



Universidade Federal do Espírito Santo - Centro Tecnológico
Departamento de Engenharia Mecânica

BRUNO RODRIGUES LELLIS

TAYLA VELOSO GONÇALVES

**ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL EM UNIDADES DE PROCESSAMENTO
E COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL**

VITÓRIA
2016

BRUNO RODRIGUES LELLIS

TAYLA VELOSO GONÇALVES

ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL EM UNIDADES DE PROCESSAMENTO
E COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL

Projeto de Graduação apresentado
ao Departamento de Engenharia Mecânica
da Universidade Federal do Espírito Santo,
como requisito parcial para obtenção do
título de Engenheiro(a) Mecânico(a).

Orientador:

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli.

VITÓRIA
2016

BRUNO RODRIGUES LELLIS

TAYLA VELOSO GONÇALVES

ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL EM UNIDADES DE PROCESSAMENTO
E COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro(a) Mecânico(a).

COMISSÃO EXAMINADORA:

Professor Dr. João Luiz Marcon Donatelli,
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Dr José Joaquim Conceição Soares
Santos, Universidade Federal do Espírito
Santo

Professor Dr Leonardo Araújo, Universidade
Federal do Espírito Santo

Agradecimentos

Em primeiro lugar, agradecemos a Deus pela saúde, força e coragem, durante todo o nosso percurso até aqui e que nos ajudou a superar as nossas dificuldades.

A esta universidade, seu corpo docente, direção e administração que que oportunizaram nosso crescimento pessoal e intelectual e que serviram de guia durante todo o processo de nossa formação superior.

Ao nosso orientador João Luiz Marcon Donatelli, pelo suporte no pouco tempo que lhe coube, pelas suas orientações e incentivos.

Aos nossos pais e irmãos, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

E a todos que direta e indiretamente fizeram parte da nossa formação, o nosso muito obrigado.

Resumo

No atual cenário da indústria nacional de petróleo e gás, é importante considerar alternativas para aumentar a eficiência dos processos e, além de disponibilizar mais energia, preservar o meio ambiente. Além disso, muitas Unidades de Processamento de Gás Natural (UPGN) foram projetadas em uma época em que não se buscava muito a eficiência energética. Dessa forma, os processos não foram projetados para reduzir o consumo interno de gás natural durante o seu processamento, já que não era possível o seu descolamento até o consumidor final.

Esse trabalho apresenta duas alternativas para reduzir o consumo de gás natural nas UPGN's por meio do resfriamento do ar de entrada da turbina a gás, utilizando o calor residual dos gases de exaustão da turbina. É feito um comparativo entre a utilização do calor residual em um ciclo orgânico rankine para alimentar um chiller mecânico e a utilização do calor residual em um chiller por absorção. Ambos chillers tem a finalidade de resfriar o ar de entrada na turbina e reduzir o consumo de gás natural.

Foi concluído com a simulação feita no Engineering Equation Solver que as duas alternativas são satisfatórias termodinamicamente e é sugerido como trabalho futuro a análise econômica dos dois modelos apresentados.

Abstract

In the current scenario of the national oil and gas industry, it is important to consider alternatives to increase process efficiency and to provide more energy availability. However, is equally important to preserve the environment. In addition, many Natural Gas Processing Units were designed at a time when not much sought energy efficiency. Thus, the processes were not designed to reduce intern consumption of natural gas during its processing, since there were no means to deliver it to the end consumer.

This paper presents two alternatives for reducing the consumption of natural gas in a natural gas processing plant through the gas turbine inlet air cooling by using the waste heat from the turbine exhaust gases. A comparison is made between the use of waste heat in an Organic Rankine Cycle to produce power to feed a mechanical chiller and the use of residual heat in a absorption chiller. Both chillers is intended to cool the air entering the turbine and reduce consumption of natural gas.

Was concluded after a simulation in Engineering Equation Solver that the two alternatives are satisfactory thermodynamically and is suggested as future work the economic analysis of the two models presented in this paper.

Lista de Figuras

<i>Figura 1: Desempenho da turbina a gás por combustível (Fonte: Lora e Nascimento, 2004)</i>	23
<i>Figura 2: Fontes da matriz energética nacional (Dados do BEN-2016)</i>	24
<i>Figura 3: Fontes da produção da energia elétrica nacional (Dados do BEN-2016)</i>	25
<i>Figura 4 Oferta de gás natural em 2016 (Boletim Gás Natural - junho/2016)</i>	26
<i>Figura 5: Oferta média de gás natural (Boletim Gás Natural - junho/2016)</i>	27
<i>Figura 6: Produção nacional de gás natural (Boletim Gás Natural - junho/2016)</i>	28
<i>Figura 7: Cadeia de produção de gás natural produzido no Brasil.</i>	30
<i>Figura 8: Cadeia completa de produção de gás natural no Brasil.</i>	33
<i>Figura 9: Malha de gasodutos no Brasil (Fonte: Atlas de Energia Elétrica do Brasil)</i>	34
<i>Figura 10: Processamento e produtos do gás natural.</i>	37
<i>Figura 11: Esquema básico de uma UPGN.</i>	39
<i>Figura 12: Fluxograma operacional da UTGC.</i>	40
<i>Figura 13: Sistema auxiliar de compressão das UPGN's da UTGC</i>	41
<i>Figura 14: Representação simplificada do sistema completo</i>	43
<i>Figura 15: Modificação no sistema para possibilitar aquecimento do óleo térmico.</i>	46
<i>Figura 16: Modificação na tubulação de óleo térmico (Fonte: Petrobras).</i>	47
<i>Figura 17: Modificação no duto da turbina a gás (Fonte: Petrobras)</i>	48
<i>Figura 18: (a) Válvula Diverter (b) Recuperador de calor (Fonte: Petrobras)</i>	49
<i>Figura 19: Modificações no duto de entrada de ar da turbina a gás.</i>	51

