

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

THIAGO DE AZEVEDO ALDAY

Desenvolvimento de um protótipo para produção de ar comprimido, água gelada e água quente a partir da utilização do gás natural

São Paulo
2011

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

THIAGO DE AZEVEDO ALDAY

Desenvolvimento de um protótipo para produção de ar comprimido, água gelada e água quente a partir da utilização do gás natural

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
graduação em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Engenharia
Mecânica

Orientador: Prof. Dr. José Roberto
Simões Moreira

São Paulo

2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Alday, Thiago de Azevedo

Desenvolvimento de um protótipo para produção de ar comprimido, água gelada e água quente a partir da utilização do gás natural / T.A. Alday. -- São Paulo, 2012.

67 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Máquinas térmicas 2. Motores de combustão interna 3. Máquinas frigoríficas I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

RESUMO

O presente trabalho estuda uma central de cogeração de pequeno porte. A central consiste basicamente de um motor de combustão interna, movido a gás natural, que realiza trabalho para acionar um compressor de ar, que alimenta uma linha de ar pressurizado. O calor rejeitado pelos gases de exaustão é aproveitado para o acionamento de um ciclo de refrigeração por absorção amônia-água, e também para o aquecimento de água utilizada para alimentar uma caldeira. No estudo, é desenvolvida a modelagem do sistema através dos balanços de massa e energia em cada um de seus subcomponentes. Após esta etapa, realizam-se simulações, através do EES (Engineering Equation Solver) e do Excel, da central operando em diferentes condições e o resultado mostra que através da central de cogeração em questão, é possível proporcionar uma unidade de cogeração com fator de utilização de energia, FUE, superior a 60% dependendo das condições de operação da central, trazendo assim, uma redução de custo substancial para o usuário.

ABSTRACT

The present work studies a small cogeneration system. The plant basically consists of an internal combustion engine, powered by natural gas, which does work to drive an air compressor, which feeds a pressurized air line. The rejected heat by the ICE through exhaust gases is used to drive an absorption refrigeration cycle of ammonia-water, chiller, and also for heating water used to feed a boiler. In this paper work, the system is modeled through mass and energy balances in each of its subcomponents. Thereafter, simulations are carried out using EES (Engineering Equation Solver) and Excel of the system operating under different conditions and the results show that through the cogeneration plant presented, it is possible to provide a cogeneration unit with energy utilization factor, EUF, over 60% depending on operational conditions, thus, bringing a substantial cost savings to the user.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Comparação de balanço de energia entre uma central convencional e uma de cogeração.	6
Figura 2.2 - Turbina de vapor a contrapressão.	8
Figura 2.3 - Turbina de contra pressão com extração.....	9
Figura 2.4 - a) turbina de combustão interna; b) turbina de combustão externa.....	11
Figura 2.5 – Esquema de um MCI e suas etapas de funcionamento.	13
Figura 2.6 – Diagrama P-v e T-s de um ciclo Otto.	14
Figura 3.1 – Central de cogeração.	18
Figura 3.2 – Motor Caterpillar G3304.	21
Figura 3.3 – Chiller por absorção ACF60-00 da Robur.....	23
Figura 3.4 – Desenho esquemático do sistema de aquecimento de água.	24
Figura 3.5 – Desenho esquemático do trocador de calor gases de exaustão-óleo térmico.	25
Figura 4.1 – Desenho do ciclo de absorção da ACF60-00 da Robur.	29
Figura 4.2 – Desenho esquemático do ciclo de absorção gerado pelo programa PSSRA do SISEA.	30
Figura 5.1 – Ciclo de absorção padrão.....	36
Figura 6.1 – Diagrama do chiller por absorção WFC-S da Yazaki.....	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Modelos de chiller por absorção.....	16
Tabela 2 - Características dos medidores de temperatura - Termopar tipo J (0 a 750 °C).....	19
Tabela 3 - Características dos medidores de vazão	19
Tabela 4 - Características dos medidores de pressão	19
Tabela 5 - Características dos medidores de velocidade.....	20
Tabela 6 - Dados técnicos do motor Caterpillar G3304.....	20
Tabela 7 - Potência do motor Caterpillar G3304 em diferentes rotações.	21
Tabela 8 - Dados técnicos do Chiller ACF60-00 da Robur.....	22
Tabela 9 – Resultados obtidos para o MCI funcionando a plena carga	41
Tabela 10 – Resultados obtidos para o MCI funcionando a 75% de carga	41
Tabela 11 – Resultados obtidos para o MCI funcionando a 50% de carga	41

Sumário

1	INTRODUÇÃO	4
1.1	Objetivo	4
2	O QUE É COGERAÇÃO	5
2.1	Turbina a vapor de contrapressão.....	7
2.2	Turbina a vapor de condensação com extração	8
2.3	Turbina a gás.....	10
2.4	Motor de Combustão Interna (MCI).....	11
3	LEVANTAMENTO DE FORNECEDORES DE CHILLER	16
4	A CENTRAL DE COGERAÇÃO	17
4.1	Motor de combustão interna a gás natural.....	20
4.2	Compressor.....	21
4.3	Ciclo de absorção	22
4.4	Trocador de Calor para Aquecimento de Água (TCA)	23
4.5	Trocador de Calor para Acionamento do Ciclo de Absorção (TCO)	24
5	OPERAÇÃO DO SISTEMA	26
5.1	Operação do Ciclo de Absorção	27
5.2	Operação do Trocador de Calor TCO.....	30
5.3	Operação do Trocador de Calor TCA	30
6	BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA	32
6.1	Balanço no Trocador de Calor TCO.....	33
6.2	Balanço no Trocador de Calor TCA	35
6.3	Balanço dos Gases de Exaustão.....	35
6.4	Balanço no Ciclo de Absorção	36
6.4.1	Absorvedor	36

6.4.2	Bomba	37
6.4.3	Válvulas de expansão.....	37
6.4.4	Gerador	38
6.4.5	Condensador.....	38
6.4.6	Evaporador	38
7	ANÁLISE DA SIMULAÇÃO.....	39
8	CONCLUSÕES	43
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	45
	ANEXO A.....	47
	ANEXO B.....	52
	ANEXO C.....	54
	ANEXO D – Programação Desenvolvida no EES	56

1 INTRODUÇÃO

As indústrias de um modo geral utilizam em seus processos produtivos: ar comprimido, água gelada e água quente. Outros ramos de atividades também utilizam estas utilidades tais como hospitais, hotéis e comércio.

O processo baseia-se na compressão do ar a 7,0 barg, por meio de uma unidade compressora acionada por um motor a gás natural. Após a saída da unidade compressora, o ar comprimido é resfriado em um radiador e ventilador, que por sua vez também é acionado pelo mesmo motor. Após o resfriamento, o ar comprimido é filtrado e secado em um secador para, então, ser distribuído. A água quente proveniente da jaqueta do motor (radiador) será utilizada para produção de água quente. A energia térmica dos gases de exaustão do motor será utilizado para acionar o ciclo de absorção para a produção de água fria.

1.1 Objetivo

O projeto, portanto, consiste em projetar e montar um protótipo de uma pequena central de cogeração para a produção simultânea de ar comprimido, água quente e água gelada. O projeto visa proporcionar uma unidade de cogeração com fator de utilização de energia, FUE, superior a 60%.

As vantagens para seus usuários são as reduções significativas de custos, demanda e consumo de energia elétrica na compressão de ar, produção de água quente e água gelada.

2 O QUE É COGERAÇÃO

Por definição, cogeração é o processo de geração e aproveitamento de diferentes formas de energia; tipicamente, energia eletromecânica e energia associada ao calor dos gases de combustão e/ou água de arrefecimento do sistema. A energia mecânica pode ser usada para acionar motor, compressor, bomba, ou até mesmo para gerar eletricidade. O calor rejeitado pode ser aproveitado para produção de vapor, água e/ou ar quente e até mesmo para processos de refrigeração através de chiller por absorção, obtendo-se água fria ou gelada (em torno de 5°C).

Um sistema de cogeração é visto como uma alternativa atraente aos métodos convencionais de geração de energia eletromecânica e de processos de aquecimento e refrigeração, devido à alta eficiência quando comparado com os mesmos, e assim, o menor consumo de combustível.

Apesar do conceito de cogeração existir há mais de cem anos, sua demanda e evolução se deram durante a década de 70 e começo de 80. A crise do petróleo nesse período desencadeou uma alta nos preços de energia, o que impulsionou a demanda por sistemas de alta eficiência e de baixa escala, em contra partida do sistema convencional de unidades de geração de energia elétrica de larga escala. Conforme os preços de energia foram arrefecendo, houve uma perda de interesse em investir em sistemas de cogeração.

Porém, com a crescente demanda por energia, a maior preocupação ambiental e restrições quanto à expansão da matriz energética de diversos países, o interesse na cogeração ressurge. Além de diminuir os custos envolvidos na geração de energia, há também a possibilidade de se vender a energia gerada, incorrendo em receita para a empresa que eventualmente possuir uma central robusta que atenda não só a demanda interna, assim como a externa (outras empresas ou residências).

A título de comparação, uma central de cogeração proporciona o aproveitamento de mais de 70% da energia proveniente da queima do combustível, enquanto que em

usinas convencionais de geração de eletricidade esse aproveitamento fica em torno de 35%. Portanto, a cogeração proporciona o dobro de aproveitamento da energia primária quando comparada com uma usina termelétrica. Consequentemente, há uma significativa redução de emissão de gases poluentes, como o CO₂.

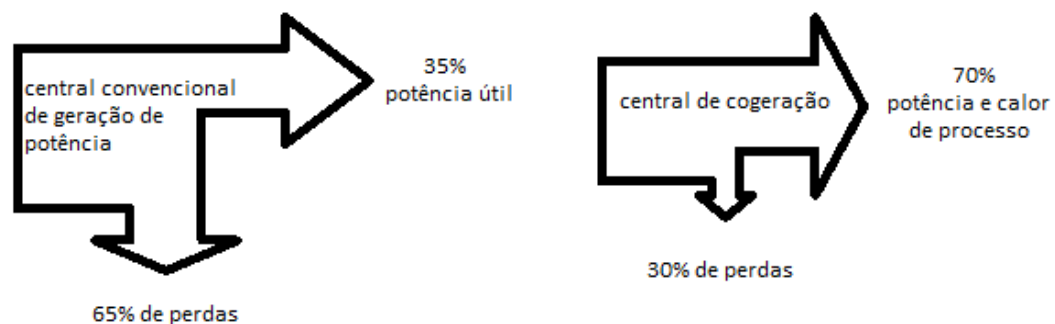


Figura 2.1 – Comparação de balanço de energia entre uma central convencional e uma de cogeração.

Aplicações típicas de cogeração englobam três áreas distintas:

- Calefação ou refrigeração distrital, que visa atender a demanda por calefação ou refrigeração de distritos ou cidades;
- Industrial: que além da calefação e refrigeração, atende a demanda por água quente a altas temperaturas para processos industriais;
- Comercial/Institucional: que atende a demanda individual de residências, hospitais, hotéis, universidades, etc.

Dentre as diversas tecnologias de cogeração, as que são amplamente comercializadas incluem:

- Turbina a vapor de contrapressão;
- Turbina a vapor de condensação com extração;
- Turbina a gás;
- Motor de combustão interna.

A seguir, serão apresentadas as tecnologias citadas.

2.1 Turbina a vapor de contrapressão

Nas turbinas de contrapressão, o fluxo de vapor exausto que abandona a turbina é enviado diretamente para o processo industrial em condições próximas das que são requeridas. O termo contrapressão refere-se ao fato de o vapor ser rejeitado a pressões da ordem de grandeza da pressão atmosférica, superiores, portanto, ao vácuo do condensador (pressão da ordem das centésimas de bar). A utilização do vapor a uma pressão relativamente elevada prejudica sensivelmente o rendimento elétrico, mas melhora o rendimento térmico, pois as características do vapor são normalmente mais adequadas aos fins a que se destina.

Uma das vantagens desse processo é que a entalpia de vaporização, que seria perdida no condensador de um ciclo de potência clássico, é aproveitada no processo, o que gera um aumento global da instalação.

A figura a seguir representa um esquema de uma turbina de vapor de contrapressão.

