

EMMANUEL BROSSET

**OTIMIZAÇÃO DE UMA SALA DE GRANDES MÁQUINAS NUMA
INDÚSTRIA QUÍMICA**

Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo para a obtenção do Diploma de
Engenheiro de Produção

São Paulo
2006

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar o conjunto de pessoas que facilitaram a minha chegada e a minha integração na Rhodia. Agradeço em particular à Rose, Ronaldo, e João Luis que permitiram o início do estágio em boas condições. Agradeço também o conjunto das pessoas do Processo, da Manutenção, da Oficina, da Produção Fenol, e as pessoas da sala da instrumentação. Eu gostei muito de trabalhar ao lado delas.

Agradeço pessoalmente ao Galvão, que aplicou tempo para explicar-me e fazer-me visitar a usina do Fenol. Agradeço-o pela sua gentileza e a sua disponibilidade ao longo do meu estágio. Agradeço ao Franscescini pela sua ajuda preciosa e a sua disponibilidade. Agradeço também ao Christian, com quem aprendi muito, e que soube dar boas direções ao meu projeto, sempre de maneira relevante.

Agradeço finalmente os Professores que me ajudaram à fazer o presente trabalho, Professor Renato Pacheco, Professor Laerte, Professor Muscat e meu orientador Professor Cantizani.

RESUMO

O meu trabalho foi compreender a organização dos diferentes sistemas de máquinas da sala de maquinas da unidade Fenol da usina Rhodia em Campinas. Eu estudei o funcionamento de cada uma, recolhi dados sobre as despesas de manutenção comprometidas para cada máquina, bem como os custos de energia gerados por cada uma, para poder detectar eventuais pontos de melhoria em termos de redução de custos e de eficiência energética. Sobre esta base de conhecimento das máquinas, formulei a seguir propostas de melhoria dos circuitos de ar comprimido e de geração de água fria com duas direções de reflexão: melhoria operacional do sistema existente ou modernização dos equipamentos de produção graças a investimentos.

ABSTRACT

My work was to understand the systemic nature of two types of auxiliary machines in the Phenol unit of Rhodia's plant in Campinas city. I studied operational aspects of each one, collected data about maintenance costs of all the machines in both systems, as well as the power consumption. With that I was able to detect possible enhancement points, aiming at costs and power consumption reductions. With that base of knowledge on the machines and their systemic behaviour, it was possible to formulate enhancement proposals for the systems of compressed air and cold water production within two guides lines of reasoning: operational enhancement of the existing systems or modernization of production system thanks to investment.

SUMARIO

CAPITULO 1 - INTRODUÇÃO.....	7
1.1 Panorama geral.....	8
1.2 A Empresa	8
1.3 O estagio	9
1.4 Colocação do problema	9
1.4.1 Apresentação do circuito de ar comprimido.....	11
1.4.2 Apresentação do circuito de água fria	13
CAPITULO 2 – REVISÃO DA LITERATURA	15
2.1 Nocões sobre os compressores	16
2.1.1 Abordagem teórica	16
2.1.2 Abordagem tecnológica	21
2.2 Nocões sobre as maquinas térmicas	24
2.2.1 Uma máquina ditermica	24
2.2.2 Ciclo frigorífico	25
2.2.3 Medida do desempenho das máquinas frigoríficas	27
2.3 Indicadores de desempenho dos investimentos	28
CAPITULO 3 – DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	29
3.1 Otimização do circuito de ar comprimido	30
3.1.1 Classificação de compressores em função do desempenho econômico	30
3.1.2 Análise da utilização atual dos compressores	32
3.1.3 Estudo da troca dos compressores J- 101A→D e do compressor alugado	35
3.2 Trabalho efetuado sobre o circuito frigorífico.....	60
3.2.1 Determinação do desempenho energético	60
3.2.2 Comparação dos desempenhos de todas as máquinas frigoríficas	66
3.2.3 Otimização da utilização das máquinas em função do seu desempenho energético	67
3.2.4 Estudo rápido de uma troca de maquinas	70
CAPITULO 4 – CONCLUSÃO	71
ANEXOS	74
LISTA DE REFERÊNCIAS	83
BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA	85

LISTAS DAS FIGURAS E DAS TABELAS

<i>Figura 1: Fluxograma simplificado do circuito de ar comprimido</i>	12
<i>Figura 2: Fluxograma do circuito frigorífico da "água fria"</i>	14
<i>Figura 3: As diferentes formas de rodas dos compressores centrífugos</i>	21
<i>Figura 4: Vista de um estagio de compressão de um compressor parafuso e esquema do escoamento do ar entre os dois rotores.</i>	23
<i>Figura 5: Representação teórica de uma bomba de calor</i>	24
<i>Figura 6: Diagrama de Clapeyron representando o ciclo do gás</i>	25
<i>Figura 7: Diagrama entálpico do ciclo do gás frigorífico</i>	25
<i>Figura 8: Esquema das trocas de calor entre as duas vazões de água e o gás durante o ciclo.</i>	26
<i>Figura 9: Comparação das compressões entre o J-101 E e o J-101 D</i>	39
<i>Figura 10: Curva de tendência do rendimento dos motores de baixa tensão modernos</i>	43
<i>Figura 11: Curvas mostrando a economia de escala entre as diferentes máquinas</i>	44
<i>Figura 12: Distribuição dos ganhos energéticos realizáveis em relação à situação atual</i>	45
<i>Figura 13: Custos da manutenção preventiva de uma máquina ZH 6000</i>	47
<i>Figura 14: Os diferentes custos de manutenção</i>	48
<i>Figura 15: Perfil teórico do número de avarias de uma máquina durante a sua vida</i>	50
<i>Figura 16: Evolução dos fluxos de caixa adicionados durante 10 anos (Cenário 1)</i>	55
<i>Figura 17: Evolução dos fluxos de caixa adicionados durante 10 anos (Cenário 2)</i>	57
<i>Figura 18: Sensibilidade do VPL à taxa de atualização</i>	58
<i>Figura 19: Sensibilidade com a taxa anual de aumento do preço da energia elétrica</i>	58
<i>Figura 20: Curvas do consumo de eletricidade em função do Set Point</i>	61
<i>Figura 21: Curvas dos desempenhos das máquinas J-967 D, E, F</i>	63
<i>Figura 22: Curva de rendimento para as máquinas J-967 G e H</i>	64
<i>Figura 23: Sobreposição das curvas de desempenho dos compressores frigoríficos</i>	66
<i>Figura 24: Distribuições das produções horárias dos compressores J-101 A → D no ano 2005</i>	75
<i>Figura 25: Comparação dos trechos de compressão entre o J-101 E e o J-101 D</i>	77
<i>Figura 26: Estimativa da diferença de energia necessária entre os dois tipos de compressão : centrífugo à 3 estágios e parafusos à 2 estágios (área verde - área vermelha)</i>	78
<i>Figura 27: Curvas de transformação do ar nos compressores J-101 E e J101 D, feitas a partir do conhecimento dos trechos de compressão e a hipótese $PV^k = \text{constante}$.</i>	80
<i>Figura 28: Nova estimativa da diferença de energia necessária entre os dois tipos de compressão: centrífugo à 3 estágios e parafusos à 2 estágios (área verde - área vermelha)</i>	81
 <i>Tabela 1: Características dos compressores de ar</i>	11
<i>Tabela 2: Principais características das máquinas frigoríficas</i>	14
<i>Tabela 3: Cálculo do custo da Tonelada produzida para cada compressor</i>	31
<i>Tabela 4: Extrato dos dados assinalados sobre Exaquantum</i>	32
<i>Tabela 5: Apresentação dos resultados do programa Excel</i>	33
<i>Tabela 6: Calculo dos rendimentos dos compressores J-101 A --> D</i>	42
<i>Tabela 7: Custos globais de manutenção dos três últimos anos</i>	49
<i>Tabela 8: Tabela dos fluxos de caixa no cenário 1</i>	54
<i>Tabela 9: Tabela dos fluxos de caixa no cenário 2</i>	56
<i>Tabela 10: Exemplo de resultados obtidos para certos níveis de necessidade de frio</i>	67
<i>Tabela 11: Comparação entre vazões atuais e vazões nominais dos fabricantes</i>	76

CAPITULO 1 - INTRODUCÃO

1.1 Panorama geral

A empresa Rhodia produz o Fenol há muitos anos. Este produto pode ser vendido ou utilizado internamente para a produção de produtos mais elaborados como o bisfenol, ciclohexanol, etc..

O meu trabalho de estágio desenrolou-se na unidade de fenol. A matéria prima que permite obter o fenol é o Cumeno. A primeira fase do processo é a oxidação do Cumeno através de ar comprimido. Este é produzido atualmente graças a seis compressores de ar de dois tipos diferentes: centrífugos ou de parafusos, cada tipo tem as suas vantagens. Além da necessidade de ar comprimido, o processo necessita de uma grande quantidade de frio. Este é produzido por uma dezena de máquinas frigoríficas que incluem compressores e trabalhando alguns para o circuito "de água Salmoura", e os outros para o circuito "de água fria".

Há muitos anos, a quantidade produzida de Fenol não pára de aumentar e os compressores _ acrescentados um a um (sem verdadeiro estudo global), para poder responder às necessidades deste aumento. O sistema precisava ser estudado para verificar as possibilidades de otimizações.

1.2 A Empresa

Rhodia é um grupo mundial de química de “especialidades” (produtos químicos que não são considerados *commodities*). Este grupo nasceu do desdobramento do grupo Rhône Poulenc em Aventis e Rhodia. Rhodia é o ramo de química do antigo gigante Rhône Poulenc e está presente hoje no mundo inteiro com cerca de 90 fábricas. A Rhodia gera um volume de negócios anual de 5 mil milhões de euros com os seus 19.400 empregados. O grupo mundial divide a sua atividade em três pólos principais de atuação que agrupa sete empresas:

- Materiais de “desempenho” : Polyamide, Acetow
- Química de aplicações: Novecare, Silcea
- Produtos orgânicos e serviços: Eco Services, Organics, Energy Services

Capítulo 1 - Introdução

O sítio industrial de Paulinia onde realizei o meu estágio pertence à empresa Poliamida. A empresa é o segundo produtor mundial de Poliamidas e opera nos setores automobilístico, eletrônico e elétrico com os seus plásticos técnicos, pneus e *airbags* com os seus fios industriais de elevada tenacidade, e na concepção de superfícies sintéticas com as suas fibras e microfibras. A fábrica de Paulínia é o sítio químico mais importante da América do Sul da Rhodia e conta com cerca de 1500 empregados dos quais mais de 1000 operadores funcionam em três turnos de 8 horas. No sítio há também o centro de pesquisa da empresa Poliamidas.

Um dos produtos básicos que serve para a fabricação dos produtos acabados da empresa Poliamidas é o Fenol. A fábrica de Paulínia produz, por conseguinte 200.000 toneladas de Fenol por ano. A metade é vendida e a outra metade alimenta as unidades de produção de produtos mais elaborados. Estas 200.000 toneladas produzidas por ano representam mais de 5% da produção mundial anual de fenol.

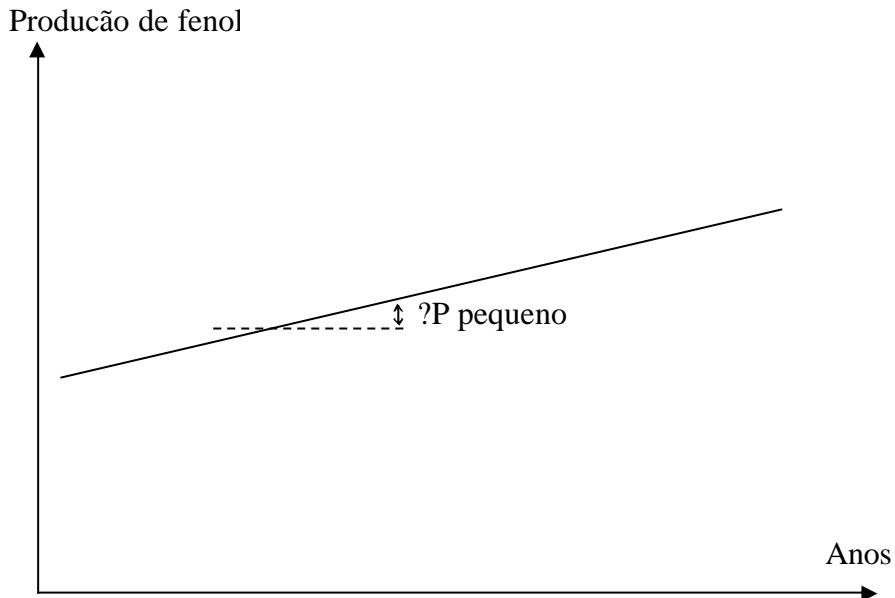
1.3 O estagio

Trabalhei no serviço "Processo", que deve vir em apoio aos diferentes projetos sobre o sítio industrial de Paulínia. O meu responsável de estágio era o gerente deste serviço, mas na prática eu trabalhei para o gerente da fábrica Fenol, em colaboração estreita com um engenheiro de produção.

1.4 Colocação do problema

Como já foi dito no panorama geral, meu projeto foi de achar soluções para otimizar a sala de máquinas de uma planta de Fenol em termos de custos de energia e de manutenção, que representam as duas maiores fontes de despesas nesse caso.

Em primeiro lugar, é bom entender porque hoje o conjunto de máquinas não satisfaz o gerente da planta. Para isso, devemos interessar-nos em como essa sala de máquinas foi projetada. Em realidade, ela não foi projetada de uma vez. Ao longo dos anos, a produção de Fenol da planta aumentou lentamente como mostra o gráfico abaixo :



A cada vez que o conjunto de maquinas presentes ficava saturado, a empresa comprava uma maquina pequena para poder atender as necessidades criadas pelo pequeno ?P, aumento da produção. As maquinas foram adquiridas sem projeto global e pior, sem considerar a visão de um provável aumento futuro da produção. O resultado é que hoje a sala de maquinas da planta é composta de muitas maquinas de pequenas capacidades para atender grandes necessidades. Esse paradoxo permite imaginar a distância enorme entre a solução atual da empresa para atender as necessidades e a solução teoricamente ótima, em termos de custos de manutenção, de economia de escala, ou seja, em termos de produtividade.

A sala de maquinas da unidade Fenol é composta por dois tipos de maquinas. Os compressores de ar e as maquinas frigoríficas. Os dois circuitos são independentes, ou seja, qualquer modificação sobre um não vai afetar o funcionamento do outro. Essa primeira observação permite concluir que a otimização global da sala de maquinas pode ser feita em duas otimizações separadas: do circuito de ar comprimido e do circuito de água fria.

Vou agora apresentar o conjunto de maquinas da sala de maquinas, definindo para cada uma o código da empresa que eu utilizei durante meu estagio para nomeá-las. Esses códigos vão aparecer na continuação desse trabalho como a identificação das maquinas.

Capítulo 1 - Introdução

1.4.1 Apresentação do circuito de ar comprimido

O circuito de ar comprimido da fábrica Fenol serve para alimentar com oxigênio a fase de oxidação do processo. Este ar comprimido atualmente é produzido por sete compressores de diferentes tipos:

- O RATEAU: um velho compressor centrífugo movido a vapor V- 40 (produzido na fábrica) e tendo como exaustão o vapor V-6,5, utilizado em outros processos na fábrica.
- O NOCOM: o último compressor comprado *pela* Rhodia. É um compressor de tecnologia centrífuga de última geração. Este compressor pode funcionar em modo reduzido, mas isto implica uma queda do rendimento (ver curva de rendimento)
- Quatro pequenos compressores parafuso. O seu rendimento não é comparável com o que se faz hoje. Estes compressores funcionam em modo “tudo ou nada”.
- Um compressor alugado. (tudo ou nada)

Compressor	CAPAC.	MOTOR	OBS
	TON/H	CV	
J-101 A	3,2	500	Parafuso
J-101B	2,7	500	Parafuso
J-101 C	3,6	600	Parafuso
J-101 D	5,6	800	Parafuso
Nocom	12	1 500	Centrifugo
RATEAU	10,5		Centrifugo
Alugado	3,1	500	Parafuso

Tabela 1: Características dos compressores de ar

Estes compressores funcionam a maior parte do tempo todos ligados. De fato, a demanda de ar comprimido da fase de oxidação em funcionamento a pleno regime é praticamente igual ao que pode produzir o conjunto dos compressores.

O conjunto destes compressores alimenta duas linhas de oxidação mais um grande reator recentemente instalado em cima das duas linhas originais.

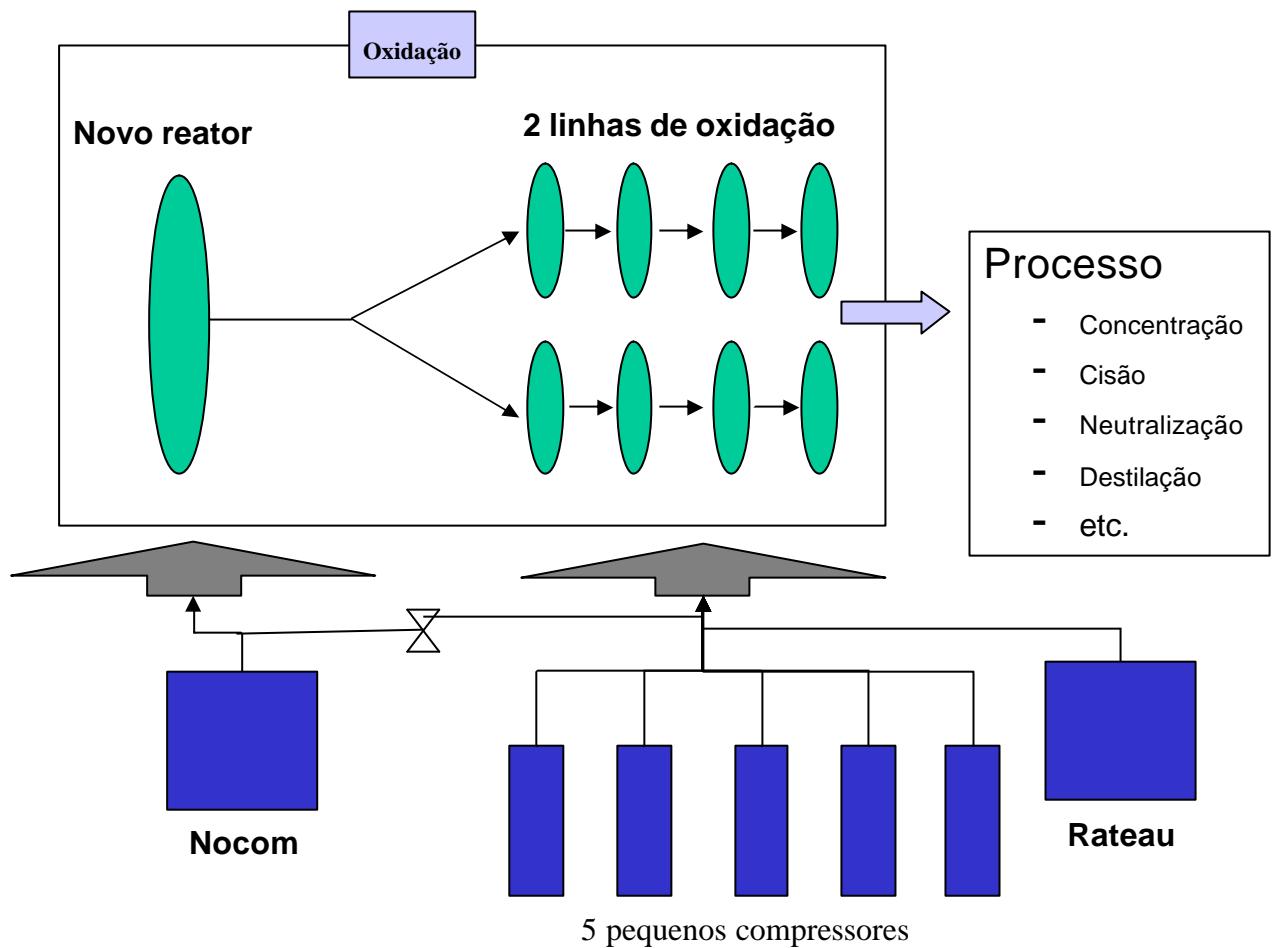


Figura 1: Fluxograma simplificado do circuito de ar comprimido

Como podemos ver na figura precedente, os cinco pequenos compressores e o turbo compressor RATEAU alimentam as duas linhas de quatro reatores cada uma. O Nocom alimenta o novo reator. Há a possibilidade de transferir o ar produzido pelo Nocom para as duas linhas graças uma válvula.

Com estas primeiras observações do circuito de ar comprimido, já podemos ver quais serão as restrições fundamentais que deveremos levar em conta para a investigação de otimização do sistema.

- Os modos de funcionamento dos compressores em "tudo ou nada" ou sobre praias de funcionamento
- A separação física entre a alimentação do novo reator e os outros reatores que formam as duas linhas.

1.4.2 Apresentação do circuito de água fria

O circuito de água fria é composto de seis máquinas frigoríficas, cinco funcionando com gás R134 e uma com amônia. Cada máquina frigorífica é alimentada com água (para resfriar) por uma bomba, que determina a vazão de água que circula no trocador de calor (o evaporador) da máquina. Uma vez resfriada pela máquina, a água vai para um tanque de água fria do qual é bombeada para o processo. Voltando do processo, a água alimenta um tanque (acoplado ao primeiro) de onde parte a água para as máquinas frigoríficas para ser resfriada.