<i>Figura 20: Sistema com resfriamento do ar de entrada por chiller de absorção.</i>	52
<i>Figura 21: Sistema com resfriamento do ar de entrada por chiller mecânico.</i>	54
<i>Figura 22: Sistema de uma turbina a gás simples (H. Cohen, 1996).</i>	56
<i>Figura 23: Ciclo Rankine teórico e real (tracejado).</i>	59
<i>Figura 24: Trabalho específico e eficiência em função da temperatura de trabalho.</i>	64
<i>Figura 25: Comportamento da turbina conforme a temperatura de entrada (Fonte: ASHRAE)</i>	65
<i>Figura 26: Chiller por absorção (Fonte: Guirard, 2008)</i>	68
<i>Figura 27: Ciclo rankine orgânico (Fonte: Quoilin; 2011)</i>	74
<i>Figura 28: Diagrama T-s de um ORC ideal (Fonte: Quoilin; 2011)</i>	77
<i>Figura 29: Diagrama P-h de um ORC ideal (Fonte: Quoilin; 2011)</i>	77
<i>Figura 30: Expansão isentrópica x real de um ORC (Fonte: Quoilin; 2011)</i>	79
<i>Figura 31: Pinch point do ORC (Fonte: Quoilin; 2011)</i>	81
<i>Figura 32: Modelagem do ar de entrada da turbina a gás</i>	86
<i>Figura 33: Cálculos de balanceamento estequiométrico da combustão no EES</i>	88
<i>Figura 34: Curva de operação da turbina a gás</i>	90
<i>Figura 35: Dados para construção de curvas de vazão e temperatura dos gases</i>	91
<i>Figura 36: Método iterativo para modelagem da turbina a gás</i>	92
<i>Figura 37: Resultado para turbina: vazão mássica dos gases exaustos</i>	96
<i>Figura 38: Resultado para turbina: temperatura dos gases exaustos</i>	96
<i>Figura 39: Resultado para turbina: vazão mássica de ar</i>	97

<i>Figura 40: Resultado para turbina: taxa de excesso de ar</i>	<i>97</i>
<i>Figura 41: Resultado para turbina: vazão mássica de gás combustível</i>	<i>98</i>
<i>Figura 42: Economia de combustível em função da temperatura ambiente</i>	<i>99</i>
<i>Figura 43: Resultado para turbina: entalpia dos gases exaustos</i>	<i>100</i>
<i>Figura 44: Resultado para turbina: fluxo térmico dos gases exaustos</i>	<i>101</i>
<i>Figura 45: Resultado para turbina: Eficiência térmica</i>	<i>101</i>
<i>Figura 46: Resultado para turbina: Heat Rate</i>	<i>102</i>
<i>Figura 47: Resultado para turbina: emissão de gás carbônico</i>	<i>102</i>
<i>Figura 48: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 4500 KW</i>	<i>104</i>
<i>Figura 49: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 5000 KW</i>	<i>104</i>
<i>Figura 50: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 5500 KW</i>	<i>105</i>
<i>Figura 51: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 6000 KW</i>	<i>106</i>
<i>Figura 52: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 6500 KW</i>	<i>106</i>
<i>Figura 53: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 7000 KW</i>	<i>107</i>
<i>Figura 54: Sistema1: Vazão de gases exaustos lançados diretamente na atmosfera</i>	<i>108</i>
<i>Figura 55: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para W = 5000 KW</i>	<i>109</i>
<i>Figura 56: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para W = 5000 KW</i>	<i>110</i>
<i>Figura 57: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para W = 5500 KW</i>	<i>110</i>
<i>Figura 58: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para W = 6000 KW</i>	<i>111</i>
<i>Figura 59: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para W = 6500 KW</i>	<i>112</i>

<i>Figura 60: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para $W = 7000$ KW</i>	<i>112</i>
<i>Figura 61: Sistema 2– Vazão de gases exaustos lançados diretamente na atmosfera.....</i>	<i>113</i>

Lista de tabelas

<i>Tabela 1: Dados de projeto para sistemas da UPGN (Fonte: Petrobras).....</i>	<i>44</i>
<i>Tabela 2: Dados do sistema contemplando o aquecimento de óleo térmico.....</i>	<i>55</i>
<i>Tabela 3: Composição do gás combustível utilizado na turbina a gás.....</i>	<i>87</i>
<i>Tabela 4: Parâmetros da modelagem do chiller por absorção.....</i>	<i>94</i>
<i>Tabela 5: Parâmetros do ciclo rankine orgânico.....</i>	<i>95</i>
<i>Tabela 6: Estimativa da economia de combustível para potência líquida fixa.....</i>	<i>100</i>

Sumário

INTRODUÇÃO	15
1.1 Contextualização	18
1.2 Motivação	20
1.3 Objetivo	21
1.4 Escopo.....	21
Indústria do gás natural no Brasil	21
2.1 Características do gás natural.....	22
2.2 Gás natural no cenário energético nacional.....	24
2.3 Cadeia Produtiva do gás natural.....	28
2.4 Unidades de processamento de gás natural	35
2.4.1 Objetivo do processamento do gás natural	35
2.4.2 Produtos do gás natural.....	35
2.4.3 Configuração básica de uma UPGN.....	37
2.5 Unidade de Tratamento de Gás de Cacimbas (UTGC)	39
Modificações no Sistema	44
3.1 Aquecimento de óleo térmico	45

3.2	Resfriamento do ar de entrada da turbina.....	50
3.2.1	Resfriamento por chiller de absorção.....	51
3.2.2	Resfriamento por chiller mecânico.....	53
3.3	Estudo de caso: UPGN do campo golfinho da UTGC	54
Estudo dos equipamentos utilizados.....		55
4.1	Turbina a gás	56
4.1.1.	Introdução a turbina a gás	56
4.1.2.	Princípios termodinâmicos da turbina a gás	58
4.1.3.	Parâmetros de desempenho da turbina a gás	63
4.2	Chiller por absorção	65
4.2.1.	Introdução à refrigeração por absorção	66
4.2.2.	Análise termodinâmica do chiller por absorção	68
4.2.3.	Parâmetros de desempenho do chiller por absorção	72
4.3	Chiller Mecânico	72
4.4	Ciclo rankine orgânico (ORC).....	73
4.4.1	Introdução ao ORC	73
4.4.2	Análise termodinâmica do ORC	75
Modelagem dos Sistemas e Equipamentos		82