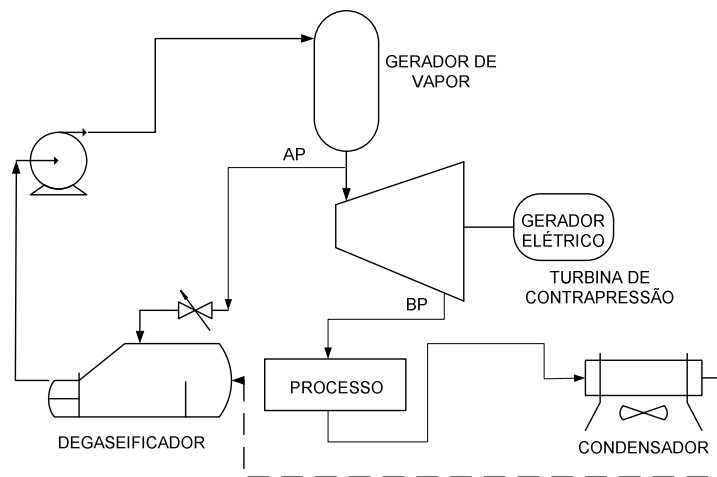


Figura 2.2 - Turbina de vapor a contrapressão.

A máxima potência depende exclusivamente da entalpia de vapor na entrada da turbina, a entalpia de vapor na saída da turbina e, conseqüentemente, do rendimento termodinâmico interno, ou seu rendimento isentrópico, do fluxo mássico e do rendimento mecânico.

Desta forma, resta claro que, para certo gasto, haverá aumento de potência, na medida em que também aumentará a temperatura e a pressão do vapor de entrada da turbina, o que resultará no aumento dos custos da operação e das dimensões do equipamento.

No entanto, um ponto desfavorável acerca do referido procedimento refere-se ao rendimento isentrópico, o qual não é elevado e assim gera uma maior relação de energia térmica/energia elétrica.

2.2 Turbina a vapor de condensação com extração

Trata-se de uma série de duas turbinas, cada qual com seu rendimento característico que depende do gasto de vapor. Sobre a contrapressão, esta apresentará rendimento máximo a

100% de extração e carga máxima e, sobre a condensação, o máximo rendimento com extração igual a zero e carga máxima.

Assim, o rendimento da turbina será o resultado de ambos os rendimentos.

A ilustração abaixo (Fig. 2.3) apresenta o esquema de uma turbina de vapor de condensação com extração.

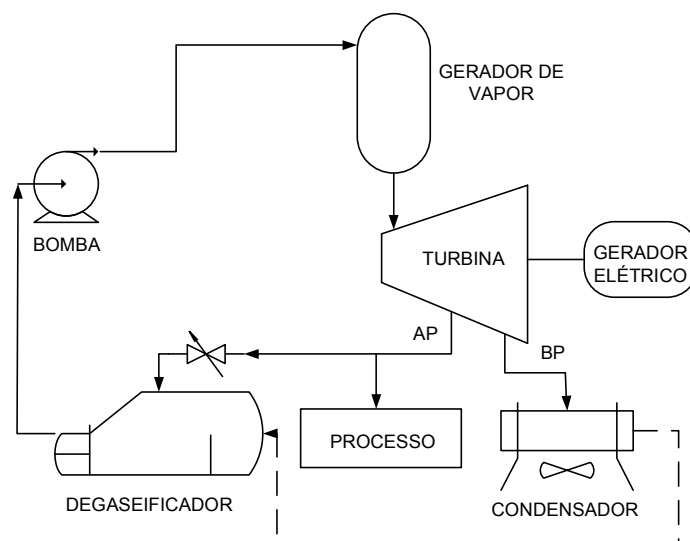


Figura 2.3 - Turbina de contra pressão com extração.

O vapor entra na fase de alta pressão da turbina assim que sai do gerador. Na extração, o gasto obtido é o mesmo ao da demanda instantânea de vapor no processo. Desta feita, na medida em que o gasto de vapor gerado é maior que o demandado pelo processo, o restante se conduz à pressão de condensação.

A principal vantagem da turbina de condensação com extração está na sua capacidade de satisfazer uma relação de energia térmica/elétrica, a qual tem a possibilidade de oscilar num intervalo extremamente amplo.

No momento em que a quantidade de vapor de processo é aumentada o equipamento age de forma semelhante a uma turbina de contrapressão, com 100% de extração. De forma

contrária, quando a demanda diminui, a parte excessiva de vapor migra para a seção de condensação, a qual estabelece uma potencia elétrica adicional.

É importante esclarecer que a seção de condensação existe para evitar que o excesso de vapor seja liberado na atmosfera, o que faria com que o gerador trabalhasse com uma carga parcial e diminuísse seu rendimento.

Um dos pontos negativos de maior impacto desta turbina consiste no fato de que quando o funcionamento for num nível de extração de 100%, o rendimento geral do sistema de cogeração diminuirá consideravelmente, pois a potência somente é gerada quando produzida pelo vapor que passa através da seção de contrapressão.

2.3 Turbina a gás

Sobre as turbinas a gás, existem dois tipos básicos, as de combustão interna e as de combustão externa. Nas primeiras a combustão ocorre no fluido de trabalho e não há transferência de calor por meio das superfícies de intercâmbio. Os gases de combustão vão para o ambiente, após sofrerem expansão na turbina e o compressor absorve novo ar atmosférico. Já nas de combustão externas, o fluido de trabalho, que, na maior parte das vezes, é o ar ou um gás inerte, descreve um processo cíclico recebendo e cedendo calor por meio de trocadores de calor distintos (aquecedor e refrigerador).

A Fig. 2.4. elucida a questão:

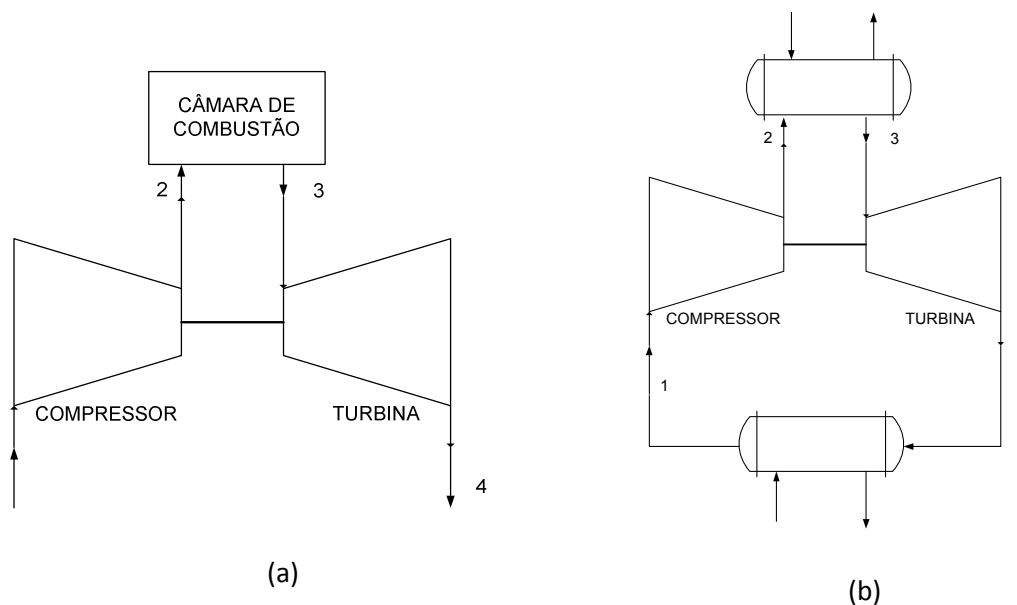


Figura 2.4 - a) turbina de combustão interna; b) turbina de combustão externa.

As turbinas a gás têm um rendimento térmico relativamente baixo e exigem grandes quantidades de excesso de ar para assegurar uma temperatura aceitável na entrada da turbina, o que proporciona um alto fluxo de energia nos gases de escape e dá a possibilidade de recuperar esse calor residual.

Em razão da sua alta complexidade, da necessidade de controle de emissão pelo uso de combustíveis de baixa qualidade, as turbinas de combustão externa são mais usadas em instalações de grande porte. Por esta razão, as turbinas de combustão interna têm maior aceitação e são utilizadas com mais frequência e numa ampla gama de estabelecimentos.

O rendimento destas turbinas é bastante variado e leva em conta as pressões, temperatura de entrada da turbina, combustível, existência ou não de recuperação e as condições ambientais.

2.4 Motor de Combustão Interna (MCI)

Existem dois tipos de motores alternativos, os de explosão (ignição por faísca), que usam normalmente o gás natural como combustível, embora também possam recorrer ao propano ou à gasolina, e os de ignição por compressão que operam com óleo diesel. Os motores de

explosão são os mais usados em instalações de cogeração, uma vez que possuem várias fontes de recuperação de calor, como os gases da exaustão e circuitos de refrigeração do óleo e do motor. Além disso, é possível encontrá-los com inúmeras capacidades e de vários fabricantes diferentes.

Cerca de 30% da energia são convertidas em trabalho e o restante é eliminado na forma de calor. Assim, a fonte de calor proveniente do sistema de refrigeração do motor equivale à média de 30% da energia do combustível, cerca de 60% da energia dos combustíveis se encontra nos gases de combustão do motor. Ainda existe um calor residual, o qual vai para o óleo lubrificante e que também pode ser recuperado, além de uma parcela mínima que é perdida em função da radiação.

Sobre o MCI, seu rendimento térmico depende de muitos fatores, como o tamanho, o tipo de combustível utilizado, o ciclo termodinâmico (Otto, Diesel, etc.). Outra questão importante que impacta no rendimento é a carga de operação. Com operação parcial de carga o rendimento térmico fica constante até aproximadamente 50% da carga. Desta etapa pra frente, o rendimento cai de forma abrupta.

Na Fig. 2.5 é representada uma imagem de um motor de explosão, inventado em 1885, pelo engenheiro alemão Daimler, e a representação esquemática das etapas correspondentes ao seu funcionamento.

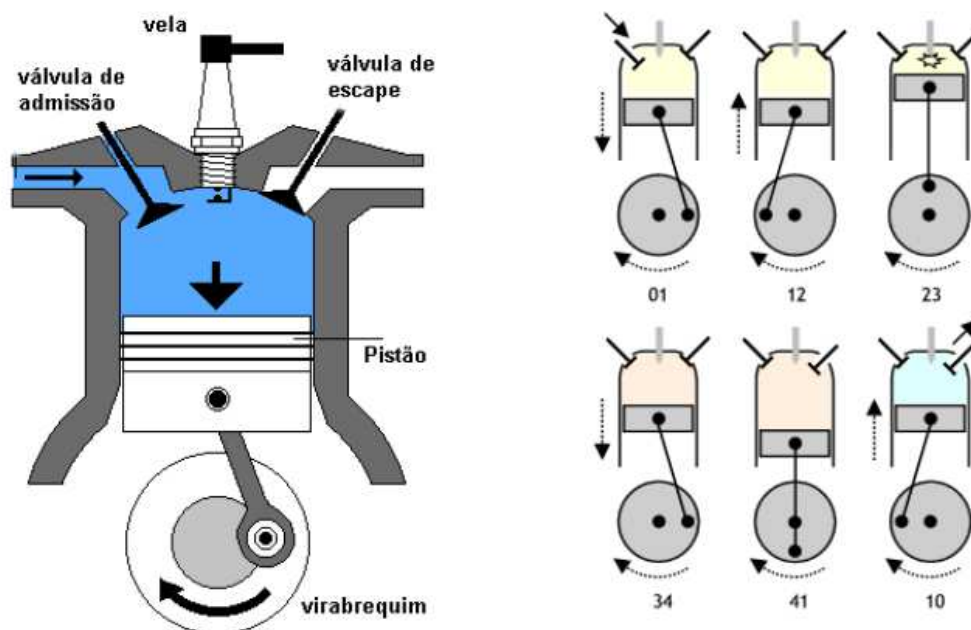


Figura 2.5 – Esquema de um MCI e suas etapas de funcionamento.

A câmara de combustão contém um cilindro, duas válvulas (uma de admissão e outra de escape) e uma vela de ignição. O pistão que se move no interior do cilindro é acoplado à biela que se articula ao virabrequim, que por sua vez transforma o movimento de vaivém num movimento rotativo.