Capítulo 1 - Introdução

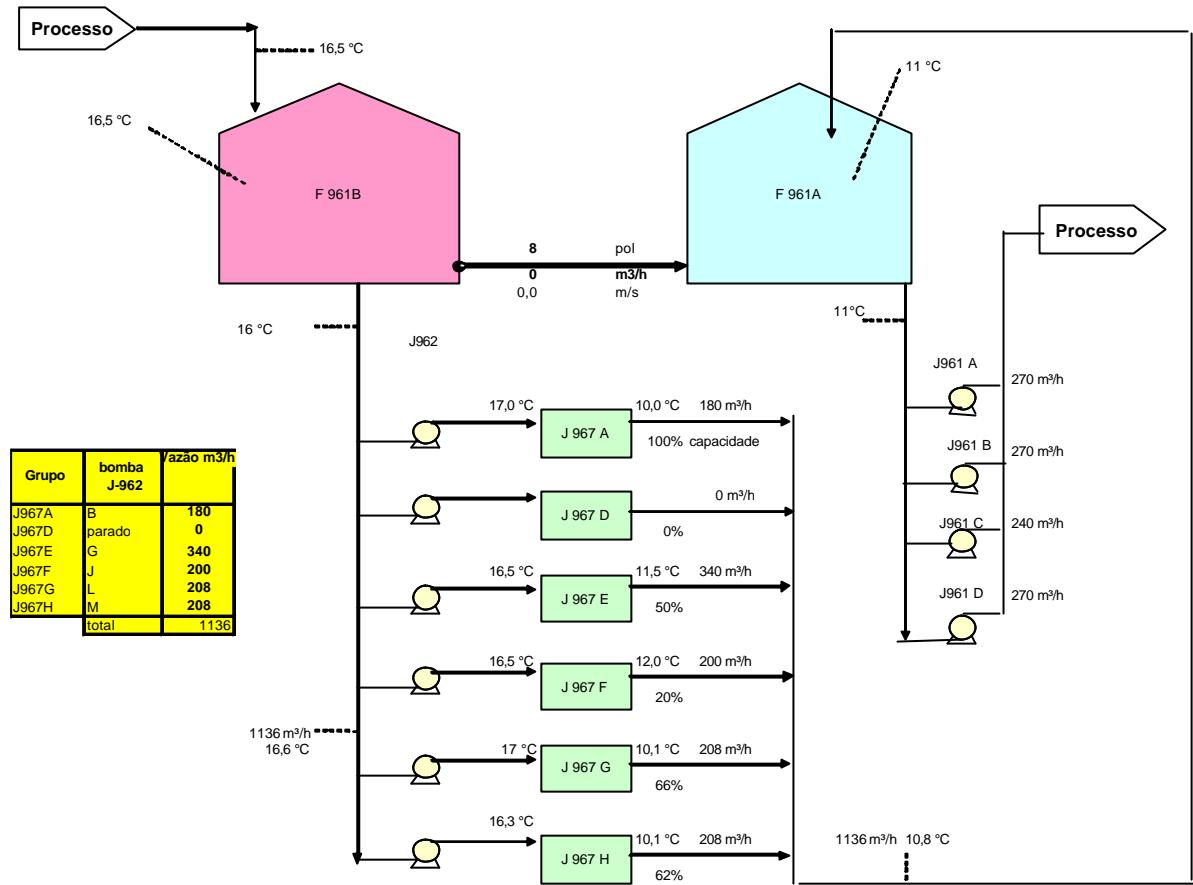


Figura 2: Fluxograma do circuito frigorífico da "água fria"

O objetivo é avaliar os desempenhos destas 6 máquinas, compará-las e ver se podemos otimizar o sistema. Se algumas não são realmente eficientes, será necessário estudar a possibilidade de trocá-las.

POSTO	CAPAC.(kcal)	MOTOR (CV)
J-967 B	1.200.000	350
J-967 D	1.300.000	600
J-967 E	1.300.000	600
J-967 F	1.300.000	600
J-967 G	1.300.000	500
J-967 H	1.300.000	500

Tabela 2: Principais características das máquinas frigoríficas

CAPITULO 2 – REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Nocões sobre os compressores

2.1.1 Abordagem teórica

2.1.1.1 Particularidades dos líquidos compressíveis

Os ventiladores e compressores são turbo maquinas a fluido compressível; por este feito, a sua concepção e, nomeadamente, a das máquinas multicelulares, diferem de a das bombas que veiculam fluidos incompressíveis. Com estes últimos, pode-se considerar que a vazão volumétrica conserva-se na travessia da máquina. Para os fluidos compressíveis, contrariamente, somente a vazão mássica conserva-se. Tem por expressão:

$$q_m = r \cdot s \cdot v$$

Com :

v : velocidade do fluido perpendicular à secção s considerada (o produto SV o débito- volume)

r : massa volumétrica do gás ($r = p/rT$ para os gases perfeitos)

p : pressão

T : temperatura termodinâmica

r : $= R/M$ (R constantes universal, M massa molar do gás).

q_m sendo constante, a vazão volumétrica SV varia de maneira contrariamente proporcional a r , r variável com p e T .

Além disso, as condições de velocidade v influenciam sobre a massa volumétrica, a pressão e a temperatura do gás.

As regras destas variações são dadas em função:

- Da razão das capacidades térmicas mássicas do gás: $g = \frac{c_p}{c_v}$

- Do número Mach: $Ma = \frac{v}{c}$

com c velocidade do som tal que, pelas equações de Saint-Venant seguintes:

$$\frac{p}{p_t} = \frac{1}{\left(1 + \frac{g-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{g}{g-1}}}$$

$$\frac{T}{T_t} = \frac{1}{1 + \frac{g-1}{2} Ma^2}$$

o índice t que corresponde às grandezas à velocidade nula (grandezas totais).

Se considerarmos o gás como perfeito, existe uma relação entre a taxa de compressão P_{ts} / P_{te} e a elevação de temperatura ($T_{ts} - T_{te}$) no compressor para uma transformação sem perdas :

$$\left(\frac{T_{ts}}{T_{te}}\right)_{isentropique} = \left(\frac{p_{ts}}{p_{te}}\right)^{\frac{g-1}{g}}$$

Pode-se constatar o papel primordial de γ e do número Mach nas evoluções dum gás compressível.

2.1.1.2 Potência necessária à compressão

Na prática corrente, encontram-se dois tipos principais de máquinas:

- As máquinas que operam a temperatura sensivelmente constante e que se chamam **isotérmicas**;
- As máquinas que operam sem troca de calor com o exterior e que se chamam **adiabáticas**.

Nos dois casos, pode-se ter:

- Um compressor ideal sem perdas (rendimento igual 1).
- Um compressor real, comportando perdas.

Máquinas ideais (sem irreversibilidades internas)

De acordo com os princípios da termodinâmica dados no artigo.

Para a transformação isotérmica perfeita, o trabalho sobre a árvore é dado:

Quer, com: $\mathbf{r}_t = \frac{p_t}{rT}$ $dW = rT \frac{dp_t}{p_t}$

E, por conseguinte:

$$W_t = rT \ln \left(\frac{p_{ts}}{p_{te}} \right)$$

E:

$$P = q_m rT_{te} \ln t$$

Para a transformação adiabática perfeita, o trabalho sobre a árvore é dado:

$$W_t = dH_t = c_p dT_t = c_p (T_{ts} - T_{te})$$

Aplicando a lei de transformação isoentrópica de um gás perfeito:

$$\left(\frac{p_{ts}}{p_{te}} \right) = t = \left(\frac{T_{ts}}{T_{te}} \right)^{\frac{g}{g-1}}$$

Nós temos:

$$W_t = c_p T_{te} \left(t^{\frac{g-1}{g}} - 1 \right)$$

e:

$$P = q_m c_p T_{te} \left(t^{\frac{g-1}{g}} - 1 \right)$$

Essas relações vão ser muito importantes na determinação dos rendimentos dos compressores.

2.1.1.3 Máquinas reais

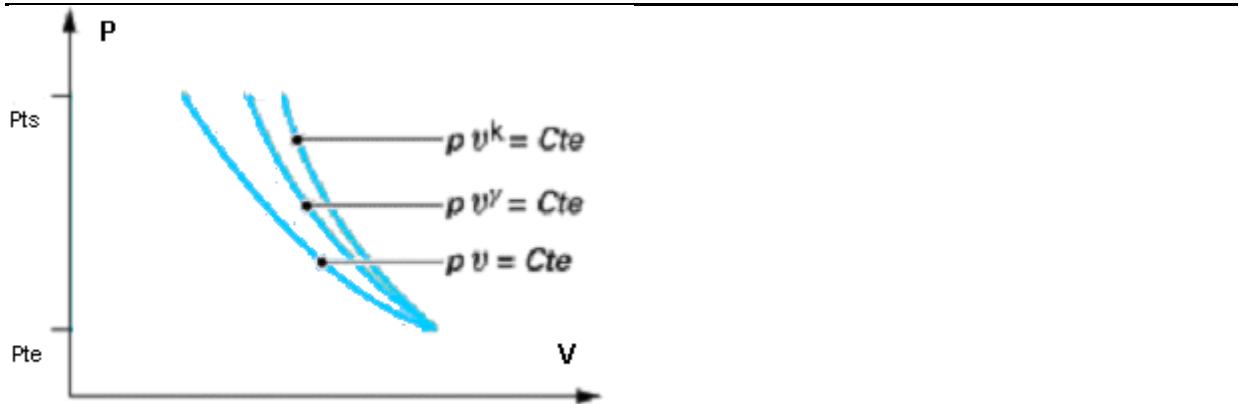
Para **as máquinas isotérmicas**, a única maneira de conhecer a potência real é medi-la diretamente sobre a árvore.

Para **as máquinas adiabáticas**, pode-se, como no caso das máquinas isotérmicas, medir diretamente a potência sobre a árvore, mas pode-se igualmente conhecê-la medindo as temperaturas de entrada e saída dos gases e aplicando a relação:

$$P = q_m c_p (T_{ts} - T_{você})$$

que decorre diretamente da relação $W_t = dH_t$ válida para qualquer transformação adiabática, real ou teórica.

Se em cursos de evolução, compara-se, à pressão igual, o estado que reina na máquina real, funcionando adiabaticamente, e o existente na máquina isentrópica que partiu do mesmo estado inicial, as perdas do aparelho real provocam obrigatoriamente um aquecimento suplementar, que é responsável por uma temperatura superior e, portanto, um volume mássico maior. Este efeito determina, sobre um diagrama (p, v) de Clapeyron, a posição relativa das curvas que representam respectivamente a evolução isoentrópica e a evolução politrópica. Este último que se sobrepõe praticamente à sucessão dos estados reais. No que se refere à evolução reversível à isoterma, a manutenção da temperatura produzirá um volume mássico sempre inferior aos dos outros tipos de transformações. A figura seguinte permite-nos ver os trabalhos associados à cada transformação, dado que a área entre a curva e o eixo dos volumes mede a integral $\int pdv$.



Em consequência, observamos após cada compressão uma temperatura diferente.

$$T_{isotermica} < T_{adiabatica} < T_{real}$$

Estas observações põem em destaque o interesse das evoluções isotérmicas que, para um relatório dado das pressões iniciais e finais, são o menos consumidora de energia para uma compressão. Sempre que se quiser beneficiar de esta vantagem, esforçar-se na prática de aproximar-se da evolução isotérmica organizando uma compressão, com resfriamento do fluido entre cada uma das evoluções parciais, que continuarão a ser entregues aos estágios quase adiabáticos.

2.1.1.4 Rendimento da compressão

Acho importante _ apresentar o rendimento adiabático. Ele mede a distância entre a transformação do ar dentro de um estágio e uma transformação adiabática.

$$h_{adiab} = \frac{P_{ideal}}{P_{real}} = \frac{q_m c_p T_{te} \left(t^{\frac{g-1}{g}} - 1 \right)}{q_m c_p (T_{ts} - T_{te})}$$

quer:

$$h_{adiab} = \frac{T_{te} \left(t^{\frac{g-1}{g}} - 1 \right)}{(T_{ts} - T_{te})}$$

2.1.2 Abordagem tecnológica

O parque de máquinas da fábrica de Paulínia é composto de compressores centrífugos e compressores à parafusos. São máquinas adiabáticas. Estas duas tecnologias conduzem ao mesmo resultado, a compressão do gás, por métodos diferentes que vamos rapidamente apresentar.

2.1.2.1 Os compressores centrífugos

Existem vários tipos de compressores centrífugos que se diferenciam pela forma da roda que acelera o gás a comprimir.

- As máquinas centrífugas: o fluido entra axialmente na roda, repartida em redor do eixo de rotação numa direção praticamente perpendicular a este, seguidamente sai-se em periferia (à esquerda sobre a figura).
- As máquinas axiais: o escoamento continua a ser sensivelmente equidistante do eixo de rotação em toda a travessia da roda móvel (à direita sobre a figura).

O Nocom (J-101E) faz parte da primeira categoria.

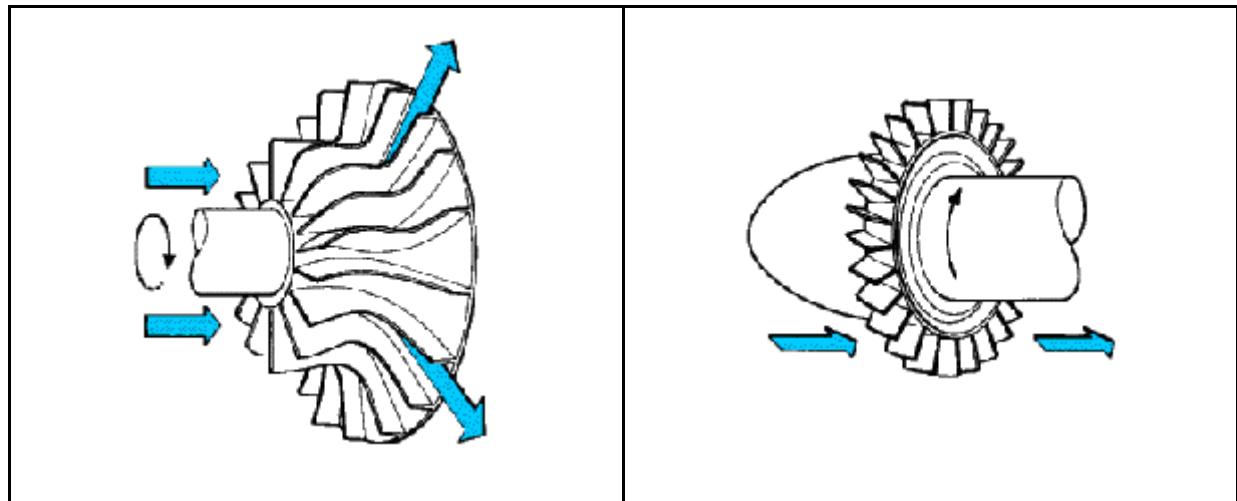


Figura 3: As diferentes formas de rodas dos compressores centrífugos

As máquinas centrífugas são melhor adaptadas para obter taxas de compressão elevadas, enquanto os compressores axiais são capazes de vazões mais importantes.

Os dois tipos de máquinas comportam os três elementos de base:

- **A diretriz de entrada** que tem por papel guiar o escoamento na direção mais favorável para a sua admissão na roda móvel
- **A roda móvel** que seja de tipo centrífugo ou axial é um dispositivo constituído de lâminas regularmente repartidas ao redor do seu eixo de rotação. Estas lâminas transmitem ao fluido a energia mecânica trazida por um motor. Uma parte da energia é transformada em pressão e o resto sob forma de velocidade (pressão dinâmica)
- **O difusor** tem por papel transformar, graças a uma redução da velocidade do líquido, a pressão dinâmica em pressão estática. É necessário notar que este dispositivo é mais importante quando a velocidade na saída da roda é grande, e, por conseguinte para os compressores centrífugos.

O conjunto destes três elementos constitui um estagio de compressão.

Vários estágios podem ser postos em série sobre uma mesma árvore motora. A máquina é então multicelular. Entre cada estagio de compressão, convém então dispor, à seqüência do difusor do estagio precedente, um dispositivo que permite reorientar corretamente o gás para a entrada do estágio que segue:

- Numa máquina centrífuga, este órgão toma geralmente o nome **de canal de retorno**.
- Numa máquina axial, é geralmente o difusor que, a mais do seu papel de recuperação de pressão, assegura a orientação do fluido para o estagio seguinte: leva então o nome **de retificador**.

2.1.2.2 Os compressores parafusos

Estes compressores utilizam uma outra tecnologia para comprimir o ar. Ela se baseia na diminuição do volume do ar que provoca inevitavelmente um aumento da pressão do gás comprimido. Os compressores parafusos da fábrica de Paulínia propõem uma solução tecnológica que utiliza dois rotores encaixados cujas formas permitem uma concentração do ar quando giram. Os compressores presentes na usina de Paulínia são máquinas com dois

estágios de compressão. Entre estes dois estágios, um resfriamento do ar é feito graças a um circuito que funciona com água de torre de resfriamento.

O princípio de compressão é simples. Dois rotores helicoidais, _ um de quatro lóbulos e o outro de seis caneluras, giram um no outro. O primeiro gira 50% mais rapidamente que o segundo. O ar aspirado é comprimido entre os rotores e o seu cárter. Os rotores giram um no outro sem contacto, graças a engrenagens de sincronização cuja precisão de acabamento à máquina permite manter folgas mínimas entre as superfícies. O desgaste é eliminado e o espaço de compressão não necessita nenhuma lubrificação.

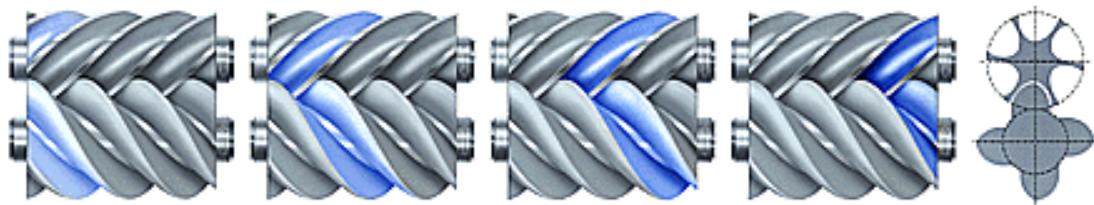


Figura 4: Vista de um estagio de compressão de um compressor parafuso e esquema do escoamento do ar entre os dois rotores.

- As extremidades dos rotores descobrem o ouvido de entrada de ar; o ar penetra na câmara de compressão.
- O ar encontra-se encarcerado "no recinto" formado entre o lóbulo macho e a canelura fêmea.
- A rotação dos rotores provoca uma diminuição progressiva do volume do compartimento e, por conseguinte a compressão do ar encarcerado.
- O ar comprimido sai pelo orifício de recuo

2.2 Noções sobre as máquinas térmicas

2.2.1 Uma máquina ditermica

Nesta parte vamos dar as bases necessárias para a compreensão geral de uma máquina frigorífica. Carnot e o primeiro princípio da termodinâmica mostram que é necessário ter duas fontes de calor para uma máquina frigorífica. Uma fonte quente, que para nós é a água de torre à 30 °C, e uma fonte fria, que para nós é a água fria que entra à ~17°C e que sai à ~10°C. Estas duas fontes de calor, assim como a energia fornecida por um motor, permitem a um gás frigorífico (R 134, amônia NH3, etc....) percorrer um ciclo de transformações. As máquinas frigoríficas da fábrica de Fenol tomam calor da fonte fria na hora da fase de evaporação do gás frigorífico. São, por conseguinte bombas de calor cujo funcionamento representamos habitualmente pela figura abaixo:

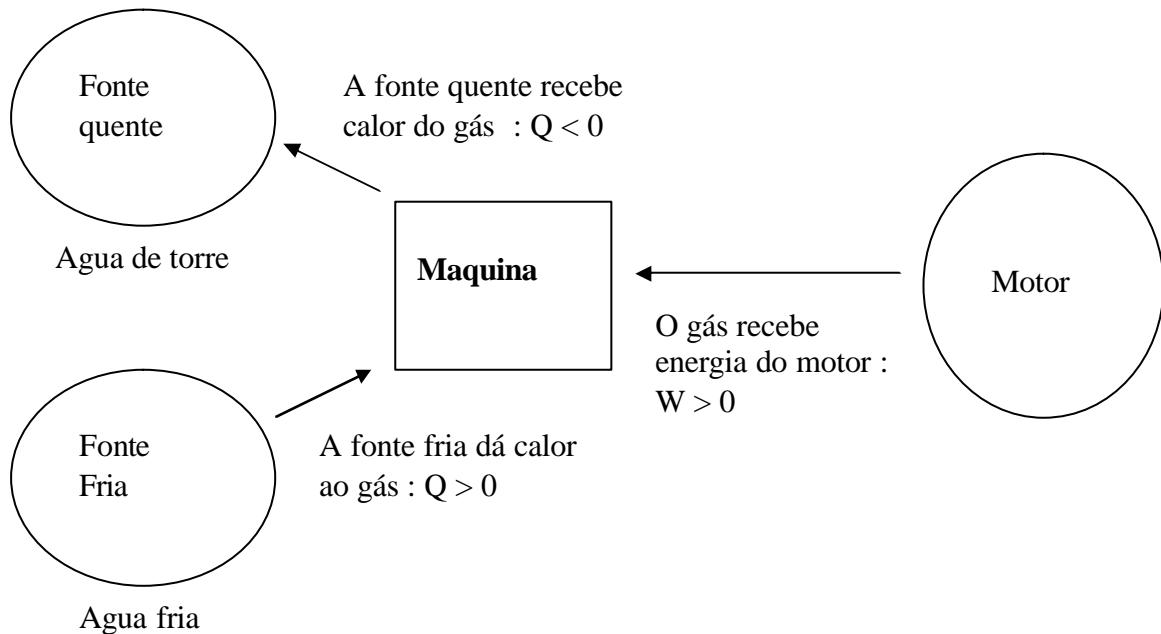


Figura 5: Representação teórica de uma bomba de calor

Observação: a convenção escolhida para os sinais de transferências energéticos é tomar o ponto de vista do gás frigorífico.