5.1	Software utilizado	82
5.2	Modelagem dos fluidos.....	84
5.2.1.	Ar Atmosférico	85
5.2.2.	Gás Combustível	86
5.2.3.	Gases exaustos	87
5.3	Modelagem da turbina a gás	89
5.4	Modelagem do chiller por absorção	93
5.5	Modelagem do ORC	94
	Resultados obtidos.....	95
6.1	Turbina a gás	95
6.2	Sistema 1: resfriamento por chiller de absorção	103
6.3	Sistema com resfriamento por chiller mecânico	108
	Conclusão e trabalhos futuros	114
	Bibliografia.....	115
	Apêndice A – Código desenvolvido no EES.....	116
	Anexos	132
	Anexo A – Datasheet da turbina	132
	Anexo B – Dados técnicos do chiller por absorção	133

INTRODUÇÃO

O presente trabalho é focado em unidades de processamento e compressão de gás natural. É apresentado modificações relativamente simples que podem ser feitas no sistema com a finalidade de reduzir o consumo interno de gás natural e aumentar a disponibilidade para o consumidor final. O estudo inicia descrevendo de forma simples como é a dinâmica de uma unidade de processamento de gás natural. Logo em seguida é feita uma descrição da modificação projetada pela Petrobras para ser executada nas plantas de processamento da Unidade de Tratamento de Gás de Cacimbas (UTGC), situada em Linhares, Espírito Santo, Brasil. Partindo deste projeto, e utilizando os dados de processo desta planta, é proposto modificações adicionais que potencializam tanto a economia de gás combustível, como o aumento de eficiência da planta e a maior oferta de gás natural nacional.

A ideia central deste estudo envolve dois equipamentos principais: forno de óleo térmico, utilizado em um sistema utilitário ao processamento, e turbina a gás, utilizada para acionar os compressores do sistema de compressão (Ver figura 11). Os dois equipamentos utilizam o gás natural processado como combustível. A relação entre eles e as peculiaridades de cada sistema serão discutidos no capítulo dois. O projeto realizado pela Petrobras trata da instalação de um recuperador de calor, que tem o objetivo de pré-aquecer o óleo térmico a partir do potencial térmico dos gases exaustos da turbina a gás, com a finalidade de economizar o gás combustível utilizado no forno. Já o presente estudo verifica a viabilidade termodinâmica de utilizar o potencial térmico dos gases exaustos em dois processos conjuntos: aquecimento de óleo térmico junto ao resfriamento do ar de entrada da turbina. O objetivo de se resfriar o ar de entrada da turbina é diminuir o trabalho reverso demandado pelo compressor da turbina a gás, e assim diminuir o consumo de gás combustível da turbina.

Será apresentado duas formas de realizar o resfriamento do ar de entrada da turbina a partir de uma fonte quente. O primeiro caso utiliza um chiller de absorção para resfriar o ar de entrada da turbina a partir do calor residual dos gases de exaustão da turbina. Já o segundo caso utiliza o calor residual da turbina em um ciclo rankine orgânico, por meio de uma caldeira de recuperação, para produz potência e acionar um chiller mecânico que realizará o resfriamento do ar de entrada da turbina. Por fim, será analisado quais equipamentos são os mais adequados conforme os dados do processo.

O cenário energético mundial vêm sendo pauta central em todas as conferências mundiais ao longo dos últimos anos. Todos os cenários apontam para uma crise energética ainda neste século, motivada pela exaustão das reservas fósseis de energia e potencializada pelas crises ambientais. A partir da conferência mundial das nações unidas (RIO-92) em 2005, e anteriormente em 1997, com a elaboração do Protocolo de Quioto, o componente ambiental passou a ser prioridade e a ter papel estratégico na produção de energia primária do mundo. A eficiência energética e menores taxas de emissão de gases poluentes se tornaram valores cada vez mais presentes nas políticas públicas e no meio corporativo. Após a ratificação do Protocolo de Quioto, vários projetos de cunho tecnológico estão sendo desenvolvidos em todo o mundo, visando atender além das metas de redução da emissão de gases poluentes, o aumento da eficiência de máquinas, equipamentos e processos, assim como obter ganhos financeiros no mercado internacional de comércio de créditos de carbono.

Nesse contexto, a indústria do gás natural no Brasil e no mundo tem apresentado índices significativos de crescimento. O gás natural começou a ser progressivamente incorporado a matriz energética dos países, impulsionado principalmente pelo avanço nas tecnologias de condicionamento e transporte. Devido ao gás natural ser um combustível mais limpo, eficiente e versátil, sua utilização foi ganhando espaço em diversos setores da atividade econômica como produção de eletricidade, sistemas de cogeração, processos industriais, e também no setor residencial e de transportes.

No Brasil, a partir da década de 1990, houve um aumento significativo da participação do gás natural na matriz energética nacional devido, principalmente, a entrada em operação do

comércio de gás entre Bolívia e Brasil, ao aumento de reservas de gás natural de origem nacional e a ampliação da rede de gasodutos. Porém, o desabastecimento de energia elétrica vivido no início dos anos 2000, provocou um grande impacto nos mercados de eletricidade e de gás natural no país, ocasionando prejuízos à indústria nacional. Como resultado, o governo implantou novas usinas termelétricas e novas malhas de gasodutos pelo país como solução emergencial.