Este tipo de motor designa-se por motor a “quatro tempos”, porque o seu funcionamento se faz numa sequência de quatro etapas:

1. Primeiro tempo: a válvula de admissão é aberta e uma mistura de combustível e ar é injetada no cilindro através da válvula de admissão; o virabrequim, ao rodar empurra o pistão para baixo;

2. Segundo tempo: a válvula de admissão se fecha; a mistura é comprimida (a uma taxa da ordem de 10:1) à medida que o pistão se eleva e, antes que este chegue à parte superior, a vela provoca uma faísca;

3. Terceiro tempo: a mistura se incendeia e explode; os gases quentes que se expandem, formados na explosão, produzem uma força que faz com que o pistão desça, movimentando o virabrequim através da biela;

4. Quarto tempo: a válvula de escape abre-se e os gases são expulsos pelo pistão que se eleva.

O ciclo Otto descreve o seu funcionamento. Na Fig. 2.6, ilustram-se os diagramas (P,v) e (T,s) correspondentes a este ciclo termodinâmico.

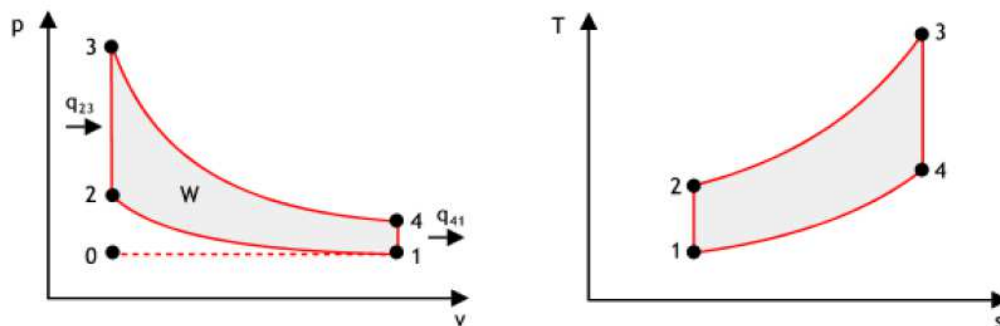


Figura 2.6 – Diagrama P-v e T-s de um ciclo Otto.

As etapas são descritas como:

- 0 – 1: aspiração da mistura ar-combustível (esta etapa não costuma ser considerada como fazendo parte do ciclo);
- 1 – 2: compressão isentrópica da mistura pelo movimento ascendente do pistão;
- 2 – 3: adição de calor a volume constante através da ignição da mistura ar-combustível e subsequente explosão; aumento da pressão;
- 3 – 4: expansão isentrópica associada ao movimento descendente do pistão;

- 4 – 1: rejeição de calor, a volume constante; abertura da válvula de escape.

3 LEVANTAMENTO DE FORNECEDORES DE CHILLER

Foi feito um levantamento dos fornecedores de chillers por absorção, onde foram verificados o tipo de alimentação, a potência desses sistemas e preço. Após uma reunião com as empresas parceiras do projeto, ficou definida a utilização do chiller da Robur ACF60-00. A tabela 1 mostra o levantamento.

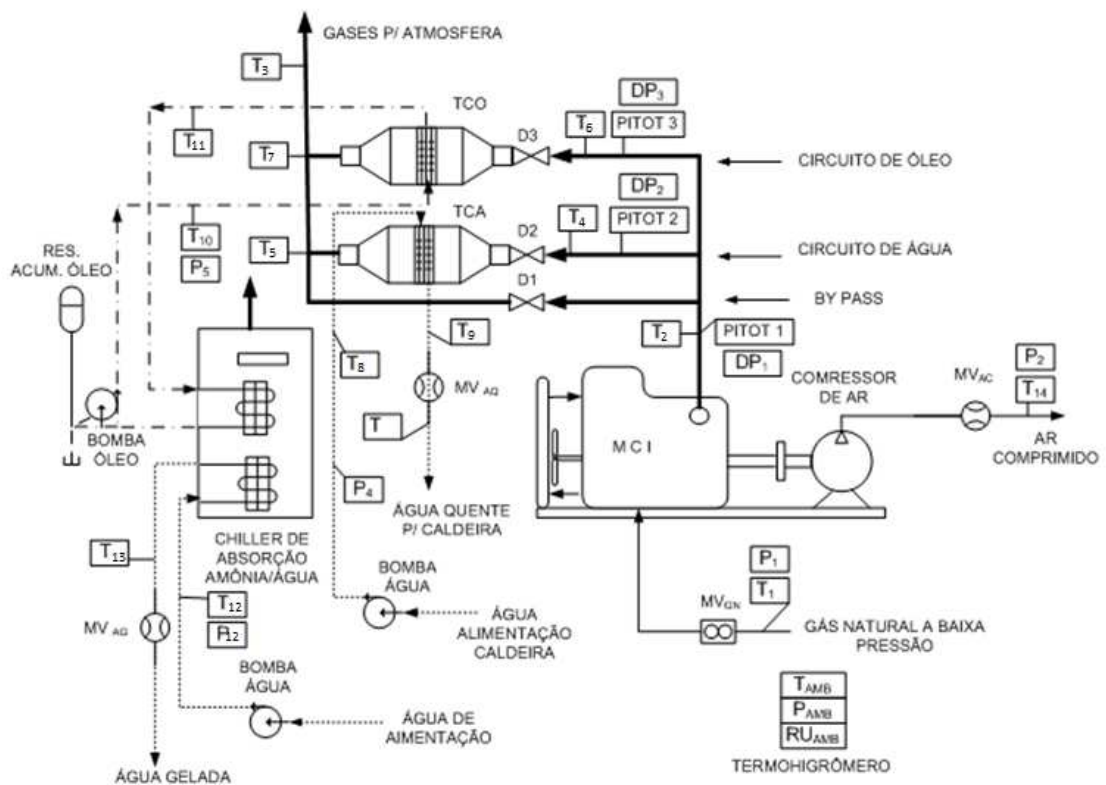
Tabela 1 - Modelos de chiller por absorção

Fabricante	Chiller			Dados do fluido de alimentação		
	Modelo	Alimentação	Capacidade (TR)	Temperatura (°C)	Vazão (m³/h)	Pressão (KPa)
LG	LWM-W003	Água Quente	28,0	80 - 95	8,0	10,8
BROAD	BCT23	Água Quente	6,5	155	1,0	543,0
		Gases de Exaustão	66,0	NF	NF	NF
Carrier	16DNH010	Queima direta	100,0	NF	28,0	NF
ROBUR	ACF60-00	Queima direta	5,0	180-200	NF	NF
	GAHP-W	Queima direta	5,0	180-200	NF	NF

* NF: Não fornecido

4 A CENTRAL DE COGERAÇÃO

O protótipo da central de cogeração é mostrado na figura 3.1. A descrição dos símbolos utilizados no esquema da figura 3.1, bem como suas unidades, estão especificados nas tabelas de 2 a 5.



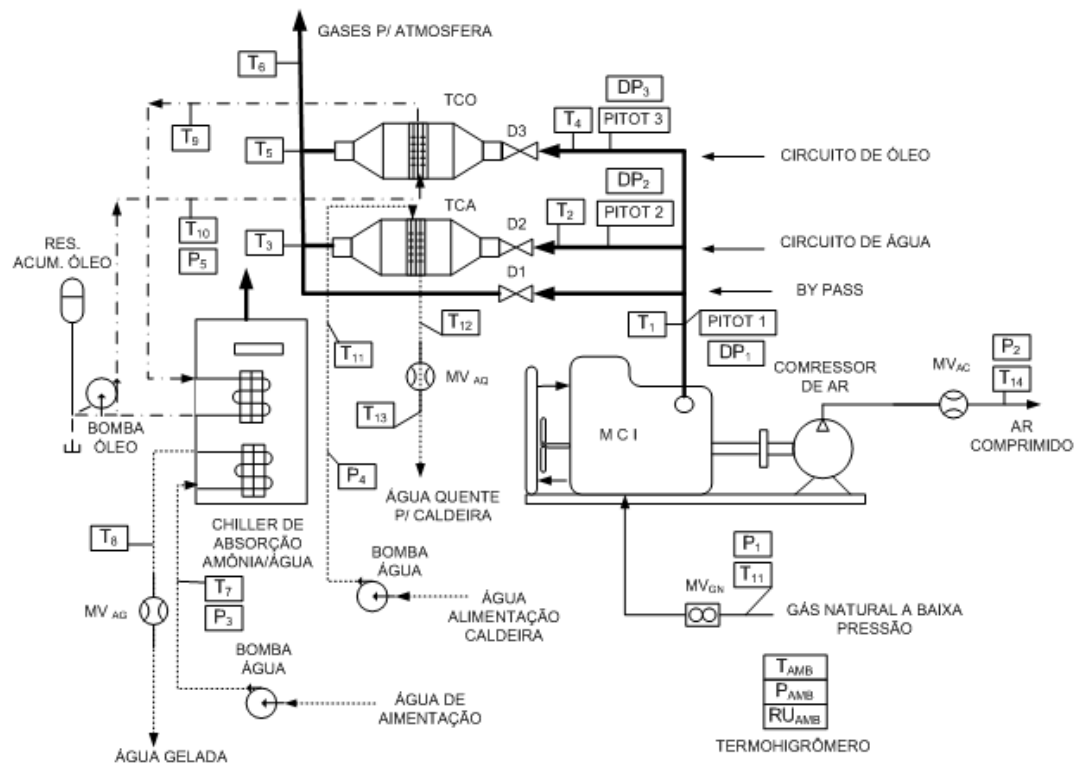


Figura 4.1 – Central de cogeração.

Legenda:

	Linha de gases de combustão
	Linha de água
	Linha de óleo
	Linha de gás natural ou ar comprimido

Tabela 2 - Características dos medidores de temperatura - Termopar tipo J (0 a 750 °C)

Código	Descrição	Faixa de medição (oC)	Sinal de saída
T ₁	temperatura dos gases de combustão na saída do MCI	10 a 550	4 a 20 mA
T ₂	temperatura dos gases de combustão na entrada do TCA	10 a 550	4 a 20 mA
T ₃	temperatura dos gases de combustão na saída do TCA	10 a 500	4 a 20 mA
T ₄	temperatura dos gases de combustão na entrada do TCO	10 a 550	4 a 20 mA
T ₅	temperatura dos gases de combustão na saída do TCA	10 a 500	4 a 20 mA
T ₆	temperatura dos gases de combustão na chaminé de saída	0 a 500	4 a 20 mA
T ₇	temperatura da água de alimentação na entrada do chiller de absorção	10 a 30	4 a 20 mA
T ₈	temperatura da água gelada de saída do chiller de absorção	5 a 20	4 a 20 mA
T ₉	temperatura do óleo na entrada do TCO	10 a 200	4 a 20 mA
T ₁₀	temperatura do óleo na saída do TCO	10 a 200	4 a 20 mA
T ₁₁	temperatura da água na entrada do TCA	10 a 100	4 a 20 mA
T ₁₂	temperatura da água na saída do TCA	10 a 100	4 a 20 mA
T ₁₃	temperatura da água quente de alimentação da caldeira	0 a 100	4 a 20 mA
T ₁₄	temperatura do ar comprimido	10 a 100	4 a 20 mA
T _{AMB}	temperatura do ar ambiente	10 a 50	4 a 20 mA

Tabela 3 - Características dos medidores de vazão

Código	Descrição	Tipo	Faixa de medição (m³/h)	Sinal de Saída
MV _{AC}	medidor de vazão de ar comprimido	turbina	0 a 5	4 a 20 mA
MV _{AG}	medidor de vazão de água gelada	turbina	0 a 5	4 a 20 mA
MV _{AQ}	medidor de vazão de água quente	turbina	0 a 5	4 a 20 mA
MV _{GN}	medidor de vazão de gás natural	turbina	0 a 5	4 a 20 mA

Tabela 4 - Características dos medidores de pressão

Código	Descrição	Tipo	Faixa de medição (kgf/cm²)	Sinal de saída
P ₁	medidor de pressão de gás natural	piezoelétrico	0 a 0,03	4 a 20 mA
P ₂	medidor de pressão de ar comprimido	piezoelétrico	0 a 50 bar	4 a 20 mA
P ₃	medidor de pressão de água gelada	piezoelétrico	0 a 10 bar	4 a 20 mA
P ₄	medidor de pressão de água quente	piezoelétrico	0 a 10 bar	4 a 20 mA
P ₅	medidor de pressão de óleo	piezoelétrico	0 a 10 bar	4 a 20 mA
DP ₁	medidor de pressão diferencial do Pitot 1	piezoelétrico	0 a 0,03	4 a 20 mA
DP ₂	medidor de pressão diferencial do Pitot 2	piezoelétrico	0 a 0,03	4 a 20 mA
DP ₃	medidor de pressão diferencial do Pitot 3	piezoelétrico	0 a 0,03	4 a 20 mA
P _{AMB}	medidor de pressão atmosférica	termohigrômetro	0 a 101,325	4 a 20 mA

Tabela 5 - Características dos medidores de velocidade

Código	Descrição	Tipo
PITOT 1	medidor de velocidade dos GC no MCI	tipo L, 3/100 mm
PITOT 2	medidor de velocidade dos GC no TCO	tipo L, 3/100 mm
PITOT 3	medidor de velocidade dos GC no TCO	/ tipo L, 3/100 mm

A seguir, será especificado cada componente principal do sistema, bem como o modo de operação.