2.2.2 Ciclo frigorífico

O gás frigorífico efetua um ciclo que comporta quatro grandes transformações. Podemos representar este ciclo sobre dois tipos de diagramas, o diagrama de Clapeyron (P, V) ou um diagrama entálpico que mostra a evolução da pressão do gás em função de sua entalpia.

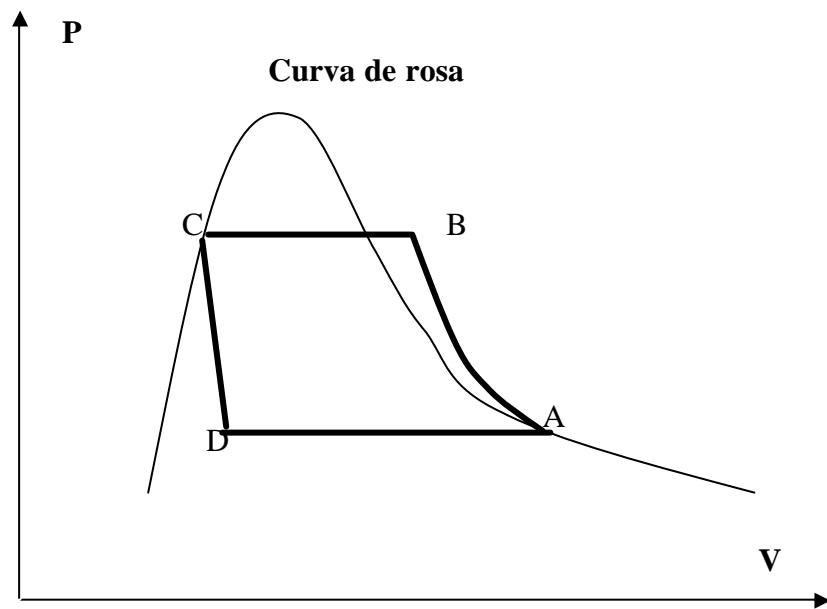


Figura 6: Diagrama de Clapeyron representando o ciclo do gás

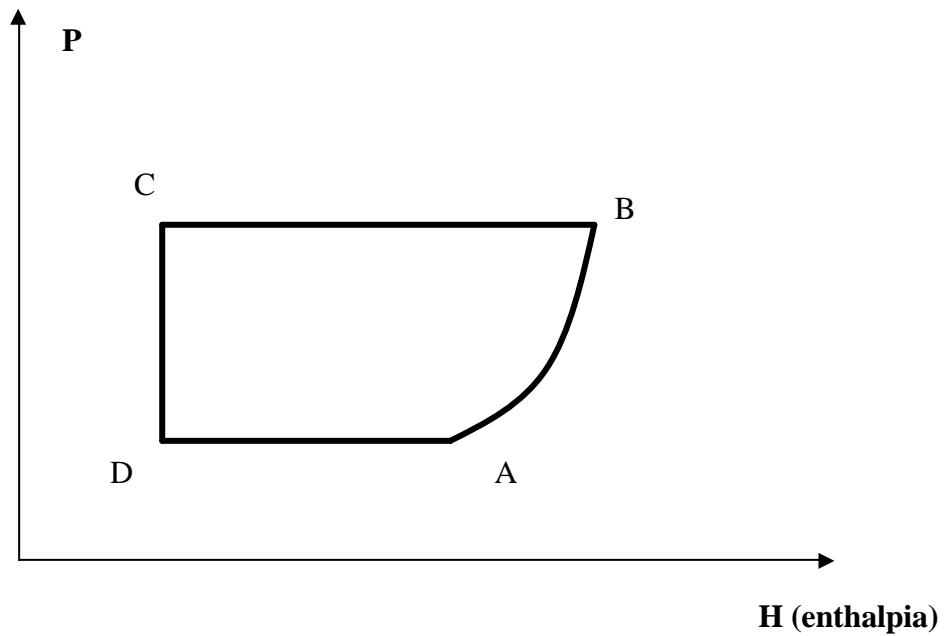


Figura 7: Diagrama entálpico do ciclo do gás frigorífico

Descrição das transformações sofridas pelo fluido frigorífico:

- A \rightarrow B: o gás sob forma de vapor seco é comprimido pelo compressor. Recebe energia sob forma de trabalho W.
- B \rightarrow C: o vapor resfria-se à pressão constante e condensa, evacuando calor ao condensador
- C \rightarrow D: o líquido expande-se na passagem pelo expansor (válvula). O único trabalho envolvido é muito pequeno, trata-se do trabalho das forças de pressão na hora de um expansor de Joule-Thomson.
- D \rightarrow A: o líquido vai evaporar no evaporador, absorvendo calor da água fria

O esquema abaixo ilustra as etapas deste ciclo e as trocas de calor com as duas fontes, frias e quentes.

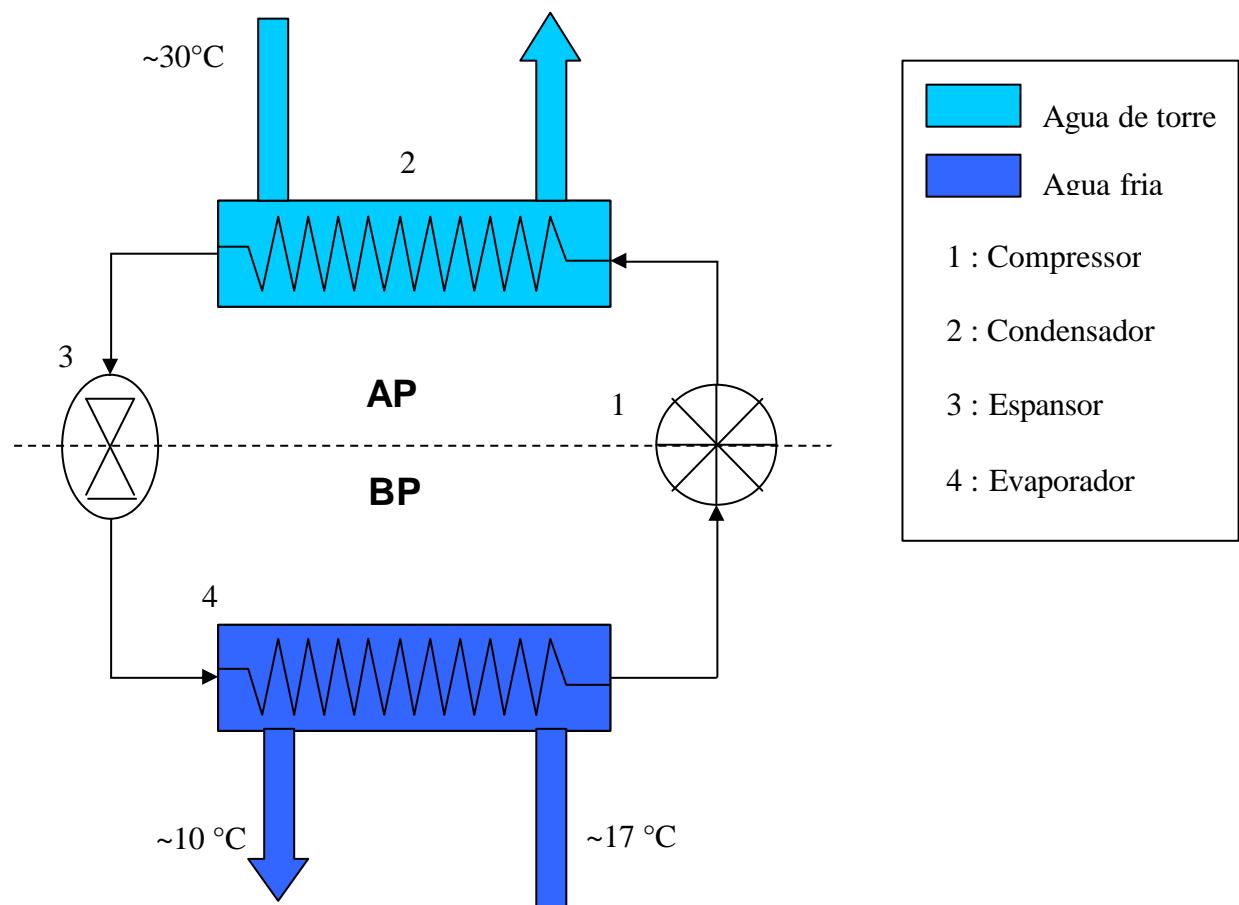


Figura 8: Esquema das trocas de calor entre as duas vazões de água e o gás durante o ciclo.

2.2.3 Medida do desempenho das máquinas frigoríficas

O desempenho de uma bomba de calor é diretamente ligado ao rendimento do ciclo do gás frigorífico.

Este rendimento teórico é o seguinte:

$$h = \frac{Q_{fria}}{W}$$

Com : - Q_{fria} : o calor trocado (tomado) com a fonte fria.

- W : a energia mecânica fornecida pelo compressor ao gás.

Contudo, este rendimento não é muito prático para avaliar de maneira rápida o desempenho global da máquina porque considera apenas a energia mecânica fornecida ao gás. É um rendimento meramente termodinâmico.

Para avaliar o desempenho das máquinas, consideraremos a energia elétrica total fornecida à máquina. A expressão do rendimento global correspondente, por conseguinte:

$$h_{global} = \frac{Q_{fria}}{Energia_eletrica}$$

O indicador de desempenho utilizado por numerosos fabricantes é a inversa da expressão deste último rendimento. Para nos conformarmos a esta convenção utilizaremos este indicador:

$$Ind = \frac{Energia_eletrica}{Q_{fria}} = \frac{Input(KW)}{Capacity(KW)}$$

Contrariamente ao rendimento, quanto mais este indicador é pequeno, mais a máquina é eficiente. Para máquinas modernas, o valor deste indicador é cerca de 0,20.

2.3 Indicadores de desempenho dos investimentos

A fim de calcular a eficiência econômica de um investimento é necessário olhar dois indicadores calculados a partir dos valores do investimento global e as receitas anuais graças ao investimento. Estes dois valores são:

- O VPL: valor presente líquido
- O TIR: taxa interna de retorno

A interpretação que podemos fazer destes dois indicadores se baseia no princípio de atualização cujo objetivo é estabelecer equivalências entre as somas de dinheiro disponíveis em épocas diferentes.

O valor presente líquido é calculado a partir das receitas anuais e do investimento inicial. A taxa de atualização depende fortemente do país no qual se trabalha. Para o Brasil, escolhi tomar uma taxa de 16% ao ano.

$$VPL = -I + \sum_{i=1}^N \frac{R_i}{(1+t)^i}$$

I : investimento inicial

R_i : Receitas do ano i

t : taxa de atualização

N : numero de anos do estudo.

A TIR é o valor da taxa de atualização que dever ser adotada para anular o VLP. Em nomenclatura matemática temos:

$$TIR = k \quad / \quad 0 = -I + \sum_{i=1}^N \frac{R_i}{(1+k)^i}$$

A TIR permite selecionar os projetos cujo valor é superior a um valor limite fixado pelos constrangimentos financeiros da empresa.

A classificação do projeto é possível, mas baseando-se nos VPLs e fazendo para todos os projetos (ou ofertas dos fornecedores) o relatório VPL/I, que se chama o valor unitário presente.

CAPITULO 3 – DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

3.1 Otimização do circuito de ar comprimido

A otimização do sistema dos compressores de ar comprimido passa pelo estudo dos desempenhos econômicos de cada um.

3.1.1 Classificação de compressores em função do desempenho econômico

O primeiro indicador de desempenho escolhido para os compressores foi feito tendo em vista os custos energéticos da máquina assim como os custos da manutenção preventiva, que constituem as duas despesas majoritárias para uma máquina, e sobre as quais diferenças importantes podem ser encontradas entre duas instalações. De fato, estes primeiros indicadores dão conta do desempenho bruto das máquinas não se baseando unicamente nas despesas variáveis com a produção (tempos de funcionamento das máquinas). Para a máquina alugada, levou-se em conta o aluguel mensal que a empresa tem que pagar para poder utilizá-la. A determinação das capacidades dos compressores foi feita estatisticamente. O método foi detalhado em anexo.

Este cálculo feito para todos os compressores de ar permite estabelecer uma classificação das máquinas – em função do desempenho econômico bruto, pois se leva em conta as duas despesas largamente majoritárias: a energia e a manutenção preventiva. Obtemos um custo da tonelada de ar comprimido produzida para cada compressor. É em função deste custo que os compressores são classificados.

Os cálculos são feitos com os custos energéticos seguintes:

- R\$ 132,60 por MWh elétrico
- R\$ 61,40 por tonelada de V-40 (vapor que alimenta o RATEAU)
- R\$ 55,30 por tonelada de V-6,5 (vapor de saída do RATEAU utilizado em outros processos)

	Capacidade (Ton/H)	Consumo (KWh)	Custo horário da manutenção preventiva	Custo da TON
J-101 A	3,3	361,34	R\$ 2,50	R\$ 15,97
J-101B	2,7	347,12	R\$ 2,50	R\$ 18,60
J-101 C	3,6	450,19	R\$ 2,50	R\$ 18,00
J-101 D	5,6	608,95	R\$ 3,33	R\$ 15,38
J-101 E	12	1131,41	R\$ 2,32	R\$ 12,70
RATEAU	10,5	17 ton de V-40	R\$ 3,13	R\$ 10,18
Alugado	3,3	369,10	Aluguel : 18000 R\$ /mes	R\$ 22,43

Tabela 3: Cálculo do custo da Tonelada produzida para cada compressor

Observamos que o Rateau é o compressor mais econômico. De fato, ele se beneficia da utilização do vapor V- 40 que transforma em vapor V-6,5, utilizado em outros processos da fábrica. O custo da energia que utiliza é, por conseguinte, a diferença entre o custo de produção do V-40 e o do V-6,5, o que é mais barato que a energia elétrica.

Se, entretanto, o vapor V-6,5 cessasse de ser utilizado no processo, o custo de funcionamento do Rateau explodiria e atingiria R\$ 100 por tonelada de ar produzida.

A ordem dos compressores em função do desempenho econômico é:

- O Rateau
 - O Nocom (J-101 E)
 - J-101 D
 - J-101 A
 - J-101 C
 - J-101 B
 - Alugado
-

3.1.2 Análise da utilização atual dos compressores

A primeira ideia de melhoria do sistema de ar comprimido era fornecer a configuração de utilização dos compressores em função da demanda de ar, que varia em função da produção diária de fenol. A fraca margem de operação que temos aqui aponta para benefícios muito pequenos que poderiam ser obtidos com o parque de máquinas atual. Para convencer-nos, foi realizado um estudo sobre os comportamentos dos operadores encarregados de ligar e parar as máquinas, a fim de detectar eventuais configurações de utilização das máquinas que estaria em contradição com a classificação econômica feita previamente.

3.1.2.1 Os dados recolhidos

Os dados recolhidos provêm do "software" EXAQUANTUM, um "software" instalado sobre uma máquina da sala de controle da unidade fenol, que registra numerosos dados relativos ao processo de fabricação. Foram escolhidos os seguintes dados diários relativos ao ano de 2005:

O nível da produção diária de fenol

- A vazão de saída de ar de cada compressor em T/hora

Dia	Produção	J-101 A	J-101 B	J-101 C	J-101 D	J-101 E	Rateau
04/12/2005	495,46	3,24	2,61	3,47	5,87	12,01	10,15
03/12/2005	490,55	3,26	2,64	3,49	5,92	12,19	10,12
02/12/2005	461,38	3,21	0,00	3,53	5,84	10,61	10,06
01/12/2005	451,23	3,20	0,00	3,52	5,79	10,41	10,22
30/11/2005	450,36	3,23	0,00	3,55	5,89	11,16	10,00
29/11/2005	436,09	3,23	0,00	3,55	5,85	11,71	10,20
28/11/2005	449,66	3,23	0,00	3,55	5,84	11,19	9,95

Etc...

Tabela 4: Extrato dos dados assinalados sobre Exaquantum

3.1.2.2 Tratamento dos dados e localização dos contra-sensos econômicos

A partir dos dados colhidos previamente, tentou-se localizar os dias em que a utilização dos compressores não estava de acordo com a ordem estabelecida entre os compressores em função dos seus desempenhos econômicos. Este trabalho foi realizado graças a um programa em Excel, que permite isolar os dias em que a produção é

compreendida num intervalo dado. O programa baliza seguidamente as configurações de utilização dos compressores que colocam problemas afixando as linhas dos dias referidos de uma cor diferente.

J-101 A	J-101 B	J-101 C	J-101 D	J-101 E	Rateau	Produção
1	1	1	1	87,9%	87,2%	486,48
1	1	1	1	90,3%	87,0%	493,22
1	0	1	1	83,4%	88,5%	461,38
1	0	1	1	81,8%	89,9%	451,23
1	0	1	1	87,8%	88,0%	450,36
1	0	1	1	85,5%	90,2%	467,90
1	0	1	1	87,9%	88,0%	451,60
0	1	1	1	93,7%	80,5%	454,78
0	0	1	1	85,6%	96,8%	478,76

Tabela 5: Apresentação dos resultados do programa Excel

As conclusões desta análise de dados são as seguintes:

- Para uma produção diária superior a 450 Toneladas de fenol, os compressores **estão a maior parte do tempo** sendo todos utilizados. Nesse caso, só um dia do ano, o J-101 B foi utilizado em lugar do J-101 A mais eficiente. Para uma produção diária alta de Fenol, a demanda em ar atinge quase a oferta (soma das capacidades dos compressores).
- Para produções inferiores a 450 toneladas, a oferta de ar torna-se mais importante que a demanda e alguns compressores podem ser parados. O contra-senso econômico observado é a utilização durante 26 dias de 2005 do J-101 B em lugar do J-101 A. Sobre o ano 2005, há 89 dias durante os quais ao menos um destes dois compressores não funcionavam :
 - 28 dias em que só o J-101 B esteve parado.
 - 26 dias em que o J-101 B funcionava e o J-101 A esteve parado.
 - 35 dias em que estes dois compressores estiveram parados.

De um ponto de vista estritamente econômico, os 26 dias em que o J-101 B funcionou em lugar do J-101 são uma fonte de otimização, mas discutindo com as pessoas da

manutenção dei-me conta, que era melhor repartir os dias entre estas duas máquinas antigas para conservá-las.

Esta rápida análise de dados mostra a dificuldade para otimizar o sistema de compressores já existente. Nenhum lucro significativo poderá ser tirado de uma modificação na maneira como os compressores são utilizados. Se o objetivo é ter um ganho sobre o sistema, isto passa, por conseguinte, necessariamente por um investimento e uma troca de máquinas. As máquinas que precisam ser trocadas prioritariamente são as máquinas cujos desempenhos econômicos são baixos, ou seja, os compressores J101A→D bem como o compressor alugado.

3.1.3 Estudo da troca dos compressores J- 101A→D e do compressor alugado

O objetivo aqui é restringir o campo das máquinas modernas que poderiam substituir os antigos compressores. Tipicamente, podemos escolher entre dois tipos de máquinas de diferentes capacidades:

- Maquinas à parafusos
- Maquinas centrifugas, que devem necessariamente ser importadas. Isso aumenta significativamente o preço da maquina.

Estes dois tipos de máquinas têm cada um as suas vantagens e permitem cada um obter-se benefícios diferentes. De maneira geral, identifiquei as diferentes fontes de lucro energético que se pode obter com uma troca de compressores:

- Um ganho entre a tecnologia 3 estágios e a tecnologia 2 estágios
- Um ganho sobre o rendimento do motor
- Um ganho de escala

Para completar o estudo econômico, é necessário avaliar a economia que pensamos realizar sobre a manutenção substituindo máquinas antigas por máquinas novas.

Temos dois tipos de restrições que têm que ser levadas em conta na escolha das maquinas. As primeiras restrições são técnicas, e mostram a dependência elevada dos industriais com os fabricantes de equipamentos. As segundas restrições vêm da produção.

Restrições técnicas ligadas à oferta de máquinas

- As máquinas à parafusos não existem com três estágios. As máquinas à parafusos têm o seu máximo de rentabilidade para máquinas de 800 CV (6000-7000 T/H).
- As máquinas centrífugas são mais rentáveis para grandes capacidades (potências superiores à 1000 CV).
- Os dois tipos de máquinas são vendidos equipados com motores de baixa tensão, que apresentam rendimentos muito elevados.
- Os dois tipos de máquinas podem funcionar até à 70% da sua capacidade com um rendimento elevado.