Com o aumento populacional e industrial e o consequente aumento da demanda por energia, as termelétricas construídas para eventuais crises no setor elétrico hoje operam continuamente para suprir o aumento de demanda energética vivido pelo país nos últimos anos. Com a descoberta dos novos poços de petróleo nos campos do Pré-sal, a produção de gás natural desenvolveu-se a reboque das atividades petroleiras off-shore, por meio da produção de gás associado. Grandes investimentos foram feitos para atender a demanda futura de gás, como construção de novas unidades de tratamento de gás e a ampliação da rede de gasodutos no país, interligando as malhas existentes Sul/Sudeste e Norte/Nordeste. Todos estes fatores foram essenciais para aumentar e diversificar a demanda de gás natural e transforma-lo na terceira maior fonte energética nacional (ver figura 1).

O aumento da produção de gás natural aprimorou e fez surgir novos mercados e indústrias no país. Porém a demanda por gás natural ainda é maior do que a oferta, sendo necessário importação de gás da Bolívia e importação de GNL (Gás Natural Liquefeito) de diversos países. Considerando os estudos e projeções de diversos órgãos indicam que a utilização de gás natural continuará a crescer no país nos próximos anos, há a necessidade de se aumentar a oferta nacional de gás.

Boa parte do gás produzido atualmente não chega ao consumidor final por três motivos: reinjeção de gás no reservatório de petróleo, queima do gás e consumo interno nas plataformas e nas unidades de processamento. O gás é reinjetado em poços em duas situações: quando necessitam do método artificial de elevação ou quando a produção de gás é maior do que o consumo com a finalidade de adequar a demanda e a oferta de gás. A queima de parte do gás tem a finalidade de controlar a pressão nos sistemas de produção e processamento. Parte do

gás processado é utilizado como combustível de máquinas e equipamentos nos próprios sistemas de produção e processamento. Assim faz-se necessário um esforço técnico-científico afim de promover o aumento da produção de gás, o decréscimo das perdas por reinjeção e queima, além de diminuir o consumo interno nas etapas de produção e processamento.

Este trabalho é um estudo de caso que visa demonstrar as possibilidades de melhorias que podem ser realizadas em unidades de processamento para diminuir o consumo interno de gás e disponibilizar mais gás natural processado de origem nacional. Com isso, visa diminuir o volume de gás importado, favorecendo, assim, a balança comercial brasileira.

1.1 Contextualização

O cenário energético mundial vêm sendo pauta central em todas as conferências mundiais ao longo dos últimos anos. Todos os cenários apontam para uma crise energética ainda neste século, motivada pela exaustão das reservas fósseis de energia e potencializada pelas crises ambientais. A partir da conferência mundial das nações unidas (RIO-92) em 2005, e anteriormente em 1997, com a elaboração do Protocolo de Quioto, o componente ambiental passou a ser prioridade e a ter papel estratégico na produção de energia primária do mundo. A eficiência energética e menores taxas de emissão de gases poluentes se tornaram valores cada vez mais presentes nas políticas públicas e no meio corporativo. Após a ratificação do Protocolo de Quioto, vários projetos de cunho tecnológico estão sendo desenvolvidos em todo o mundo, visando atender além das metas de redução da emissão de gases poluentes, o aumento da eficiência de máquinas, equipamentos e processos, assim como obter ganhos financeiros no mercado internacional de comércio de créditos de carbono.

Nesse contexto, a indústria do gás natural no Brasil e no mundo tem apresentado índices significativos de crescimento. O gás natural começou a ser progressivamente incorporado a matriz energética dos países, impulsionado principalmente pelo avanço nas tecnologias de condicionamento e transporte. Devido ao gás natural ser um combustível mais limpo, eficiente e versátil, sua utilização foi ganhando espaço em diversos setores da atividade econômica

como produção de eletricidade, sistemas de cogeração, processos industriais, e também no setor residencial e de transportes.

No Brasil, a partir da década de 1990, houve um aumento significativo da participação do gás natural na matriz energética nacional devido, principalmente, a entrada em operação do comércio de gás entre Bolívia e Brasil, ao aumento de reservas de gás natural de origem nacional e a ampliação da rede de gasodutos. Porém, o desabastecimento de energia elétrica vivido no início dos anos 2000, provocou um grande impacto nos mercados de eletricidade e de gás natural no país, ocasionando prejuízos à indústria nacional. Como resultado, o governo implantou novas usinas termelétricas e novas malhas de gasodutos pelo país como solução emergencial.

Com o aumento populacional e industrial e o consequente aumento da demanda por energia, as termelétricas construídas para eventuais crises no setor elétrico hoje operam continuamente para suprir o aumento de demanda energética vivido pelo país nos últimos anos. Com a descoberta dos novos poços de petróleo nos campos do Pré-sal, a produção de gás natural desenvolveu-se a reboque das atividades petroleiras off-shore, por meio da produção de gás associado. Grandes investimentos foram feitos para atender a demanda futura de gás, como construção de novas unidades de tratamento de gás e a ampliação da rede de gasodutos no país, interligando as malhas existentes Sul/Sudeste e Norte/Nordeste. Todos estes fatores foram essenciais para aumentar e diversificar a demanda de gás natural e transforma-lo na terceira maior fonte energética nacional (ver figura 1).

O aumento da produção de gás natural aprimorou e fez surgir novos mercados e indústrias no país. Porém a demanda por gás natural ainda é maior do que a oferta, sendo necessário importação de gás da Bolívia e importação de GNL (Gás Natural Liquefeito) de diversos países. Considerando os estudos e projeções de diversos órgãos indicam que a utilização de gás natural continuará a crescer no país nos próximos anos, há a necessidade de se aumentar a oferta nacional de gás.

Boa parte do gás produzido atualmente não chega ao consumidor final por três motivos: reinjeção de gás no reservatório de petróleo, queima do gás e consumo interno nas plataformas e nas unidades de processamento. O gás é reinjetado em poços em duas situações: quando necessitam do método artificial de elevação ou quando a produção de gás é maior do que o consumo com a finalidade de adequar a demanda e a oferta de gás. A queima de parte do gás tem a finalidade de controlar a pressão nos sistemas de produção e processamento. Parte do gás processado é utilizado como combustível de máquinas e equipamentos nos próprios sistemas de produção e processamento. Assim faz-se necessário um esforço técnico-científico afim de promover o aumento da produção de gás, o decréscimo das perdas por reinjeção e queima, além de diminuir o consumo interno nas etapas de produção e processamento.