4.1 Motor de combustão interna a gás natural

O sistema conta com o fornecimento de energia mecânica de eixo através do motor de combustão interna a gás natural da Caterpillar, modelo G3304. Este motor opera a 1800 rpm. Seus dados de operação encontram-se nas tabelas 6 e 7.

Segue anexo um informe com as especificações técnicas do motor (Anexo A).

Tabela 6 - Dados técnicos do motor Caterpillar G3304

	Valor	Unidade
Potência		
@ 100% de carga	71 (95)	bkW (bhp)
@ 75% de carga	53 (71)	bkW (bhp)
Vazão de Gás de Exaustão		
@ 100% de carga	13 (459)	m ³ /min (cfm)
@ 75% de carga	10,17 (359)	m ³ /min (cfm)
Temperatura de Exaustão		
@ 100% de carga	548 (1018)	°C (°F)
@ 75% de carga	529 (984)	°C (°F)

Tabela 7 - Potência do motor Caterpillar G3304 em diferentes rotações.

	1800 rpm		1600 rpm		1400 rpm	
	bkW	bhp	bkW	bhp	bkW	bhp
Engine — Continuous						
G3304 NA	71	95	64	85	56	75

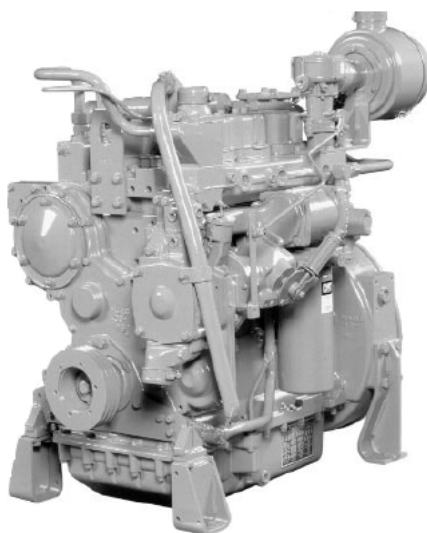


Figura 4.2 – Motor Caterpillar G3304.

4.2 Compressor

O motor irá acionar o compressor Kaeser M121, que apresenta uma vazão de 406 cfm (equivalente a 690 m³/h), liberando o ar comprimido a aproximadamente 80°C e 7 bar, podendo operar a 115 hp.

Segue anexo um informe com as especificações técnicas do compressor (Anexo B).

4.3 Ciclo de absorção

Será utilizado o chiller por absorção da Robur, modelo ACF60-00, com capacidade de refrigeração de 5 TR (60.500 Btu/h) e fornecimento de água gelada a um mínimo de 3 °C. O chiller é originalmente alimentado por chama direta. O intuito do projeto é aproveitar o calor da queima do gás natural no MCI (usado para acionar o compressor) para acionar o ciclo de absorção. Assim, é necessário fazer uma adaptação nesta máquina para que ela opere com óleo térmico que trocou calor com os gases de exaustão provenientes do motor.

Na tabela 8, encontram-se os dados técnicos do chiller.

Tabela 8 - Dados técnicos do Chiller ACF60-00 da Robur

	Valor	Unidade
Capacidade de Refrigeração	5 (60.500)	TR (Btu/h)
Potência necessária para acionamento do ciclo	94.900	Btu/h
Temperatura máxima de entrada da água gelada	45 (113)	°C (°F)
Temperatura mínima de saída da água gelada	3 (37,4)	°C (°F)
Vazão nominal de água gelada	2,8 (12,2)	°C (°F)

Será feito um serviço de conversão do chiller por absorção ACF60-00 da Robur para trabalhar com óleo térmico. A potência mínima necessária é de 25 kW para cada máquina (5TR), com temperatura ideal em torno de 180°C.

Segue anexo um informe com as especificações técnicas do chiller (Anexo C).



Figura 4.3 – Chiller por absorção ACF60-00 da Robur.

4.4 Trocador de Calor para Aquecimento de Água (TCA)

Será utilizado um aquecedor de água que vai operar a partir da troca de calor entre os gases de exaustão provenientes do motor e um circuito de água que irá alimentar uma caldeira em um processo industrial, como mostrado na Figura 3.4. A vazão de água quente que é produzida no Aquecedor de Água é controlada pela bomba de água indicada. O trocador de calor em questão tem emissividade admitida de $\varepsilon = 0,6$. Após a passagem pelo trocador de calor, a água segue direto para a caldeira.

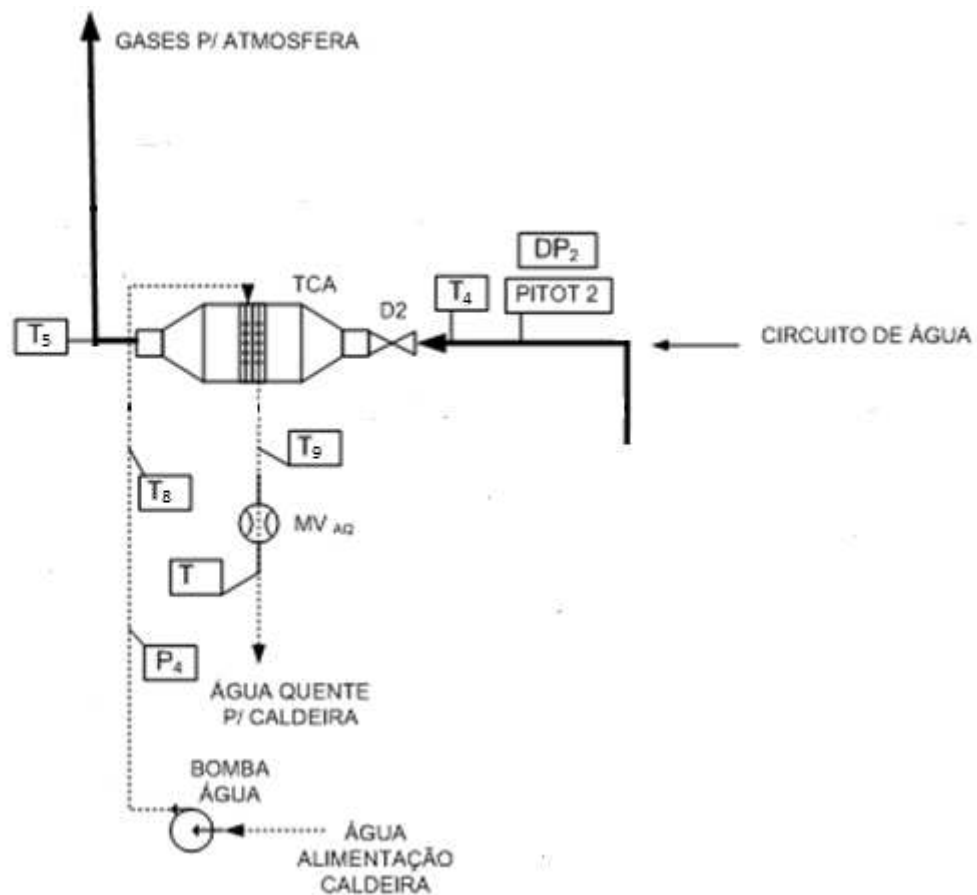


Figura 4.4 – Desenho esquemático do sistema de aquecimento de água.

4.5 Trocador de Calor para Acionamento do Ciclo de Absorção (TCO)

Através de um trocador de calor por convecção, o calor proveniente dos gases de combustão será transferido para o circuito de óleo térmico que irá acionar o ciclo de absorção amônia-água citado anteriormente. O trocador de calor tem efetividade admitida de $\epsilon = 0,8$. Após a passagem pelo trocador de calor gases de exaustão-óleo térmico, o mesmo fluido térmico fará o papel de gerador no chiller por absorção amônia-água, trocando calor com a parede do gerador. A figura 3.5 mostra o esquema de operação do TCO.

5 OPERAÇÃO DO SISTEMA

O sistema irá operar de acordo com a descrição a seguir:

- O motor de combustão interna a gás natural irá admitir ar atmosférico com pressão p_{ar} e temperatura T_{ar} , e gás natural à pressão p_{GN} e temperatura T_{GN} com uma vazão de $\dot{V}_{GN}$. Assim, ocorre a combustão do gás natural e o motor aciona o compressor;
- O compressor admite ar atmosférico nas mesmas condições em que o motor admite ar para combustão, e com o trabalho exercido pelo motor o ar é então comprimido a uma pressão p_{AC} com uma vazão $\dot{V}_{AC}$. Este ar comprimido será fornecido a uma linha de ar comprimido;
- Os gases de exaustão provenientes da queima do combustível no MCI trocam calor com a água e o óleo térmico através dos trocadores de calor TCA e TCO, respectivamente, por convecção. Esses trocadores tem emissividade admitida de $\varepsilon_A = 0,6$ e $\varepsilon_O = 0,8$. Na verdade, o sistema tende a operar atendendo a necessidade do chiller por absorção, e se a energia proveniente dos gases de exaustão for mais que suficiente para manter em operação o chiller, uma parte desse calor será utilizado para aquecer água. O chaveamento do fluxo desses gases é feito através de válvulas termostáticas localizadas na entrada dos trocadores de calor. No caso de não haver demanda de nenhum dos trocadores de calor, os gases de exaustão passam pelo “by-pass” e são expelidos na atmosfera;
- O óleo térmico que troca calor com os gases de exaustão irá então trocar calor no chiller por absorção, fazendo o papel de gerador da central produzindo então vapor com alta concentração de amônia e uma solução líquida com baixo teor de amônia (mais detalhes da operação do ciclo por absorção serão fornecidos a seguir);

- Já a água que troca calor com os gases de exaustão provenientes do MCI, após aquecida, segue para o aquecimento em uma caldeira e será utilizada em um processo desejado.

5.1 Operação do Ciclo de Absorção

O fluido usado no ciclo de refrigeração é uma solução de água, que é o fluido de absorção, e amônia, que é o refrigerante. No gerador do chiller, a solução de amônia-água é aquecida pela troca de calor entre o óleo térmico e a parede do gerador, produzindo então vapor com alta concentração de amônia e uma solução líquida com baixo teor de amônia, chamada de solução fraca.

O vapor de amônia passa então pelo retificador, que separa a água da amônia. O vapor quente e pressurizado de amônia saindo do retificador entra então no condensador onde é resfriado, tornando-se líquido. Após essa etapa, a amônia líquida passa por uma válvula de expansão, caindo assim sua pressão, e passa também por um trocador de calor onde será mais resfriada. A amônia líquida então passa por uma segunda válvula de expansão, onde sua pressão cai para algo em torno de 39 a 60 psig e uma temperatura em torno de 3° C.

Nessas condições, a amônia líquida entra no evaporador, onde após trocar calor com a água vinda do sistema de resfriamento de água fria se torna vapor. O vapor de amônia de baixa pressão e temperatura saindo do evaporador troca calor com a amônia líquida vinda do condensador. Este vapor entra no absorvedor de solução resfriada onde entra em contato com a solução fraca vinda do gerador que está a uma pressão mais baixa devido a uma passagem por uma válvula de expansão.

No absorvedor ocorre a absorção do vapor de amônia pela solução fraca, ou seja, a diluição do vapor de amônia na solução fraca. A absorção do vapor de amônia é um processo exotérmico, ou seja, há geração de calor. Para o vapor de amônia ser completamente absorvido pela solução fraca, a solução que deixa o absorvedor deve ser resfriada em bobinas do condensador/absorvedor.

Assim que o processo de absorção é concluído, a solução líquida contém uma alta concentração de amônia, e é chamada de solução forte. Uma bomba irá enviar a solução forte para o gerador a uma alta pressão, passando pela bobina do retificador e absorvedor.

Na figura 4.1, é possível ver a disposição dos componentes do ciclo de absorção no equipamento ACF60-00 da Robur.

Já na figura 4.2, é possível ver o diagrama gerado pelo programa PSSRA do SISEA desenvolvido por André Schiavon Perez Ortigoza sob a supervisão do Prof. Dr. José Roberto Simões Moreira.