Restrições ligadas à produção

- A capacidade total das novas máquinas deve ser superior ou igual à soma das capacidades das máquinas atuais, que é de 19.100 T/hora.
- A organização dos reatores de oxidação apresenta uma simetria. Um grande reator na parte superior, e duas linhas de reatores na inferior. O Nocom alimenta o grande reator, e todos os outros as duas linhas.
- O Rateau não é suficiente para alimentar uma linha de pequenos reatores.

Essas restrições dão-nos a escolha seguinte:

- 2 maquinas centrifugas de 10000 T/H
- 3 maquinas de 7000 T/H
- 4 maquinas de 5000 T/H

Resumamos rapidamente na tabela seguinte as vantagens e inconvenientes de cada tipo de investimento:

	2 cent. 3 estágios 10000 Ton/H	3 parafusos 7000 Ton/H	4 parafusos 5000 Ton/H
Ganho / tecnologia 3 estágios	Sim	Nao	Nao
Ganho / rendimento motor	Sim	Sim	Sim
Economia de escala	grande	media	Muito baixa
Preço	Caro	Normal	Normal

O trabalho inicial foi encontrar soluções para a melhoria dos desempenhos energéticos da sala das máquinas. É claro que nesta óptica, a melhor escolha é aquela das duas máquinas centrífugas com três estágios. Esta solução permite ganhar em todos os planos. Resta agora avaliar os ganhos que podemos esperar. O estudo a seguir permitirá quantificar as diferentes fontes de ganho e esclarecer a escolha de máquinas recomendada.

Observações:

1. Podemos imaginar outras soluções com máquinas diferentes como, por exemplo, uma máquina parafuso de 6000 TON/H e uma outra centrífuga de 14.000 TON/H. Todas as outras soluções deverão ser comparadas com a solução tipo (2 máquinas 10.000 Ton/H) que será estudada em detalhe.
2. A idéia de substituir todas as máquinas por uma só é excluída. Esta solução, bem atrativa de um ponto de vista energético, apresenta um risco muito grande, com o comprometimento total da produção no caso de avaria.

3.1.3.1 Ganho de energia graças à tecnologia: explicação termodinâmica

Já vimos a importância da presença dos estágios de compressão na eficácia energética de um compressor. O sítio de Paulínia possui desde 1999 um compressor centrífugo de última tecnologia, o NOCOM_ (J-101 E). Este compressor tem três estágios de compressão contrariamente aos outros compressores parafusos que contêm apenas dois. Proponho-me, por conseguinte, a fazer uma comparação destes dois tipos de compressores e o processo de compressão do ar. O objetivo é aqui estabelecer uma estimativa do lucro meramente energético ao nível da compressão entre máquinas parafuso à dois estágios de compressão_ e máquinas a três estágios. Contudo, devido à incerteza de medida sobre as temperaturas e a pressão do ar entre os estágios, o valor que será anunciado não deverá evidentemente ser tomado como dinheiro à vista, mas deverá ser interpretado como uma ordem de grandeza do lucro potencial entre as duas tecnologias.

O estudo seguinte está baseado sobre os dados recolhidos sobre o Nocom e a máquina J-101 D. A partir das medidas de temperaturas e das taxas de compressão de cada estagio, eu posicionei as transformações do ar nos dois compressores em relação à transformação ideal isotérmica no diagrama de Clapeyron (P; V)

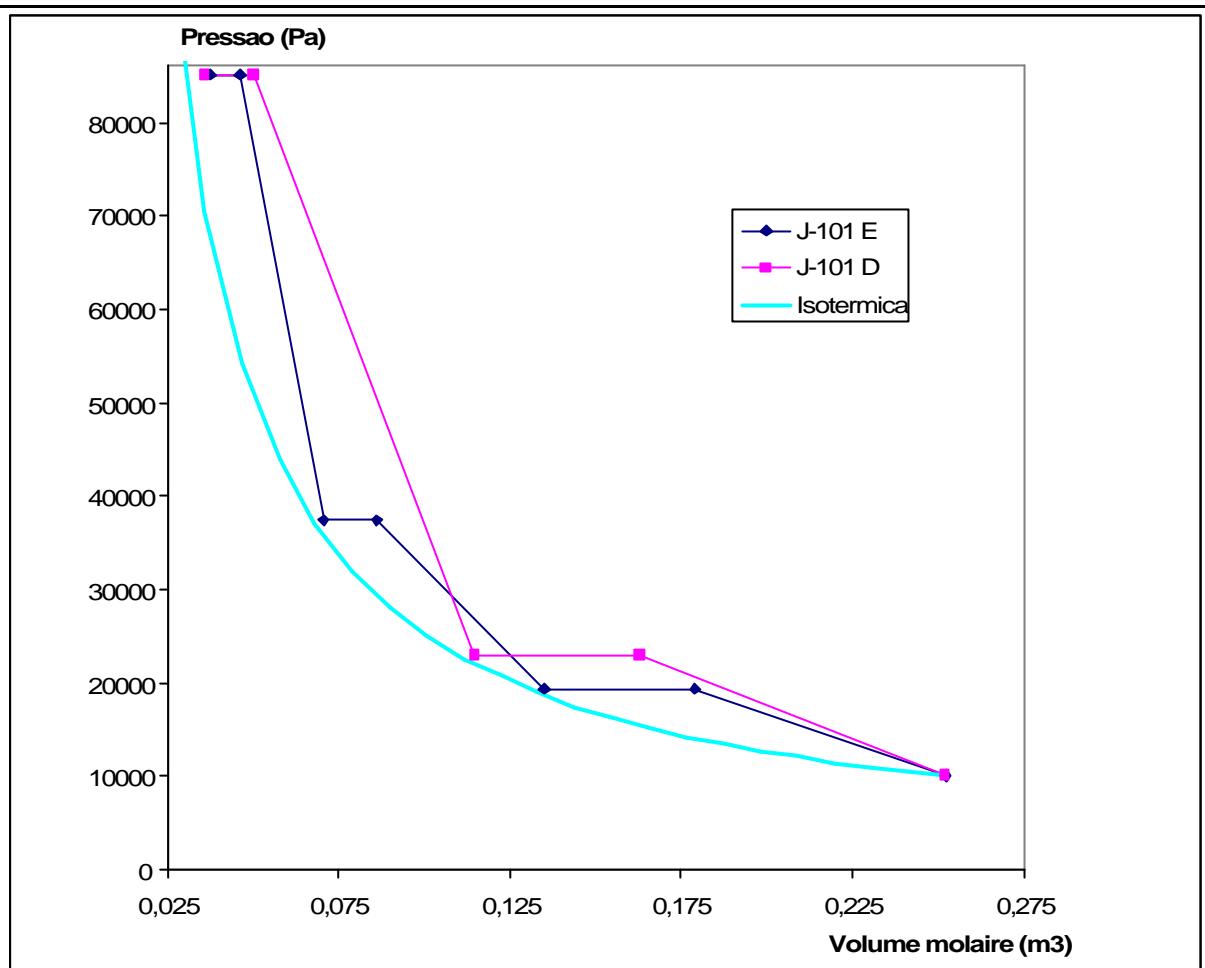


Figura 9: Comparação das compressões entre o J-101 E e o J-101 D

A partir destes pontos, foi feita uma modalização das transformações de compressões dentro dos estágios para poder avaliar o ganho energético. Nos já sabemos que a energia fornecida no ar decompõe-se em duas partes:

- Uma energia que serve à compressão que é fornecida pelo motor da máquina
- Uma energia de resfriamento fornecida pelo líquido: a água de torre. (a transferência de energia do ponto de vista termodinâmico vai do ar quente à água de torre).

Os resultados são resumidos na tabela seguinte:

	J-101 E	J-101 D	Diferença	%
Energia de compressão	3933 J/mol	4307 J /mol	373 J/mol	8%
Energia de resfriamento	1940 J/mol	1974 J/mol	34 J/mol	1,7%

- A presença dos 3 estágios de compressão do compressor J-101 E permite-lhe fazer no ar uma transformação mais próxima do caso ideal: a transformação isotérmica.
- A diferença total de energia que devemos fornecer (força mecânica + troca de calor) é cerca de 407 J por mol de ar para uma transformação entre os estados (1 bar; 30 °c) →(8,5 bar ; 40 °C).
- Este ganho se reparte como segue:
 - 8% da energia ganha está sob a forma de energia de resfriamento. O ganho é muito pequeno: 1,7% relativo. Podemos, por conseguinte, dizer que os dois tipos de máquina consomem quase a mesma quantidade de líquido de resfriamento por tonelada de ar produzida.
 - 92% da energia ganha está sob a forma de energia mecânica de compressão, que vem da energia elétrica fornecida ao motor.

O número a reter será a estimativa da percentagem de ganho entre a tecnologia parafuso e a tecnologia centrífuga: 8%. A tecnologia centrífuga permitiria, por conseguinte fazer uma economia de energia de 8% da energia de compressão fornecida pelo motor elétrico. Contudo, este número deve ser tomado com prudência, por ser prejudicado pela incerteza das medições efetuadas. O ganho real situa-se com uma grande probabilidade entre 7% e 9%.

3.1.3.2 Ganho de energia graças ao motor

Para esta parte, o objetivo é avaliar o componente que faz funcionar o compressor: o motor. Da mesma maneira que para a comparação entre as tecnologias, tentaremos calcular uma aproximação do ganho econômico que poderíamos obter com um motor novo.

3.1.3.2.1 Determinação dos rendimentos dos motores graças à energia de compressão

Para determinar o rendimento do motor, é necessário comparar a energia realmente disponível e a energia fornecida ao motor. O rendimento pode, por conseguinte ser calculado pela fórmula seguinte:

$$h_{motor} = \frac{Energia_compressao \times (1 + \%_{perdas}) + Energia_Bomba_oleo}{Energia_consumida}$$

A vantagem desta fórmula é que já temos calculada a energia de compressão previamente neste estudo. Esta energia é multiplicada por um fator de perdas, que são termodinâmicas (perdas de carga na admissão dos estágios de compressão) e mecânica (engrenagens, rolamentos, etc....). Esta percentagem de perdas é muito difícil de conhecer dada a idade e o uso da máquina. Utiliza-se muito freqüentemente o valor de 20% que adotaremos para os nossos cálculos.

O inconveniente desta fórmula é a incerteza sobre o valor fornecido do rendimento do motor, diretamente ligado à estimativa grosseira da percentagem de perdas.

Com a fórmula precedente obtemos para os motores dos 4 compressores parafusos uns rendimentos todos inferiores a 90% como mostra o quadro abaixo:

	Energia de compressão com perdas (CV)	Bomba de circuito de óleo (CV)	Energia consumida (CV)	Rendimento do motor
J-101 A	428	10	491	89%
J-101 B	347	10	471	75%
J-101 C	481	10	612	80%
J-101 D	731	10	827	89 %

Tabela 6: Calculo dos rendimentos dos compressores J-101 A --> D

Na eventualidade de mudança de compressor, não há dúvida que o ganho sobre o rendimento do motor será importante. De fato, os motores recentes montados sobre as novas máquinas apresentam rendimentos bem superiores aos motores montados atualmente sobre os compressores. Os motores modernos são motores de baixa tensão que tem um rendimento de 97,5%. Considerando-se a incerteza sobre a determinação precedente dos rendimentos dos motores, a única conclusão razoável que podemos fazer é que todos os motores de média tensão montados sobre os compressores J-101 A à D e alugado têm rendimentos inferiores à 90%. O valor real é certamente inferior.

O ganho energético mínimo a ser obtido graças aos melhores rendimentos dos motores atuais é, por conseguinte, de cerca de 8%:

Os novos motores apresentam, além disso, a vantagem de conservar um rendimento muito próximo de 97,5% quando não funcionam à carga nominal. Até um funcionamento a 70% do nominal, o rendimento permanece muito bom, contrariamente aos motores de média tensão (utilizados nos compressores da fábrica) cuja curva de rendimento cai muito mais rapidamente.

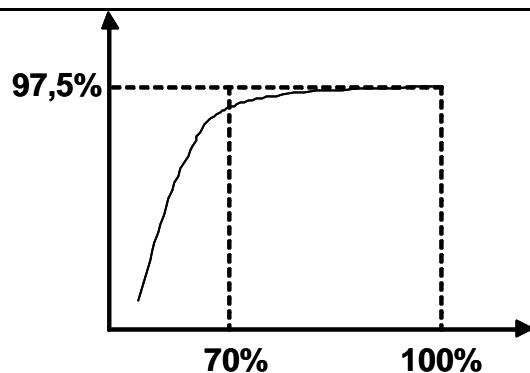


Figura 10: Curva de tendência do rendimento dos motores de baixa tensão modernos

3.1.3.2.2 Determinação dos rendimentos dos motores graças a um dinamômetro

A maneira mais confiável de determinar o rendimento do motor é estudar o seu consumo energético fazendo variar a carga sobre a árvore através de um dinamômetro. Assim, podemos construir uma curva do rendimento do motor em função da carga e considerar de maneira mais confiável qual seria o ganho ligado a uma mudança de motor. Este estudo necessita a parada da máquina, a extração do motor, e a expedição dele a um laboratório especializado. Por isso eu não pude fazer este estudo.

3.1.3.3 Ganho de energia graças à uma economia de escala

Substituindo as quatro máquinas J101 A → D e o compressor alugado por duas máquinas de capacidade maior, obtemos uma economia de escala. Esta economia é muito difícil de considerar por medidas. Por isso devemos tomar o valor que nos fornece o fabricante. Na hora de uma reunião com o construtor de compressores ATLAS, o valor dado pelos representantes da ATLAS é 10% de economia de escala entre compressores à parafuso de capacidade ao redor de 6 TON/H e compressores centrífugos com uma capacidade de 10 TON/H. Os representantes apoiaram-se sobre as curvas abaixo para explicar este valor:

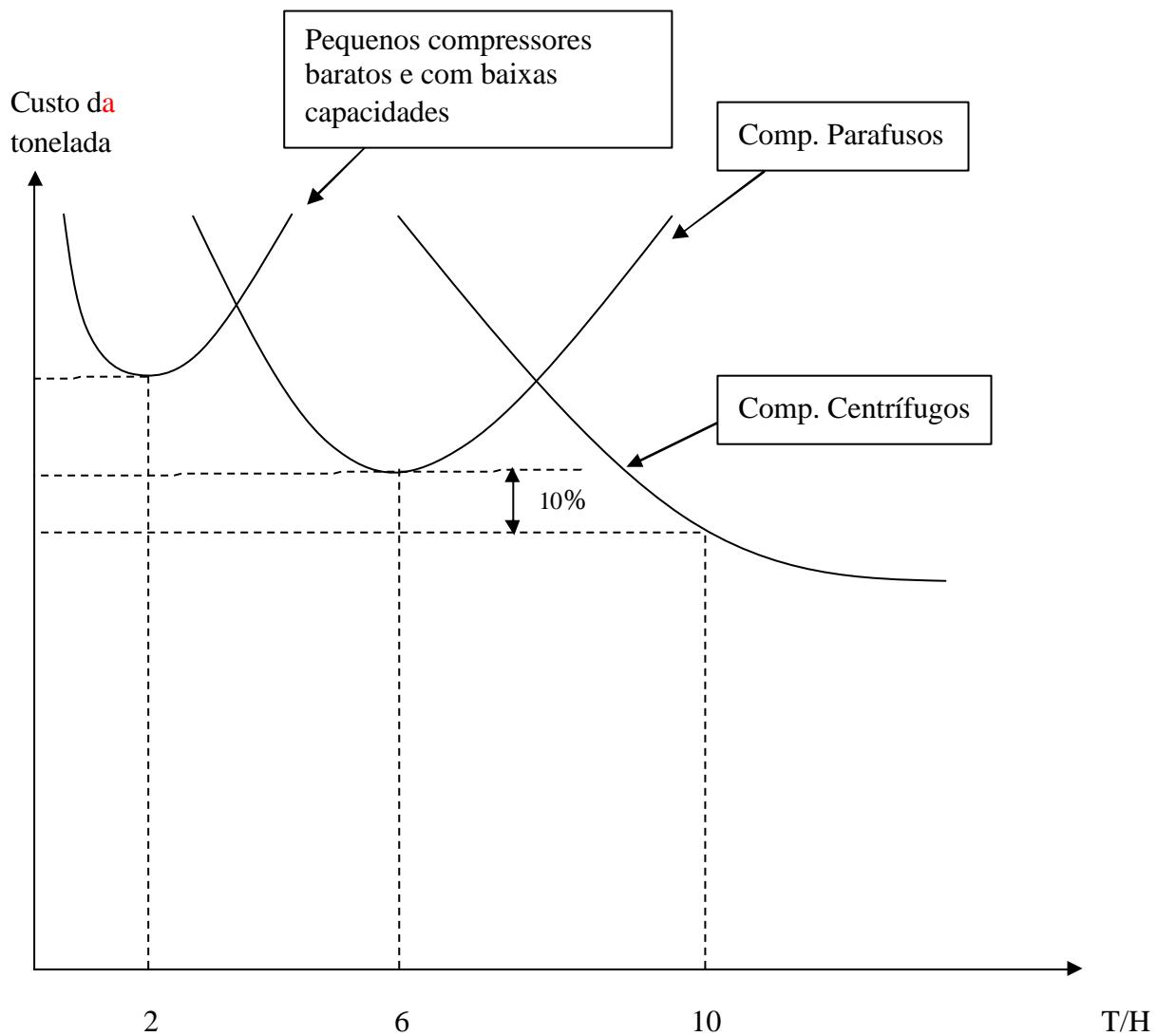


Figura 11: Curvas mostrando a economia de escala entre as diferentes máquinas

3.1.3.4 Balanço sobre os ganhos energéticos

Os ganhos energéticos realizáveis, pela substituição dos 5 compressores elétricos parafusos por 2 compressores centrífugos à três estágios de compressão, são de três naturezas diferentes :

- Um ganho de origem termodinâmica ligado à diferença mesmo do processo de compressão do ar entre compressores parafusos e máquinas centrífugas. Este ganho representa de acordo com os meus cálculos uma economia de 8% de energia. O fabricante fala de 7% com a mudança para a tecnologia _ centrífuga.
- Um ganho energético devido ao aumento dos rendimentos dos motores de baixa tensão em relação aos motores atuais. Uma economia de 8% de energia é o resultado ao qual cheguei com muita prudência. Podemos esperar um ganho superior da ordem de 10%.
- Uma economia de escala entre 9% e 10%.

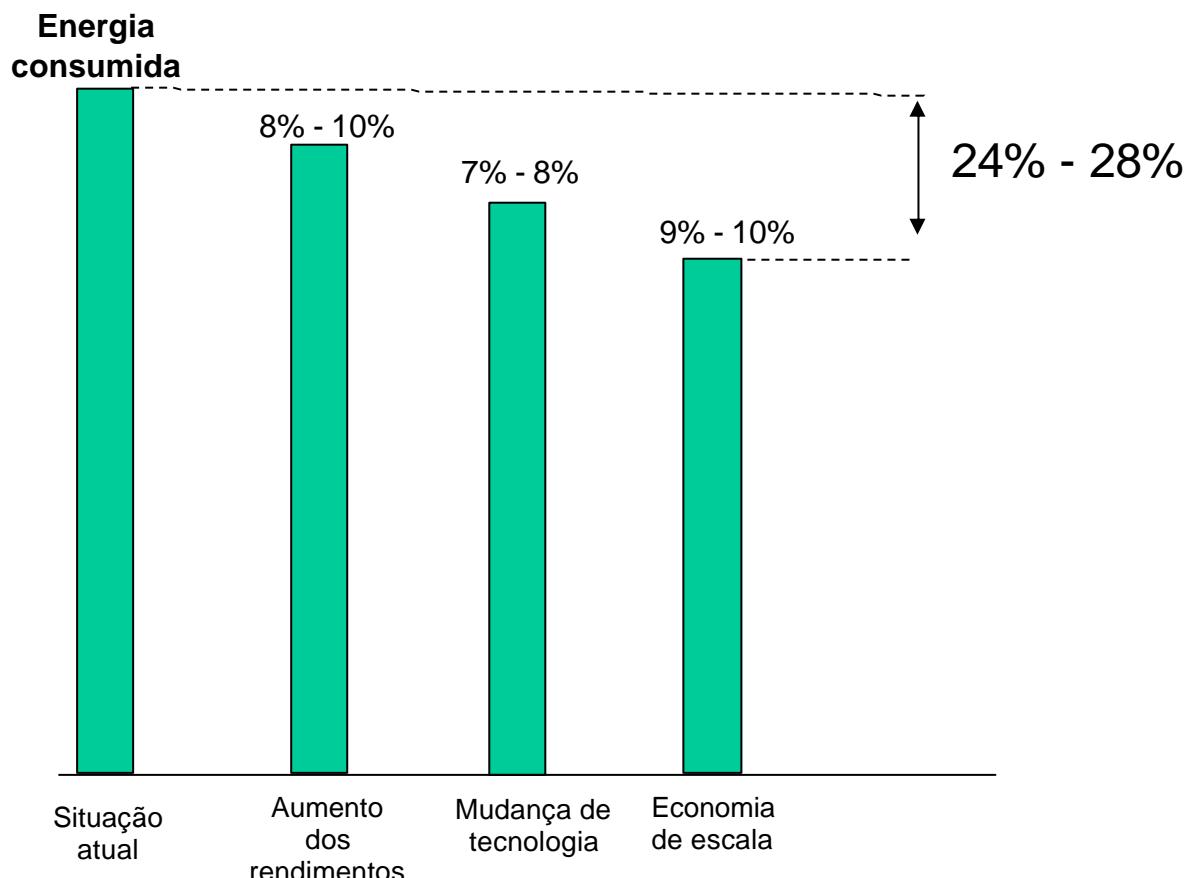


Figura 12: Distribuição dos ganhos energéticos realizáveis em relação à situação atual

Considerando aos valores mais otimistas e mais pessimistas, obtemos um intervalo de ganho energético. O ganho meramente energético que faria a empresa investindo em duas máquinas centrífugas para substituir os cinco compressores à parafusos, estará situado muito provavelmente entre 24% e 28%. Este lucro representa uma poupança de energia entre 4500 e 5000 MWh por ano, o que corresponde à um benefício econômico ao redor de R\$ 650.000, ao preço atual da eletricidade.

