.0	12413.9	0	12413.9	0	15622.0	1280.0	0.907		
2	Queimador	2,3	4		44.3	44.3	12855.8	0	12855.8	0	0	0	0	0	0	7731.9	-4277.3	-4277.3	0	0	12009.1	0.000		
3	Turbina a Gás	4	5		44.3	44.3	12855.8	-12543.8	12855.8	-12543.8	0	0	-25399.6	0	-25399.6	-4277.3	-31051.3	-31051.3	0	-25399.6	1374.4	0.956		
4	Grupo Turbo / Gerador	1,3	5		44.3	44.3	-2766.2	-10637.9	-2766.2	-12543.8	0	0	-9777.6	0	-9777.6	-4682.1	-31051.3	-31051.3	0	-9777.6	16591.7	0.466		
5	Caldeira de Recuperação	6,12	7,10		48.3	48.3	-10637.9	0	-10637.9	-10637.8	0	0	0	0	0	-30315.9	-35418.7	-35418.7	0	0	5102.8	0.856		
6	Condensador	19,21	20,22		164.4	164.4	9490.5	0	9490.5	9490.5	0	0	0	0	0	1294.6	310.8	310.8	0	0	983.8	0.240		
7	Chiller de Absorção	13,15,17	14,16,18		444.5	444.5	7580.5	0	7580.5	7655.4	0	0	74.9	0	1957.8	1054.6	1054.6	0	0	74.9	978.0	0.519		
8	Bomba de Condensado	11	12		4.7	4.7	1693.4	0	1693.4	1701.9	0	0	8.5	0	206.1	208.4	208.4	0	0	8.5	6.2	0.971		
9	Aquecedor de Regeneração	8,23	9,24		1.9	1.9	-208.3	0	-208.3	-208.3	0	0	0	0	-513.5	-577.5	-577.5	0	0	0	64.0	0.889		
Sistema		1,3,13,15,21,23	7,9,14,16,22,24		649.7	649.7	2086.9	-7607.0	2086.9	-7607.0	0	0	-9694.2	0	-6086.7	-37581.1	-37581.1	0	0	-9694.2	21798.2	0.420		

Os gases de exaustão deixam o Queimador a 9,8 bar a e 909°C, para serem expandidos na Turbina. A Turbina produz a potência necessária 25.400 kW, para acionar o Compressor, 15.622 kW, e para acionar o gerador, 9.778 kW, que é o consumo de energia da planta. Os gases de exaustão deixam a Turbina a uma temperatura de 427°C. Esta Turbina tem uma eficiência de 0,956, que é satisfatória.

O Grupo Turbo Gerador foi dimensionado de modo que a potência líquida no Gerador fosse capaz de acionar a planta, 9.778 kW. A eficiência do Grupo foi calculada em 0,466, baixa devido às irreversibilidades no Queimador. A eficiência nesta faixa é usual para este tipo de equipamento. O fluxo de calor gerado em sua saída, -12.544 kW, com uma vazão de 134.955 m³/h NTP de gases de exaustão a 427°C, serão recuperados no Aquecedor de Regeneração e na Caldeira de Recuperação.

A Caldeira de Recuperação recebe quase que a totalidade dos gases de exaustão, 132.654 m³/h NTP. Foi considerado a temperatura típica de 204°C na sua saída para a atmosfera [28]. Esta Caldeira foi dimensionada para ser capaz de produzir 4,7 kg/s de vapor de água saturado a 2,0 bar a e 120°C, para ser utilizado no *Chiller* de Absorção. O seu fluxo de energia perdida para a atmosfera é de -22.851 kW, que foi considerado elevada. A sua eficiência de 0,856 foi considerada satisfatória.

O Condensador se tornou necessário ao Sistema, pois, nem todo o vapor de água gerado pela Caldeira é utilizado para alimentar o *Chiller* de Absorção. Este Condensador é alimentado com 2,1 kg/s de vapor e necessita de 588 m³/h de água de refrigeração. Este Condensador é o ponto fraco do Sistema, com uma eficiência de 0,240 e uma perda de fluxo de energia de 4.631 kW.

O *Chiller* de Absorção é alimentado com 2,6 kg/s e vapor gerado na Caldeira, nas mesmas condições exigidas pelos fabricantes para este tipo de equipamento, 2,0 bar a e 120°C. o *Chiller* é também alimentado com água de refrigeração proveniente da Torre de Resfriamento da planta. Este *Chiller* será capaz de fornecer 1200 ton de refrigeração ao Compressor de Ar da planta, para refrigerar com 338 m³/h de água gelada, na faixa entre 1 e 2°C, os seus interresfriadores, préresfriador (DCB) e pósresfriador (DCA). A eficiência deste tipo de equipamento não é alta, 0,519, no entanto o seu consumo de energia é muito baixo, 74,5 kW.

A Bomba de Condensado tem boa eficiência, 0,971 e baixa potência consumida, 8,5 kW.

No Aquecedor de Regeneração, pequena parte dos gases de exaustão, 2.301 m³/h NTP, aquecem o nitrogênio de regeneração até uma temperatura de 343°C. Foi considerado um "approach" típico de 10°C: como a entrada do nitrogênio é de 30°C, a temperatura da saída dos gases de exaustão foi considerada como 40°C. Conseguiu-se com este trocador diminuir a energia consumida da planta em 368 kW, eliminando-se o Aquecedor de Regeneração - Elétrico. A eficiência do Aquecedor melhorou para 0,889, antes era de 0,351. A irreversibilidade abaixou de 267 kW para 64 kW. Estes valores foram considerados satisfatórios.

Este Sistema, analisado termodinamicamente, como um todo é viável. O seu consumo de 3.188 m³/h NTP de gás natural não é elevado. A Caldeira tem boa eficiência, 0,856, apesar de perder boa quantidade de fluxo de energia para atmosfera, 10.521 kW, e como produzirá vapor saturado, será de custo bem menos elevado. O Condensador é o ponto fraco do Sistema, com perda de fluxo de energia, 4.631 kW, e baixa eficiência,

0,240. Concluindo, a eficiência calculada do Sistema é de 0,420, apesar de ainda estar baixa já pode ser considerada como satisfatória, pois, existe no Sistema uma etapa de combustão que representa 20% do total das irreversibilidades.

(d) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO COMBINADO

O Compressor da Turbina a Gás comprime 109.769 m³/h NTP de ar de 1,013 bar a até 10 bar a para alimentar o Queimador (figura 40). O ar deixa o Compressor a uma temperatura de 372°C. A eficiência calculada do Compressor é de 0,907, que é satisfatória.

Gás natural, a uma vazão de 2.660 m³/h NTP alimenta, também, o Queimador, formando uma mistura com 400% de ar de excesso. Esta mistura é queimada atingindo a temperatura de 909°C. A eficiência deste Queimador é de 0 (zero), com uma irreversibilidade de 10.020 kW. Como já mencionado, em processos de combustão a baixa eficiência e a alta irreversibilidade são típicas e já esperadas.

Os gases de exaustão deixam o Queimador a 9,8 bar a e 909°C para serem expandidos na Turbina. A Turbina produz a potência necessária, 21.192 kW, para acionar o Compressor, 13.034 kW, e para acionar o Gerador, 8158 kW, que é parte do consumo de energia da planta (como o ciclo é combinado, o restante do consumo da planta será gerado na Turbina a Vapor / Gerador). Os gases de exaustão deixam a Turbina a Gás a uma temperatura de 427°C. Esta Turbina tem uma eficiência de 0,956, que é satisfatória.

**DEMANDAS TÉRMICA E ELÉTRICA ATENDIDAS
TURBINA A GÁS, CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E TURBINA A VAPOR COM CONDENSADOR**

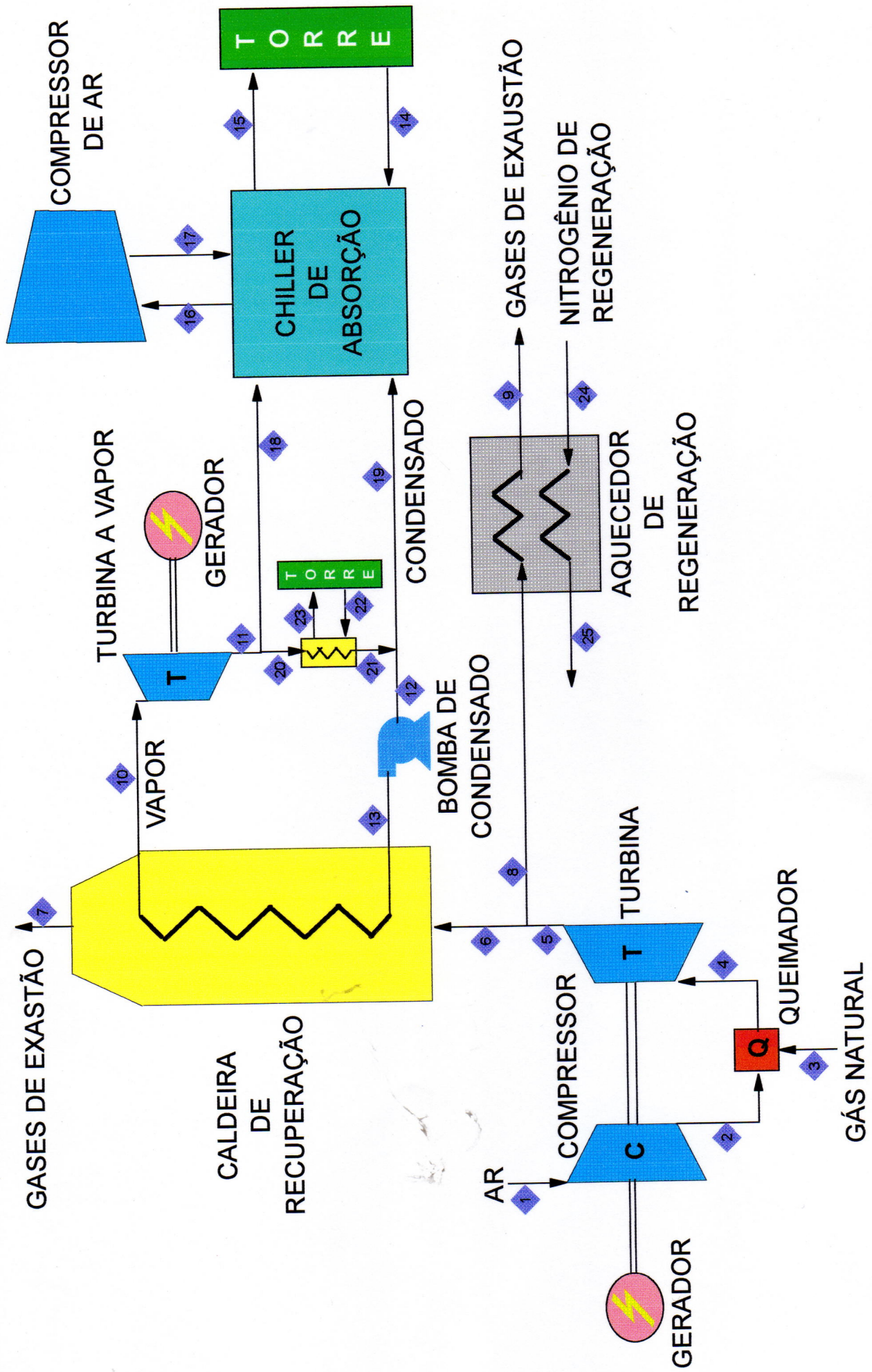


FIGURA 40 - COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO COMBINADO - CASO C

TABELA 5- BALANÇO DE MASSA ENERGIA E EXERGIA- SISTEMA COGERAÇÃO CICLO COMBINADO

Nº	EQUIPAMENTO	Pontos e	Pontos s	Unidades	Massa e	Massa s	Energia e		Energia s		Calor		W		Exergia e		Exergia s		Exe Calor	W	I	eficiência
							kg/s	kg/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s				
1	Compressor	1	2		36.4	36.4	0	13034.5	0	13034.5	0	0	13034.5	0	13034.5	1068.0	0	10020.0	0	13034.5	1068.0	0.907
2	Queimador	2,3	4		37.0	37.0	10726.4	10726.5	0	0	0	0	0	0	0	6451.2	-3568.8	0	0	0	0	0.000
3	Turbina a Gás	4	5		37.0	37.0	10726.5	-10466.1	0	0	0	0	-21192.5	0	-21192.5	-3568.8	-25908.1	0	-21192.5	1146.8	0	0.956
4	Grupo Turbo / Gerador	1,3	5		36.4	37.0	2308.1	-10466.1	0	0	0	0	-8158.1	0	-8158.1	-5515.3	-25908.1	0	-8158.1	12234.8	0	0.528
5	Caldreira de Recuperação	6,13	7,10		39.4	39.4	-9089.0	-9088.6	0	0	0	0	0	0	0	-25225.7	-27905.3	0	0	0	2679.5	0.904
6	Turbina a Vapor / Gerador	10	11		3.2	3.2	9912.0	8292.4	0	0	0	0	-1619.6	0	-1619.6	3826.9	1863.3	0	-1619.6	344.1	0	0.844
7	Condensador	20,22	21,23		44.2	44.2	2550.6	2550.6	0	0	0	0	0	0	0	347.9	83.5	0	0	0	264.4	0.240
8	Chiller de Adsorção	14,16,18	15,17,19		444.5	444.5	7580.5	7655.4	0	0	0	0	74.9	0	74.9	1957.8	1054.6	0	74.9	978.0	0	0.519
9	Bomba de Condensado	12	13		3.2	3.2	1148.9	1163.2	0	0	0	0	14.4	0	14.4	139.8	153.0	0	14.4	1.1	0	0.993
10	Aquecedor de Regeneração	8,24	9,25		1.9	1.9	-208.3	-208.3	0	0	0	0	0	0	0	-513.5	-577.5	0	0	64.0	0	0.889
Sistema				1,3,14,16,22,24	7,9,15,17,23,25	523.6	523.6	-463.8	-10151.7	0	0	0	-9688.4	0	-9688.4	-5057.2	-31311.4	0	-9688.4	16565.7	0	0.471

Este Grupo Turbo Gerador foi dimensionado de modo que a potência líquida no Gerador fosse capaz de acionar parte do consumo de energia da planta, 8.158 kW, cabendo o restante, 1.620 kW, para acionar o complemento do total da planta, 9.778 kW, ao conjunto Turbina a Vapor / Gerador.