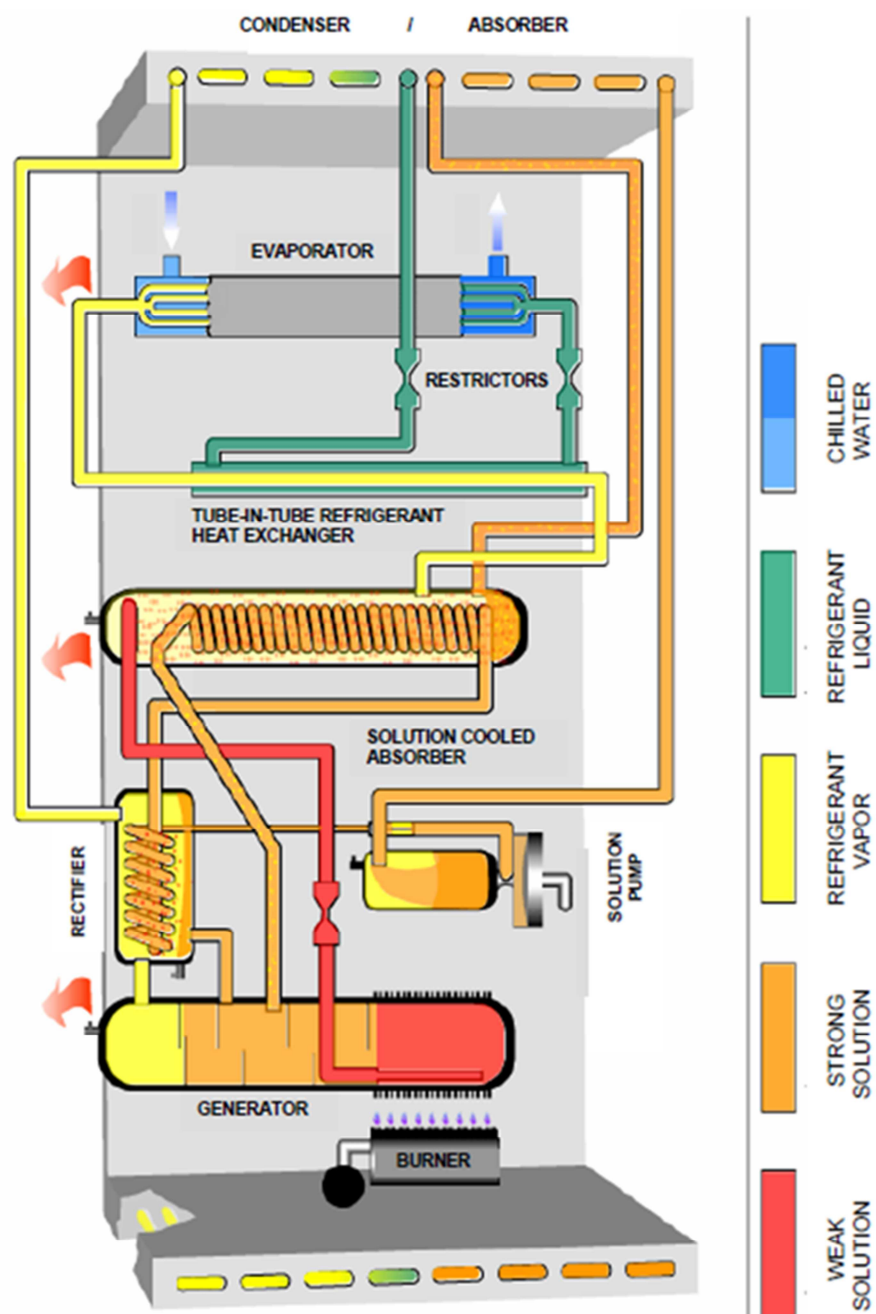


Figura 5.1 – Desenho do ciclo de absorção da ACF60-00 da Robur.

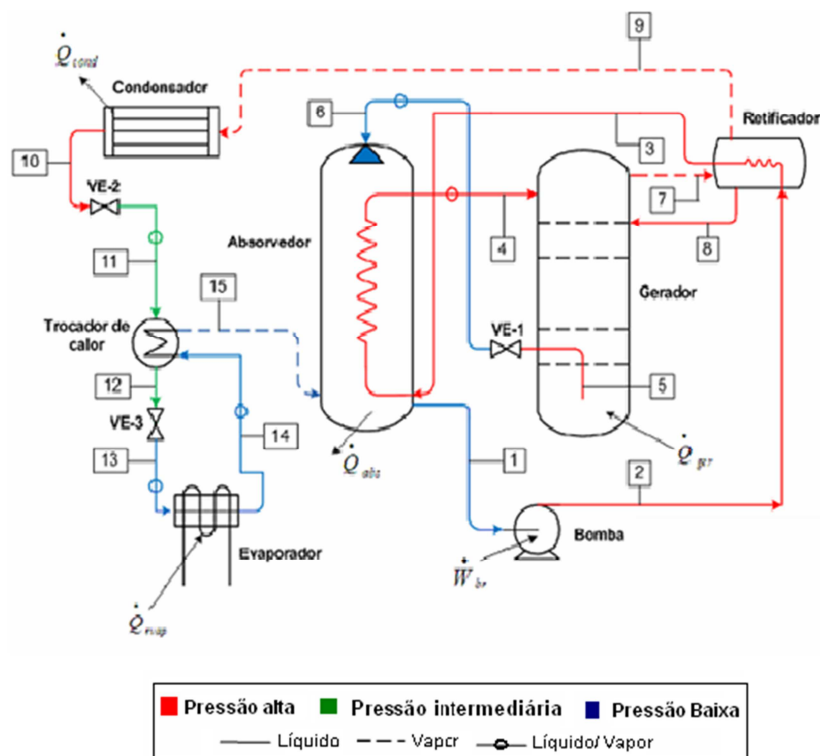


Figura 5.2 – Desenho esquemático do ciclo de absorção gerado pelo programa PSSRA do SISEA.

5.2 Operação do Trocador de Calor TCO

Os gases de exaustão provenientes da queima de combustível do MCI que estão a um fluxo mássico de $\dot{m}_{g6}$ e a uma temperatura T_6 irão passar por um trocador de calor com correntes cruzadas e tubo aletado, com emissividade admitida $\epsilon = 0,8$, e calor será transferido para o óleo térmico, que apresenta vazão mássica de $\dot{m}_{g10}$ e temperatura T_{10} . Os gases de exaustão deixam o trocador de calor a uma temperatura T_7 e são expelidos para a atmosfera após juntos com as outras parcelas de gases. Já o óleo térmico deixa o trocador com temperatura T_{11} e segue para o chiller por absorção.

5.3 Operação do Trocador de Calor TCA

Opera de maneira similar ao TCO, porém tem uma emissividade menor dado a menor necessidade de calor, $\varepsilon = 0,6$. Os gases apresentam um fluxo mássico de $\dot{m}_{g4}$ a uma temperatura T_4 e após a passagem pelo trocador de calor, saem com temperatura T_5 . Já a água que alimentará uma caldeira, entra com temperatura T_8 e vazão mássica de $\dot{m}_8$, e deixa o trocador a uma temperatura T_9 .

6 BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA

Para realizarmos os balanços de energia e massa do sistema como um todo, devemos considerar os subsistemas e fazer uma análise em cada um desses componentes. Considerando que o ciclo de absorção amônia-água é o principal componente a ser acionado com o calor rejeitado pelos gases de exaustão proveniente da MCI, a análise será iniciada na necessidade de energia desse subsistema.

Assim, pela equação da continuidade e aplicação da primeira lei da termodinâmica em volumes de controle, teremos:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_s h_s \quad (2)$$

Adotando a hipótese de que os gases de exaustão apresentam comportamento de gás perfeito, que os fluidos não sofrem mudança de fase e considerando que em um trocador de calor não existe a realização de trabalho, a primeira lei da termodinâmica fica:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{vc} &= \dot{m}_{gases}(h_{g,s} - h_{g,e}) + \dot{m}_{liq}(h_{l,s} - h_{l,e}) \\ \dot{Q}_{vc} &= \dot{m}_{gases}c_{p,gases}(T_{g,s} - T_{g,e}) + \dot{m}_{liq}c_{p,liq}(T_{l,s} - T_{l,e}) \\ \dot{m}_{gases}c_{p,gases}(T_{g,e} - T_{g,s}) &= \dot{m}_{liq}c_{p,liq}(T_{l,s} - T_{l,e}) \end{aligned} \quad (3)$$

Porém, quando apenas as temperaturas de entrada são conhecidas, devemos aplicar o método da efetividade de NUT. Para isso, devemos encontrar as taxas de capacidade térmica dos fluidos em questão (quente e frio).

$$C_g = \dot{m}_g c_{p,g} \quad (4)$$

$$C_l = \dot{m}_l c_{p,l} \quad (5)$$

Portanto, o menor valor entre C_g e C_l será o $C_{\min}$. Daí, tiramos que:

$$q_{\max} = C_{\min}(T_{g,e} - T_{l,e}) \quad (6)$$

Assim, temos que:

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (7)$$

6.1 Balanço no Trocador de Calor TCO

Iniciando a análise no principal consumidor final do calor rejeitado nos gases de exaustão provenientes do MCI, é necessário fazer o balanço global de energia para atender a necessidade de calor para acionamento do ciclo de absorção indicado anteriormente. Considerando que o calor aproveitado pelo óleo térmico será utilizado em sua totalidade para acionar o ciclo de absorção, devemos encontrar o $q_{\max}$ nesse subsistema, dado que o q necessário para acionar o ciclo já é dado (característica operacional do equipamento).

Assim, lembrando da validade da equação (1) e pelas equações (4) e (5), encontram-se as taxas de capacidade térmica dos gases de exaustão e do óleo térmico, respectivamente, resultando em:

$$C_{gas} = \dot{m}_6 c_{p,gas} \quad (8)$$

$$C_{\acute{o}leo} = \dot{m}_{10} c_{p,\acute{o}leo} \quad (9)$$

Dado que a composição majoritria dos gases de exausto  de CO₂, serão adotadas as caractersticas do mesmo para definição do fluxo mássico no ponto 6, bem como para a definição do $c_{p,gás}$.

Já no caso do óleo, o fluxo mássico será determinado a partir da densidade do fluido térmico em questão em sua temperatura média de operação, e considerando uma vazão de 15 m³/h. Dado que a temperatura de entrada do fluido no trocador deve ser de 95°C, e considerando a potência necessária para acionamento do ciclo de absorção, temos:

$$q_{ol} = \dot{m}_{10} c_{p,\acute{o}leo} (T_{11} - T_{10}) = 27,83 \text{ kW}$$

$$q_{gas,tco} = \dot{m}_6 c_{p,gas} (T_6 - T_7) = 27,83 \text{ kW}$$

E lembrando que:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{AV}{v} \quad (10)$$

Portanto, o fluxo mássico do óleo e dos gases pode ser determinado.

Assim, encontram-se as duas taxas de capacidade térmica. Isto posto,  possível encontrar a quantidade máxima de calor trocado, visto que foi admitida uma efetividade ϵ_o , e sabendo a necessidade de potência do chiller, encontra-se a temperatura de sida dos gases de exaustão para a atmosfera.

6.2 Balanço no Trocador de Calor TCA

O balanço global no trocador de calor TCA é feito de maneira semelhante ao exposto anteriormente, sendo que aqui se considera a temperatura de entrada no trocador de calor TCA da água de alimentação para a caldeira como sendo a temperatura ambiente, ou seja, 25°C (T_8). Além disso, deseja-se que a água saia do trocador e vá para a caldeira com uma temperatura de 80°C. Vale ressaltar que não ocorre mudança de fase nesse processo. Portanto, do balanço de calor na água, temos:

$$q_{ag} = \dot{m}_8 c_{p,água} (T_9 - T_8)$$

$$q_{gas,tca} = \dot{m}_8 c_{p,água} (T_9 - T_8)$$

Assim, o fluxo mássico de água será dependente da carga em que trabalha o motor, bem como da taxa de transferência de calor que ocorre no TCO, visto que o calor trocado em TCA é limitado pelas temperaturas de entrada e saída da água.

6.3 Balanço dos Gases de Exaustão

Como a prioridade de aproveitamento do calor rejeitado pelo MCI nos gases de exaustão é do ciclo de absorção, já que este necessita de um fornecimento constante de calor para seu funcionamento, o fluxo mássico do gás no TCO, bem como ΔT do mesmo, devem ser tal que atendam ao requisito do chiller por absorção.