3.1.3.5 Ganho sobre a manutenção preventiva

Manutenção preventiva das máquinas novas (ZH 6000-5 da Atlas)

Para poder avaliar o ganho esperado entre as manutenções preventivas das máquinas antigas e das máquinas novas, eu pedi para Atlas, fabricante de compressores, de me mandar o plano de manutenção que eles recomendam aos clientes. Eu pedi esse plano para uma máquina de capacidade de 10 T/h funcionando com três estágios de compressão. Claramente, a empresa não é obrigada a seguir esse plano depois da aquisição da máquina, mas isso da uma estimativa razoável das despesas futuras para a manutenção preventiva.

A manutenção aconselhada pelo fabricante organiza-se num ciclo de três anos a partir do fim do primeiro ano de utilização. Durante este primeiro ano (ou seis meses segundo o gráfico), só uma verificação da máquina deve ser feita, sem intervenção. O custo dela será negligenciado.

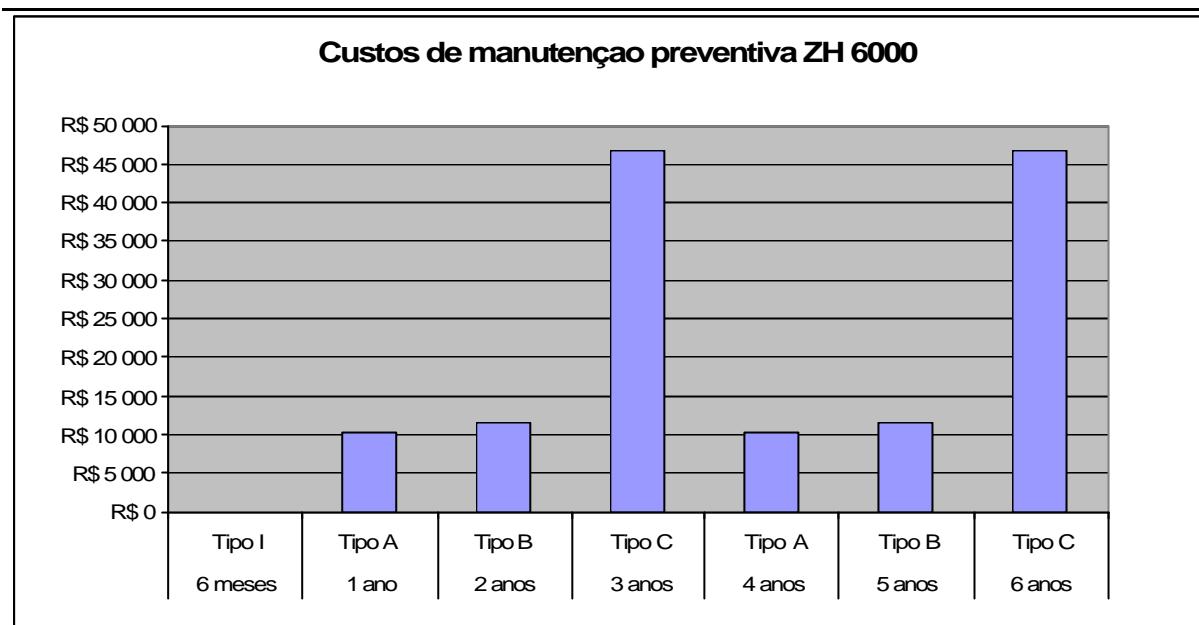


Figura 13: Custos da manutenção preventiva de uma máquina ZH 6000

Estes custos são apenas conselhos fornecidos pela Atlas à empresa que deseja assegurar a manutenção própria das suas máquinas. A Atlas propõe à empresa compradora de terceirizar a manutenção das máquinas. Neste caso, a Atlas segue rigorosamente o programa de manutenção que ela aconselha aos compradores. Os custos são então mais elevados dado que a Atlas vai praticar uma margem.

Manutenção preventiva das máquinas J-101 A → D

A manutenção preventiva destas máquinas é organizada de acordo com revisões regulares a cada 12000 horas de funcionamento (1 ano e meio).

	J-101 A	J-101 B	J-101 C	J-101 D
Custo da revisão	R\$ 30000	R\$ 30000	R\$ 30000	R\$ 40000

Se raciocinarmos sobre um período de três anos que corresponde à duração do ciclo do programa de manutenção das máquinas ZH 6000, obtemos o quadro comparativo seguinte:

	1 ciclo para 2 ZH 6000	2 revisões para os J-101
Custos sobre 3 anos	R\$ 137 000	R\$ 260000

Durante três anos, a economia sobre a manutenção preventiva é, por conseguinte, cerca de R\$ 123 000.

3.1.3.6 Ganho sobre a manutenção corretiva

Cada vez que uma máquina pára, há bem frequentemente várias peças a substituir para fazê-la funcionar novamente. Este tipo de manutenção, qualificada de corretiva, é muito dispendioso e justifica a presença da manutenção preventiva, cujo objetivo é precisamente limitar os custos da corretiva como mostra a figura abaixo.

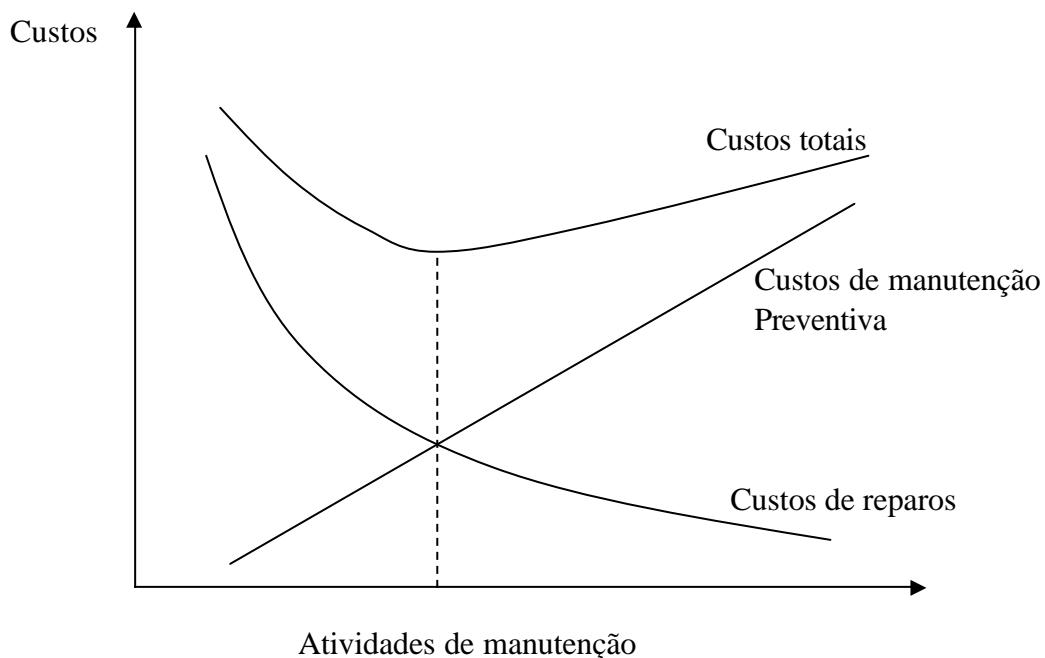


Figura 14: Os diferentes custos de manutenção

Desejamos considerar aqui o ganho que podemos esperar sobre a manutenção corretiva graças à mudança de máquinas. Trata-se, por conseguinte, num primeiro momento, de considerar o custo anual desta manutenção para as máquinas J-101 A→D e num segundo momento de tentar predizer os custos para as novas máquinas.

Manutenção corretiva para as máquinas J-101 A → D

Para avaliar o ganho sobre a manutenção corretiva, devemos nos basear no histórico das despesas efetuadas durante os últimos anos. A manutenção corretiva está muito correlacionada com o envelhecimento das máquinas, pode basear-se apenas num histórico recente. Por isso escolheu-se assinalar os custos da manutenção corretiva destes três últimos anos (2002, 2003, 2004). O quadro abaixo se refere ao conjunto das despesas efetuadas sobre os compressores parafusos J-101 A→D.

	2002	2003	2004
J 101 A	R\$ 137 791	R\$ 192 399	R\$ 13 925
J 101 B	R\$ 1 878	R\$ 2 575	R\$ 110 343
J 101 C	R\$ 19 807	R\$ 53 855	R\$ 109 227
J 101 D	R\$ 52 206	R\$ 7 157	R\$ 18 931
Total	R\$ 211 681	R\$ 255 986	R\$ 251 558

Tabela 7: Custos globais de manutenção dos três últimos anos

Chegamos sobre os três últimos anos num total de R\$ 719.000 do qual é necessário subtrair as despesas de manutenção preventiva durante três anos (calculados previamente) de R\$ 260 000. O valor total da manutenção corretiva sobre os três últimos anos é de R\$ 459.000 para o conjunto de compressores J-101 A → D. Sobre estas considerações, é razoável tomar como custo anual de manutenção corretiva para estes quatro compressores, o valor de **R\$ 150 000**.

Manutenção corretiva para as máquinas ZH 6000-5

E sempre muito difícil prever as despesas futuras ligadas às avarias de uma máquina nova. Contudo, podemos olhar a curva teórica seguinte que ilustra a evolução geral das falhas de uma máquina durante a sua vida.

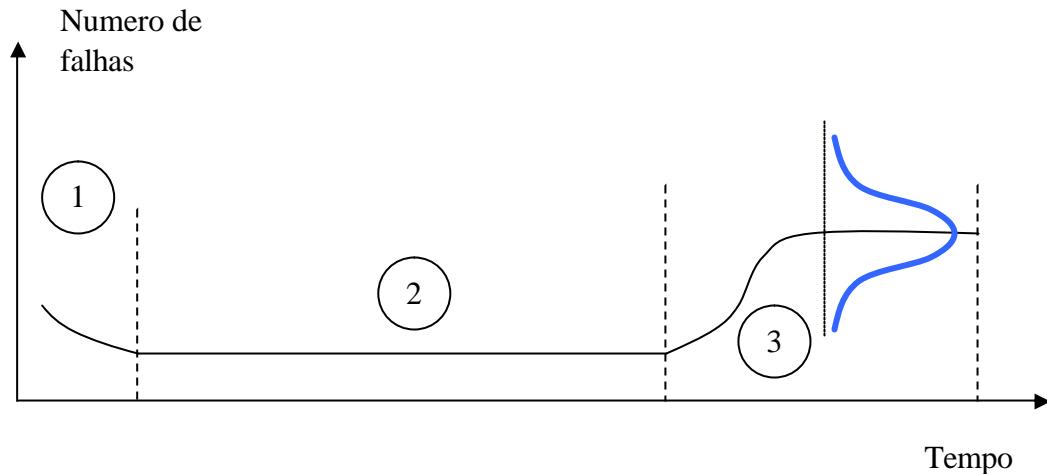


Figura 15: Perfil teórico do número de avarias de uma máquina durante a sua vida

Este perfil decompõe-se em três fases bem distintas:

- Uma primeira fase que corresponde à posta em serviço da máquina, que pode durar algumas semanas. O número de avarias na posta em marcha vai depender da boa utilização da máquina, e, sobretudo a correspondência entre as condições do projeto (caderno de encargos) e as condições reais de utilização. Exemplo: os trocadores de calor do Nocom são de cobre, oxidável, e a atmosfera de Paulínia (e a piscina dos resíduos tóxicos próximo da máquina) causou um desgaste prematuro.
- A segunda fase é a fase de confiabilidade da máquina. Durante um período, mais ou menos longo (que depende da eficácia da manutenção preventiva), a máquina apresenta uma taxa muito baixa. O Nocom, mais uma vez, é o exemplo de uma máquina sobre a qual a manutenção preventiva foi negligenciada durante 5 anos, o que provocou inevitavelmente fortes despesas de manutenção corretiva após apenas 5 anos.
- A terceira fase chega após vários anos de funcionamento. O número de avarias por ano pode então ser modelado por uma lei normal ao redor de um valor médio bem superior ao valor que corresponde ao período de confiabilidade da máquina. Os J-101 A→D estão neste período.

Se negligenciarmos a primeira fase, que normalmente é muito curta, se o projeto for bem definido, o ganho médio anual sobre a manutenção corretiva seria a diferença entre o custo médio da fase 3 para os compressores J-101 A → D e o custo da fase 2 para as duas máquinas novas. Este último é muito difícil de determinar e adotamos os números fornecidos pela Atlas de R\$25 000 por ano_ e por máquina.

O lucro anual sobre a manutenção corretiva seria, por conseguinte, de R\$ 100 000. Isto é uma estimativa válida para os primeiros anos de funcionamento das novas máquinas, ou seja, durante o período de confiabilidade da máquina. Normalmente este período de confiabilidade para máquinas novas, centrífugas, é bem superior a 10 anos, considerando-se uma manutenção preventiva feita seriamente.

Conclusão sobre os benefícios em relação com a manutenção:

Eles decompõem-se em duas partes:

- Ganho sobre a manutenção preventiva: R\$ 40.000 por ano.
- Ganho sobre a manutenção corretiva: R\$ 100.000 por ano.

Adota-se, por conseguinte, como estimativa total para a economia feita sobre a manutenção o valor de **R\$ 140.000** por ano.

3.1.3.7 Avaliação da viabilidade econômica de um investimento

Agora que nos temos uma avaliação das receitas que pode trazer esse investimento nos podemos fazer um estudo econômico da viabilidade dele. Nos vamos calcular o desempenho desse investimento baseando-nos nos indicadores apresentados na introdução. Mas antes de tudo temos que conhecer o valor do investimento. Por conseguinte, pediu-se a Atlas que fizessem uma oferta sobre as duas máquinas ZH 6000.5, de capacidade 10 T/H e funcionando com três estágios de compressão.

Valor total do investimento

O investimento total compõe :

- A aquisição das duas máquinas importadas
- O frete
- As taxas de importação
- O custo de instalação (mão de obra, produção parada...)
- A instalação de uma cabina elétrica.

Observações:

A Rhodia já tem uma das duas cabines elétricas necessárias para alimentar os motores de 1200 CV. Eu avaliei a aquisição da cabina com a ajuda das pessoas do serviço de manutenção que têm sob sua responsabilidade a instalação dos investimentos. Com eles e com os históricos de outras instalações, o valor estabelecido para essa despesa foi de R\$ 500. 000.

A proposta feita pela Atlas inclui :

- Preço de aquisição das duas máquinas
- Taxas de importações
- O frete (da Bélgica)
- A mão de obra para a instalação no campo (incluído a desinstalação das máquinas trocadas).

O valor da proposta da Atlas é de R\$ 1 541 000

O valor das duas máquinas dentro desse total é de R\$ 1 340 000.

O calculo das receitas foi feito na analise anterior.

- Energia elétrica : R\$ 650 000 / Ano (ao preço atual da energia)
- Manutenção : R\$ 140 000 /Ano
- Aluguel : R\$ 216 000 / Ano

Eu considerei uma depreciação linear sobre 5 anos para calcular o valor dedutível para o calculo do IR. A taxa pegada para o IR é de 30% sobre as receitas anuais. A taxa de atualização foi fixada em 16 % para o cálculo dos fluxos de caixa atualizados e do VPL.

Eu considerei também o valor residual do investimento depois 10 anos de funcionamento igual à zero. De fato, esse tipo de maquinas de grande dimensão não são utilizadas pelos pequenos industriais no Brasil que optam para maquinas menores. Para ficar rigoroso, eu considerei que o preço da sucata dessas maquinas iria compensar o custo de desinstalação (A Atlas fez a proposta de desinstalar as máquinas trocadas para recuperar a sucata).

Eu considerei dois cenários para montar as tabelas de fluxo de caixa em relação ao investimento.

Cenário 1: Nesse cenário, vamos considerar o preço da eletricidade constante. Esse cenário é pessimista do ponto de visto do investimento.

Anos	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Investimento	1941000										
Receitas											
Energia	650000	650000	650000	650000	650000	650000	650000	650000	650000	650000	650000
Manutenção	140000	140000	140000	140000	140000	140000	140000	140000	140000	140000	140000
Aluguel	216000	216000	216000	216000	216000	216000	216000	216000	216000	216000	216000
Depreciação	268000	268000	268000	268000	268000	268000					
IR	221400	221400	221400	221400	221400	221400	301800	301800	301800	301800	301800
Fluxo de caixa	-1941000	784600	784600	784600	784600	784600	704200	704200	704200	704200	704200
VLP		R\$ 1 487 769									
TIR		38,17%									

Tabela 8: Tabela dos fluxos de caixa no cenário 1

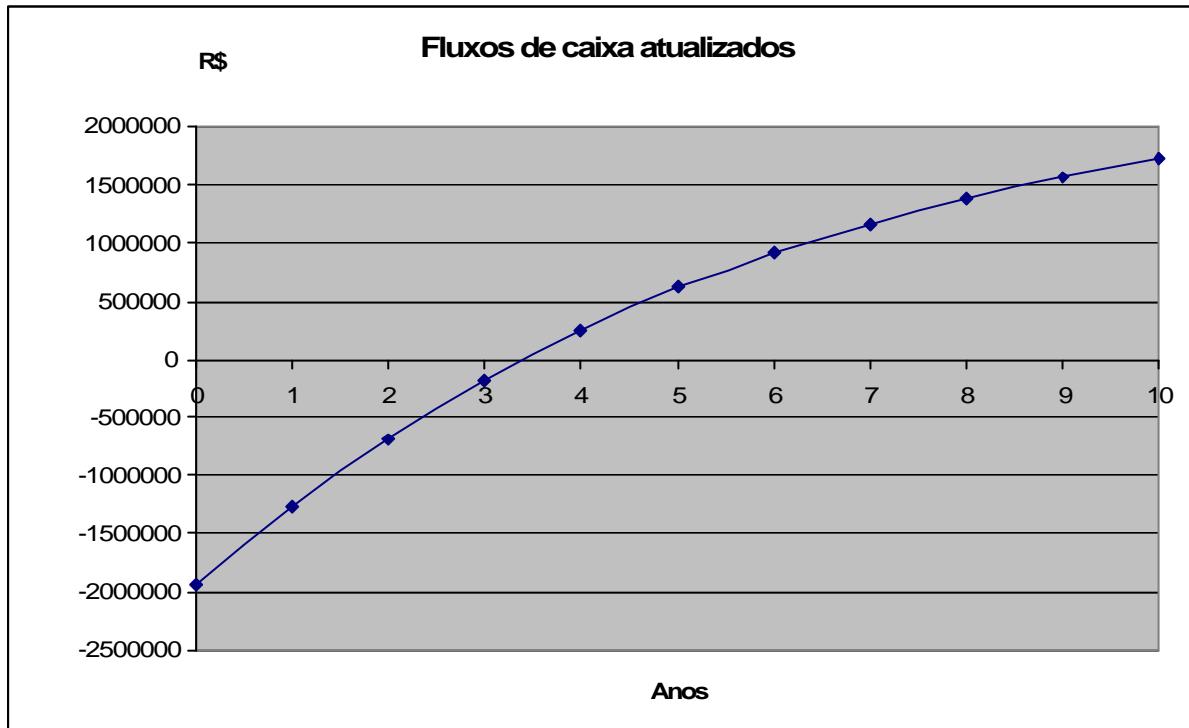


Figura 16: Evolução dos fluxos de caixa adicionados durante 10 anos (Cenário 1)

Com o preço da energia elétrica constante, nos temos um tempo de retorno do investimento de 3 anos e 5 meses.

Cenário 2: Esse cenário é mais provável e considera um aumento linear do preço da energia elétrica. De acordo com os dados históricos de preço da energia, nos vamos assumir que a taxa anual de aumento é de 6%.