O balanceamento, desta duas potências, foi um cálculo interativo de modo que o balanço de massa e energia de todos os componentes fosse satisfeita, com o mínimo de perda de calor no Condensador, que é o ponto ótimo. A eficiência do Grupo Turbina a Gás / Gerador foi calculada em 0,528, baixa devido às irreversibilidades no Queimador. O fluxo de calor gerado em sua saída, -10.726 kW, com uma vazão de 112.602 m³/h NTP de gases de exaustão a 427°C, serão recuperados no Aquecedor de Regeneração e na Caldeira de Recuperação.

A Caldeira de Recuperação recebe quase que a totalidade dos gases de exaustão, 110.301 m³/h NTP. Foi considerado a temperatura típica de 204°C na sua saída para atmosfera [28]. Esta Caldeira foi dimensionada para ser capaz de produzir 3,2 kg/s de vapor de água superaquecido a 40 bar a e 400°C para ser utilizado na expansão da Turbina a Vapor / Gerador e, posteriormente, no *Chiller* de Absorção. O seu fluxo de energia perdida para a atmosfera é de -19.000 kW, que foi considerado elevado. A sua eficiência de 0,904 foi considerada satisfatória.

A Turbina a Vapor / Gerador produz o restante, 1.620 kW, da energia elétrica necessária para acionar a planta, 9.778 kW. Esta Turbina é alimentada com todo o vapor de água proveniente da Caldeira, 3,2 kg/s. Foram considerados os valores típicos de 40 bar a e 400°C na sua sucção [27] e a sua descarga nas condições para alimentar o *Chiller* de

Absorção, 2 bar a e 120°C. A sua eficiência de 0,844 é considerada alta, e portanto satisfatória.

O Condensador se tornou necessário ao Sistema, pois nem todo o vapor de água utilizado para alimentar a Turbina a Vapor e gerar a potência restante para acionar a planta, é utilizado pelo *Chiller* de Absorção. Este Condensador é alimentado com 0,55 kg/s de vapor proveniente da descarga da Turbina e necessita de 158 m³/h de água de refrigeração. Este condensador é o ponto fraco do Sistema, com uma eficiência de 0,240 e uma perda de fluxo de energia de 1.245 kW.

O *Chiller* de Absorção é alimentado pela maior parte do vapor proveniente da descarga da Turbina, 2,6 kg/s, nas condições desta descarga, que são as mesmas exigidas pelos fabricantes para este tipo de equipamento, 2,0 bar a e 120°C. O *Chiller* é, também, alimentado com 1.200 m³/h de água de refrigeração proveniente da Torre de Resfriamento da planta. Este *Chiller* será capaz de fornecer 1200 ton de refrigeração ao Compressor de Ar da planta, para refrigerar com 338 m³/h de água gelada, na faixa entre 1 e 2°C, os seus interresfriadores, préresfriador (DCB) e pósresfriador (DCA). A eficiência deste tipo de equipamento não é alta, 0,519, no entanto o seu consumo de energia é muito baixo, 74,5 kW. Existem *Chillers* de Absorção de 2 (dois) estágios com eficiência mais alta, porém, de custo mais elevado e com a pressão de alimentação de vapor de 10 bar a, o que reduziria a potência gerada pela Turbina a Vapor / Gerador.

A Bomba de Condensado tem boa eficiência, 0,993 e baixa potência consumida, 14,4 kW.

No Aquecedor de Regeneração, pequena parte dos gases de exaustão, 2.301 m³/h NTP, aquecem o nitrogênio de regeneração

até uma temperatura de 343°C. Foi considerado um "approach" típico de 10°C: como a entrada do nitrogênio é de 30°C, a temperatura da saída dos gases de exaustão foi considerada como 40°C. Conseguiu-se com este trocador diminuir a energia consumida da planta em 368 kW, eliminando-se o Aquecedor de Regeneração - Elétrico. A eficiência do Aquecedor melhorou para 0,889, antes era de 0,351. A irreversibilidade abaixou de 267 kW para 64 kW. Estes valores foram considerados satisfatórios.

Este Sistema, analisado termodinamicamente, como um todo é viável. O seu consumo de 2.660 m³/h NTP de gás natural é baixo, porém, para se conseguir este baixo consumo, o Sistema terá um equipamento a mais, a Turbina a Vapor / Gerador, elevando o seu custo. A Caldeira tem excelente eficiência, 0,904, apesar de perder boa quantidade de energia para a atmosfera, 8.748 kW, e de ser de custo bem mais elevado, pois produzirá vapor superaquecido. O Condensador é o ponto fraco do Sistema, com perda de energia, 1.245 kW, e baixa eficiência, 0,240, porém, não é um Condensador de grandes proporções. Concluindo, a eficiência calculada do Sistema é de 0,471, apesar de ainda estar baixa, apresentou considerável melhora, e é considerada como satisfatória, pois, existe no Sistema uma etapa de combustão que representa 35% do total das irreversibilidades.

(e) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO OTTO

Gás natural, com uma vazão de 3.183 m³/h NTP, e com 95% de ar em excesso, em um total de 68.240 m³/h NTP de mistura, são admitidos em um Grupo de Motores Alternativos de Combustão Interna acoplados a Geradores (figura 41). Estes Motores estão dimensionados para que a combustão da mistura

**DEMANDAS TÉRMICA E ELÉTRICA ATENDIDAS
MOTOR ALTERNATIVO A GÁS E CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO COM QUEIMADOR**

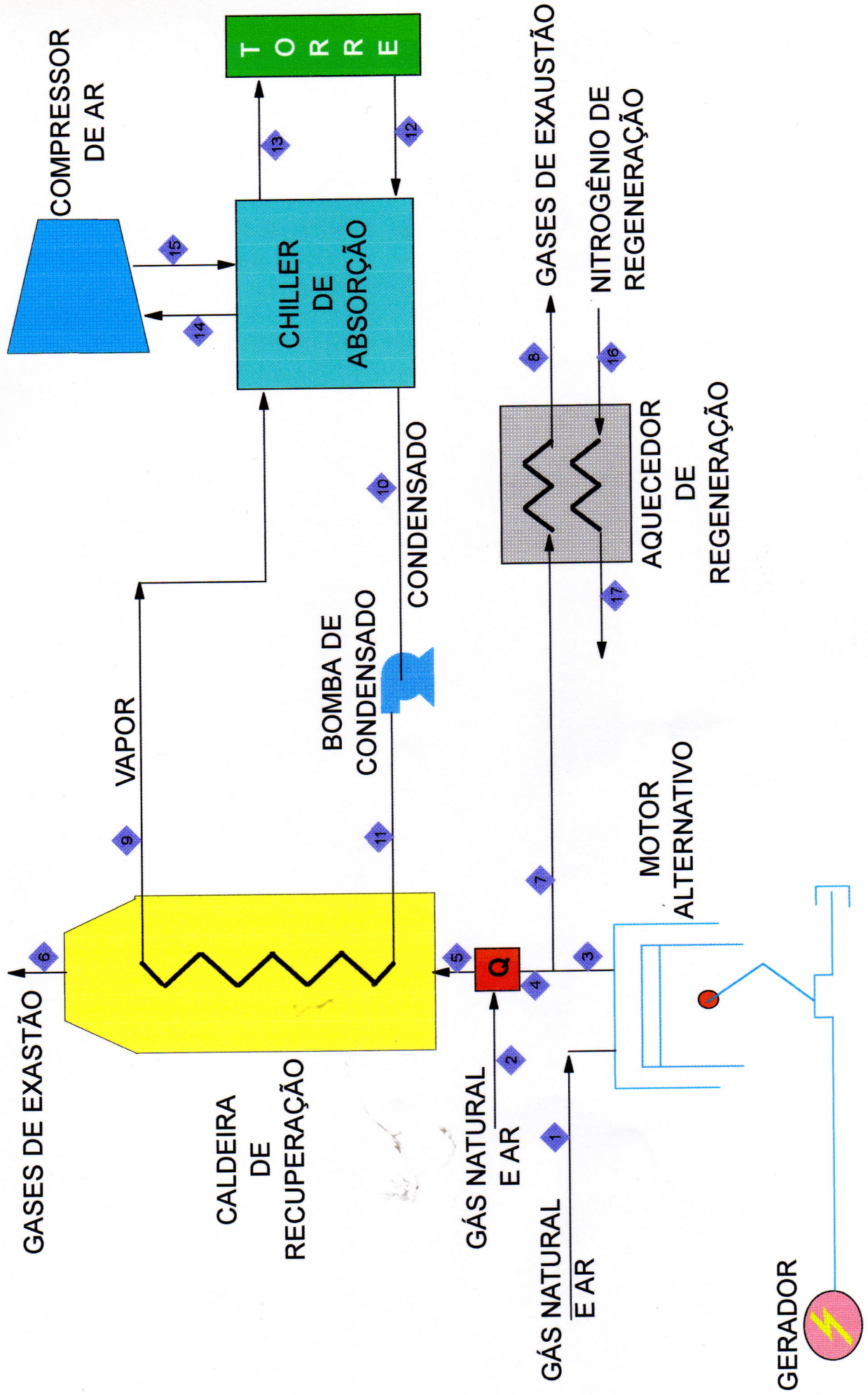


FIGURA 41 - COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO OTTO - CASO D

TABELA 6 - BALANÇO DE MASSA ENERGIA E EXERGIA - SISTEMA COGERAÇÃO CICLO OTTO

Nº	EQUIPAMENTO	Pontos e	Pontos s	Unidades	Massa e		Energia e		Calor		W		Balanço		Exergia e		Exergia s		Exe Calor		W		eficiência	
					kg/s	kg/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s
1	Motor Alternativo	1	3		22.3	22.3	-2803.3	-23984.5	11403.7	-9777.6	0	-3408.2	-36050.1	355.7	-9777.6	22508.5	0.369							
2	Queimador	2,4	5		22.5	22.5	-23425.0	-23425.0	0	0	0	-35281.5	-36577.7	0	0	1296.2	0.965							
2	Caldreira de Recuperação	5,11	6,9		25.2	25.2	-22471.8	-22471.8	0	0	0	-36461.0	-39564.1	0	0	3103.1	0.922							
3	Chiller de Absorção	9,12,14	10,13,15		444.5	444.5	7580.5	7655.4	0	74.9	0	1957.8	1054.6	0	74.9	978.0	0.519							
4	Bomba de Condensado	10	11		2.6	2.6	948.7	953.2	0	4.5	0	115.5	116.7	0	4.5	3.2	0.973							
5	Aquecedor de Regeneração	7,16	8,17		1.9	1.9	-801.9	-801.9	0	0	0	-1197.9	-1248.6	0	0	50.8	0.959							
	Sistema	1,2,12,14,16	6,8,13,15,17		466.3	466.3	-2312.8	-23414.7	11403.7	-9698.2	0	-3418.6	-41412.2	355.7	-9698.2	27939.7	0.319							

gere a potência necessária ao consumo total da planta, 9.778 kW. Em sua descarga é gerado um fluxo de calor de -23.985 kW, que atinge a temperatura de 354°C, que será recuperado tanto no Aquecedor de Regeneração quanto na Caldeira de Recuperação.

A eficiência do Grupo é baixa, 0,369, e a sua irreversibilidade alta, 22.509 kW. Em processos de combustão, como já mencionado, a baixa eficiência e a alta irreversibilidade, são típicas, e já esperadas. Além disso, estes Motores necessitam por motivos estruturais, de um fluxo de água de refrigeração que retirará 11.404 kW de fluxo de calor, acarretando uma baixa temperatura na descarga dos Motores. Esta refrigeração desperdiça um fluxo de 356 kW de energia disponível (exergia de calor) que poderia estar sendo transmitida aos gases de exaustão.

Um Queimador, com um fluxo adicional de gás natural e ar, na descarga dos Motores se tornou necessário, pois o fluxo de calor gerado pelos Motores não foi suficiente para que a Caldeira de Recuperação gerasse o vapor de água necessário ao *Chiller* de Absorção. Portanto, gás natural com uma vazão de 282 m³/h NTP e ar, nas proporções estequiométricas, em um total de 3.234 m³/h NTP de mistura, juntam-se à maior parte dos gases de exaustão dos Motores (uma pequena parte alimenta o Aquecedor de Regeneração) que tem em sua composição 19% de O₂ para serem queimados. Desta pósqueima resultou um fluxo de calor de -23.425 kW com gases de exaustão a uma temperatura de 437°C. Este Queimador foi dimensionado para que o calor dissipado desejado na Caldeira de Recuperação fosse alcançado. A eficiência deste pequeno Queimador, 0,965, é considerada satisfatória.