Este trabalho é um estudo de caso que visa demonstrar as possibilidades de melhorias que podem ser realizadas em unidades de processamento para diminuir o consumo interno de gás e disponibilizar mais gás natural processado de origem nacional. Com isso, visa diminuir o volume de gás importado, favorecendo, assim, a balança comercial brasileira.

1.2 Motivação

O presente trabalho visa colaborar com a comunidade técnica e científica do país, realizando um estudo para demonstrar que pequenas modificações nas unidades de processamento de gás natural, em seus subsistemas de óleo térmico e de compressão, tem um grande potencial de aumentar a eficiência da planta como um todo. Através da cogeração utilizando rejeitos térmicos, é possível diminuir satisfatoriamente o consumo interno de gás natural e aumentar sua disponibilidade. Além disso, a possibilidade de apresentar alternativas a gestores e investidores, com grande potencial socioambiental e financeiro, que visam, entre outras coisas, o aumento da eficiência energética, foi fator motivacional.

1.3 Objetivo

Verificar a viabilidade termodinâmica das modificações propostas e mapear o sistema como um todo, de forma a compreender o comportamento do novo sistema e comparar a economia gerada pelos dois modelos propostos.

1.4 Escopo

No capítulo dois apresentado a base para o leitor entender a importância e a dinâmica da indústria do gás natural no Brasil. No capítulo três será feita uma descrição das propostas de modificação do sistema convencional das UPGN's. Na seção 3.1 consta uma modificação proposta pela Petrobras, na seção 3.2 consta a modificação proposta por este trabalho, adicional a modificação descrita na seção 3.1. Ainda no capítulo três, na seção 3.3, será apresentado o estudo de caso que consiste em avaliar a planta de processamento do campo golfinho da UTGC. No capítulo quatro é feita uma descrição teórica dos equipamentos utilizados neste estudo, são eles: turbina a gás, chiller e Ciclo Rankine Orgânico (ORC). No capítulo cinco e comentado alguns parâmetros utilizados na modelagem desenvolvida no software EES e no capítulo seis é apresentado os resultados. Por fim, no capítulo sete, é feito uma conclusão deste estudo e recomendações para trabalhos futuros.

Indústria do gás natural no Brasil

Este capítulo apresenta a importância do gás natural, a produção atual no Brasil (2016), e como se dá a sua cadeia logística. Também é introduzido de forma bem simples a dinâmica a operação das unidades de processamento de gás natural. Será dado um enfoque na planta e nos dados de processo da Unidade de Tratamento de Gás Natural de Cacimbas (UTGC), objeto de estudo de caso do presente trabalho.

2.1 Características do gás natural

O gás natural é, por definição, uma mistura de hidrocarbonetos leves de origem fóssil que, sob temperatura ambiente e pressão atmosférica, permanece no estado gasoso (Almeida, 2005). É um gás combustível encontrado em rochas porosas no subsolo, podendo ou não estar associado ao petróleo. Apesar de ser primeiramente formado de metano, o gás natural também pode incluir quantidades significativas de etano (C_2H_6), propano, butano e pentano, bem como vestígios de hexano e hidrocarbonetos mais pesados (Mokhatab & Poe, 2014). Ao longo da cadeia, o gás natural bruto muda sua composição química conforme passa pelas etapas de tratamento e processamento. Ao chegar a uma composição pré-determinada por norma, o gás pode ser comercializado e utilizado pelo consumidor final.

Como dito anteriormente, o gás natural se destaca por ser um combustível limpo, eficiente e versátil. É considerado limpo por dois motivos principais: por ser um combustível de queima total (sua combustão não produz cinzas ou resíduos), e pelo fato de que os produtos de sua combustão são menos nocivos ao ambiente do que os combustíveis fósseis tradicionais, geram menos dióxido de carbono por unidade de energia gerada, cerca de 20% menos do que o óleo combustível e 40% menos do que combustíveis sólidos como carvão.

O uso do gás natural como combustível, em comparação com outros combustíveis que são derivados de petróleo, obtém melhor desempenho e trabalho específico útil. Isto devido a diferença dos produtos de combustão dos diferentes combustíveis. Uma maior razão hidrogênio/carbono faz com que se produza mais vapor d'água e menos dióxido de carbono, o que resulta em aumento do volume escoado (Lora, Nascimento, 2004). A Figura 1: Desempenho da turbina a gás por combustível (Fonte: Lora e Nascimento, 2004) apresenta uma análise comparativa do desempenho de uma turbina a gás, conforme a relação de pressão e o combustível utilizado:

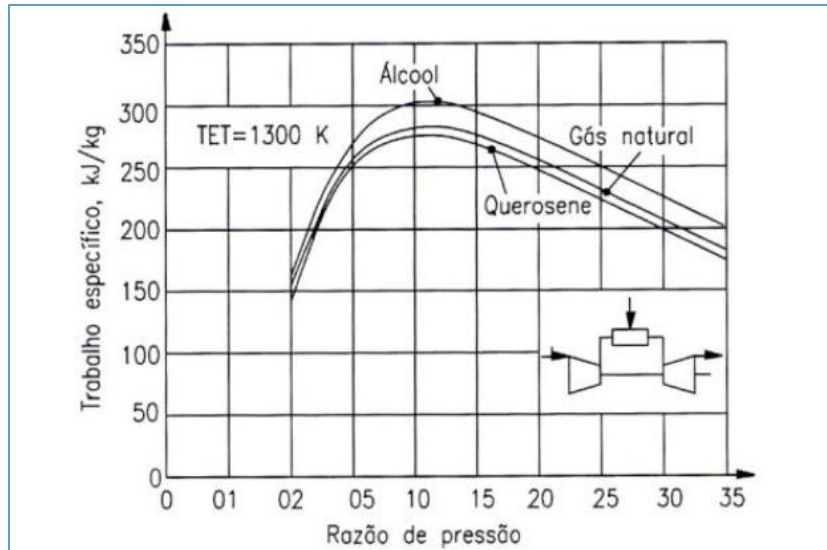


Figura 1: Desempenho da turbina a gás por combustível (Fonte: Lora e Nascimento, 2004)