Capítulo 3 – Desenvolvimento do trabalho

Anos	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Investimento	1941000										
Receitas											
Energia	650000	689000	730340	774160,4	820610,024	869847	922037	977360	1036001	1098161	
Manutenção	140000	140000	140000	140000	140000	140000	140000	140000	140000	140000	
Aluguel	216000	216000	216000	216000	216000	216000	216000	216000	216000	216000	
Depreciação		268000	268000	268000	268000	268000					
IR		221400	233100	245502	258648,12	272583,0072	367753,9876	383411,2269	400007,9005	417600,3745	436248,397
Fluxo de caixa	-1941000	784600	811900	840838	871512	904027	858093	894626	933352	974401	1017913
VLP	R\$ 1 922 064										
TIR	41,74%										

Tabela 9: Tabela dos fluxos de caixa no cenário 2

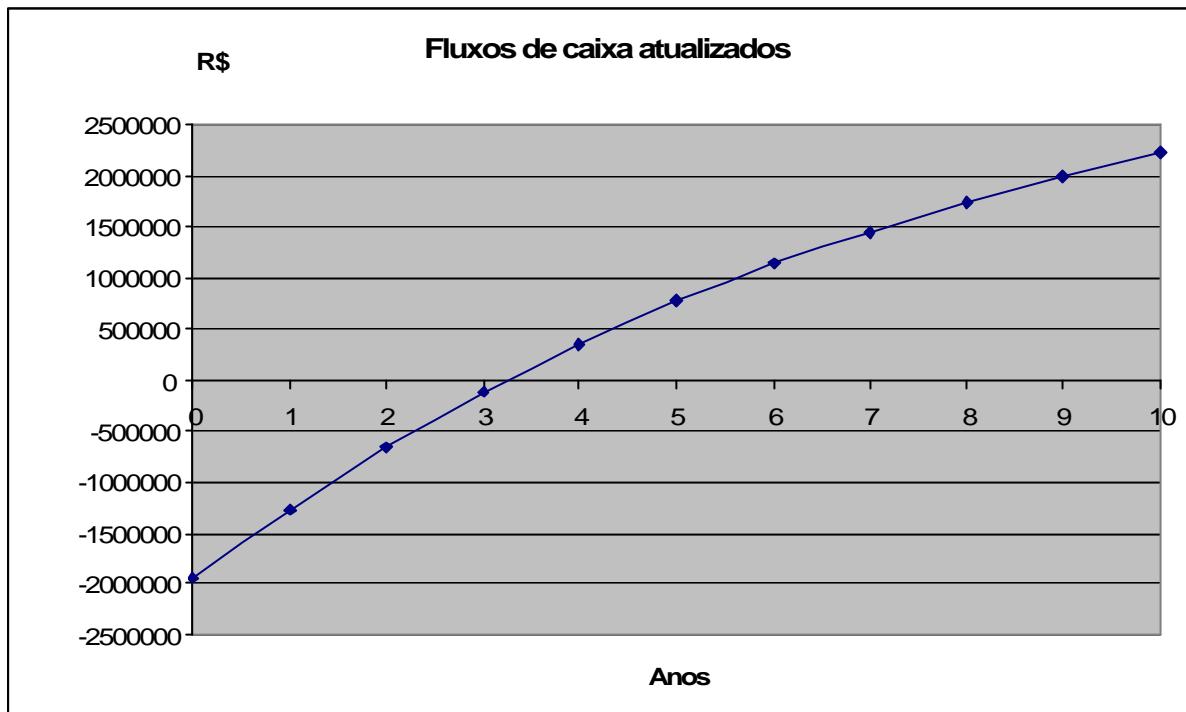


Figura 17: Evolução dos fluxos de caixa adicionados durante 10 anos (Cenário 2)

. Com esse cenário, o desempenho do investimento aumenta. O *Pay back* muda um pouco e é agora de 3 anos é 3 meses.

Analise de sensibilidade

Eu acho importante agora de fazer um estudo de sensibilidade do desempenho do investimento em função de dois parâmetros.

- A taxa de atualização (a taxa tomada previamente é 16 %)
- A taxa anual de aumento do preço da energia elétrica (o valor escolhido previamente é 6%)

Vamos observar então o comportamento do VLP em função dessas duas variáveis.

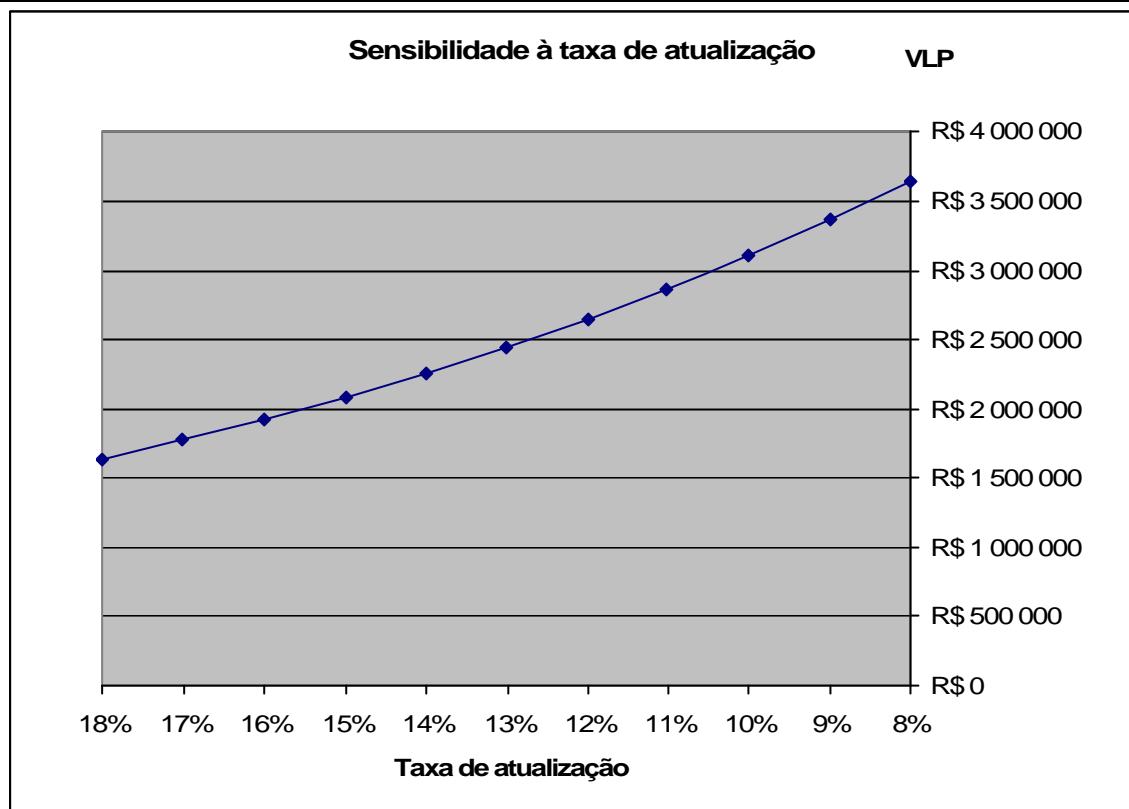


Figura 18: Sensibilidade do VLP à taxa de atualização

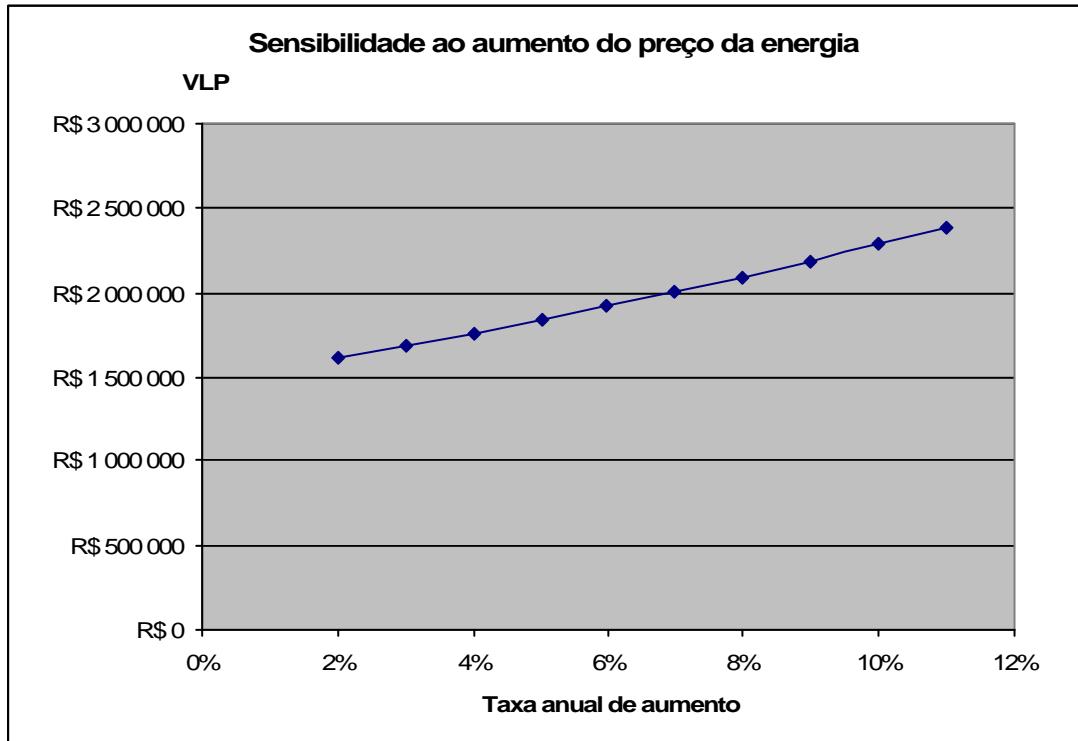


Figura 19: Sensibilidade com a taxa anual de aumento do preço da energia elétrica

Observamos uma grande sensibilidade do desempenho do investimento com a taxa de atualização. Por exemplo, na França, assumindo que as receitas sejam as mesmas, esse mesmo investimento seria 61% mais eficiente com uma taxa de atualização em torno de 10%.

A sensibilidade observada com a taxa de aumento do preço da energia é menor. Em efeito, essa taxa afeta unicamente as receitas energéticas quando a taxa de atualização se aplica sobre o conjunto dos fluxos de caixa.

3.2 Trabalho efetuado sobre o circuito frigorífico

Para estabelecer alguma possibilidade de melhoria do desempenho do conjunto de máquinas frigoríficas, tinha-se que calcular o desempenho econômico de cada máquina. Esse desempenho compõe duas noções importantes. O desempenho meramente energético e os custos de manutenção. Observando os dados históricos de manutenção preventiva para essas máquinas, notou-se que elas eram praticamente as mesmas para todas as máquinas frigoríficas. Notando que as capacidades das máquinas são quase as mesmas (confiando na documentação do fabricante), nós podemos dizer que todas essas máquinas têm o mesmo desempenho em relação aos custos de manutenção. Essa observação facilita muito o trabalho e faz **com** que o desempenho econômico relativo corresponda ao desempenho energético para esse conjunto de máquinas.

3.2.1 Determinação do desempenho energético

3.2.1.1 Determinação do desempenho das máquinas J-967 D, E e F

Estas máquinas têm entre 20 e 25 anos de idade. A nossa preocupação é avaliar o desempenho de cada uma para compará-las com os desempenhos de máquinas modernas. As máquinas D e E são do mesmo modelo.

Estas máquinas podem funcionar em carga parcial. São programadas para fornecer na saída uma água fria com temperatura controlável. Esta temperatura fixada pelo utilizador se chama *Set Point*. Reduzindo este *Set Point*, o desvio de temperatura da água entre a entrada e a saída vai aumentar, a necessidade frigorífica vai aumentar e a máquina vai automaticamente estabelecer o seu nível de funcionamento. Produz-se evidentemente o contrário se aumentarmos o *Set Point*.

As primeiras medições feitas foram medir o consumo global da máquina em eletricidade enquanto variávamos o valor do *Set Point*. Obtivemos para as três máquinas as seguintes curvas. Na hora destas medições, mediu-se também a temperatura da água na

entrada de cada máquina, temperatura que vem sempre do mesmo tanque, mas que varia ligeiramente em função da distância da máquina ao tanque e a qualidade do isolamento das tabulações.

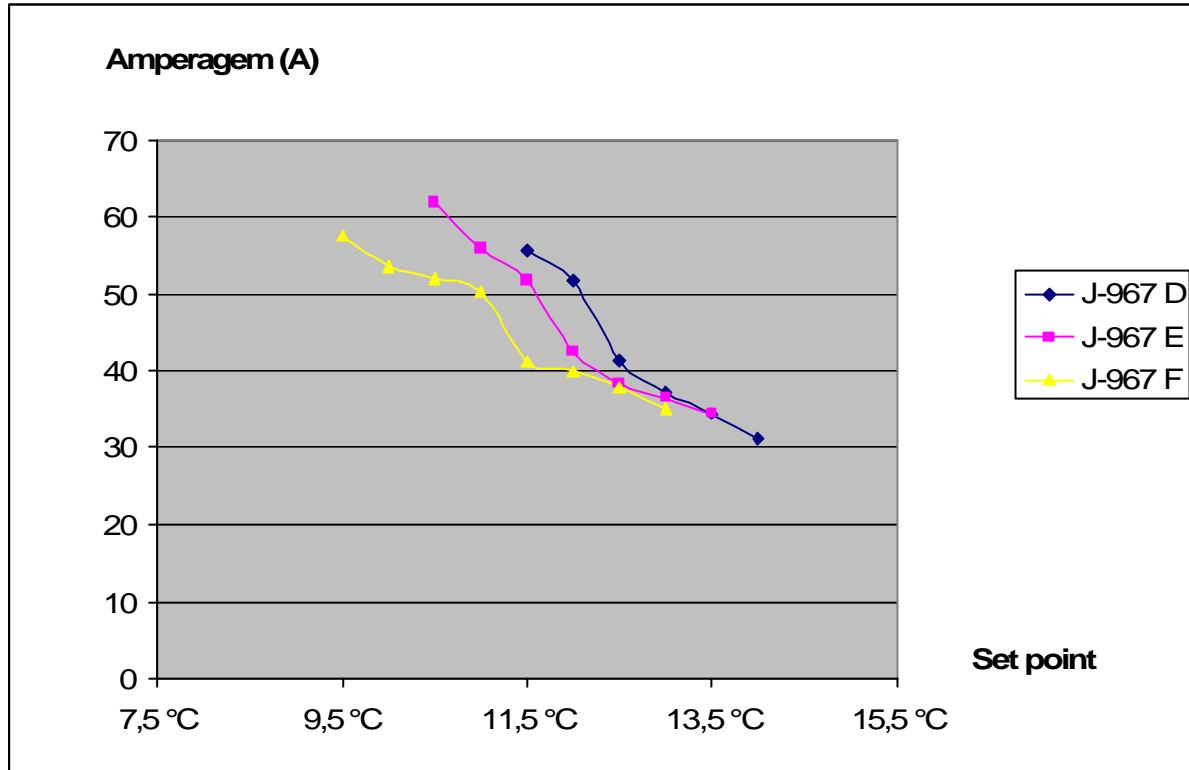


Figura 20: Curvas do consumo de eletricidade em função do Set Point

O aspecto não linear destas curvas sugere rendimentos variáveis em função do nível de funcionamento de cada máquina.

Temperaturas da água na entrada de cada máquina:.

	J-967 D	J-967 E	J-967 F
Temp. Água entrada	16,5 °C	16,5 °C	16 °C

Estas temperaturas podem evidentemente mudar durante o ano (inverno, verão). De fato, um dia quente com uma grande produção de Fenol significa necessidades de frio elevadas e, por consequência, uma temperatura de regresso da água do processamento mais elevada.

A segunda série de medições foi sobre as vazões de água fria. Obtive estes valores a partir das curvas das bombas que fazem circular a água fria. As máquinas J-967 D e E podem ser alimentadas por três bombas indiferentemente: J-962 F, G e H, uma ficando parada. A máquina J-967 F pode ser alimentada com água fria pela bomba J-962 I ou pela bomba J-962J.

A configuração que corresponde ao dia das medições é a seguinte:

	J-967 D	J-967 E	J-967 F
Bomba operante	J-962 F	J-962 G	J-962 J

Tomando a pressão de descarga das bombas e retirando a pressão da água à entrada das bombas (altura da água no tanque) obtivemos a pressão de funcionamento da bomba a partir da qual deduzimos a vazão graças à curva característica. As vazões de água fria nas máquinas J-967 D, E, F são:

	J-967 D	J-967 E	J-967 F
Vazão (m ³ /h)	240	240	205

A partir das vazões e das temperaturas de entrada e saída da água fria, podemos calcular a potência calorífica de cada máquina para cada ponto de funcionamento de acordo com a fórmula seguinte:

$$\Delta H = Cap = q_m \times c_p \times \Delta T$$

Com :

q_m : a vazão mássica

c_p : o coeficiente de capacidade térmica (calor específico) da água

ΔT : a diferença de temperatura entre a entrada e a saída da máquina

A capacidade térmica comparada com a potência elétrica consumida nos fornece o valor do indicador de desempenho da máquina (apresentado na Introdução) para cada nível de funcionamento:

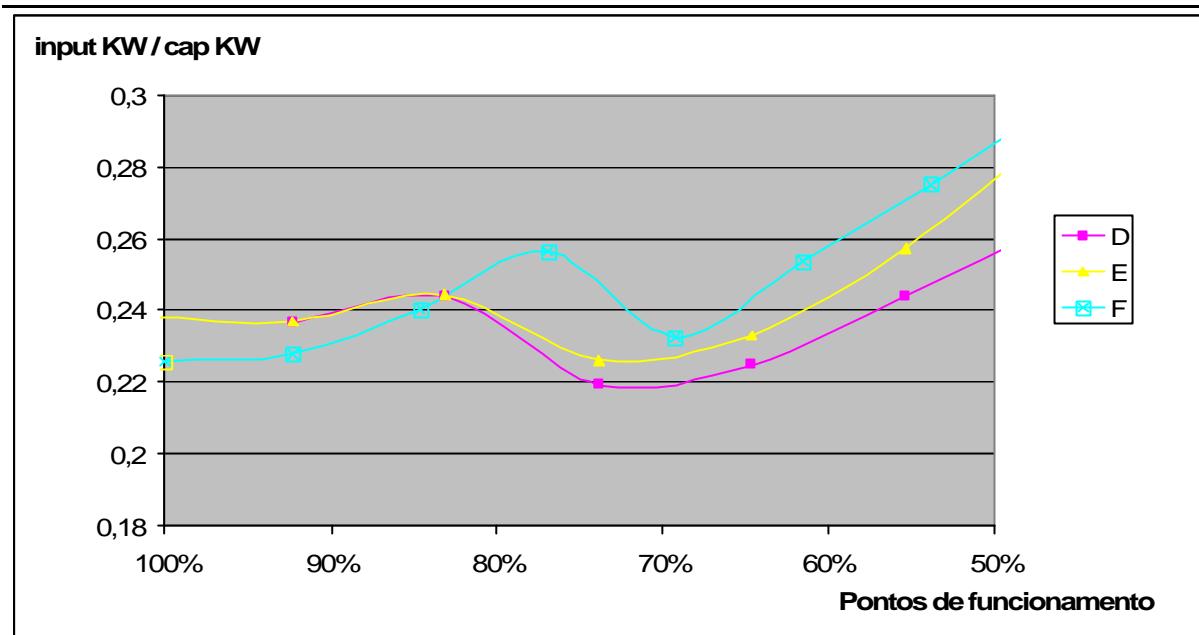


Figura 21: Curvas dos desempenhos das máquinas J-967 D, E, F

Observação: quanto mais baixa é a curva, mais o rendimento é importante.

As curvas das máquinas D e E que são do mesmo modelo estão sobrepostas para níveis de carga superiores à 80%. Abaixo desta carga, a máquina D é mais eficiente que a máquina E. Estas duas máquinas atingem o melhor rendimento – quando funcionam entre 70% e 75% da capacidade. Os rendimentos caem para funcionamentos inferiores à 60%.

A máquina F é mais eficiente que as outras para um funcionamento acima 80 %. O rendimento dela é o maior quando ela gira entre 90% e 100% da sua capacidade. O ponto de funcionamento a evitar situa-se entre 75% e 85%. Em contrapartida, podemos **fazê-la** funcionar a 70% da sua capacidade, onde apresenta um bom rendimento. Abaixo de 60%, o rendimento cai de maneira bastante importante.

3.2.1.2 Determinação do desempenho das máquinas J-967 G e H

Estas duas máquinas são **alugadas** e de última geração. A documentação é bem precisa e permite-nos obter as curvas de rendimento diretamente sem ter de passar pelas mesmas medidas que para as máquinas J-967 D,E e F.