A Caldeira de Recuperação recebe a totalidade dos gases de exaustão da pósqueima, 69.397 m³/h NTP. Foi considerado a

temperatura típica de 204°C na sua saída para a atmosfera [28]. Esta Caldeira foi dimensionada para ser capaz de produzir 2,6 kg/h de vapor de água saturado a 2,0 bar a e 120°C para ser utilizado no *Chiller* de Absorção. O seu fluxo de energia perdida para a atmosfera é de -29.319 kW, que foi considerada elevada. A sua eficiência de 0,922 foi considerada bem satisfatória.

O *Chiller* de Absorção é alimentado com 2,6 kg/s de vapor gerado na Caldeira, nas mesmas condições exigidas pelos fabricantes para este tipo de equipamento, 2,0 bar a e 120°C. O *Chiller* é também alimentado com água de refrigeração proveniente da Torre de Resfriamento da planta. Este *Chiller* será capaz de fornecer 1200 ton de refrigeração ao Compressor de Ar da planta, para refrigerar com 338 m³/h de água gelada, na faixa entre 1 e 2°C, os seus interresfriadores, préresfriador (DCB) e pósresfriador (DCA). A eficiência deste tipo de equipamento não é alta, 0,519, no entanto o seu consumo de energia é muito baixo, 74,5 kW.

A Bomba de Condensado tem boa eficiência, 0,973 e baixa potência consumida, 4,5 kW.

No Aquecedor de Regeneração, pequena parte dos gases de exaustão, 2.305 m³/h NTP, retirados em uma picagem antes da pósqueima, aquecem o nitrogênio de regeneração até uma temperatura de 343°C. foi considerado um "approach" típico de 10°C: como a entrada do nitrogênio é de 30°C, a temperatura da saída dos gases de exaustão foi considerada com 40°C. conseguiu-se com este trocador diminuir a energia consumida da planta em 368 kW, eliminando-se o Aquecedor de Regeneração - Elétrico. A eficiência do Aquecedor melhorou para 0,959, antes era de 0,351. A irreversibilidade abaixou de 267 kW

para 51 kW. Estes valores foram considerados bem satisfatórios.

Este Sistema, analisado termodinamicamente, como um todo é viável. Porém, o seu consumo de 3.465 m³/h NTP de gás natural é um pouco elevado. A Caldeira tem excelente eficiência, 0,922, apesar de perder boa quantidade de fluxo de energia para a atmosfera, 5.894 kW, e como produzirá vapor saturado, será de custo bem menos elevado. Concluindo, a eficiência calculada do Sistema é de 0,319, baixa e pouco satisfatória. Esta baixa eficiência se deve principalmente à combustão interna dos motores que representa 75% das irreversibilidades.

(f) O SISTEMA DE "BACK UP" COM TERMOACUMULAÇÃO

Água da Torre de Resfriamento é bombeada pela Bomba do Vaporizador, com uma vazão de 15,4 m³/h, para o vaporizador de Imersão. Este fluxo de água é capaz de vaporizar os 3.732 m³/h NTP de oxigênio líquido necessários ao gasoduto de oxigênio. A água deixa o Vaporizador a uma temperatura na faixa entre 1 e 2°C, para ser bombeada pela Bomba de Água Gelada até o Tanque de Água Gelada, com capacidade para 300 m³, capaz de suportar uma parada de até 20 horas da planta. Vapor do Sistema de Cogeração pode ser adicionado ao Vaporizador, caso seja necessário, para evitar o congelamento da água (figura 42). A eficiência do Vaporizador melhorou para 0,413, antes era 0(zero), a sua irreversibilidade diminuiu de 1.378 kW para 511 kW, a energia desperdiçada foi eliminada e a potência consumida do Sistema se reduziu de 90 kW para 3,25 kW, que é a soma do consumo das duas bombas. A eficiência total do Sistema é de 0,414, baixa devido à grande diferença de temperaturas na troca de calor do Vaporizador,

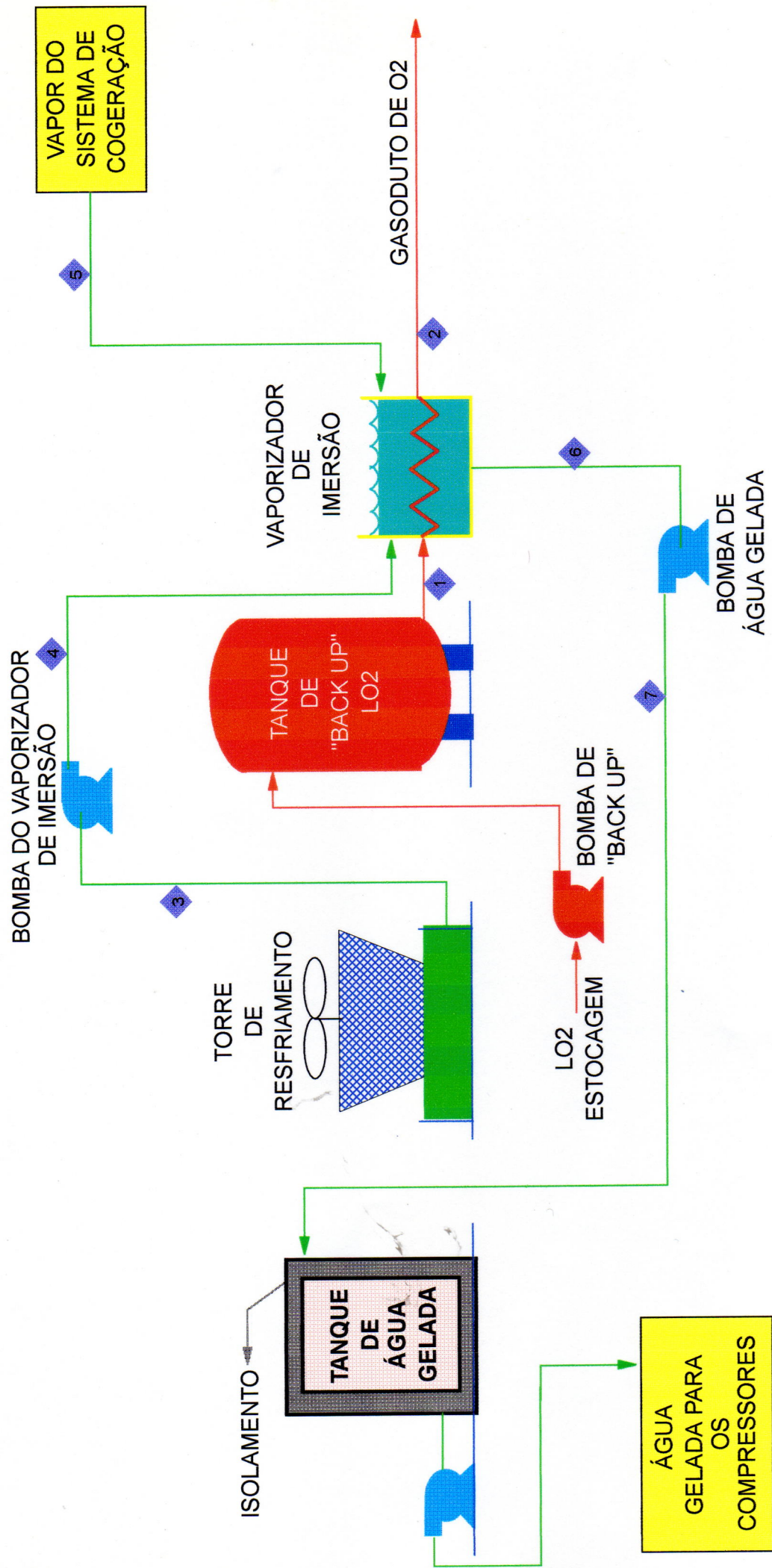


FIGURA 42 - SISTEMA DE "BACK UP" COM TERMOACUMULAÇÃO - CALCULADO

TABELA 7 - BALANÇO DE MASSA ENERGIA E EXERGIA - "BACK UP" COM TERMOACUMULAÇÃO

Nº	EQUIPAMENTO	Pontos e	Pontos s	Unidades	Massa		Energia e		Energia s		Calor		W		Exergia e		Exergia s		Exe Calor		W		I		eficiência	
					kg/s	kg/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s	kJ/s
1	Bomba do Vaporizador	3	4		4,3	4,3	106,9	108,5	0	0	1,6	1,6	0	0	1,0	1,0	2,3	2,3	0	0	1,6	1,6	0,4	0,4	0,853	0,853
2	Vaporizador de Imersão	1,4,5	2,6		5,6	5,6	-437,5	-437,5	0	0	0	0	0	0	870,5	870,5	359,8	359,8	0	0	0	0	510,7	510,7	0,413	0,413
3	Bomba de Água Gelada	6	7		4,3	4,3	-429,5	-427,7	0	0	1,8	1,8	0	0	18,2	18,2	19,4	19,4	0	0	1,8	1,8	0,6	0,6	0,970	0,970
Sistema		1,3,5	2,7		5,6	5,6	-439,2	-435,7	0	0	3,4	3,4	0	0	869,3	869,3	361,0	361,0	0	0	3,4	3,4	511,7	511,7	0,414	0,414

porém, bem satisfatória se comparada com a eficiência 0 (zero) do Sistema anterior. O vapor apenas deve ser adicionado ao Sistema em caso de emergência, pois, além de ter um custo, diminui a sua eficiência e aumenta a sua irreversibilidade.

3.4.2 A ANÁLISE ECONÔMICA [6]

A Análise Econômica consistiu no cálculo das Receitas Operacionais e do Retorno do Investimento dos casos que foram considerados satisfatórios na Análise Termodinâmica.

3.4.2.1 AS RECEITAS OPERACIONAIS

As Receitas Operacionais foram calculadas, para cada caso, subtraindo-se o custo operacional da planta convencional do custo operacional da planta com cogeração, no período de um ano.

O custo operacional da planta convencional, também denominado Caso Base, foi calculado multiplicando-se a demanda elétrica da planta convencional, 10.951 kW, pelo número de horas em um ano e pelo preço médio do kWh, que foi considerado como 0,05082 R\$/kWh informado pela PRAXAIR que detém mais do que 70% das plantas que operam no Brasil.

O custo operacional da planta com cogeração foi calculado, para cada caso, multiplicando-se o consumo de gás natural da planta com cogeração, pelo número de horas em um ano e pelo preço do metro cúbico do gás, que foi considerado como 0,152902 R\$/m³, informado pela COMGÁS que é a maior empresa distribuidora de gás no Brasil. A este valor foi

TABELA 8 - RECEITA OPERACIONAL BRUTA - SISTEMAS DE COGERAÇÃO

ALTERNATIVAS		BASE	A	B	C	D
CICLO		CONVENCIONAL	RANKINE	BRAYTON	COMBINADO	OTTO
	UNIDADES					
CONSUMO DE ENERGIA						
Gás Natural	m ³ / dia	0	154954.5	76519.0	63844.8	83153.7
Energia Elétrica	kWh / mês	8147544	0	0	0	0
CUSTO OPERACIONAL	1000 R\$ / ano					
Gás Natural		0	8647.891	4270.469	3563.131	4640.746
Energia Elétrica		4968.698	0	0	0	0
Operação & Manutenção			48.890	48.890	48.890	146.670
TOTAL		4968.698	8696.781	4319.359	3612.021	4787.416
ROB - Receita Operacional Bruta	1000 R\$ / ano		-3728.083	649.339	1356.677	181.282

acrescido o custo da operação e manutenção do Sistema de Cogeração.

Após o cálculo das Receitas Operacionais Brutas (ROB) considerou-se um imposto de renda de 35% ao ano e calculou-se, para cada caso, as Receitas Operacionais Líquidas (ROL).

Como o custo operacional do Caso Base, planta convencional, é constante, as Receitas Operacionais variaram em função do custo de operação e manutenção e do gás natural, para cada caso de cogeração.

A Receita Operacional para o Sistema de "Back Up" foi calculado de maneira análoga às Receitas Operacionais dos Sistemas de Cogeração: subtraindo-se o custo operacional do Sistema de "Back Up" Convencional do custo operacional do Sistema de "Back Up" com Termoacumulação e, neste caso, adicionando-se o benefício operacional da produção de água gelada.

O custo operacional do Sistema de "Back Up" Convencional, também denominado de Base, foi calculado multiplicando-se o seu consumo de energia elétrica, 90 kW, pelo preço médio do kWh, e adicionando-se o custo de operação e manutenção.

O custo operacional do Sistema de "Back Up" com Termoacumulação, também denominado de Alternativa, foi calculado multiplicando-se o seu consumo de energia elétrica, 3,25 kW, pelo preço médio do kWh, e adicionando-se o custo da operação e manutenção.

O benefício operacional, com a produção de água gelada, do Sistema de "Back Up" com Termoacumulação, foi calculado

multiplicando-se a vazão de água gelada produzida pelo Sistema, 15,414 m³/h, pelo benefício operacional médio, 1,467 kW / m³/h, obtido nos cálculos do Compressor de Ar da planta, e finalmente, multiplicando-se pelo custo médio do kWh.