As vantagens do gás natural são: o fornecimento contínuo e a facilidade de ser escoado por longas distâncias a um baixo custo operacional através de gasodutos, ou fornecimento sob demanda, podendo variar o volume transportado conforme a demanda, tendo o gás no estado líquido. Além disso, a exceção do querosene para aviões a jato, ele é capaz de substituir todos os outros derivados de petróleo. Como exemplo, pode ser usado nos automóveis alternativamente à gasolina e ao álcool carburante, substitui o óleo combustível, o diesel, os carvões mineral e vegetal e o urânio nas centrais termoeletricas.

Vale ressaltar que o gás natural também é matéria prima fundamental na indústria petroquímica, competindo com a nafta. Pode ser utilizado para a produção de solventes e fertilizantes, como a amônia e a uréia e respectivos derivados. Sua aplicação como redutor siderúrgico também constitui exemplo da sua ampla utilização no mercado moderno. Seu emprego é imprescindível na indústria de produtos especiais como porcelanas finas, onde o uso de óleo combustível pode comprometer a qualidade final (Maranhão, 2004).

2.2 Gás natural no cenário energético nacional

Segundo o balanço energético nacional de 2016, tendo como base dados de 2015, o gás natural responde por 13,7% da matriz energética nacional, sendo a terceira principal fonte energética do país, ficando atrás somente dos derivados de cana e de petróleo. Quando o assunto é produção de energia elétrica, o gás natural é a segunda principal fonte energética com uma participação de aproximadamente 13%, ficando atrás somente da energia hidráulica, que ainda é a principal fonte de energia elétrica no país, respondendo por 64% da produção. A Figura 2 demonstra o percentual de cada fonte de energia na matriz energética nacional:

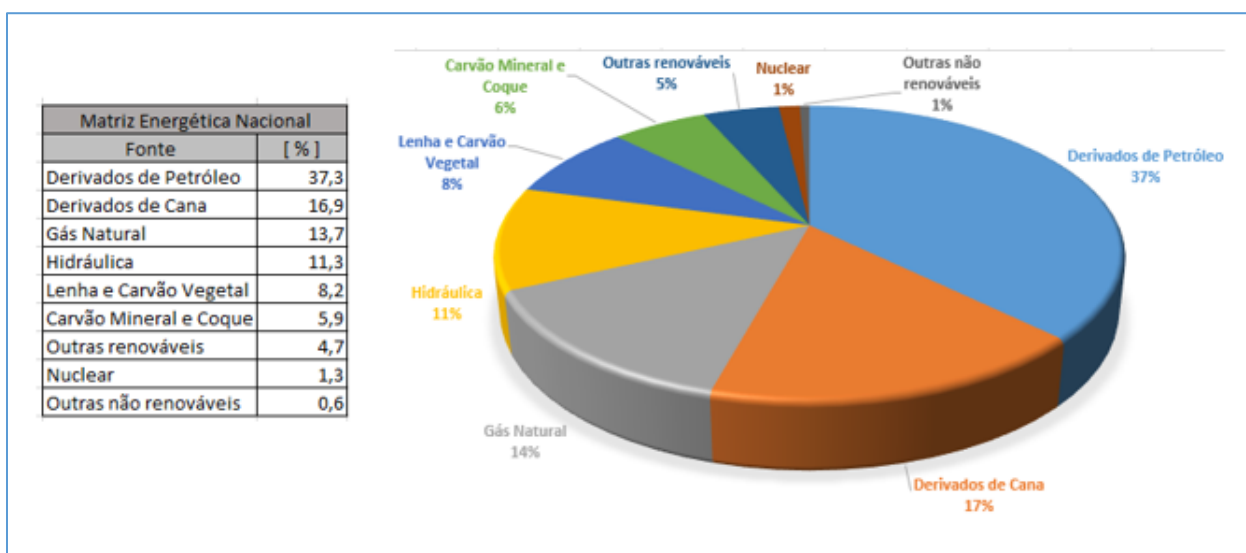


Figura 2: Fontes da matriz energética nacional (Dados do BEN-2016)

Já a Figura 3 mostra o percentual das fontes energéticas da produção de energia elétrica nacional. É possível observar que a energia hidráulica se destaca na geração de potência elétrica, o mesmo não ocorre na matriz energética nacional, onde é apenas a quarta principal fonte energética, respondendo por aproximadamente 11%, uma taxa bem menor do que os combustíveis formados por hidrocarbonetos.

A biomassa participa expressivamente da geração de energia elétrica do país, sendo a terceira maior fonte, e respondendo por 8% da produção de potência. Boa parte desta biomassa

provém da queima do bagaço da cana, resíduo da produção de álcool e açúcar. Ela é considerada uma fonte energética renovável pelo fato de que a cana de açúcar consome mais gás carbônico para crescer do que a quantidade gerada na queima de seu bagaço, usinas de produção de álcool combinada com geração de potência são cada vez mais comuns no país.