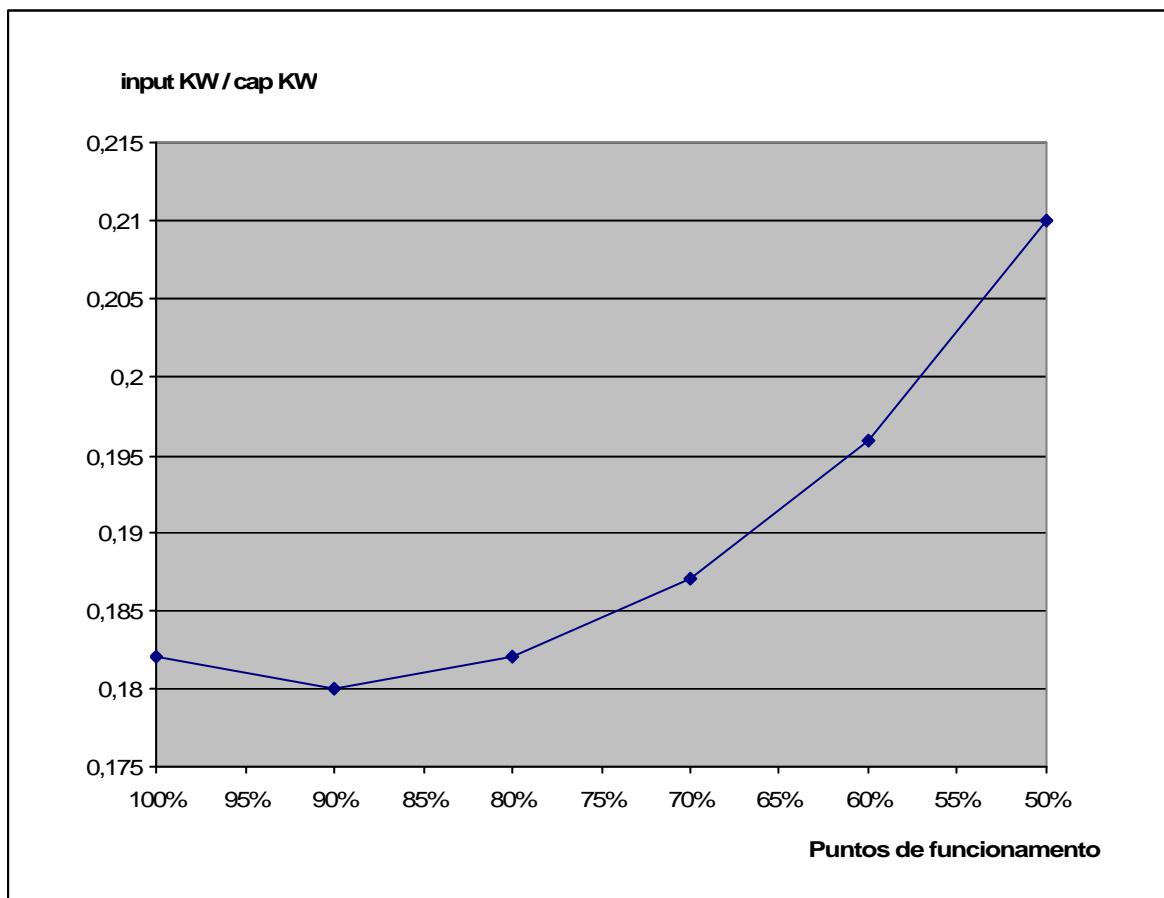


Figura 22: Curva de rendimento para as máquinas J-967 G e H

Observamos que o rendimento da máquina é maior entre 80% e 100% com um máximo de eficiência situado em 90%. A eficiência destas duas máquinas cai claramente para níveis de carga inferiores a 70%. Podemos já afirmar que é mais interessante parar uma das duas máquinas regulando a outra a 100%, do que fazer as duas funcionarem a 50%.

3.2.1.3 Determinação do desempenho da máquina J-967 B

Esta máquina é ligeiramente diferente das outras dado que funciona com amônia. Mas a compressão faz-se por pistões. Esta máquina propõe dois níveis de funcionamento: 50% e 100%.

Para os dois modos, assinalei os valores das temperaturas de entrada e saída da água, e a amperagem.

	100%	50%
Temperatura saída	9,9 °C	13,2 °C
Temperatura entrada	16,5 °C	16,5 °C
Amperagem	46 A	32 A

A bomba que alimenta o compressor tem uma vazão de 180 m³/H.

Obtivemos da mesma maneira que previamente os valores do Input/Cap para os dois pontos de funcionamento:

	100%	50%
Input KW / Cap KW	0,18	0,28

O compressor J-967 B apresenta um muito bom rendimento quando ele trabalha à 100% da sua capacidade. Isto é devido à amônia, melhor líquido frigorífico que o R134. Contudo, o rendimento não é bom quando funciona a 50%. Será necessário o mais possível evitar fazer funcionar este compressor a 50% da sua capacidade, e então evitar escolher o modo AUTO.

3.2.2 Comparação dos desempenhos de todas as máquinas frigoríficas

Sobrepondo as curvas de rendimentos de todas as máquinas frigoríficas, podemos perceber as diferenças entre os desempenhos meramente energéticos.

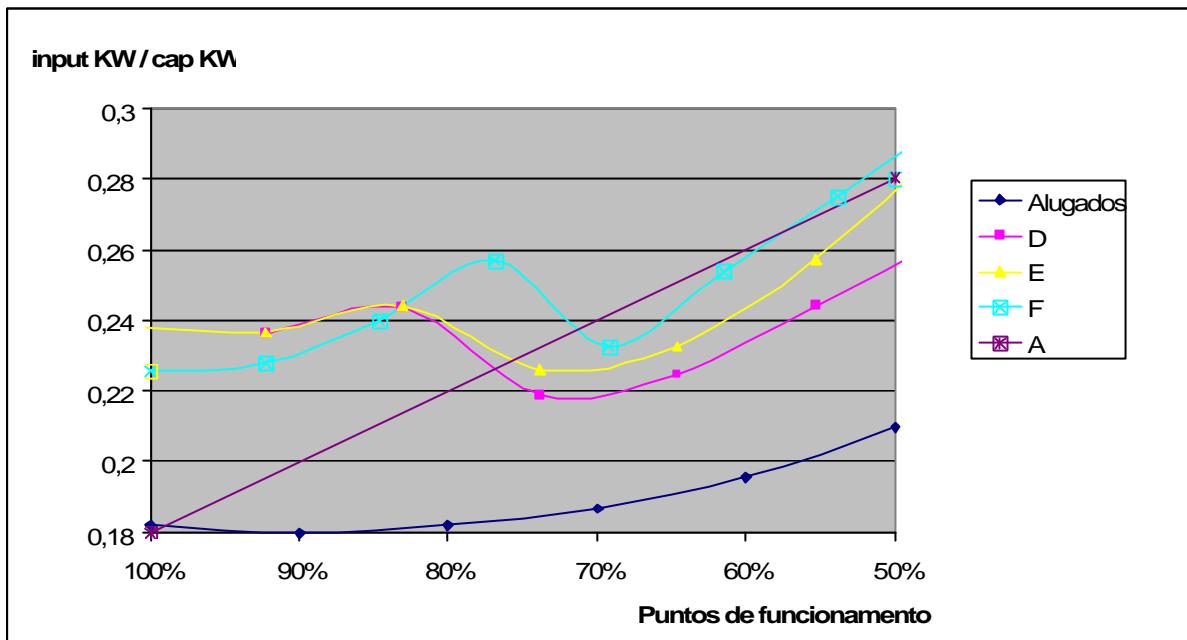


Figura 23: Sobreposição das curvas de desempenho dos compressores frigoríficos

Observamos uma diferença notável entre as máquinas antigas e as máquinas novas que funcionam com o R 134. Sobre a gama de funcionamento das máquinas, os J-967 G e H são entre 15% e 25% mais eficientes que as máquinas J-967 D, E e F. A máquina J-967 B é muito eficiente à 100% graças às boas propriedades termodinâmicas do seu fluido frigorífico. Mas, quando funciona à 50%, o seu rendimento cai sensivelmente e o desempenho da máquina é então comparável com aquele das máquinas J-967 E e F.

A continuação do trabalho envolverá os custos de manutenção destas máquinas para poder classificá-las de acordo com os seus desempenhos econômicos.

3.2.3 Otimização da utilização das máquinas em função do seu desempenho energético

3.2.3.1 Pesquisa das configurações otimizadas

O caso ideal seria fornecer uma configuração de utilização das máquinas para cada nível de necessidade em frio. O problema é que confrontamo-nos com várias dificuldades:

- Dificuldade para regular o *Set Point*. Com efeito, isto supõe a presença do instrumentista para abrir a cabina elétrica da máquina. Esta operação não pode, por conseguinte ser feita todas as horas, por exemplo.
- Dificuldade para conhecer com precisão o valor do número de Kcalorias necessárias ao processo
- Possibilidade de que o desempenho das máquinas se altere com a temperatura da água de torre. Penso que se há uma influência, esta influência é a mesma para todas as máquinas e que, por conseguinte, as diferenças de desempenho entre as máquinas não alteram muito.

Com base nestas constatações, realizei um programa Excel, que para cada nível de necessidade em frio (em Kcalorias), nos dá a configuração otimizada de utilização das máquinas. Este programa utiliza o *solver* do Excel, e a otimização baseia-se num modelo linear (o que nos tranqüiliza sobre a confiabilidade dos resultados fornecidos pelo *solver*).

Kcal	J-967 B	J-967 D	J-967 E	J-967 F	J-967 G	J-967 H
2400000	0%	0%	0%	0%	80%	80%
2600000	100%	0%	0%	0%	100%	0%
3800000	100%	0%	0%	0%	90%	90%
4900000	100%	80%	0%	0%	100%	90%
6200000	100%	80%	0%	92%	100%	90%
6900000	100%	70%	65%	92%	100%	90%

Tabela 10: Exemplo de resultados obtidos para certos níveis de necessidade de frio

As dificuldades explicadas previamente dificultam aplicar estes resultados no campo. Por conseguinte, agrupei os níveis de necessidade de frio em cinco categorias:

-
- Necessidade de frio quando a produção é muito pequena. Neste caso, apenas duas máquinas são suficientes. Ficando evidente as vantagens de privilegiar-se a máquina J-967 B (à 100%) e as duas máquinas alugadas.
 - Necessidade de frio pequena: três máquinas funcionam. Estas três máquinas devem ser a J-967 B e as duas máquinas J-967 G&H.
 - Necessidade de frio média: quatro máquinas funcionam. Duas possibilidades aparecem nos resultados da otimização.
 - B (100%) & D (75%) & J-967 G e H (70% < regulando < 100%)
 - B (100%) & F (100%) & J-967 G e H (regulando > 90%)
 - Necessidade de frio normal: cinco máquinas funcionam. Duas possibilidades de utilização aparecem:
 - B(100%) & D(75%) & E (74%) & J-967 G e H (90% < regulando < 100%)
 - B(100%) & D(75%) & F (100%) & J-967 G e H (80% < regulando < 100%)
 - Necessidade de frio grande: Todas as máquinas funcionam. Temos então três possibilidades de utilização das máquinas respondendo de maneira otimizada à esta necessidade. São classificadas em função da necessidade de frio que são capazes de assumir. A última solução aparecerá apenas nos dias muito quentes com uma produção de fenol elevada.
 - B(100%) & D(75%) & E(74%) & F (69%) & J-967 G&H (90% < regulando < 100%)
 - B(100%) & D(75%) & E(74%) & F (100%) & J-967 G e H (90% < regulando < 100%)
 - B(100%) & D(100%) & E(74%) & F (100%) & J-967 G e H (90% < regulando < 100%)

3.2.3.2 Métodos de aplicação da otimização

Para que os resultados teóricos precedentes sejam facilmente aplicáveis pelos operadores da fábrica de fenol, estabeleci quatro regras muito simples que permitem para cada nível de produção encontrar uma configuração eficiente de utilização dos compressores. A solução obtida aplicando estritamente estas regras é a solução teórica otimizada ou uma solução que dela se aproxima.

As quatro regras são as seguintes:

- Utilizar a máquina J-967 B à 100% da sua capacidade.
 - Verificar que as J-967 G e H funcionam acima 90% da sua capacidade.
 - Parar o maior número possível de máquinas entre as máquinas J-967 D, J-967 E e J-967 F.
 - Verificar os consumos das seguintes máquinas:
 - J-967 D : $37 \text{ A} < \text{Cons} < 43 \text{ A}$
 - J-967 E : $38 \text{ A} < \text{Cons} < 44 \text{ A}$
 - J-967 F : $(\text{Cons} > 53 \text{ A}) \text{ ou } (41 \text{ A} < \text{Cons} < 43 \text{ A})$
-

3.2.4 Estudo rápido de uma troca de máquinas

As máquinas a alterar em prioridade do ponto de vista energético são as máquinas J 967 D, E, F. Proponho-me aqui de avaliar qual seria o ganho energético se em lugar destas três máquinas tivéssemos máquinas modernas comparáveis às duas máquinas alugadas. Para isto devo calcular a diferença de energia elétrica fornecida às antigas máquinas e as máquinas modernas, para a mesma quantidade de "frio" produzida.

Tomando como valores dos indicadores de desempenho:

$$\frac{Input(KW)}{Cap(KW)} \underset{(Alugados)}{\approx 0,18} \quad \frac{Input(KW)}{Cap(KW)} \underset{(D,E)}{\approx 0,24} \quad \frac{Input(KW)}{Cap(KW)} \underset{(F)}{\approx 0,23}$$

Obtemos:

$$Ganho_em_KW = (0,24 \times Cap_D + 0,24 \times Cap_E + 0,23 \times Cap_F) - 0,18 \times (Cap_D + Cap_E + Cap_F)$$

Isto dá-nos um lucro energético de cerca de 250 KW. Supondo que este lucro é permanente durante todo o ano, (que a máquina D, E, F funcionem sem parar durante um ano) teria um ganho energético de cerca de **2200 MWh** o que representa R\$ 300.000.

Se compararmos este valor ao do ganho energético feito pela mudança dos compressores de ar, observamos que este valor é duas vezes menor. Dado o preço das máquinas, o tempo de retorno sobre investimento exigido pela Rhodia e o ganho energético não suficiente, o investimento em novas máquinas mais modernas não é possível.

CAPITULO 4 – CONCLUSÃO

Trabalhei durante este estágio na óptica de propor soluções para diminuir sensivelmente o consumo de energia da sala das máquinas da unidade Fenol. Vou então apresentar as minhas conclusões sob forma de recomendações para a empresa:

Para os compressores de ar:

Aparece claramente que nenhuma melhoria é possível sobre o sistema atual de compressores de ar. De fato, o estudo de dados que fiz relativos às configurações de utilização dos compressores em função da demanda por ar comprimido, não destaca nenhuma aberração econômica na maneira como estes compressores estão sendo utilizados (estudo feito sobre o ano 2005).

Qualquer melhoria passa, por consequência, por uma substituição de máquinas. As máquinas a trocar prioritariamente são:

- Os compressores parafusos: J-101 A → D
- O compressor alugado

De um ponto de vista energético, é melhor trocar todas as máquinas por menos máquinas possíveis. A solução de substituí-las por uma única máquina sendo inaceitável, dado o risco de parar toda a produção em caso de parada da máquina, optei por duas máquinas centrífugas de capacidades iguais (10 500 T/H). O investimento é de cerca de R\$ 2 000 000 pela proposta do fabricante ATLAS (despesas de instalação incluídas, mas avaliadas de maneira aproximada).

Tal investimento permite uma economia energética de aproximadamente 5 000 MWh por ano, ou seja uma economia de cerca de R\$ 650 000. A manutenção permite obter um ganho importante de no mínimo R\$ 140 000 por ano. Por último a interrupção do pagamento mensal de aluguel permite uma economia de R\$ 216 000. Os benefícios devidos ao investimento são de mais ou menos R\$ 1 000 000 por ano.

Utilizando o princípio de atualização com uma taxa de 16% e assumindo um cenário provável do aumento do preço da energia elétrica, os indicadores de desempenho tomam os valores:

- $VPL = R\$ 1\,920\,000$ sobre 10 anos

-
- $TIR = 42\%$ ao ano
 - Tempo de retorno = 3 anos 3 meses (utilizando valores descontados)

O tempo de retorno sobre investimento é bastante longo. Isto leva-nos a estender o pagamento graças um financiamento. Sobre bases da proposta de financiamento apresentada pela ATLAS com juros anuais de 8%, o tempo de retorno sobre investimento seria de 14 meses. Este financiamento tem, contudo, um custo de R\$ 80 000.

Para as máquinas frigoríficas:

O estudo das curvas de rendimento energético do conjunto das máquinas permitiu-me estabelecer quatro regras simples que otimizam o sistema com o objetivo de economizar energia. Estas regras são:

- Utilizar a máquina J-967 B à 100% da sua capacidade.
- Verificar que as máquinas J-967 G e J-967 H funcionam acima de 90% da sua capacidade.
- Parar o maior número possível de máquinas entre as máquinas J-967 D, J-967 E e J-967 F.
- Verificar os consumos das máquinas seguintes:
 - J-967 D : $37\text{ A} < \text{Cons} < 43\text{ A}$
 - J-967 E : $38\text{ A} < \text{Cons} < 44\text{ A}$
 - J-967 F : $(\text{Cons} > 53\text{ A}) \text{ ou } (41\text{ A} < \text{Cons} < 43\text{ A})$

Não pude avaliar precisamente o lucro que podemos esperar utilizando assim as máquinas por falta de dados sobre os hábitos atuais de utilização. Contudo, estimo que o ganho anual será superior à R\$ 30 000.

Um investimento sobre estas máquinas não me parece possível, visto o ganho energético médio que podemos esperar entre as máquinas antigas e modernas.

ANEXOS

ANEXO 1: Determinação das capacidades dos compressores de ar

Para determinar as capacidades reais dos compressores eu levantei os dados históricos das vazões de ar nas saídas. Adotar para nossos cálculos as capacidades nominais dadas pelos fabricantes seria muito perigoso. De fato, as vazões de ar na saída dos compressores podem variar em função da temperatura externa, umidade da região ou da idade da maquina. Assim, graças ao banco de dados da planta Fenol, eu construí as distribuições das vazões relativas ao ano de 2005, para cada um dos compressores, e peguei a media da distribuição como valor da capacidade para meus cálculos de desempenho.

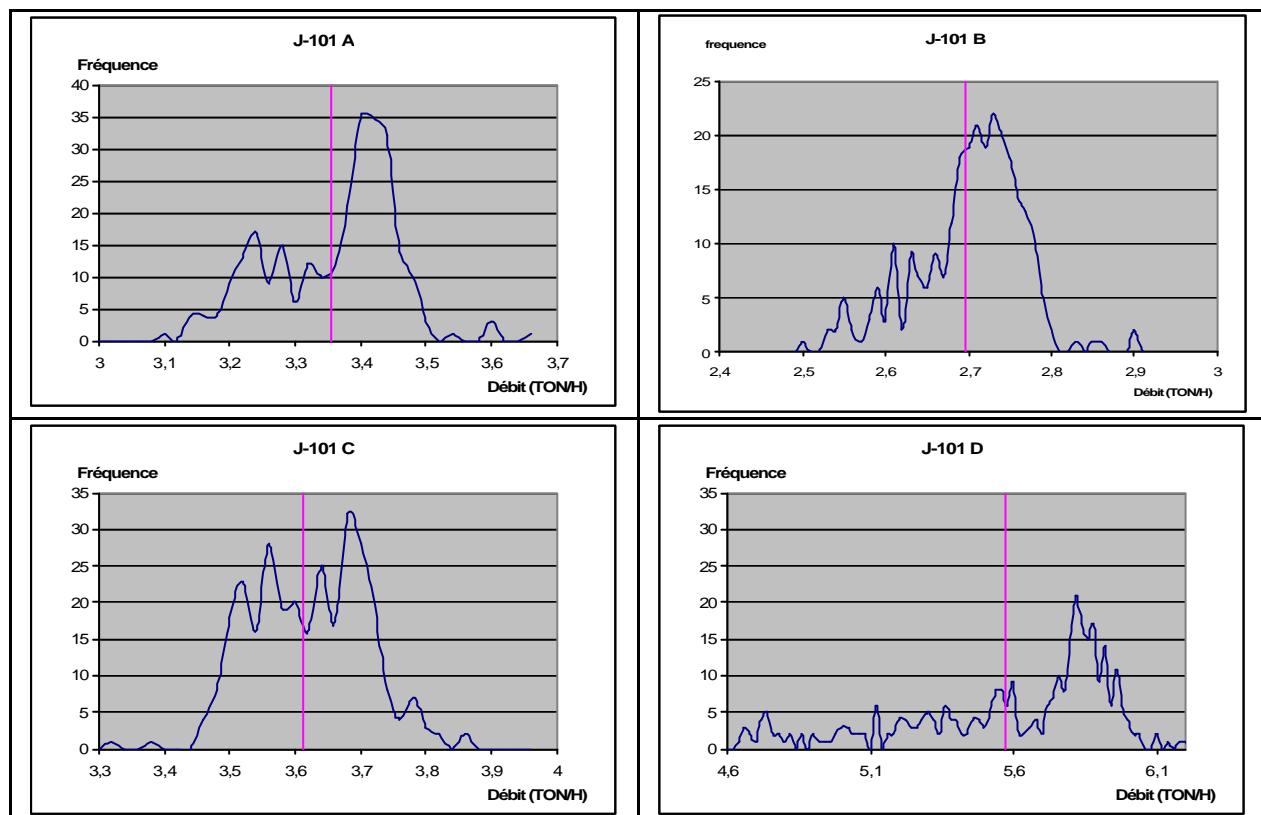


Figura 24: Distribuições das produções horárias dos compressores J-101 A → D no ano 2005

	Vazão atual média (TON/H)	Vazão nominal do fabricante (TON/H)
J-101 A	3,35	3,3
J-101 B	2,7	3,3
J-101 C	3,6	3,9
J-101 D	5,6	6
Alugado	3,3	3,3
RATEAU	10,5	11
NOCOM (J-101 E)	12	12

Tabela 11: Comparação entre vazões atuais e vazões nominais dos fabricantes

ANEXO 2: Determinação detalhada do ganho energético de compressão.