(a) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO BRAYTON

A Receita Operacional Bruta (ROB) para este caso é de 650.000 R\$/ano, que é função, principalmente, do consumo de 3.188 m³/h NTP de gás natural da Turbina a Gás do ciclo. Esta Receita Operacional Bruta (ROB) é considerada como um saldo positivo que não chega a ser totalmente satisfatória.

(b) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO COMBINADO

A Receita Operacional Bruta (ROB) para estes caso é de 1.357.000 R\$/ano, que é função, principalmente, do consumo de 2.660 m³/h NTP de gás natural da Turbina a Gás do ciclo. O consumo de gás é baixo, pois 17% da potência deste ciclo é gerada na Turbina a Vapor, que não consome gás natural. A Receita Operacional Bruta (ROB), para este caso, é considerada como satisfatória.

(c) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO OTTO

A Receita Operacional Bruta (ROB) para estes caso é de 181.000 R\$/ano, que é função, principalmente, do consumo de 3.183 m³/h NTP de gás natural dos Motores, mais os 282 m³/h NTP de gás natural consumido no Queimador de pósqueima, totalizando 3.234 m³/h NTP, considerado um pouco elevado. O custo de operação e manutenção, para o caso dos Motores, tem

um peso maior em relação às Turbinas, 3 (três) vezes maior. Portanto, a Receita Operacional Bruta (ROB) para este caso é considerada não satisfatória.

(d) O SISTEMA DE "BACK UP" COM TERMOACUMULAÇÃO

A Receita Operacional (RO) para estes Sistema é de 6 R\$/hora operação. A princípio este valor pode parecer pequeno. Em uma planta nova em que o Sistema de "Back Up" entra nas paradas da planta com uma frequência média de 20 (vinte) horas e cada 4 (quatro) meses, totalizando 60 (sessenta) horas anuais, a Receita Operacional (RO) no ano seria de R\$ 360. Neste caso este Sistema seria pouco atrativo economicamente, sob o ponto de vista da Receita Operacional (RO), embora substituísse um Sistema custoso por um Sistema com lucro. No entanto, existem plantas, atualmente, que operam em seus limites de produção, com o Sistema de "Back Up" funcionando continuamente. Além disso, os gasodutos de argônio são projetados, sempre, com a vaporização do argônio líquido, pois em nenhuma planta existe a produção de argônio gás. Nestes casos, em que o Sistema de "Back Up" funciona continuamente a Receita Operacional (RO) poderia atingir 50.000 R\$/ano. Como estes casos ocorrem com relativa frequência, em uma amostragem grande de plantas em operação, podemos considerar a Receita Operacional (RO) como satisfatória.

TABELA 9 - RECEITA OPERACIONAL - SISTEMA DE "BACK UP"

SISTEMA		" BACK UP "	" BACK UP "
CASO		BASE	ALTERATIVA
CICLO		CONVENCIONAL	COGERAÇÃO
	UNIDADES		
CONSUMO DE ENERGIA			
Vapor	KW	0	0
Energia Elétrica	KW	90	3.25
PRODUÇÃO DE ENERGIA			
Água Gelada	KW		22.6
CUSTO OPERACIONAL R\$ / hora operação			
Vapor		0	0
Energia Elétrica		4.6	0.2
Operação & Manutenção		0.5	0
TOTAL		5.0	0.2
BENEFÍCIO OPERACIONAL R\$ / hora operação			
Água Gelada		0	1.1
RO - Receita Operacional	R\$ / hora operação		6.0

3.4.2.2 O RETORNO DO INVESTIMENTO

O Retorno do Investimento foi analisado para os casos viáveis termodinamicamente e, também, com Receitas Operacionais satisfatórias.

O procedimento para a análise do Retorno do Investimento é descrito a seguir.

Inicialmente se calculou o Investimento que foi realizado nos equipamentos que serão substituídos na planta convencional, Caso Base. Em seguida se calculou o Investimento nos equipamentos, de cada caso, dos Sistemas de Cogeração. A estes Investimentos foram acrescentadas porcentagens para Transporte/Seguro, Interligação dos Equipamentos, Montagem, Engenharia, Obras Cíveis e Imposto de Serviços.

O Investimento Marginal, calculado para cada caso dos Sistemas de Cogeração é o Investimento de cada caso, menos o Investimento total que foi realizado nos equipamentos que serão substituídos na planta convencional, Caso Base.

O 1º (primeiro) parâmetro para a Análise do Retorno do Investimento é o "Pay-Back" simples, expresso em anos, definido como a razão entre o Investimento Marginal, de cada caso dos Sistemas de Cogeração, pela Receita Operacional Líquida (ROL) de cada caso.

O 2º (segundo) parâmetro para a Análise do Retorno do Investimento é a Taxa Interna de Retorno (TIR), expressa em porcentagem anual, que representa os juros com que o Investimento Marginal é remunerado, considerando-se a Receita Operacional Líquida (ROL), de cada caso dos Sistemas

TABELA 10 - "PAY-BACK" E TAXA INTERNA RETORNO - SISTEMAS COGERAÇÃO

ALTERNATIVAS		BASE	B	C
CICLO		CONVENCIONAL	BRAYTON	COMBINADO
	UNIDADES			
INVESTIMENTOS				
Turbina a Gás / Gerador	1000 R\$		9109.8	8238.6
Caldeira de Recuperação	1000 R\$		305.0	1554.0
Turbina a Vapor / Gerador	1000 R\$			470.0
Condensador	1000 R\$		26.4	14.2
Chiller de Absorção	1000 R\$		626.9	626.9
Bomba de Condensado	1000 R\$		2.0	21.2
Aquecedor Regeneração - Trocador Calor	1000 R\$		36.5	36.5
"Direct Contact Before Cooler"	1000 R\$		235.0	235.0
Torre de Resfriamento Cogeração	1000 R\$		49.1	14.3
Torre de Resfriamento Planta	1000 R\$	175.1	218.7	218.7
Bomba de Resfriamento Planta	1000 R\$	91.0	94.0	94.0
Chiller Convencional	1000 R\$	54.1		
Casa de Filtros	1000 R\$	76.6		
Aquecedor Regeneração - Elétrico	1000 R\$	213.8		
SUBTOTAL	1000 R\$	519.5	10703.4	11523.3
Transporte / Seguro	1000 R\$	5.2	107.0	115.2
Interligação E&M	1000 R\$	51.9	1070.3	1152.3
Montagem	1000 R\$	51.9	1070.3	1152.3
Engenharia	1000 R\$	39.0	802.8	864.2
Obras Cíveis	1000 R\$	26.0	535.2	576.2
SUBTOTAL	1000 R\$	174.0	3585.6	3860.3
Imposto Serviços	1000 R\$	8.7	179.3	193.0
TOTAL	1000 R\$	702.2	14468.3	15576.6
Investimento Marginal	1000 R\$		13766.1	14874.4
RETORNO DO INVESTIMENTO				
Receita Operacional Bruta - ROB	1000 R\$ / ano		649.3	1356.7
Depreciação	1000 R\$ / ano		1376.6	1487.4
Imposto de Renda - IR	1000 R\$ / ano		-254.5	-45.8
Receita Operacional Líquida - ROL	1000 R\$ / ano		903.9	1402.4
Pay-Back	anos		15.2	10.6
Prazo de Retorno do Investimento - PRI	anos		20.0	20.0
Taxa Interna de Retorno - TIR	% a.a.		2.73	7

de Cogeração, e o Prazo de Retorno do Investimento (PRI), desejado, que pode ser considerado como o tempo de vida útil de uma planta. As Plantas de Separação de Ar Criogênicas com 10 (dez) anos de operação são consideradas modernas e as de 20 (vinte), ainda operam normalmente. Portanto, para o cálculo da Taxa Interna de Retorno (TIR), consideramos o Prazo de Retorno do Investimento (PRI) como igual a 20 (vinte) anos.

O procedimento para a Análise do Retorno do Investimento para o Sistema de "Back Up" com Termoacumulação é análogo ao dos Sistemas de Cogeração.

Inicialmente se calculou o Investimento que foi realizado nos equipamentos que serão substituídos no Sistema de "Back Up" Convencional, Caso Base. Em seguida se calculou o Investimento nos equipamentos do Sistema de "Back Up" com Termoacumulação. A estes Investimentos foram acrescentadas porcentagens para Transporte/Seguro, Interligação dos Equipamentos, Montagem, Engenharia, Obras Civis e Imposto de Serviços.

O Investimento Marginal calculado é o Investimento do Sistema de "Back Up" com Termoacumulação, menos o investimento total que foi realizado nos equipamentos que serão substituídos no Sistema de "Back Up" Convencional, Caso Base.

O parâmetro para a Análise do Retorno do Investimento é o "Pay-Back" simples, expresso em horas de operação, definido como a razão entre o Investimento Marginal e a Receita Operacional.

(a) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO BRAYTON

O Investimento dos equipamentos que serão substituídos na planta convencional, Caso Base, foi calculado em R\$ 702.200, e o Investimento nos equipamentos do Sistema em R\$ 14.468.300. Portanto, o Investimento Marginal nestes Sistema é de R\$ 13.766.100.

O "Pay-Back" deste Sistema foi calculado em 15 anos. Razão entre o seu Investimento Marginal e a sua Receita Operacional Líquida (ROL), 903.900 R\$/ano. Este "Pay-Back" foi considerado muito elevado e pouco satisfatório.

A Taxa Interna de Retorno (TIR), foi calculada em 2,7% ao ano, para um Prazo de Retorno do Investimento de 20 (vinte) anos. Esta Taxa foi considerada não satisfatória.

(b) O SISTEMA DE COGERAÇÃO A PARTIR DO CICLO COMBINADO

O Investimento dos equipamentos que serão substituídos na planta convencional, Caso Base, foi calculado em R\$ 702.200, igual para todos os casos, e o Investimento nos equipamentos do Sistema em R\$ 15.576.600. Portanto, o Investimento Marginal nestes Sistema é de R\$ 14.874.400.

O Investimento nos equipamentos deste Sistema é maior, pois, embora a Turbina a Gás / Gerador seja um pouco menor e de preço inferior, a Caldeira para vapor superaquecido, necessária para alimentar a Turbina a Vapor, é de preço bem superior, e a Turbina a Vapor / Gerador é um equipamento que se inclui no Sistema a um preço relativamente elevado.

O "Pay-Back" deste Sistema foi calculado em 10 (dez) anos. Razão entre o seu Investimento Marginal e a sua receita Operacional Líquido (ROL), 1.402.400 R\$/ano. Embora este valor possa ser considerado, a princípio, como elevado, as Plantas Criogênicas de Separação de Ar com 10 (dez) anos de operação, são, ainda consideradas novas. Portanto, consideramos este valor como satisfatório.

A Taxa Interna de Retorno (TIR) foi calculada em 7% ao ano, para um Prazo de Retorno do Investimento de 20 (vinte) anos. Esta Taxa, embora pouco atraente economicamente, é viável e foi considerada, portanto, satisfatória.

(c) O SISTEMA DE "BACK UP" COM TERMOACUMULAÇÃO

O Investimento dos equipamentos que serão substituídos no Sistema de "Back Up" Convencional, Base, foi calculado em R\$ 327.210, e o Investimento nos equipamentos do Sistema de "Back Up" com Termoacumulação em R\$ 327.313. Portanto, o Investimento Marginal no novo Sistema é de R\$ 103.

O "Pay-Back" deste Sistema foi calculado em 17 (dezesete) horas de operação. Razão entre o seu Investimento Marginal e a sua Receita Operacional (RO), 6 R\$/hora operação. Este valor foi considerado muito bom e, portanto, bem satisfatório, pois, pode ser alcançado logo nas primeiras paradas da planta, em um tempo bem inferior a um ano.

TABELA 11 - "PAY-BACK" E TAXA INTERNA RETORNO - "BACK UP" TERMOACUMULAÇÃO

SISTEMA	CICLO	" BACK UP "	
		BASE	ALTERATIVA
		CONVENCIONAL	COGERAÇÃO
	UNIDADES		
INVESTIMENTOS			
Vaporizador de Imersão	1000 R\$		54.994
Bomba do Vaporizador de Imersão	1000 R\$		0.927
Bomba de Água Gelada	1000 R\$		0.927
Tanque de Água Gelada	1000 R\$		185.292
Vaporizador de Ventilação Forçada	1000 R\$	242.064	
SUBTOTAL (US\$)	1000 R\$	242.064	242.140
Transporte / Seguro	1000 R\$	2.421	2.421
Interligação E&M	1000 R\$	24.206	24.214
Montagem	1000 R\$	24.206	24.214
Engenharia	1000 R\$	18.155	18.161
Obras Cíveis	1000 R\$	12.103	12.107
SUBTOTAL	1000 R\$	81.091	81.117
Imposto Serviços	1000 R\$	4.055	4.056
TOTAL	1000 R\$	327.210	327.313
Investimento Marginal	R\$		102.7
RETORNO DO INVESTIMENTO			
Receita Operacional - RO	R\$ / hora operação		6
Pay-Back	horas operação		17

4 - CONCLUSÕES

A planta T-240 NA MPL3 foi analisada pela Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica e a partir desta análise foram propostas modificações que resultaram em uma redução de 12% no seu consumo de energia elétrica.