Assim, o fluxo mássico no TCA será exclusivamente dependente do que ocorre em TCO. Portanto, em linha com a equação (1), temos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_6 + \dot{m}_4$$

Porém,

$$\dot{m}_4 = f(q_{TCO}, \Delta T_{6,7})$$

6.4 Balanço no Ciclo de Absorção

Para o início de modelagem do ciclo de absorção proposto no presente trabalho, será considerado um ciclo de absorção padrão simples, que consiste de um gerador, um absorvedor, um condensador, um evaporador e duas válvulas de expansão, assim como pode ser visto na figura 4.1 (Peres Ortigoza, A.S., 2007). Na figura citada é possível ver todos os pontos do ciclo de absorção através de seus componentes.

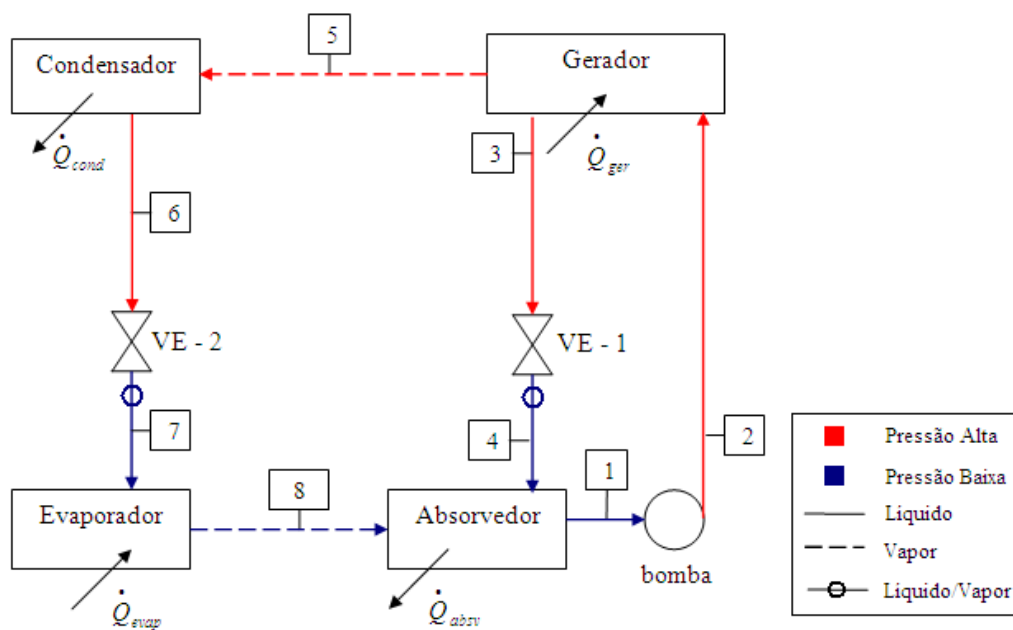


Figura 6.1 – Ciclo de absorção padrão.

6.4.1 Absorvedor

No absorvedor ocorre a absorção do vapor de amônia (ponto 8) pela solução fraca (ponto 4). Realizando os balanços de massa e energia no absorvedor, teremos:

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_4 \cdot x_4 + \dot{m}_8 \cdot x_8 = \dot{m}_1 \cdot x_1$$

Onde, x: fração mássica.

E realizando o balanço de energia,

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_{abs}$$

6.4.2 Bomba

Já para a bomba, os balanços de massa e energia são dados respectivamente por:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$x_1 = x_2$$

Admitindo bomba isentrópica,

$$h_{2s} - h_1 = v_1 \cdot (P_2 - P_1)$$

O trabalho da bomba é então,

$$\dot{W}_{bs} = \dot{m}_1 \cdot (h_{2s} - h_1)$$

6.4.3 Válvulas de expansão

Para as válvulas 1 e 2, teremos:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$h_3 = h_4$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$h_6 = h_7$$

6.4.4 Gerador

Para o gerador, teremos o seguinte balanço:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5$$

$$x_2 \cdot \dot{m}_2 = x_3 \cdot \dot{m}_3 + x_5 \cdot \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{Q}_{ger}$$

6.4.5 Condensador

Para o condensador, temos os seguintes balanços:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

$$x_5 = x_6$$

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{Q}_{cond}$$

6.4.6 Evaporador

E por fim, temos os balanços no evaporador:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

$$x_7 = x_8$$

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{Q}_{evap}$$

7 ANÁLISE DA SIMULAÇÃO

Utilizando-se do software EES, foram realizadas simulações para diferentes cargas de operação do motor G3304, sendo elas a plena carga (100%), carga parcial de 75% e carga parcial de 50%. Para essas condições, foi dada prioridade para obtenção do calor dos gases de exaustão para ativação do ciclo de absorção. A partir daí, verificou-se o calor disponível para trocar com o circuito de água de alimentação da caldeira. Foi considerado que esse circuito de água funciona apenas como um circuito complementar de um circuito principal, para a caldeira não ficar sujeita a oscilações das vazões mássicas de água, já que como foi dito, priorizou-se o ciclo de absorção.

Para o circuito de óleo, não é desejável ter variações no fluxo do fluido térmico para não causar sobre carregamento do chiller, tão pouco que ele desligue bom a baixa transferência de calor. Portanto, foi adotado o sistema utilizado no chiller por absorção WFC-S da Yazaki, mostrado na figura 6.1, que opera com fluido térmico a uma temperatura de média de aproximadamente 100°C e com uma vazão volumétrica aproximada de 16 m³/h.

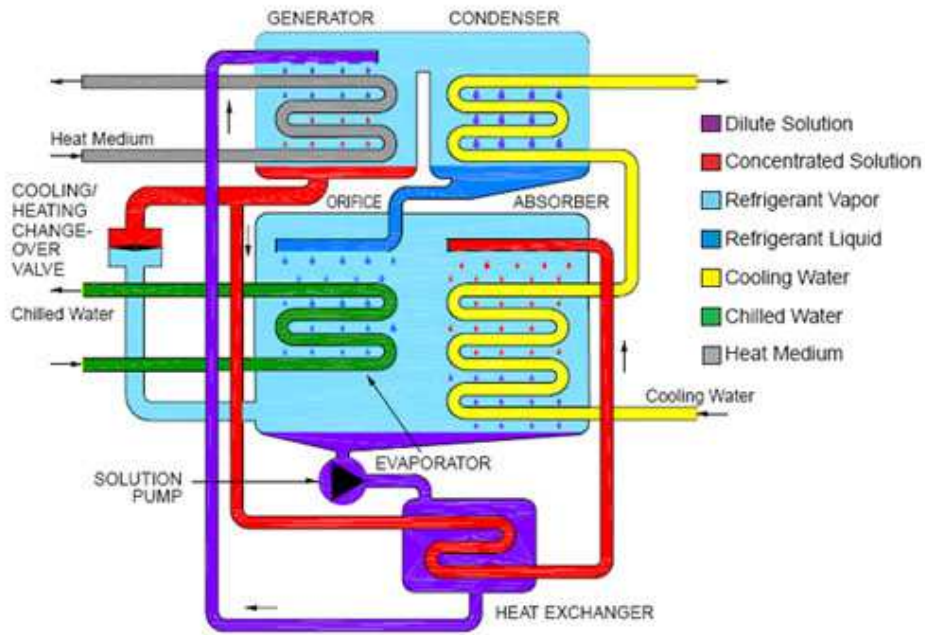


Figura 7.1 – Diagrama do chiller por absorção WFC-S da Yazaki.

Considerando essas condições de operação, obtemos os resultados mostrados nas tabelas 9, 10 e 11 a seguir, para 100% de carga, 75% de carga e 50% de carga respectivamente (vazões mássicas dos gases provenientes do motor de 0,1315 kg/s, 0,1033 kg/s, e 0,0742 kg/s, também respectivamente). Aqui, vale lembrar que o FUE é definido como:

$$FUE = \frac{\dot{Q}_{cg} + \dot{W}_{cg}}{\dot{C}_{cb}}$$

Onde,

$\dot{Q}_{cg}$: Calor útil gerado pelo sistema de cogeração

$\dot{W}_{cg}$: Trabalho útil gerado pelo sistema de cogeração

$\dot{C}_{cb}$: Energia referente ao combustível usado no sistema

Tabela 9 – Resultados obtidos para o MCI funcionando a plena carga

$m_{\text{gás_TCO}}$ (kg/s)	$m_{\text{gás_TCA}}$ (kg/s)	$m_{\text{água}}$ (kg/s)	Q_{tca} (kW)	$T_{7_saída \text{ TCO}}$ (K)	FUE (%)
0,0415	0,09	0,35	36,18	297,40	64,59
0,0515	0,08	0,31	32,16	406,70	62,52
0,0615	0,07	0,27	28,14	480,50	60,44
0,0715	0,06	0,23	24,12	533,60	58,36
0,0815	0,05	0,19	20,11	573,70	56,28
0,0915	0,04	0,16	16,09	605,00	54,20
0,1015	0,03	0,12	12,07	630,20	52,12
0,1115	0,02	0,08	8,05	650,80	50,04
0,1215	0,01	0,04	4,03	668,10	47,97
0,1315	0,00	0,00	0,01	682,70	45,89

Tabela 10 – Resultados obtidos para o MCI funcionando a 75% de carga

$m_{\text{gás_TCO}}$ (kg/s)	$m_{\text{gás_TCA}}$ (kg/s)	$m_{\text{água}}$ (kg/s)	Q_{tca} (kW)	$T_{7_saída \text{ TCO}}$ (K)	FUE (%)
0,0415	0,06	0,23	24,11	280,60	63,36
0,0515	0,05	0,20	20,21	390,40	60,76
0,0615	0,04	0,16	16,31	464,50	58,15
0,0715	0,03	0,12	12,41	517,80	55,55
0,0815	0,02	0,08	8,51	558,10	52,94
0,0915	0,01	0,04	4,61	589,60	50,34
0,1015	0,00	0,01	0,71	614,80	47,73

Na primeira linha, a temperatura de saída dos gases do TCO está abaixo da temperatura de entrada do fluido térmico no TCO, o que não é racional. Portanto, seu resultado deve ser desprezado da análise

Tabela 11 – Resultados obtidos para o MCI funcionando a 50% de carga

$m_{\text{gás_TCO}}$ (kg/s)	$m_{\text{gás_TCA}}$ (kg/s)	$m_{\text{água}}$ (kg/s)	Q_{tca} (kW)	$T_{7_saída \text{ TCO}}$ (K)	FUE (%)
0,04416	0,03	0,11	11,34	298,00	60,83
0,05416	0,02	0,07	7,56	396,50	57,29
0,06416	0,01	0,04	3,78	464,30	53,76
0,07416	0,00	0,00	0,00	513,80	50,23

Na primeira linha, a temperatura de saída dos gases do TCO está abaixo da temperatura de entrada do fluido térmico no TCO, o que não é racional. Portanto, seu resultado deve ser desprezado da análise.

8 CONCLUSÕES

Analisando os resultados obtidos, percebe-se que quando o fluxo mássico dos gases de exaustão é bem distribuído entre os trocadores de calor TCA e TCO, o Fator de Utilização Energética (FUE) atinge os valores máximos para cada faixa de operação do MCI, permanecendo acima de 60% em algumas faixas de utilização, principalmente para o motor operando a plena carga.

Inclusive, o máximo FUE obtido foi com um fluxo mássico no TCO abaixo do utilizado no TCA, aproveitando assim, parte do calor que o TCO não iria se utilizar. Com esse aproveitamento melhor do calor rejeitado pelo motor, é intuitivo concluir que o FUE seria maior mesmo, o que de fato acontece, atingindo seu máximo valor 64,6%.

Portanto, do ponto de vista energético e considerando que não haja oscilações no funcionamento do motor, esta uma central de cogeração que satisfaz o que foi proposto, ou seja, atingir um FUE acima de 60%. Vale ressaltar também, que seria possível adaptar o chiller para operar tanto através de queima direta, como pela troca de calor com os gases de exaustão do motor, ficando assim o primeiro como um backup de funcionamento do ciclo por absorção.

Além disso, existem outras alternativas também, que envolvem aproveitamento do calor irradiado pelo através da troca de calor com fluido térmico, aproveitamento do calor rejeitado no radiador do motor a combustão interna – neste caso, a água quente proveniente da camisa do motor serviria para fornecedor calor para o gerador do ciclo de absorção, que faria por sua vez o papel de radiador do motor.