As medidas efetuadas nos compressores J-101 D e J-101 E permitem posicionar as transformações do ar no diagrama de Clapeyron.

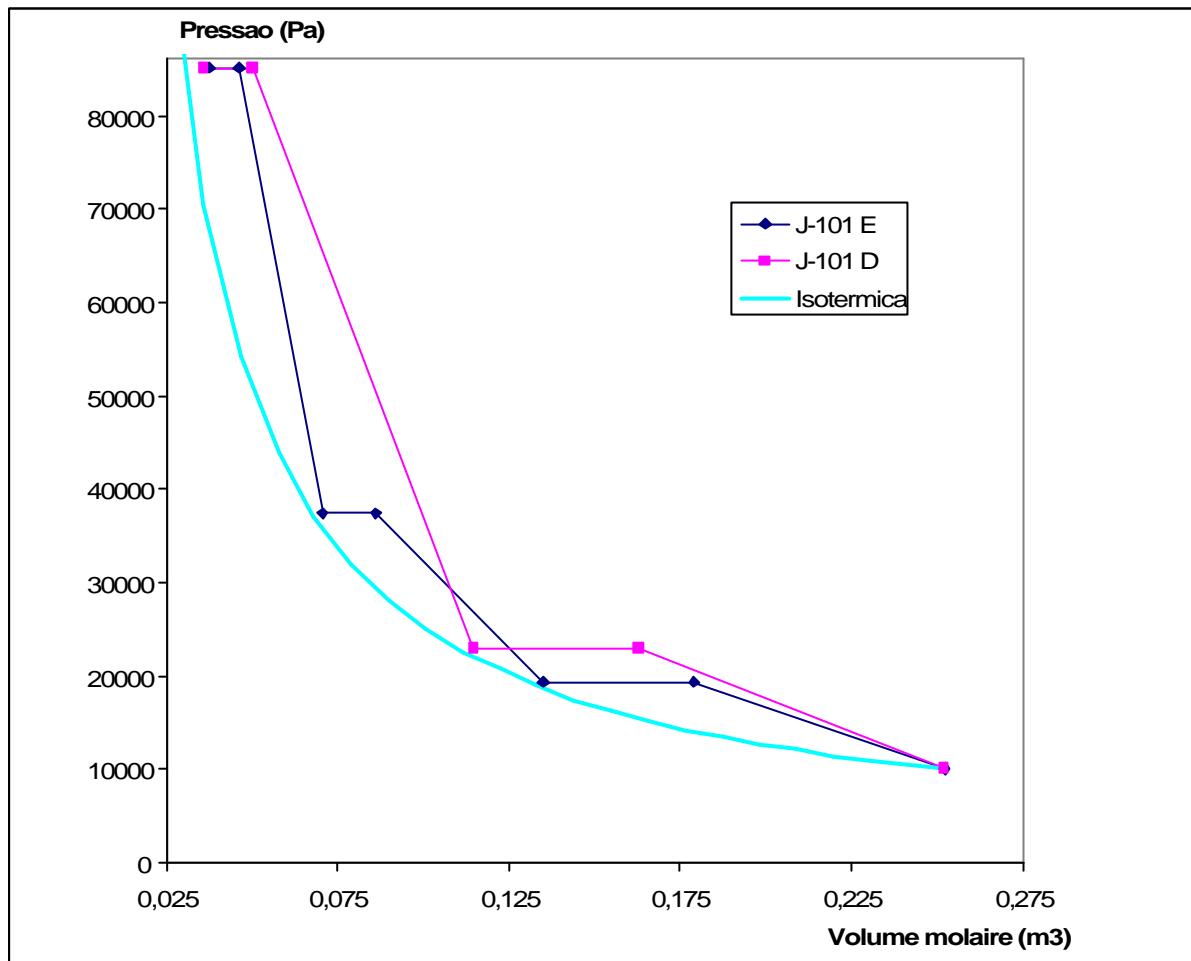


Figura 25: Comparação dos trechos de compressão entre o J-101 E e o J-101 D

É claro que a curva de azul que corresponde ao Nocom está mais próxima da isotermia do que a curva violeta do J101D. A tecnologia à três estágios é por conseguinte mais econômica em energia que aquela à dois estágios. Para se ter uma idéia do ganho de energia feito para cada mol de ar comprimido, podemos calcular a área entre as duas curvas de evolução da figura acima. Isso é uma aproximação muito grosseira dado que nós consideramos a variação de pressão linear com a variação de volume.

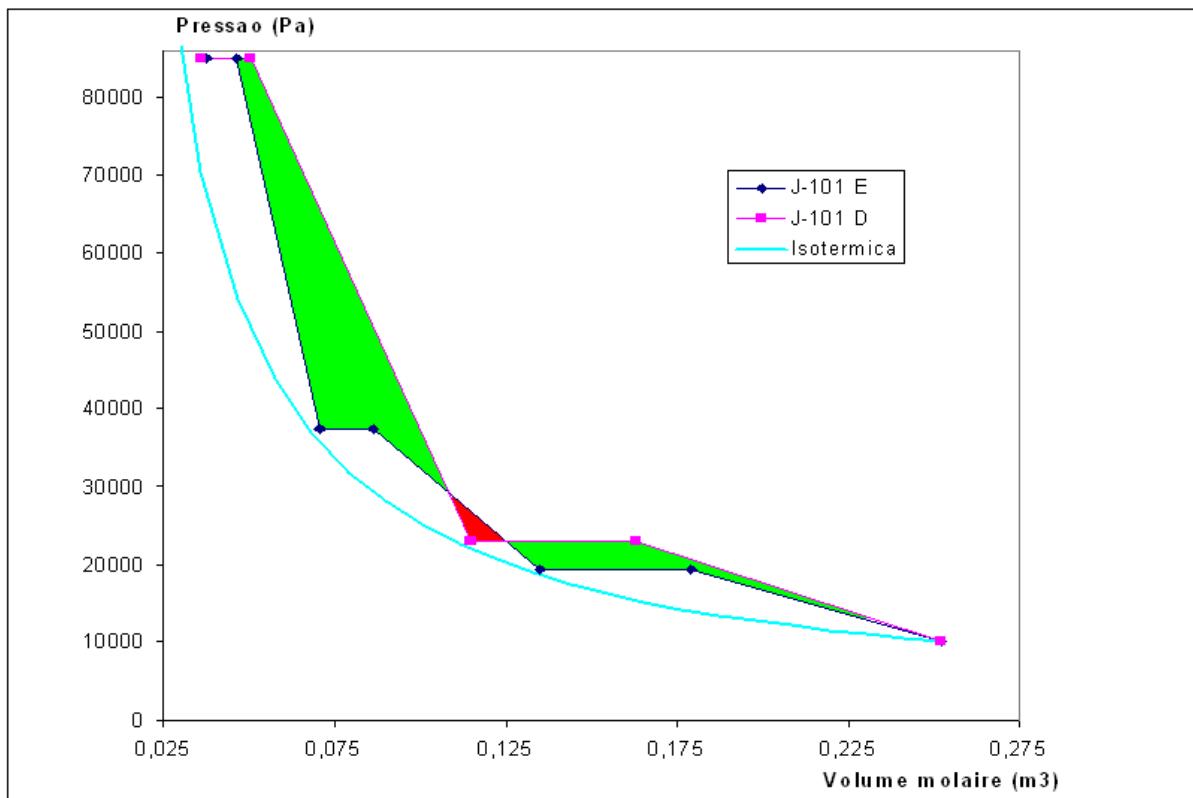


Figura 26: Estimativa da diferença de energia necessária entre os dois tipos de compressão : centrífugo à 3 estágios e parafusos à 2 estágios (área verde - área vermelha)

Resultados :

	J-101 E (3 estágios)	J-101 D (2 estágios)
Energia fornecida para 1 mol de ar	6280 J	7280 J

Com este método de cálculo obtemos uma diferença de 877 J por mol de ar comprimido entre as duas tecnologias (área em verde - área vermelha). Esta ordem de grandeza de ganho, que representa entre 15% e 20% do valor da energia necessária, leva-nos a estudar mais de perto este desvio modelando melhor a transformação de compressão em cada um dos estágios.

O outro método mais científico consiste em predizer, a partir dos pontos de medidas, qual é a transformação sofrida pelo ar acuando da compressão. Fazemos a hipótese razoável que é da forma $PV^k = \text{Constante}$, e calculamos o k para cada compressão a partir dos dados medidos. Assim podemos traçar as curvas de evolução do ar em cada tipo de compressor e avaliar o ganho de energia pelo mesmo cálculo de área que previamente.

Calculo do « k » para cada estagio de compressão

Utilizamos a relação seguinte, consequência da hipótese feita sobre a transformação de cada estagio: « $PV^k = \text{Constante}$ »

$$P_0 V_0^k = P_1 V_1^k = cte$$

Com:

- P_0 : pressão de entrada do estagio
- P_1 : pressão na saída do estagio
- V_0 : volume molar do ar na entrada do estagio
- V_1 : volume molar do ar na saída do estagio

O valor de "k" para cada estagio é por conseguinte: $k = \frac{\ln(P_1/P_0)}{\ln(V_0/V_1)}$

Para o Nocom (J-101E) nos temos:

	Estagio 1	Estagio 2	Estagio 3
Valor do « k »	1,92	1,48	1,55
Rendimento adiabático	55%	86%	77%

Observação: notamos que quanto mais o rendimento adiabático do estagio é bom, o valor de "k" está mais próximo do valor geralmente utilizado para uma transformação adiabática: 1,4.

Para o compressor J-101 D nós obtemos:

	Estagio 1	Estagio 2
Valor do « k »	1,90	1,43
Rendimento adiabático	55%	93%

Dispondo dos valores de "k" para cada compressão nos diferentes estágios, podemos traçar as duas curvas de evolução do ar nos dois tipos de máquinas:

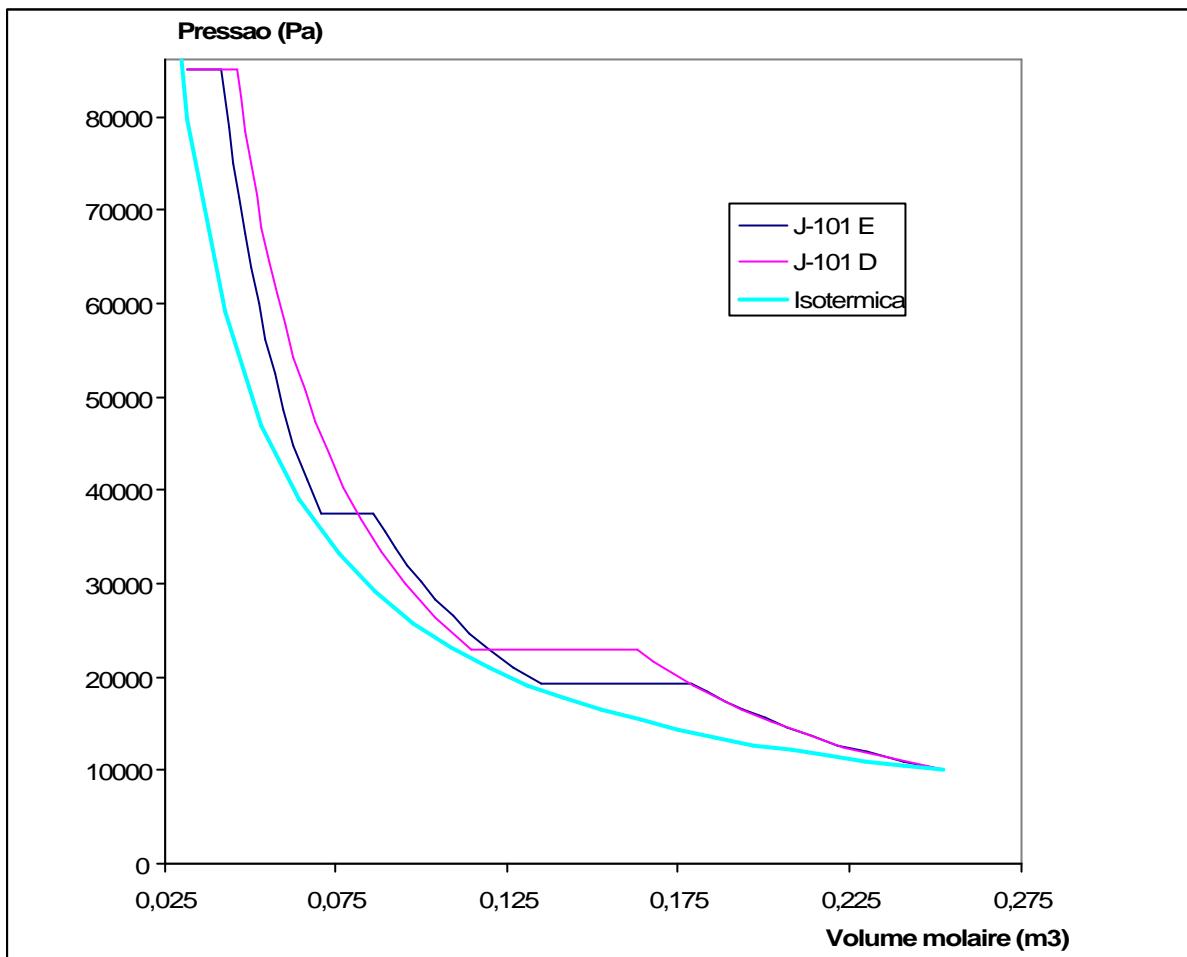


Figura 27: Curvas de transformação do ar nos compressores J-101 E e J101 D, feitas a partir do conhecimento dos trechos de compressão e a hipótese $PV^k = \text{constante}$.

A partir de estas duas curvas, vamos poder calcular o ganho de energia entre os dois tipos de máquinas de maneira mais precisa:

- Cálculo teórico do trabalho a fornecer para a compressão nos estágios:

A fórmula que permite este cálculo é: $W = \int_{V_0}^{V_1} pdv$

Pressão e volume são ligados pela relação: $PV^k = C = P_0V_0^k$. Nos temos então:

$$W = \int_{V_0}^{V_1} \frac{C}{V^k} dV = \left[-\frac{C}{(k-1)V^{k-1}} \right]_{V_0}^{V_1} = \frac{C}{k-1} \left(\frac{1}{V_0^{k-1}} - \frac{1}{V_1^{k-1}} \right) = \frac{P_0V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^{k-1} \right]$$

- Cálculo da energia necessária para cada resfriamento intermediário:

A fórmula de partida é a mesma que para o cálculo precedente. Esta vez, a pressão é constante, o que simplifica o cálculo e dá:

$$W = P \times (V_{\text{entrada}} - V_{\text{saída}})$$

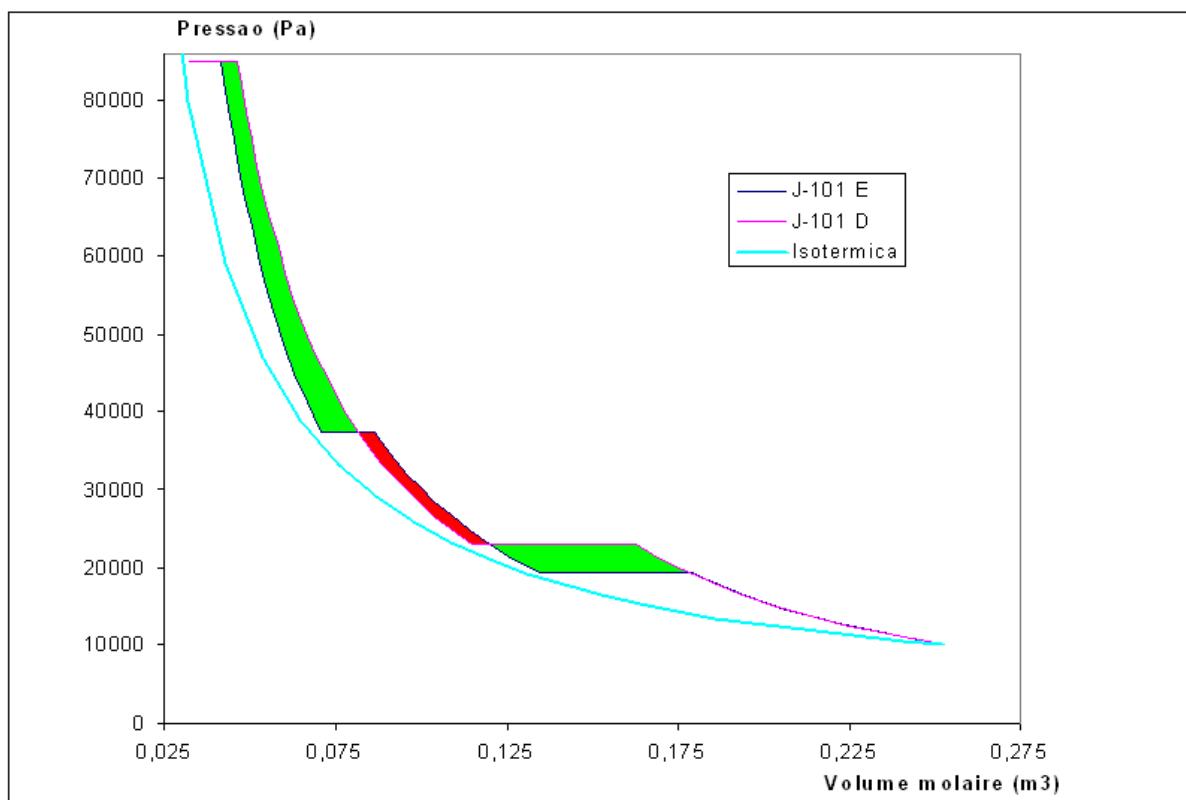


Figura 28: Nova estimativa da diferença de energia necessária entre os dois tipos de compressão: centrífugo à 3 estágios e parafusos à 2 estágios (área verde - área vermelha)

Resultados :

	J-101 E (3 estágios)	J-101 D (2 estágios)
Energia fornecida para 1 mol de ar	5873 J	6280 J

Constatamos esta vez uma diferença de 407 J entre as duas tecnologias para a mesma transformação de um mesmo mol de ar. Com esta estimativa mais precisa, obtemos uma diferença entre as duas tecnologias menor em termos de ganho de energia. De fato, da ordem de grandeza determinada previamente de 1000 J, passamos para 407 J. Mas este último valor é mais confiável porque se baseia numa modelagem das compressões nos estágios relativamente próxima da realidade.

Mas o que se esconde atrás deste valor de 407 J por mol de ar? Para responder, é necessário olhar como se decompõe a energia total fornecida à cada mol de ar pela máquina:

- Uma energia que serve à compressão que é fornecida pelo motor da máquina
- Uma energia de resfriamento fornecida pelo líquido: a água de torre. (a transferência de energia sob o ponto de vista termodinâmico vai do ar quente à água de torre).

A partir das curvas precedentes ou a partir das fórmulas teóricas demonstradas previamente podemos quantificar esta decomposição para cada máquina:

	J-101 E	J-101 D	Diferença	%
Energia de compressão	3933 J/mol	4307 J/mol	373 J/mol	8%
Energia de resfriamento	1940 J/mol	1974 J/mol	34 J/mol	1,7%

LISTA DE REFERÊNCIAS

Propriedades termodinâmicas

- [1] Perry & Green, *Chemical Engineers' Handbook*, Sixth Edition

Compressores de Ar

- [2] Jean Marie Merigoux, *Compresseurs, Notions fondamentales*, Techniques de l'ingénieur, BM 4 500
- [3] Perry & Green, *Chemical Engineers' Handbook*, Sixth Edition, p 6-23,24

Maquinas frigoríficas

- [4] Georges Vrinat, *Production de froid. Technologie des machines industrielles*, Techniques de l'ingénieur, B 2 365
- [5] Maxime Dumenil, *Théorie des machines frigorifiques*, Techniques de l'ingénieur, B 9 730

Manutenção e produção

- [6] Joseph G. Monks, *Administração da produção*, McGraw-Hill, 1987

Conhecimento do processo fenol

- [7] Christian Montagna, *Descrição do processo*, Documento interno Rhodia, 24/06/02

Estudo de investimento

- [8] Jean Darsa, *Gestion financière et business plan*, 2^e édition, Lavoisier, 2002
- [9] A. Courtois, M. Pillet, C. Martin- Bonnefous, *Gestion de Production*, 4^e édition, Références, 2006.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA

- [1] Albert Thumann , *Plant engineers and managers guide to energy conservation*, PE, CEM, 2003
- [2] Paul O'Callaghan, *Energy Management*, McGraw-Hill Professional Publishing, 1993
- [3] José Goldemberg, Luz Dondero Villanueva., Energie, *Meio Ambiente & Desenvolvimento*, 2^a edição revisada, Editora da Universidade de São Paulo, 2003
- [4] Jana Ricketts, *Competitive Energy Management & Environmental Technologies*, The Fairmont press, Inc, 1995
- [5] *Gestão Energética*, Guia técnico Procel (Programa Nacional de Conservação da Energia Elétrica)
- [6] Plano decenal de expansão da energia elétrica, 2005-2016, Ministério de Minas e Energia
- [7] *Perspectives Énergétiques à l'Horizon 2020: Questions et Incertitudes*, Jean-Marie Bourdaire Directeur Coopération à Long Terme et Analyse des Politiques - Agence Internationale de l'Énergie