As eficiências de 2ª Lei - Exergética - dos equipamentos envolvidos nas modificações da planta, melhoraram. A eficiência do Compressor de Ar, que representa 35% do consumo total de energia, passou de 0,669 para 0,722. O Aquecedor de Regeneração foi modificado de Elétrico para Trocador de Calor, deixando de consumir 368 kW, a sua eficiência melhorou de 0,351 para 0,889. O Vaporizador do Sistema de "Back Up" foi modificado de Ventilação Forçada, com um consumo de 90 kW, para de Imersão, que consome apenas 3,25 kW e produz água gelada, a sua eficiência melhorou de 0 (zero) para 0,413. Portanto, as modificações acarretaram eficiências mais altas, o que representa uma melhoria significativa da Qualidade do Processo da planta e de um melhor aproveitamento da sua energia disponível.

No Estudo Termodinâmico, os Sistemas de Cogeração a partir dos Ciclos Combinado, Brayton e Otto se mostraram viáveis, com eficiências satisfatórias de 0,471, 0,420 e 0,319, respectivamente. O Sistema a partir do Ciclo Rankine se mostrou inviável, com elevado consumo de gás natural, equipamentos de proporções muito grandes, e eficiência de 0,245.

No Estudo Econômico os Sistemas de Cogeração a partir dos Ciclos Combinado e Brayton se mostraram viáveis com relação às Receitas Operacionais (RO), 1.402.400 R\$/ano e 903.900 R\$/ano, respectivamente. Já o Sistema a partir do

TABELA 12 - RESULTADOS TERMOCONÔMICOS - SISTEMAS DE COGERAÇÃO

ALTERNATIVAS	UNIDADES	BASE	A	B	C	D
CICLO		CONVENCIONAL	RANKINE	BRAYTON	COMBINADO	OTTO
EQUIPAMENTOS						
Turbina a Gás / Gerador				Solar	Solar	
Caldeira de Recuperação				ATA	Aalborg	
Turbina a Vapor / Gerador					NG / Mause	
Condensador				Apema	Apema	
Chiller de Absorção				York	York	
Bomba de Condensado				KSB	KSB	
Aquecedor Regeneração - Trocador Calor				CHS	CHS	
"Direct Contact Before Cooler"				Alpina	Alpina	
Torre de Resfriamento Cogeração				Alpina	Alpina	
Torre de Resfriamento Planta		Filsan		Alpina	Alpina	
Bomba de Resfriamento Planta		Camberra		KSB	KSB	
Chiller Convencional		Sulzer				
Casa de Filtros		Trox				
Aquecedor Regeneração - Elétrico		Anluz				
EFICIÊNCIA EXERGÉTICA			0.245	0.420	0.471	0.319
CUSTO OPERACIONAL	1000 R\$ / ano	4968.698	8696.781	4319.359	3612.021	4787.416
RO - Receita Operacional	1000 R\$ / ano		-3728.083	903.883	1402.445	181.282
INVESTIMENTOS						
TOTAL	1000 R\$	702.187		14468.275	15576.602	
MARGINAL	1000 R\$			13766.088	14874.415	
RETORNO DO INVESTIMENTO						
PAY-BACK SIMPLES	anos			15	10	
TAXA INTERNA RETORNO (TIR)	anos			2.7	7	

Ciclo Otto se mostrou inviável devido ao consumo um pouco elevado de gás natural e de um custo bem maior de operação e manutenção, com uma Receita Operacional (RO) de, apenas, 181.282 R\$/ano.

Ainda no Estudo Econômico, em relação ao Retorno do Investimento, tanto o Sistema a partir do Ciclo Combinado, quanto o do Ciclo Brayton se mostraram viáveis com relação ao "Pay-Back", 10 (dez) anos e 15 (quinze) anos, respectivamente. Porém, em relação à Taxa de Retorno do Investimento (TRI), apenas a do Ciclo Combinado se mostrou viável, com 7% ao ano, já a do Ciclo Brayton, com 2,73% ao ano, foi considerada não satisfatória, devido à sua Receita Operacional (RO) ser insuficiente.

Portanto, Termoeconomicamente, o Sistema de Cogeração a partir do Ciclo Combinado foi o que melhor se apresentou para integrar o processo Criogênico de Separação de Ar da planta. Neste Sistema houve um maior equilíbrio entre as demandas térmica e elétrica, evidenciado no Condensador de pequenas proporções, acarretando a eficiência mais alta, 0,471. A Turbina a Vapor / Gerador do Ciclo Combinado acarretou o menor consumo de gás natural do estudo, 2.660 m³/h NTP, 16% inferior ao do Ciclo Brayton, pois esta Turbina gera eletricidade recuperando energia térmica.

Consequentemente, este Sistema teve a maior Receita Operacional (RO), 1.402.400 R\$/ano. Embora o Investimento Marginal neste Sistema tenha sido um pouco maior, R\$ 14.874.400, 8% acima do Investimento Marginal no do Ciclo Brayton, devido à Caldeira de vapor superaquecido ser de custo bem mais elevado e à Turbina a Vapor / Gerador não existir no Sistema do Ciclo Brayton, estes acréscimo compensou, pois o

Sistema apresentou o menor "Pay-Back", 10 (dez) anos, e a maior Taxa Interna de Retorno (TIR), 7% ao ano.

Apesar dos resultados do Sistema de Cogeração a partir do Ciclo Combinado se apresentarem viáveis (lembrando que 35% das irreversibilidades são devido ao Queimador, o que é inerente do Sistema, e que as Plantas Criogênicas e Separação de Ar com 10 (dez) anos de operação são consideradas modernas) devem ser considerados, apenas, como preliminares, pois são os resultados da 1ª (primeira) interação Termoeconômica. Outras interações devem ser realizadas visando, principalmente, promover um maior equilíbrio entre as demandas térmica e elétrica, eliminando definitivamente o Condensador, e aproveitar a energia perdida pela Caldeira de Recuperação, incluindo no Sistema um Economizador, por exemplo.

Segundo Kenney [23] não pode haver estimativas de custos precisas enquanto o processo não estiver bem definido. Porém o projeto do processo final não pode ser definido sem uma análise de custos. Portanto a Termoeconomia consiste em etapas interativas onde são testadas as diversas possibilidades com a finalidade de se conseguir a configuração e o dimensionamento de melhor benefício sob o ponto de vista do custo e do processo.

No Estudo Termodinâmico do Sistema de "Back Up", o novo Sistema com Termoacumulação se mostrou viável, com uma melhora de eficiência de 0 (zero) para 0,414. E com produção de água gelada.

No Estudo Econômico do Sistema de "Back Up", o novo Sistema com Termoacumulação se mostrou viável com relação à Receita Operacional (RO), 6 R\$/hora operação, principalmente em plantas onde este funciona continuamente, podendo acumular

TABELA 13 - RESULTADOS TERMOCONÔMICOS - SISTEMA DE "BACK UP"

SISTEMA		" BACK UP "	" BACK UP "
CASO		BASE	ALTERATIVA
CICLO		CONVENCIONAL	COGERAÇÃO
	UNIDADES		
EQUIPAMENTOS			
Vaporizador de Imersão			GB
Bomba do Vaporizador de Imersão			KSB
Bomba de Água Gelada			KSB
Tanque de Água Gelada			SAFE
Vaporizador de Ventilação Forçada		GB	
EFICIÊNCIA EXERGÉTICA		0	0.414
CUSTO OPERACIONAL	R\$ / hora operação	5.0	0.2
BENEFÍCIO OPERACIONAL	R\$ / hora operação	0	1.1
RO - Receita Operacional	R\$ / hora operação		6.0
INVESTIMENTOS			
TOTAL	R\$	327.210	327.313
MARGINAL	R\$		102.7
RETORNO DO INVESTIMENTO			
PAY-BACK SIMPLES	horas operação		17

até 50.000 R\$/ano por planta. Em relação ao Retorno do Investimento, o novo Sistema tem um "Pay-Back" 17 (dezesete) horas de operação, o que é conseguido nas primeiras paradas da planta. Em plantas em que este Sistema funciona continuamente, ao invés de muitos Tanques de Água Gelada, totalizando 300m³, para garantir a armazenagem por um bom período de tempo de parada da planta, 20 (vinte) horas, a necessidade do Sistema seria de, apenas, um pequeno Tanque Pulmão de Água Gelada, 25m³, acarretando um Investimento 35% inferior ao do Sistema de "Back Up" Convencional. Neste caso o novo Sistema com Termoacumulação estaria pago antes de entrar em operação.

Os Resultados Econômicos foram todos baseados em preços médios do kWh e do m³ do gás natural, que na realidade variam em função, da planta, da demanda elétrica, da demanda de gás natural, da localização, das concessionárias, e de negociações comerciais. Baseados neste fato elaboramos o Cálculo Econômico: Receita Operacional (RO) (**figura 43**), "Pay-Back" (**figura 44**) e Taxa Interna de Retorno (TIR) (**figura 45**), do Sistema de Cogeração a partir do Ciclo Combinado, para as diversas possibilidades, nas faixas de 0,04 a 0,07 R\$/kWh e de 0,14 a 0,20 R\$/m³ de gás natural, onde os limites superior e inferior das faixas são casos existentes na prática. As conclusões foram as seguintes:

TABELA 14 - RESULTADOS COM VARIACÃO DAS TARIFAS

RECEITA OPERACIONAL (RO)		ENERGIA				
PAY-BACK		ELETRICA	0.04	0.05	0.06	0.07
TAXA INTERNA RETORNO (TIR)		R\$ / kWh				
GAS NATURAL						
R\$ / kWh	Unidades					
	1000 R\$ / ano		910	1546	2181	2817
0.14	anos		16	9	7	5
	% a.a.		2	8	13	18
	1000 R\$ / ano		759	1394	2030	2665
0.15	anos		19	10	7	6
	% a.a.		1	7	12	17
	1000 R\$ / ano		607	1243	1878	2514
0.16	anos		24	12	8	6
	% a.a.		1	6	11	16
	1000 R\$ / ano		0	1091	1727	2362
0.17	anos		oo	13	8	6
	% a.a.		0	4	10	15
	1000 R\$ / ano		0	940	1575	2211
0.18	anos		oo	16	9	7
	% a.a.		0	2	8	14
	1000 R\$ / ano		0	788	1424	2060
0.19	anos		oo	19	10	7
	% a.a.		0	1	7	13
	1000 R\$ / ano		0	637	1272	1908
0.2	anos		oo	23	12	8
	% a.a.		0	1	6	11