Estas alternativas citadas ficam como sugestão para futuros trabalhos acadêmicos na área. Porém, teria de ser feita uma análise econômica para todas essas alternativas, o que numa central de pequeno porte como foi o objeto de análise deste presente trabalho, os custos implícitos para adaptações e aquisições de equipamentos iriam inviabilizar o projeto. Mas, para centrais de grande porte e operação ininterrupta, vale

a análise, já que é bem provável que os custos implícitos sejam recuperados com a economia de insumos para operação das centrais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BERNDSSEN, J. C. Desenvolvimento experimental e análise exergetica de um sistema trigerador para produção simultânea de calor, eletricidade e frio. 2007. Dissertação (Mestrado de Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Paraná/PR.

CATERPILLAR BRASIL, 2010. Disponível em: <<http://brasil.cat.com/>>. Acesso em outubro/2010.

HORLOCK, J.H. Cogeneration – Combined Heat and Power. 1 ed. Editora Krieger Publishing, 1997.

INCROPERA, F. P.; WITT, D. P. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6 ed. São Paulo. Editora LTC, 2008.

ORBITEK, 2010. Disponível em: <<http://www.orbitek.com.br/>>. Acesso em agosto/2010.

POUSA, A.C. Análise Termo-Exergoeconômica e Financeira de um Sistema de Cogeração, Eletricidade e Água Gelada, Aplicado a um Centro Comercial. 2009. Dissertação (Mestrado de Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/MG.

SBRAVATI, A.; SILVA, A.F.S. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/Absorcao_Alan_Andre.html>. Acesso em setembro/2010.

SHAPIRO, H.; MORAN, M. Fundamentals of engineering Thermodynamics. 5. ed. Chichester/UK: WILEY, 2006.

SISEA. Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos. São Paulo: EPUSP, Departamento de Engenharia Mecânica, 2011. Disponível em: <www.pme.poli.usp.br/sisea>. Acesso em abril/2011.

SPRINGER, 2010. Disponível em:
<<http://www.springer.com.br/springer/site/default.asp>> Acesso em agosto/2010.

TUMA, 2010. Disponível em:
<<http://www.empresastuma.com.br/tumaindustrial/index.html>> Acesso em
agosto/2010.

UNION RHAC, 2010. Disponível em: <<http://www.unionrhac.com.br/>>. Acesso em
agosto/2010.

WYLEN, G.V.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da Termodinâmica. 6
ed. São Paulo; Editora Edgard Blücher, 2003.

ANEXO A

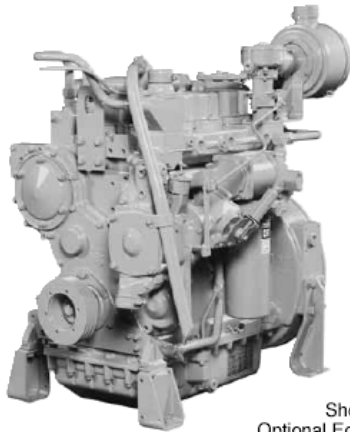
Especificações técnicas do motor Caterpillar G3304.



G3304 Gas Petroleum Engine

71 bkW (95 bhp)
1800 rpm

0.5% O₂ Rating



Shown with
Optional Equipment

CAT® ENGINE SPECIFICATIONS

In-line 4, 4-Stroke-Cycle

Bore	121 mm (4.8 in.)
Stroke	152 mm (6.0 in.)
Displacement	7.0 L (425 cu. in.)
Aspiration	Naturally Aspirated
Governor and Protection	Hydra-mechanical
Combustion	Rich Burn
Engine Weight, net dry (approx)	757.5 kg (1670 lb)
Power Density	10.7 kg/kW (17.6 lb/bhp)
Power per Displacement	13.6 bhp/L
Jacket Water Capacity	16.0 L (4.2 gal)
Lube Oil System (refill)	31.2 L (8.3 gal)
Oil Change Interval	750 hours
Rotation (from flywheel end)	Counterclockwise
Flywheel and Flywheel Housing	SAE No. 1
Flywheel Teeth	156

FEATURES

Engine Design

- Proven reliability and durability
- Ability to burn a wide spectrum of gaseous fuels
- Robust diesel strength design prolongs life and lowers owning and operating costs
- Broad operating speed range

Rich-Burn Engine Technology

Rich-burn engines use only enough air to burn all of the mixture in the cylinder at combustion. Rich-burn engines are often selected when NO_x emission requirements are very low. In these cases, an aftertreatment system (such as a three-way catalyst) can be added to drop NO_x levels.

Emissions

Rich-burn engine design easily meets emission requirements. Meets U.S. EPA Spark Ignited Stationary NSPS Emissions for 2007/8 and 2010/11 and non-attainment areas with the use of aftermarket AFRC and TWC.

Full Range of Attachments

Large variety of factory-installed engine attachments reduces packaging time

Testing

Every engine is full-load tested to ensure proper engine performance.

Gas Engine Rating Pro

GERP is a PC-based program designed to provide site performance capabilities for Cat® natural gas engines for the gas compression industry. GERP provides engine data for your site's altitude, ambient temperature, fuel, engine coolant heat rejection, performance data, installation drawings, spec sheets, and pump curves.

Product Support Offered Through Global Cat Dealer Network

More than 2,200 dealer outlets

Cat factory-trained dealer technicians service every aspect of your petroleum engine

Cat parts and labor warranty

Preventive maintenance agreements available for repair-before-failure options

S•O•S™ program matches your oil and coolant samples against Caterpillar set standards to determine:

- Internal engine component condition
- Presence of unwanted fluids
- Presence of combustion by-products
- Site-specific oil change interval

Over 80 Years of Engine Manufacturing Experience

Over 60 years of natural gas engine production

Ownership of these manufacturing processes enables Caterpillar to produce high quality, dependable products.

- Cast engine blocks, heads, cylinder liners, and flywheel housings
- Machine critical components
- Assemble complete engine

Web Site

For all your petroleum power requirements, visit www.catoilandgas.cat.com.



G3304 GAS PETROLEUM ENGINE

71 bkW (95 bhp)

STANDARD EQUIPMENT

Air Inlet System

Air cleaner — intermediate duty, dry
Air cleaner rain cap (shipped loose)
Service indicator

Control System

Hydra-mechanical governor

Cooling System

Thermostats and housing
Jacket water pump — gear driven, centrifugal,
non-self-priming

Exhaust System

Exhaust manifolds — watercooled
Exhaust elbow — dry, 102 mm (4 in)

Flywheels and Flywheel Housings

SAE No. 1 flywheel
SAE No. 1 flywheel housing
SAE standard rotation

Fuel System

Gas pressure regulator
Requires 1.5-10 psi gas
Natural gas carburetor

Ignition System

Altronic V ignition system

Instrumentation

Service meter

Lube System

Crankcase breather — top mounted
Oil cooler
Oil filter
Oil pan — full sump
Oil filler and dipstick

Mounting System

Engine supports

Protection System

Shutoffs

General

Paint — Cat yellow
Crankshaft drive pulley
Lifting eyes

OPTIONAL EQUIPMENT

Charging System

Battery chargers
Charging alternators
Ammeter gauge
Ammeter gauge and wiring

Control System

Vernier and positive locking control

Cooling System

Expansion tank
Heat exchanger and expansion tank
Radiator
Blower fan
Suction fan
Belt tightener
Fan drive

Exhaust System

Flexible fittings
Elbows
Flange
Pipe
Rain cap
Mufflers

Fuel System

Catalyst conversion group

Ignition System

Altronic III
CSA shielded ignition
Wiring harness

Instrumentation

Gauges and instrument panels

Lube System

Lubricating oil

Mounting System

Vibration isolators

Power Take-Offs

Auxiliary drive pulleys
Auxiliary pump
Enclosed clutch
Clutch support
Flywheel stub shaft
Front stub shaft

Protection System

Mechanical shutoff

Starting System

Battery sets — dry, 12-volt
Battery cables
Battery rack
Gas starting motor
Electric starting motor

General

Tool set



G3304 GAS PETROLEUM ENGINE

71 bkW (95 bhp)

TECHNICAL DATA

G3304 Gas Petroleum Engine (0.5% O₂ Rating) — 1800 rpm

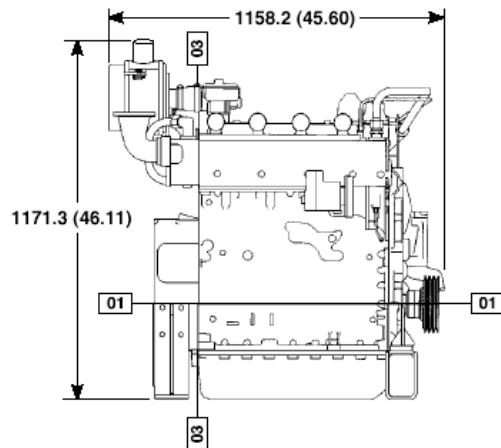
		DM5262-03
Engine Power		
@ 100% Load	bkW (bhp)	71 (95)
@ 75% Load	bkW (bhp)	53 (71)
Engine Speed	rpm	1800
Max Altitude @ Rated Torque and 38°C (100°F)	m (ft)	0 (0)
Speed Turndown @ Max Altitude, Rated Torque, and 38°C (100°F)	%	48.3
AC Temperature	°C (°F)	N/A
Emissions*		
NO _x	g/bkW-hr (g/bhp-hr)	17.58 (13.11)
CO	g/bkW-hr (g/bhp-hr)	17.58 (13.11)
NMHC	g/bkW-hr (g/bhp-hr)	5.77 (0.43)
Exhaust O ₂	% dry	0.5
CO ₂	g/bkW-hr (g/bhp-hr)	659 (492)
VOC**	g/bkW-hr (g/bhp-hr)	0.38 (0.29)
Fuel Consumption***		
@ 100% Load	MJ/bkW-hr (Btu/bhp-hr)	11.14 (7875)
@ 75% Load	MJ/bkW-hr (Btu/bhp-hr)	11.55 (8163)
Heat Balance		
Heat Rejection to Jacket Water		
@ 100% Load	bkW (Btu/min)	71.61 (4076)
@ 75% Load	bkW (Btu/min)	57.34 (3264)
Heat Rejection from Aftercooler		
@ 100% Load	bkW (Btu/min)	N/A
@ 75% Load	bkW (Btu/min)	N/A
Heat Rejection to Exhaust		
@ 100% Load (LHV to 77° F / 25° C)	bkW (Btu/mn)	56.5 (3216)
@ 75% Load (LHV to 77°) (LHV to 77° F / 25° C)	bkW (Btu/mn)	43.41 (2471)
Exhaust System		
Exhaust Gas Flow Rate		
@ 100% Load	m ³ /min (cfm)	12.66 (447)
@ 75% Load	m ³ /min (cfm)	9.77 (345)
Exhaust Stack Temperature		
@ 100% Load	°C (°F)	587.2 (1089)
@ 75% Load	°C (°F)	572.8 (1063)
Intake System		
Air Inlet Flow Rate		
@ 100% Load	m ³ /min (scfm)	3.91 (138)
@ 75% Load	m ³ /min (scfm)	3.09 (109)
Gas Pressure	kPag (psig)	10.3-69 (1.5-10)

*at 100% load and speed, all values are listed as not to exceed

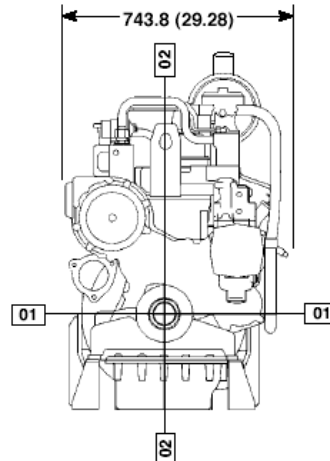
**Volatile organic compounds as defined in U.S. EPA 40 CFR 60, subpart JJJJ

***ISO 3046/1

GAS PETROLEUM ENGINE



RIGHT SIDE VIEW



FRONT VIEW

DIMENSIONS		
Length	mm (in)	1158.2 (45.60)
Width	mm (in)	743.8 (29.28)
Height	mm (in)	1171.3 (46.11)
Shipping Weight	kg (lb)	757.5 (1670)

Note: General configuration not to be used for installation. See general dimension drawing 5N-6644 for detail.
Dimensions are in mm (inches).

RATING DEFINITIONS AND CONDITIONS

Engine performance is obtained in accordance with SAE J1995, ISO3046/1, BS5514/1, and DIN6271/1 standards.