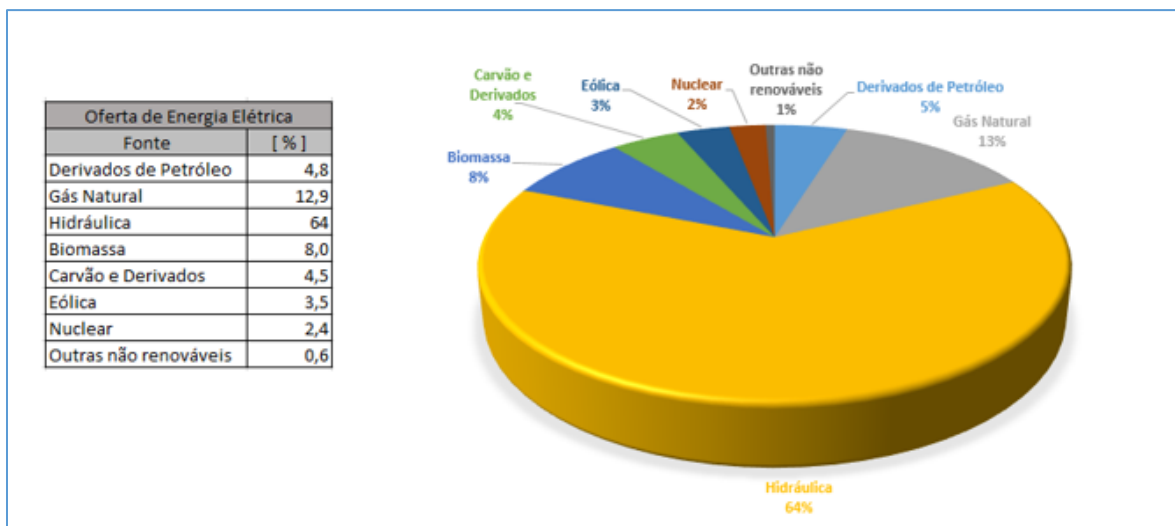


Figura 3: Fontes da produção da energia elétrica nacional (Dados do BEN-2016)

Ainda segundo o balanço energético nacional de 2016, no ano de 2015 a média diária de produção de gás natural foi de 96,2 milhões de m³/dia, e o volume de gás natural importado foi de 50,4 milhões de m³/dia. Assim, o gás natural importado representou cerca de 52,4% da demanda média do país no ano de 2015. Já a média de oferta de gás natural no ano de 2016 está conforme demonstrado na *Figura 4*.

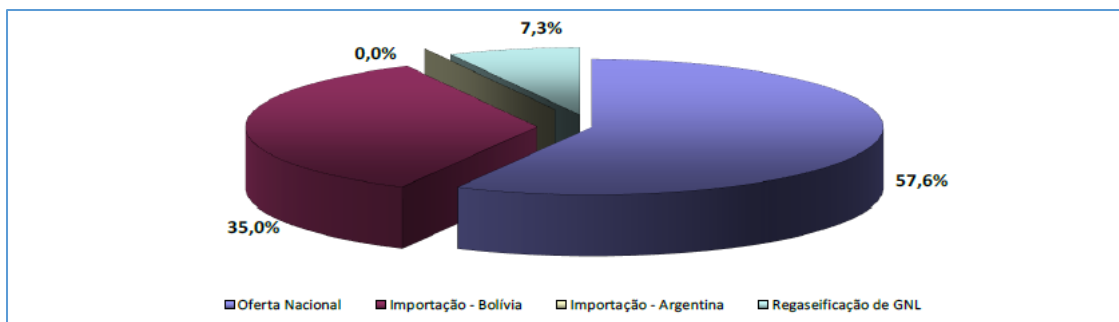


Figura 4 Oferta de gás natural em 2016 (Boletim Gás Natural - junho/2016)

A *Figura 5*, desenvolvida pelo Boletim Mensal de Acompanhamento da Indústria do Gás Natural, mostra as médias de produção e de exportação de gás natural nos últimos anos. É possível ver que a demanda e a produção nacional vinham crescendo ao longo do tempo até meados de 2014, a partir do ano de 2015 a crise econômica vivida pelo Brasil fez decrescer a demanda por gás, e a baixa dos preços dos derivados de petróleo, junto a política de desinvestimento adotada pela Petrobrás levaram a uma estabilização dos níveis de produção de gás. Houve pouca alteração do volume de gás exportado da Bolívia, ao contrário da exportação de GNL, que teve altos índices de exportação no período de 2012 até o início de 2016, que caíram drasticamente nos últimos meses.