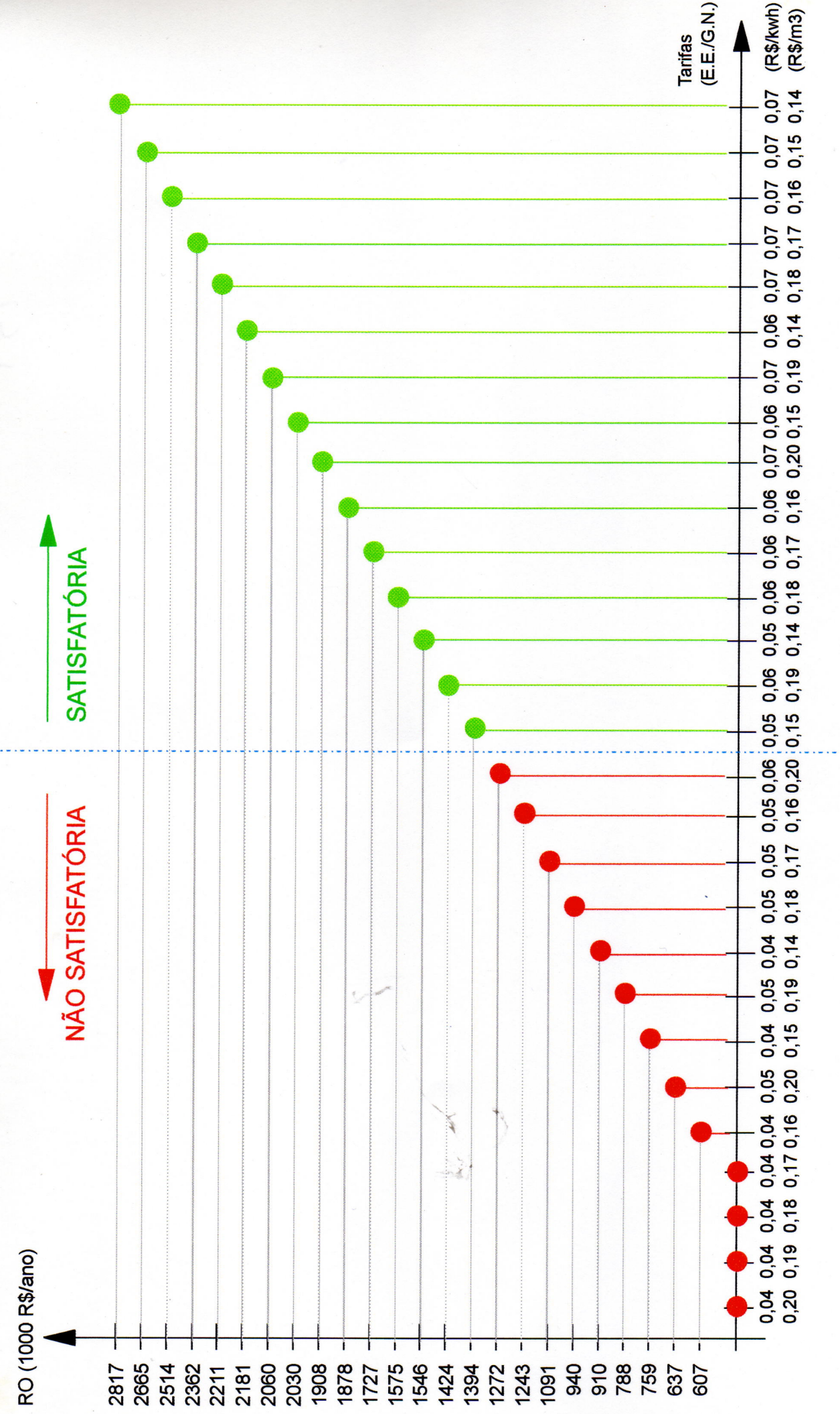


FIGURA 43 - RECEITA OPERACIONAL x TARIFAS

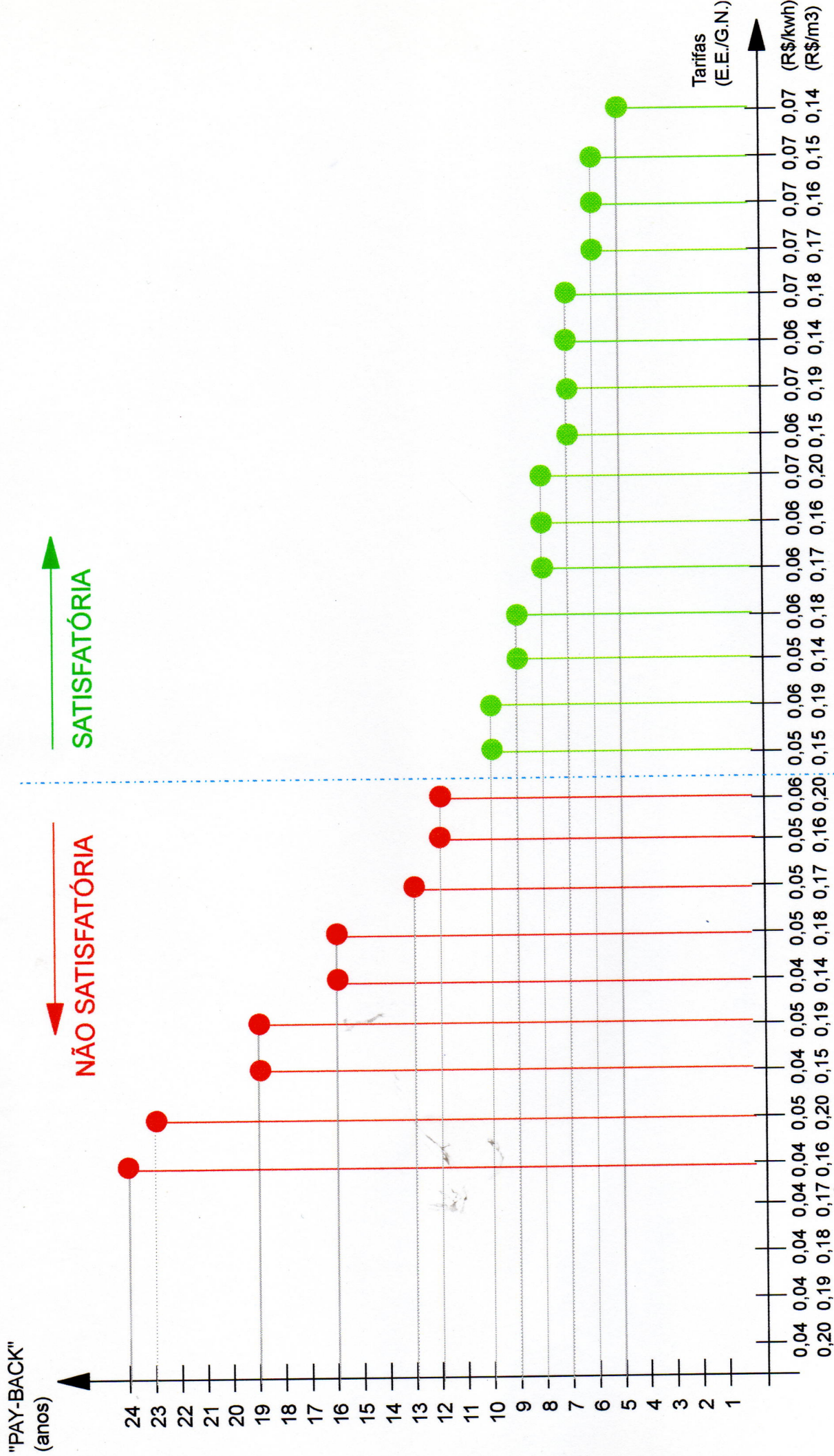


FIGURA 44 - "PAY-BACK" x TARIFAS

1. Nenhum caso com a tarifa de E.E. a 0,04 R\$/kWh foi satisfatório.
2. Os casos com a tarifa de E.E. a 0,05 R\$/kWh foram satisfatórios apenas quando a tarifa de G.N. está entre 0,14 e 0,15 (inclusive) R\$/m³.
3. Os casos com a tarifa de E.E. a 0,06 R\$/kWh são todos satisfatórios, com exceção do que tem tarifa de G.N. a 0,20 R\$/m³.
4. Os casos com a tarifa de E.E. a 0,07 R\$/kWh são todos satisfatórios.
5. Os valores satisfatórios estão entre os limites inferior de tarifa de E.E. a 0,05 R\$/kWh e tarifa de G.N. a 0,15 R\$/m³, e superior de tarifa de E.E. a 0,07 R\$/kWh e tarifa de G.N. a 0,14 R\$/m³. Conforme descrito em seguida.

LIMITE INFERIOR

TARIFA E.E. = 0,05 R\$/kWh

TARIFA G.N. = 0,15 R\$/m³

RECEITA OPERACIONAL (RO) = MR\$ 1.394

"PAY-BACK" = 10 anos

TAXA INTERNA RETORNO (TIR) = 7% a.a.

LIMITE SUPERIOR

TARIFA E.E. = 0,07 R\$/kWh

TARIFA G.N. = 0,14 R\$/m³

RECEITA OPERACIONAL (RO) = MR\$ 2.817

"PAY BACK" = 5 anos

TAXA INTERNA RETORNO (TIR) = 18% a.a.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] DEPARTAMENTO DE ANÁLISE OPERACIONAL: *Curso Básico para Operação de Plantas de Separação de Ar*, White Martins, Rio de Janeiro, 1993.
- [2] DEPARTAMENTO DE ANÁLISE OPERACIONAL: *Treinamento em Operação de Plantas de Separação de Ar*, White Martins, Rio de Janeiro, 1984.
- [3] FONTOURA, J.A.R.: *Simulação e Análise Termodinâmica de Plantas de Cogeração*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Mecânica da PUC - Rio, Rio de Janeiro, maio de 1990.
- [4] SADDY, M., COELHO, L.S., CUNHA, N.M.C. & RODRIGUEZ, M.T.D.: *A Cogeração de Calor e Eletricidade no Brasil*, *Eletricidade Moderna*, p. 38-48, Dezembro de 1986.
- [5] MAKANS, J.: *Gas-Turbine Combined Cycle Becoming the World Standard*, *Electric Power International*, p.25-34, junho de 1996.
- [6] ANDREYEVICH, S.T., FIGUEIREDO, J.H.: *Shopping Centers, Motores ou Turbinas a Gás?*, *Có-geração*, p.82-98, Agosto de 1996.
- [7] COSTA, S.F., VIEIRA, L.S.R.: *Co-geração, Legislação, Meio Ambiente, Atratividade e Mercado, Energia*, p.128-140, Agosto de 1996.
- [8] ROHRER, A., *Comparison of Combined Heat and Power Generation Plants*, *ABB Power Generation*, p.24-32, March 1996
- [9] GARRET-PRICE, B.A., FASSBENDER L.L.: *Cogeneration Right for your Plant?*, *Chemical Engineering*, p.51-57, April 1987.
- [10] ALLEN, R.P., KAVACIK, J.M.: *Gas Turbine Cogeneration - Principles and Practice*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106 p.725-730, Amsterdam, October 1984.

- [11] LEIBOWITZ, H., TABB, E.: *The Integrated Approach to a Gas Turbine Topping Cycle Cogeneration System*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106 p.731-736, Amsterdam, October 1984.
- [12] NELSON, D., PROCHASKA, J.: *Gas Turbine Cogeneration Systems Matriculate in Universities*, Diesel & Gas Turbine Worldwide, p.50-52, May 1994
- [13] APPLICATION REPORT: *Large, Independent-Power, Combined-Cycle Plant is a Study in Logistics*, Diesel & Gas Turbine Worldwide, p.22-24, May 1994
- [14] FATH, H.E.S., HASHEM, H.H.: *Waste Heat Recovery of Dura (Iraq) Oil Refinery and Alternative Cogeneration Energy Plant*, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. P.265-270, August 1987.
- [15] BENZ, A.D., DEGEN, B.D., MCKIBBIN J.R.: *Cogeneration in the Petroleum Refinery*, Chemical Engineering Progress, p.21-27, October 1986.
- [16] BRETZ, E.A.: *Maintain Continuous Steam Supply with Cycling Cogen Plant*, Power, p.59-62, July 1989.
- [17] STEINWAY, R.P.: *Combined-Cycle Plant Back Up Utility System*, Power, p.55-56, August 1994.
- [18] LEONHARDT, H.: *Combined Heat and Power in Industrial Power Stations*, Imech E, p.43-47, 1981
- [19] KIRCHSTEIGER, C., BALLING, L.: *Assessmente of Combined Cycle Power Plant Designs*, Power Technology International, p.42-46, 1996
- [20] THE WORD BANK INDUSTRY AND ENERGY DEPARTMENT: *Prospects for Gas-Fueled Combined - Cycle Power Generation in the Developing Countries*, May 1991
- [21] BRAMATTI, D., WOLTERS, G.: *Estado se Abre para a Iniciativa Privada*, Folha de São Paulo, 14 de Fevereiro de 1995.
- [22] TIMMERMANN, L., RABE, P.: *Energy Saving-Environmental Protection*, Euro Magazin, p.4, Berlin, 1995.

- [23] KENNEY, W.F. *Current Practical Applications of the Second Law of Thermodynamics*, Chemical Engineering Progress, p.57-63, February 1989.
- [24] NOGUEIRA, L.A.H.: *Análise Exergética da Unidade 1 da UTE Piratininga*, X Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Curitiba, Outubro de 1989.
- [25] AURACHER, H.: *Fundamental Aspects of Exergy Application to the Analysis and Optimization of Energy Processes*, p.323-327, Stuttgart, 1984.
- [26] BELTRAN, J.I.L., OLIVA, G.A. SALAZAR, S.: *Aplicação do Método da Exergia à Análise Termodinâmica de Sistemas de Cogeração em Usinas de Açúcar e Alcool*, Encontro Nacional de Ciências Térmicas, p.277-280, Águas de Lindóias, Dezembro de 1988.
- [27] VAN WYLEN, G., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C.: *Fundamental of Classical Thermodynamics 4th ed.*, WILEY, Michigan, 1994.
- [28] ORLANDO, J.A.: *Cogeneration Design Guide*, ASHRAE, Atlanta, 1996
- [29] COSTA, E.C.: *Compressores*, Edgar Brücher, São Paulo, 1978.
- [30] BEJAN, A.: *Heat Transfer*, WILEY, North Carolina, May de 1992.
- [31] TRANE AIR CONDITIONING: Absorption Cold Generator, USA.