Transient response data is acquired from an engine/generator combination at normal operating temperature and in accordance with ISO3046/1 standard ambient conditions. Also in accordance with SAE J1995, BS5514/1, and DIN6271/1 standard reference conditions.

Conditions: Power for gas engines is based on fuel having an LHV of 33.74 kJ/L (905 Btu/cu ft) at 101 kPa (29.91 in. Hg) and 15° C (59° F). Fuel rate is based on a cubic meter at 100 kPa (29.61 in. Hg) and 15.6° C (60.1° F). Air flow is based on a cubic foot at 100 kPa (29.61 in. Hg) and 25° C (77° F). Exhaust flow is based on a cubic foot at 100 kPa (29.61 in. Hg) and stack temperature.

Materials and specifications are subject to change without notice. The International System of Units (SI) is used in this publication. CAT, CATERPILLAR, their respective logos, S-O-S, "Caterpillar Yellow" and the "Power Edge" trade dress, as well as corporate and product identity used herein, are trademarks of Caterpillar and may not be used without permission.

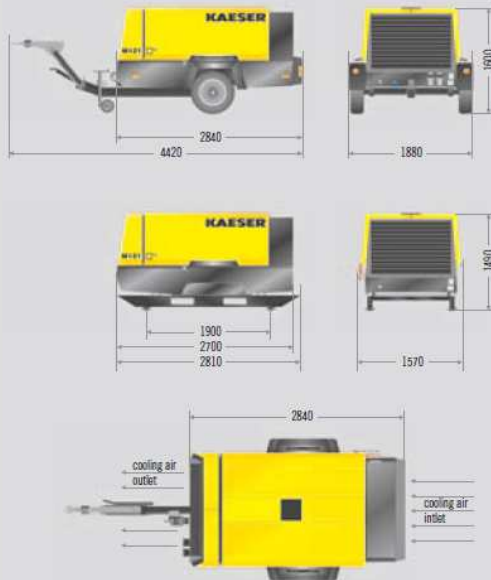
Performance Number: DM5262-03
LEHW0018-00 (11-09)
Supersedes LEHW7565-01

©2009 Caterpillar
All rights reserved.

ANEXO B

Especificações técnicas do compressor Kaeser Mobilair M121.

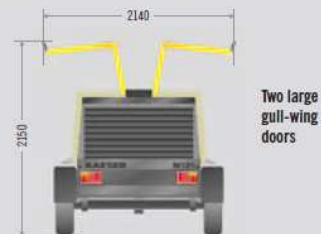
Technical specification and dimensions



		M 121		
Free air delivery	m ³ /min	11.5	10	8.8
	cfm	406	353	311
at working pres	bar(g)	7	10	12
	psi(g)	101.5	145	174
Pressure adjustment range	bar(g)	-	5-10	5-12
	psi(g)	-	73-145	73-174
Engine (water-cooled)		Deutz BF4M 2012 C		
Rated power	kW	85		
Speed under full load	rpm	2200		
Idling speed	rpm	1600		
Fuel tank capacity	l	125		
Compressor cooling fluid charge	l	37		
Weight, without fuel	kg	1760		
Weight, operational	kg	1880		
Permissible total weight (axle load)	kg	1900		
Sound power level *)	dB(A)	≤101		
Sound pressure level **)	dB(A)	72		
Compressed air connections		3 x G ¾, 1 x G 1½		
Optional air treatment system		possible		

*) Guaranteed sound power level to directive 2000/14/EC

**) Surface sound pressure level to ISO 3744 (r = 10m)



ANEXO C

Especificações técnicas do chiller Robur ACF60-00.

2.3 TECHNICAL DATA: ACF60-00, HT, TK, LB

STANDARD VERSION

PERFORMANCE RATINGS ¹		UNITS	ACF60-00
Cooling Capacity ²	Nominal	Btu/hr	60,500
Gas Input (HHV)	Nominal	Btu/hr	94,900
Ambient Operating Temperature	Maximum	°F	120
	Minimum	°F	32
Condenser Air Flow ³	Nominal	CFM	6,000
	Minimum	CFM	2,000
Inlet (to the unit) Chilled Water Temperature	Maximum	°F	113
Outlet (to plant) Chilled Water Temperature	Minimum	°F	37.4
Chilled Water Flow	Nominal	GPM	12.2
	Maximum		14.1
	Minimum		11.0
Internal Pressure Drop		Feet of Head psi _g	9.7
			4.2
ELECTRICAL RATINGS			
Required Voltage, 60 Hz, Single Phase ⁴		V	208 - 230
Condenser Fan Motor HP (Variable Speed)	Nominal	-	1/2
		A	3.1 / 6.2
Hydraulic Pump Motor HP	Nominal	-	1/2
		A	3.1 / 24.2
Premix Blower Motor HP	Nominal	-	1/50
		A	.55 / .75
Total Electrical Operating Consumption ⁵ (Unit only)		kW	.75
Minimum Circuit Ampacity (MCA) (Unit only)		A	9.88
Maximum Over Current Protection (MOCP) Qty (2) - Field Supplied		A	15
PHYSICAL DATA			
Refrigerant Type		-	R717
Unit Chilled Water Volume ⁶		Gallons	0.79
Chilled Water Entering and Leaving Connections ⁷		FPT	1
Gas Inlet Connection		FPT	1/2
Electrical Entrance Knockouts, Diameter		Inches	7/8
Shipping Weight		Pounds	795
Operating Weight		Pounds	750
Dimensions	Width	Inches	33 ¹ / ₂
	Length		48 ¹ / ₂
	Height		50 ³ / ₄

ANEXO D – Programação Desenvolvida no EES

“Dados do MCI em função da carga”

```
function W_dot_MCI(carga)
```

```
if (carga=100) then W_dot_MCI=71
```

```
if (carga=75) then W_dot_MCI=53
```

```
if (carga=50) then W_dot_MCI=36
```

```
end
```

```
function T2(carga)
```

```
if (carga=100) then T2=860,35
```

```
if (carga=75) then T2=845,95
```

```
if (carga=50) then T2=831,55
```

```
end
```

```
function V2(carga)
```

```
if (carga=100) then V2=0,211
```

```
if (carga=75) then V2=0,163
```

```
if (carga=50) then V2=0,115
```

```
end
```

```
function Q_dot_MCI(carga)
```

```
if (carga=100) then Q_dot_MCI=56,5
```

```
if (carga=75) then Q_dot_MCI=43,41
```

```
if (carga=50) then Q_dot_MCI=30,32
```

```
end
```

```
function W_dot_tot(carga)
```

```
if (carga=100) then W_dot_tot=71+66,8+55,6
```

```
if (carga=75) then W_dot_tot=53+54,1+42,6
```

```
if (carga=50) then W_dot_tot=36+41+30
```

```
end
```

```
function m_dot_cb(carga)
```

```
if (carga=100) then m_dot_cb=((10,710*71)*60)/39900
```

```
if (carga=75) then m_dot_cb=((11,100*53)*60)/39900
```

```
if (carga=50) then m_dot_cb=((11,500*36)*60)/39900
```

```
end
```

"Dados de Entrada do Sistema"

patm=101,325

COP=0,6

$Q_{\text{dot_TR}}=17,74$	"capacidade de refrigeracao do chiller"
$Q_{\text{dot_potnec}}=27,83$	"potencia necessaria para acionar chiller"
$t[1]=298$	"temperatura de admissao do ar no motor"
$t[2]=T2(\text{carga})$	"temperatura dos gases de exaustao do motor"
$t[4]=t[2]$	"temperatura dos gases na entrada do TCA"
$t[6]=t[2]$	"temperatura dos gases na entrada do TCO"
$t[8]=t[1]$	"temperatura da agua na entrada do TCA"
$t[9]=353,15$	"temperatura da agua na saida do TCA"
$t[10]=368,15$	"temperatura do fluido termico na entrada do TCO"
$V_{\text{dot_oleo}}=0,005$	"vazao volumetrica do fluido termico"
$\rho_{\text{oleo}}=915$	"densidade do fluido termico"
$m_{\text{dot_oleo}}=V_{\text{dot_oleo}}*\rho_{\text{oleo}}$	"vazao massica do fluido termico"
$cp_{\text{oleo}}=1,95$	
$ep_a=0,6$	"efetividade do TCA"
$ep_o=0,8$	"efetividade do TCO"
$cp_{\text{gas}}=CP(\text{CarbonDioxide}; T=t[2]; P=\text{patm})$	
$\rho_{\text{gas}}=DENSITY(\text{CarbonDioxide}; T=t[2]; P=\text{patm})$	
$cp_{\text{ag}}=CP(\text{H2O}; T=\text{Average}(t[8]; t[9]))$	
$PCI=39900$	
$\{carga=100$	

$m_dot_gas = V2(carga) * rho_gas$ "vazao massica dos gases na saída do MCI"

$q_dot_ol_tco = Q_dot_potnec$

$q_dot_max_tco = q_dot_ol_tco / ep_o$

$q_dot_gas_tco = q_dot_ol_tco$

" $m_dot_gas_tco = q_dot_gas_tco / (cp_gas * (t[6] - t[10]))$ "

$t[7] = t[6] - q_dot_ol_tco / (m_dot_gas_tco * cp_gas)$

$t[11] = (q_dot_ol_tco / (m_dot_oleo * cp_oleo)) + t[10]$

$m_dot_gas_tca = m_dot_gas - m_dot_gas_tco$

$q_dot_max_tca = m_dot_gas_tca * cp_gas * (t[4] - t[8])$

$q_dot_ag_tca = ep_a * (q_dot_max_tca)$

$m_dot_ag = q_dot_ag_tca / (cp_ag * (t[9] - t[8]))$

$t[5] = t[4] - q_dot_ag_tca / (m_dot_gas_tca * cp_gas)$

$FUE = 100 * (Q_dot_TR + q_dot_ag_tca + W_dot_MCI(carga)) / (W_dot_tot(carga))$

{carga=75

$m_dot_gas = V2(carga) * rho_gas$ "vazao massica dos gases na saída do MCI"

$q_dot_ol_tco = Q_dot_potnec$

$q_dot_max_tco = q_dot_ol_tco / ep_o$

$q_dot_gas_tco = q_dot_ol_tco$

" $m_dot_gas_tco = q_dot_gas_tco / (cp_gas * (t[6] - t[10]))$ "

$t[7] = t[6] - q_dot_ol_tco / (m_dot_gas_tco * cp_gas)$

$$t[11]=(q_dot_ol_tco/(m_dot_oleo*cp_oleo))+t[10]$$

$$m_dot_gas_tca=m_dot_gas-m_dot_gas_tco$$

$$q_dot_max_tca=m_dot_gas_tca*cp_gas*(t[4]-t[8])$$

$$q_dot_ag_tca=ep_a*(q_dot_max_tca)$$

$$m_dot_ag=q_dot_ag_tca/(cp_ag*(t[9]-t[8]))$$

$$t[5]=t[4]-q_dot_ag_tca/(m_dot_gas_tca*cp_gas)$$

$$FUE=100*(Q_dot_TR+q_dot_ag_tca+W_dot_MCI(carga))/(W_dot_tot(carga))\}$$

$$\{carga=50$$

$$m_dot_gas=V2(carga)*rho_gas \quad \text{"vazao massica dos gases na saída do MCI"}$$

$$q_dot_ol_tco=Q_dot_potnec$$

$$q_dot_max_tco=q_dot_ol_tco/ep_o$$

$$q_dot_gas_tco=q_dot_ol_tco$$

$$m_dot_gas_tco=q_dot_gas_tco/(cp_gas*(t[6]-t[10]))"$$

$$t[7]=t[6]-q_dot_ol_tco/(m_dot_gas_tco*cp_gas)$$

$$t[11]=(q_dot_ol_tco/(m_dot_oleo*cp_oleo))+t[10]$$

$$m_dot_gas_tca=m_dot_gas-m_dot_gas_tco$$

$$q_dot_max_tca=m_dot_gas_tca*cp_gas*(t[4]-t[8])$$

$$q_dot_ag_tca=ep_a*(q_dot_max_tca)$$

$$m_dot_ag=q_dot_ag_tca/(cp_ag*(t[9]-t[8]))$$

$$t[5]=t[4]-q_dot_ag_tca/(m_dot_gas_tca*cp_gas)$$

$$FUE=100*(Q_dot_TR+q_dot_ag_tca+W_dot_MCI(carga))/(W_dot_tot(carga))\}$$