Apêndice

TABELA 15 - ESTADOS TERMODINÂMICOS DA PLANTA - PONTOS 1 a 55

PONTOS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
GRANDEZAS																												
FLUIDO	Ar	Ar	Ar	Ar	Ar	Ar	Água	Ar	Ar	Ar	Ar	Ar	Ar	Ar	Ar	Kettle	GN2	GN2	GN2	GN2	LO2	LO2	GO2	GO2	GO2	GO2	GO2	Arg Cnu
VAZÃO	43910	43910	220	43690	43690	43690	0.185	43640	43640	43640	43057	43057	43057	43057	43057	23428	36868	34218	285	486	5276	5276	3732	3732	3732	3732	9532	
PRESSÃO (abs)	0.91	0.896	0.91	6.55	6.48	6.48	0.91	6.44	6.36	6.36	6.23	6.23	6.13	6.1	5.96	3.72	47.13	47.13	6.04	1.25	1.6	3.47	1.45	1.2	25.5	25.4	1.33	
TEMPERATURA	299	299	299	360	305.7	277.4	300	277.4	277.4	277.4	280	280	280	280	280	90	365	365	79.5	79.25	81.5	82	277.5	293	395.4	314	92.5	
COMPOSIÇÃO (% mol)	N2	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11	59.91	99.99	99.99	99.99	99.99	0	0	0	0	0	0	0	500 ppm
	O2	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96	38.41	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	99.87	99.87	99.8	99.8	99.8	99.8	88.04	
	Argônio	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	1.68	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	0.13	0.13	0.2	0.2	0.2	0.2	11.91	
	H2						100																					
	H2O																											
CÁLCULOS																												
DENSIDADE	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	998.6	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.233	1.161	1.161	1.161	1.161	1.326	1.326	1.326	1.326	1.326	1.326	1.326	1.354
VAZÃO MASSICA	14.63	14.63	0.073	14.56	14.56	14.56	0.054	14.54	14.54	14.54	14.35	14.35	14.35	14.35	14.31	8.027	11.89	11.04	0.085	0.157	1.944	1.944	1.944	1.944	1.944	1.944	1.944	3.438
ENTALPIA	0.877	0.88	0.877	61.58	6.476	6.476	7.72	22.2	22.2	22.2	-19.5	-19.5	-19.5	-19.5	-19.5	-414	64.2	64.2	-426	-230	-420	-419	-19.1	-4.78	87.28	9.32	-178	
ENTROPIA	0.034	0.038	0.034	-0.35	-0.51	-0.61	0.026	-0.61	-0.6	-0.6	-0.59	-0.59	-0.58	-0.58	-0.58	-3.72	-0.95	-0.95	-3.94	-1.48	-3.64	-3.63	-0.16	-0.06	-0.58	-0.8	-1.09	
ENERGIA	12.84	12.88	0.064	896.7	94.3	324	0.417	323	323	323	-280	-280	-280	-280	-280	-3327	763.6	708.7	-36.4	-36.1	-816	-814	-26.2	-6.57	120	12.82	-644	
EXERGIA ESPECÍFICA	-9.23	-10.5	-9.23	165.3	159.2	159.4	-0.00	158.9	157.8	157.8	155.9	155.9	154.5	154.1	152.1	695.8	346.3	346.3	749.6	205.8	666.5	664.6	28.4	13.12	261.2	248.8	145.5	
EXERGIA	-135	-154	-0.68	2408	2318	2322	-0.00	2311	2296	2296	2237	2237	2218	2211	2177	5585	4119	3823	64.08	32.26	1296	1292	39.05	18.04	359.2	342	525.3	
PONTOS																												
GRANDEZAS																												
FLUIDO	Kettle	Kettle	W.Shelf	Arg Cnu	Arg Cnu	Arg Cnu	Arg Cnu	Arg Cnu	Arg Cnu	Água	Arg Cnu	Arg Cnu	H2/Arg	LN2	LN2	LN2	LN2	GH2	GN2	GN2	GN2	GN2	GN2	GN2	GN2	GN2	GN2	
VAZÃO	10848	12780	7922	410	421	417	4	417	417	0.05	406	401	22	456	342	4	30	11	25230	5643	5790	53	5790	71635	71066	548		
PRESSÃO (abs)	1.71	1.534	5.51	1	1	4	0.91	3.9	3.85	0.91	3.78	3.69	3.52	2.34	2.93	1.73	2.69	2	0.91	0.92	5.65	0.91	5.55	5.35	30.8	5.35		
TEMPERATURA	84.2	85.2	277.5	293.8	294	318.2	755	309.6	309.6	309.6	309.6	309.6	103.2	60.7	91	87	78.2	303	277.5	299	358	325	314.1	305	352	325		
COMPOSIÇÃO (% mol)	O2	55.31	24.33	3 ppm	1.33	1.3	1.27	0	0	0	0	0	0	1.5 ppm	0	0	1.5 ppm	100	1 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	
	Argônio	2.05	1.37	900 ppm	95.65	93.15	91.1	92.31	92.31	94.76	95.93	95.56	58.56	1.5 ppm	99.99	20	1.5 ppm	100	100 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	1.5 ppm	
	H2				1.95	4.51	4.41	1.89	1.89	1.94	1.99	36.38																
	H2O				0	2.2	2.2	4.77	4.77	100	2.24	0																
CÁLCULOS																												
DENSIDADE	1.262	1.208	1.161	1.615	1.575	1.557	1.557	1.577	1.577	993.5	1.599	1.618	1.068	1.161	1.656	1.259	1.161	0.083	1.161	1.161	1.161	1.161	1.161	1.161	1.161	1.161	1.161	
VAZÃO MASSICA	3.733	4.288	2.566	0.184	0.184	0.18	0.002	0.183	0.183	0.014	0.167	0.162	0.006	0.147	0.157	0.001	0.01	0.000	8.139	1.885	1.868	0.017	1.868	23.11	22.93	0.177		
ENTALPIA	-413	-263	-22.6	-2.38	-2.32	36.84	37.33	323.8	6.685	47.83	6.17	5.732	-1.45	-424	-289	-194	-427	69.36	-21.5	0.904	61.71	27.97	15.77	6.272	52.09	27.21		
ENTROPIA	-3.67	-1.83	-0.58	0.015	0.035	-0.13	0.194	0.404	-0.22	0.158	-0.23	-0.24	-1.9	-3.91	-2.46	-1.28	-3.95	-2.58	-0.04	0.032	-0.32	0.122	-0.45	-0.47	-0.85	-0.41		
ENERGIA	-1541	-1083	-57.7	-0.44	-0.43	6.643	0.065	59.15	1.221	0.66	0.028	0.928	-0.94	-62.4	-42.3	-0.27	-4.13	0.018	-175	1.705	115.3	0.478	29.45	144.9	1195	4.82		
EXERGIA ESPECÍFICA	680.5	292	150.5	-6.94	-12.8	77.04	-20.5	203.3	73.74	0.871	75.15	75.82	423	741.8	464.2	186.6	780.3	837.1	-8.76	-8.55	157.6	-8.33	150.9	147.3	306.4	148.4		
EXERGIA	2541	1252	384.7	-1.28	-2.36	13.89	-0.04	37.13	13.47	12.52	12.27	2.736	109.1	73.03	0.264	7.261	0.213	-71.3	-16.1	294.3	-0.14	281.8	3403	7026	26.28	6920		

TABELA 17 - EXERGIA DE CALOR - EQUIPAMENTOS DA PLANTA

EQUIPAMENTOS	UNIDADES	Compressor de Ar		Compressor de O2		Camisa	Compressor de Alimentação		Compressor de Reciclo		Compressor Arg		Vaporizador
		1º Inter	2º Inter	1º Inter	2º Inter		1º Inter	2º Inter	1º Inter	2º Inter	3º Inter	Selagem	
REFRIGERADORES													
DADOS													
FLUIDO		Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Ar
VAZAO	m3/h	153.22	150.66	16.55	16.33	18.05	23.37	16.85	133.31	125.36	116.50	3.53	68082
PRESSÃO (abs)	bar	3.86	3.86	4.99	4.99	4.99	3.86	3.86	3.86	3.86	3.86	4.00	1.51
PERDA DE CARGA	bar	0.61	0.59	0.40	0.40	0.40	0.82	0.45	0.64	0.58	0.49	0	0.50
TEMPERATURA ENTRADA	K	304.26	304.26	304.15	304.15	304.15	304.26	304.26	304.26	304.26	304.26	308.15	298.15
TEMPERATURA SAÍDA	K	313.15	312.59	311.15	311.15	311.15	311.48	311.48	313.15	313.15	312.04	318.15	278.15
CÁLCULOS													
VAZAO MASSICA	kg/s	42.30	41.60	4.57	4.51	4.99	6.45	4.65	36.81	34.61	32.17	0.97	22.70
ENTALPIA ENTRADA	kJ/kg	25.80	25.80	25.44	25.44	25.44	25.80	25.80	25.80	25.80	25.80	42.05	0.00
ENTROPIA ENTRADA	kJ/kgK	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.14	-0.12
ENTALPIA SAÍDA	kJ/kg	62.86	60.53	54.63	54.63	54.63	55.87	55.90	62.86	62.87	58.24	62.93	-20.08
ENTROPIA SAÍDA	kJ/kgK	0.21	0.20	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.21	0.21	0.19	0.21	-0.07
ENERGIA ENTRADA	kJ/s	1091.45	1073.28	116.32	114.74	126.84	166.52	120.07	949.58	892.96	830.04	40.92	0
ENERGIA SAÍDA	kJ/s	2659.25	2518.05	249.78	246.39	272.37	360.59	260.16	2313.59	2175.99	1873.70	61.24	-455.73
CALOR	kJ/s	1567.80	1444.77	133.46	131.85	145.53	194.08	140.09	1364.01	1283.03	1043.66	20.32	-455.73
CALOR TOTAL	kJ/s	3012.57		410.65			334.16		3690.70			20.32	-455.73
EXERGIA ESPECÍFICA ENTRADA	kJ/Kg	0.55	0.55	0.63	0.63	0.63	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.96	34.32
EXERGIA ESPECÍFICA SAÍDA	kJ/Kg	1.74	1.65	1.50	1.50	1.50	1.40	1.43	1.74	1.75	1.53	1.81	0.70
EXERGIA CALOR	kJ/s	50.45	45.71	3.96	3.90	4.32	5.49	4.10	43.89	41.62	31.70	0.82	-762.94
EXERGIA CALOR TOTAL	kJ/s	96.16	12.18				9.60		117.21			0.82	-762.94

TABELA 18 - ESTADOS TERMODINÂMICOS - COMPRESSOR DE AR COM ÁGUA GELADA

PONTOS		1	2	3	4	5	82	83
GRANDEZAS	UNIDADES							
FLUIDO		Ar	Ar	Ar	Ar	Ar	Água	Água
VAZÃO	m3/h NTP	43910	43910	220	43690	43690	80	80
PRESSÃO (abs)	bar	0.91	0.896	0.91	6.55	6.51	8.761	8.723
TEMPERATURA	K	299	277.2	277.2	327.6	275.7	274.2	282.2
COMPOSIÇÃO (% mol)	N2	78.11	78.11	78.11	78.11	78.11		
	O2	20.96	20.96	20.96	20.96	20.96		
	Argônio	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93		
	H2							
	H2O						100	100
CÁLCULOS								
DENSIDADE	kg/m3 NTP	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1000	1000
VAZÃO MASSICA	kg/s	14.63	14.63	0.073	14.56	14.56	22.23	22.23
ENTALPIA	kJ/kg	0.877	-21.1	-21.1	28.72	-24	-99.9	-65.4
ENTROPIA	kJ/kg/K	0.034	-0.04	-0.04	-0.44	-0.62	-0.35	-0.23
ENERGIA	kJ/s	12.84	-309	-1.55	418.2	-350	-2221	-1453
EXERGIA ESPECÍFICA	kJ/Kg	-9.23	-9.76	-8.45	161	160	5.054	2.573
EXERGIA	kJ/s	-135	-143	-0.62	2344	2329	112.3	57.2

TABELA 19 - EXERGIA DE CALOR - COMPRESSOR DE AR COM ÁGUA GELADA

COMPRESSORES		Compressor de Ar		
INTERRESFRIADORES		1º Inter	2º Inter	DCB
DADOS	UNIDADES			
FLUIDO		Agua	Agua	Agua
VAZÃO	m3/h	153.22	150.66	17.52
PRESSÃO (abs)	bar	3.86	3.86	3.86
PERDA DE CARGA	bar	0.61	0.59	2.84
TEMPERATURA ENTRADA	K	274.15	274.15	274.15
TEMPERATURA SAÍDA	K	282.05	279.85	289.95
CÁLCULOS				
VAZÃO MASSICA	kg/s	42.56	41.85	4.86
ENTALPIA ENTRADA	kJ/kg	-100.41	-100.41	-100.41
ENTROPIA ENTRADA	kJ/kg/K	-0.35	-0.35	-0.35
ENTALPIA SAÍDA	kJ/kg	-67.27	-76.51	-34.33
ENTROPIA SAÍDA	kJ/kg/K	-0.23	-0.27	-0.12
ENERGIA ENTRADA	kJ/s	-4273.73	-4202.15	-488.48
ENERGIA SAÍDA	kJ/s	-2863.17	-3201.90	-167.01
CALOR	kJ/s	1410.56	1000.24	321.47
CALOR TOTAL	kJ/s	2410.80		321.47
EXERGIA ESPECÍFICA ENTRADA	kJ/Kg	4.56	4.56	4.56
EXERGIA ESPECÍFICA SAÍDA	kJ/Kg	2.11	2.68	0.46
EXERGIA CALOR	kJ/s	-104.46	-78.89	-19.94
EXERGIA CALOR TOTAL	kJ/s	-183.35		-19.94

TABELA 21 - ESTADOS TERMODINÂMICOS - SISTEMA COGERAÇÃO CICLO BRAYTON

PONTOS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
GRANDEZAS																									
UNIDADES																									
FLUIDO	Ar	Ar	GNatural	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	GN2	GN2	
VAZÃO	m3/h NTP	131560	3188.3	134955	134955	132654	132654	2300.8	2300.8	16967	17.804	17.81	1.199	1199	398.5	398.5	9.505	9.975	7.462	7.8303	587.9	587.9	587.9	3455	3455
PRESSÃO (abs)	bar	1.0135	10	9.85	1.5133	1.5133	1.0133	1.5133	1.0133	1.9788	1.4788	2.4788	3.8571	3.4571	3	2.5	1.9788	1.4788	1.9788	1.4788	3.8571	3.4571	3.4571	1.19	1.18
TEMPERATURA	K	298.15	645.49	298.15	1192.4	699.82	699.82	477.15	699.82	313	393.05	384.09	384.5	304.15	310.99	281.6	274.15	393.05	384.09	393.05	384.09	304.15	310.99	303	616
COMPOSIÇÃO (% mol)	N2	79	79	0.96	77.021	77.021	77.021	77.021	77.021	77.021														99.95	99.95
	O2	21	21	0	15.363	15.363	15.363	15.363	15.363															70 ppm	70 ppm
	H2O	0	0	0	4.966	4.966	4.966	4.966	4.966	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100		
	CO2	0	0	0.52	2.6503	2.6503	2.6503	2.6503	2.6503																
	Metano	0	0	86.89	0	0	0	0	0																
	Etano	0	0	10.14	0	0	0	0	0																
	Propano	0	0	1.49	0	0	0	0	0																
CALCULOS																									
DENSIDADE	kg/m3 NTP	1.1953	1.1953	0.7516	1.183	1.183	1.183	1.183	1.183	997.11	950.21	949.94	994.33	994.33	1000	1000	997.11	950.21	997.11	950.21	994.33	994.33	984.33	1.1613	1.1613
VAZÃO MASSICA	kg/s	43.683	43.683	0.6656	44.349	43.593	43.593	43.593	43.593	4.6994	4.6994	4.6994	331.17	331.17	110.69	110.69	2.6326	2.6326	2.0668	2.0668	162.38	162.38	162.38	1.1146	1.1146
ENTALPIA	kJ/kg	0	357.82	-4156	289.88	-282.8	-282.8	-524.2	-282.8	2601	360.34	362.14	25.34	53.86	-69.19	-100.5	2601	360.34	2601	360.34	25.34	53.86	53.86	5.0098	335
ENTROPIA	kJ/kgK	0.148	0.2463	9.6535	1.2957	1.3997	1.3997	1.1781	1.3997	6.7637	1.0615	1.0659	0.0832	0.1761	-0.239	-0.352	6.7637	1.0615	6.7637	1.0615	0.0832	0.1761	0.1761	-0.031	0.718
ENERGIA	kJ/s	0	15622	-2766	12856	-12844	-12330	-22851	-213.9	581.6	12223	1693.4	1701.9	8391.8	17837	-7659	8647.6	948.73	5375.8	744.74	4114.7	8745.8	8745.8	5.5637	373.38
EXERGIA ESPECÍFICA	kJ/kg	-44.14	284.18	-7034	-96.45	-700.2	-875.4	-700.2	-942.1	584.44	43.854	44.342	0.5339	1.3558	2.1871	4.4282	564.44	43.854	584.44	43.854	0.5339	1.3558	1.3558	14.242	120.93
EXERGIA	kJ/s	-1928	12414	-4682	-4277	-30522	-38163	-629.4	-712.3	2746.5	208.09	208.38	176.82	448.99	242.1	480.18	1538.6	115.46	1207.9	90.636	86.688	220.15	15.973	134.78	

TABELA 22 - ESTADOS TERMODINÂMICOS - SISTEMA COGERAÇÃO CICLO COMBINADO

PONTOS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
GRANDEZAS																									
UNIDADES																									
FLUIDO	Ar	Ar	GNatural	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	GN2	GN2
VAZÃO	109769	109769	2860.2	11260.2	11260.2	11030.1	11030.1	2300.8	2300.8	11.499	11.51	12.079	12.059	1199	1199	398.5	398.5	9.505	9.975	2.0055	2.1045	158	158	3485	3455
PRESSÃO (abs)	1.0135	10	10	9.85	1.5133	1.5133	1.0133	1.0133	1.0133	40	1.9788	1.4788	40.5	3.8571	3.4571	3	2.5	1.9788	1.4788	1.9788	1.4788	3.8571	3.4571	1.19	1.18
TEMPERATURA	298.15	845.49	298.15	1182.4	699.82	699.82	477.15	699.82	313	673.15	393.05	384.09	384.5	304.15	310.89	281.6	274.15	393.05	384.09	393.05	384.09	304.15	310.89	303	616
COMPOSIÇÃO (% mol)	N2	79	0.96	77.021	77.021	77.021	77.021	77.021	77.021															70 ppm	70 ppm
	O2	21	0	15.363	15.363	15.363	15.363	15.363	15.363															99.95	99.95
	H2O	0	0	4.966	4.966	4.966	4.966	4.966	4.966	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100		
	CO2	0	0	2.6503	2.6503	2.6503	2.6503	2.6503	2.6503																
	Metano	0	0	86.89	0	0	0	0	0																
	Etano	0	0	10.14	0	0	0	0	0																
	Propano	0	0	1.49	0	0	0	0	0																
CÁLCULOS																									
DENSIDADE	1.1853	1.1853	0.7516	1.183	1.183	1.183	1.183	1.183	1.183	998.1	997.11	950.21	951.84	994.33	994.33	1000	1000	997.11	950.21	997.11	950.21	994.33	994.33	1.1613	1.1613
VAZÃO MÁSSICA	38.448	38.448	0.5554	37.003	37.003	36.247	36.247	0.7561	0.7561	3.1881	3.1881	3.1883	3.1883	331.17	331.17	110.69	110.69	2.6326	2.6326	0.5555	0.5555	43.64	43.64	1.1146	1.1146
ENTALPIA	0	357.62	-4156	288.86	-282.8	-282.8	-524.2	-282.8	-769.3	3109	2801	360.34	364.84	25.34	59.86	-69.19	-100.5	2601	360.34	2601	360.34	25.34	53.86	5.0068	335
ENTROPIA	0.148	0.2463	9.6535	1.2957	1.3997	1.3997	1.1781	1.3997	0.5795	6.4017	6.7637	1.0615	1.0627	0.0832	0.1761	-0.239	-0.352	6.7637	1.0615	6.7637	1.0615	0.0832	0.1761	-0.031	0.718
ENERGIA	0	13034	-2308	10726	-10466	-10252	-19001	-213.9	-581.6	9912	8292.4	1148.9	1168.2	8991.8	17637	-7659	-11130	6647.6	948.73	1444.8	200.16	1105.8	2350.5	5.5837	373.38
EXERGIA ESPECÍFICA	-44.14	284.18	-7034	-96.45	-700.2	-700.2	-875.4	-700.2	-842.1	1200.4	584.44	43.854	47.996	0.5339	1.3556	2.1871	4.4282	584.44	43.854	584.44	43.854	0.5339	1.3556	14.242	120.93
EXERGIA	-1609	10358	-3907	-3569	-25908	-25379	-31732	-529.4	-712.3	3826.9	1883.3	139.82	153.03	176.82	448.99	242.1	480.18	1538.6	115.46	324.64	24.359	23.3	59.167	15.873	134.78

TABELA 23 - ESTADOS TERMODINÂMICOS - SISTEMA COGERAÇÃO CICLO OTTO

PONTOS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
GRANDEZAS																	
UNIDADES																	
FLUIDO	GN / Ar	GN / Ar	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Exaustão	Água	Água	Água	Água	Água	Água	Água	GN2	GN2
VAZÃO	m3/h NTP	3233.8	68451	66146	69397	69397	2304.6	2304.6	9.505	9.975	9.975	1199	1199	398.5	398.5	3455	3455
PRESSÃO (abs)	bar	4.4133	2.0133	1.5133	1.5133	1.0133	1.0133	1.0133	1.9788	1.4788	2.4788	3.8571	3.4571	3	2.5	1.19	1.18
TEMPERATURA	K	298.15	298.15	627.15	627.15	710.04	477.15	313	393.05	384.09	384.5	304.15	310.99	281.6	274.15	303	616
COMPOSIÇÃO (% mol)	N2	75.297	72.096	75.064	74.911	74.911	75.064	75.064								99.95	99.95
	O2	20.014	19.152	9.7222	9.2827	9.2827	9.7222	9.7222								70 ppm	70 ppm
	H2O	0	0	9.9199	10.306	10.306	9.9199	9.9199	100	100	100	100	100	100	100		
	CO2	0.0246	0.046	5.2941	5.5003	5.5003	5.2941	5.2941									
	Metano	4.1141	7.6786	0	0	0	0	0									
	Etano	0.4801	0.8961	0	0	0	0	0									
	Propano	0.0705	0.1317	0	0	0	0	0									
CÁLCULOS																	
DENSIDADE	kg/m3 NTP	1.1743	1.1561	1.1707	1.1698	1.1698	1.1707	1.1707	997.11	950.21	949.94	994.33	994.33	1000	1000	1.1613	1.1613
VAZÃO MASSICA	kg/s	22.26	1.0385	22.26	21.511	22.549	0.7495	0.7495	2.6326	2.6329	2.6321	331.17	331.17	110.69	110.69	1.1146	1.1146
ENTALPIA	kJ/kg	-125.9	-238.8	-1077	-1039	-1300	-1077	-1568	2601	360.34	362.14	25.34	53.86	-69.19	-100.5	5.0098	335
ENTROPIA	kJ/kg/K	0.0912	0.637	1.818	1.9564	1.7527	1.818	0.9314	6.7637	1.0615	1.0659	0.0832	0.1761	-0.239	-0.352	-0.031	0.718
ENERGIA	kJ/s	-2803	-248	-23985	-23177	-23425	-807.5	-1175	6847.6	948.73	953.2	8391.8	17837	-7659	-11130	5.5837	373.38
EXERGIA ESPECÍFICA	kJ/Kg	-153.1	-428.7	-1619	-1619	-1622	-1619	-1846	584.44	43.854	44.342	0.5339	1.3558	2.1871	4.4282	14.242	120.93
EXERGIA	kJ/s	-3408	-445.2	-36050	-34836	-41103	-1214	-1383	1538.6	115.46	116.71	176.82	448.99	242.1	490.18	15.873	134.78

TABELA 25 - ESTADOS TERMODINÂMICOS - "BACK UP" COM TERMOACUMULAÇÃO

PONTOS		1	2	3	4	5	6	7
GRANDEZAS	UNIDADES							
FLUIDO		LO2	GO2	Água	Água	Água	Água	Água
VAZÃO	m3/h NTP	3732	3732	15.414	15.412	0.01	15.353	15.353
PRESSÃO (abs)	bar	22.5	25.4	1.0135	3.8573	1.9788	1.0135	3.8573
TEMPERATURA	K	91	298.15	304.15	304.18	393.05	274.15	274.18
COMPOSIÇÃO (% mol)	N2	0	0					
	O2	99.87	99.87					
	Argônio	0.13	0.13					
	H2O	0	0	100	100	100	100	100
CÁLCULOS								
DENSIDADE	kg/m3 NTP	1.3263	1.3263	995.42	995.52	997.11	1000	1000
VAZÃO MASSICA	kg/s	1.375	1.375	4.2621	4.2621	0.0028	4.2648	4.2648
ENTALPIA	kJ/kg	-402.4	-5.853	25.08	25.46	2601	-100.7	-100.3
ENTROPIA	kJ/kg/K	-3.464	-0.853	0.0833	0.0836	6.7637	-0.352	-0.352
ENERGIA	kJ/s	-553.3	-8.047	106.89	108.51	7.2042	-429.5	-427.7
EXERGIA ESPECÍFICA	kJ/Kg	630.3	248.42	0.2441	0.5347	584.44	4.279	4.5526
EXERGIA	kJ/s	866.64	341.57	1.0404	2.2788	1.6188	18.249	19.416

TABELA 26 - DADOS GERAIS - ESTUDO ECONÔMICO DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO

DEMANDAS	UNIDADES	DADOS	OBSERVAÇÕES
CONVENCIONAL			
Elétrica	kW	10951	
COGERAÇÃO			
Elétrica	kW	9778	
Térmica	kW	6267	
GÁS NATURAL			COMGAS
PCI	kJ / m3	39356	
Tarifa	R\$ / 1000 m3	152.902	
ENERGIA ELÉTRICA			
Tarifa	R\$ / kWh	0.05082	Valor Medio
SERVIÇOS			Alíquotas Básicas
Transporte/Seguro	%	1,0	
Interligação E&M	%	10,0	
Montagem	%	10,0	
Engenharia	%	7,5	
Obras Civas	%	5,0	
Imposto Serviços	%	5,0	
IMPOSTO DE RENDA			
Taxa	% a.a.	35,0	
DOLAR	R\$ / US\$	1,80	19 / 07 / 99
IMPOSTOS			
ICMS	%	18	
IPI	%	0 - 8	
PISCONFINS	%	3,65	
IMPORTACAO	%	3 - 20	

TABELA 27 - DADOS GERAIS - SISTEMA DE "BACK UP" COM TERMOACUMULAÇÃO

DEMANDAS	UNIDADES	DADOS	OBSERVAÇÕES
CONVENCIONAL			
Elétrica	kW	90	
COGERAÇÃO			
Elétrica	kW	5	
Vapor	m3/h	0	
Água Gelada	m3/h	15.414	
ENERGIA ELÉTRICA			ICMS, IVV inclusos
Tarifa	R\$ / kWh	0.05082	
VAPOR			
Custo Médio	kW / m3/h		
ÁGUA GELADA			
Benefício Médio	KW / m3/h	1.46660571	
SERVIÇOS			Alíquotas Básicas
Transporte/Seguro	%	1,0	
Interligação E&M	%	10,0	
Montagem	%	10,0	
Engenharia	%	7,5	
Obras Cívicas	%	5,0	
Imposto Serviços	%	5,0	
DOLAR	R\$ / US\$	1,80	19 / 07 / 99
IMPOSTOS			
ICMS	%	18	
IPI	%	0 - 8	
PISCONFINS	%	3,65	
IMPORTAÇÃO	%	20	