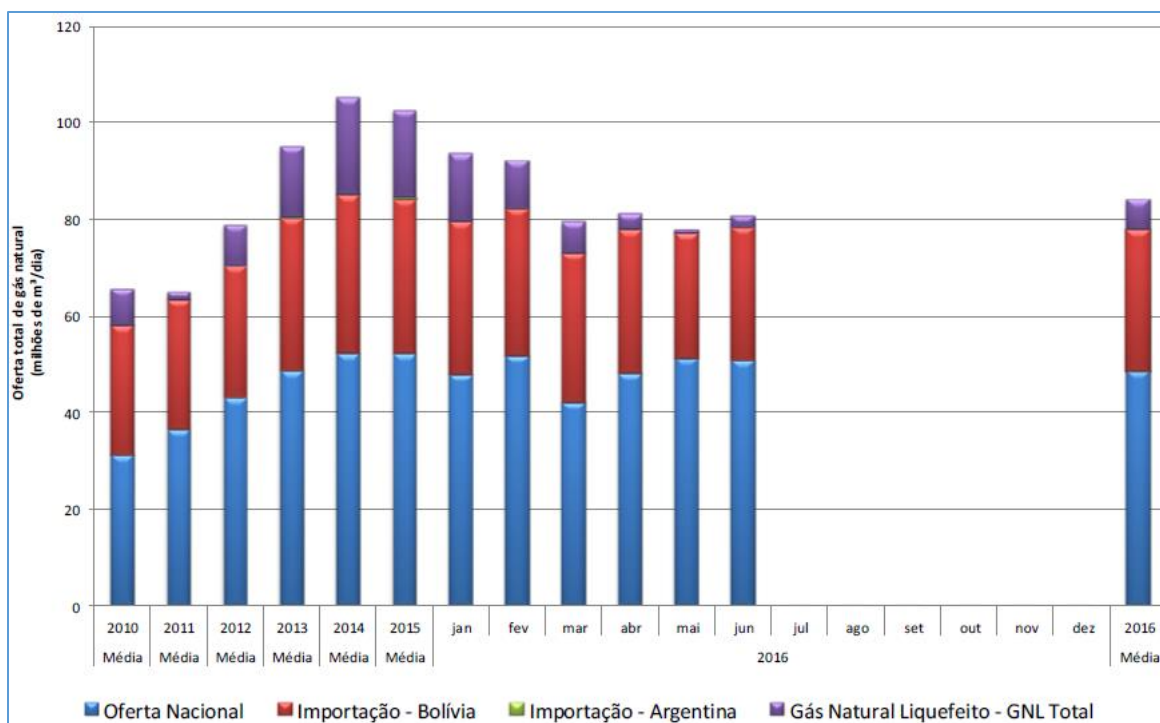


Figura 5: Oferta média de gás natural (Boletim Gás Natural - junho/2016)

A Figura 6 mostra a produção interna do país, é possível ver que boa parte do gás extraído é queimado e perdido, ou é injetado novamente no reservatório. Tanto um quanto o outro indicam perda de produção e geração de custos e devem ser evitados sempre que possível. Frações mais pesadas do gás natural bruto são processadas e absorvidas pelas unidades de processamento, formando compostos orgânicos de alto valor agregado, que a seguem sua logística por meio de transporte rodoviário. As frações mais leves também passam por processos afim de adquirir a composição especificada para venda. O gás já especificado é comprimido e injetado nos gasodutos que o levam até o consumidor final.

Nas plataformas, o gás após ser desassociado do petróleo passa por um pré-tratamento e se torna o combustível utilizado no sistema de geração de potência e diversas outras máquinas e equipamentos lá presentes. O mesmo ocorre nas unidades de processamento que utilizam o gás após ele ser totalmente processado. A Figura 6 demonstra que o percentual consumo interno de gás nos sistemas de produção é relativamente alto, cerca de 10 milhões de m³/dia, e se mantêm praticamente constante ao longo dos últimos anos:

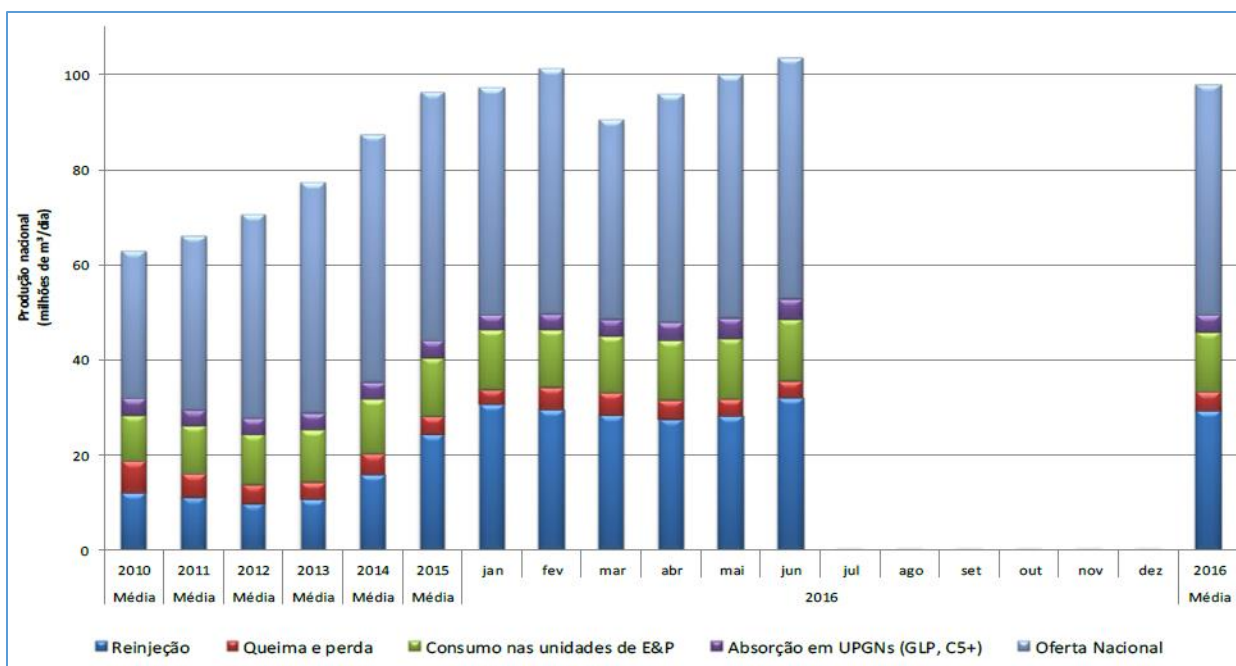


Figura 6: Produção nacional de gás natural (Boletim Gás Natural - junho/2016)

Tal consumo interno de gás pode ser diminuído com a melhoria dos processos e dos equipamentos utilizados nos sistemas de produção. Promover o aproveitamento de rejeitos térmicos e utilizar equipamentos e técnicas que resultem no aumento de eficiência e na economia de combustível são os assuntos que serão abordados neste texto.

2.3 Cadeia Produtiva do gás natural

De acordo com as definições contidas na Portaria ANP n. 104, a cadeia produtiva de gás natural é um conjunto de atividades de produção, transporte, comercialização, processamento, distribuição e utilização do gás natural que funciona de forma integrada, com um sequenciamento lógico de atividades e dividida em fases distintas.

No Brasil, os sistemas de produção de gás associado marítimo apresentam-se em maior quantidade, maior complexidade e maior volume de produção em comparação aos sistemas de gás não associado e aos sistemas de produção terrestre (Célio, 2008). O gás associado sai do poço dissolvido junto ao petróleo bruto, que na verdade é uma mistura de gás,

óleo, água e areia. A mistura chega a instalação marítima de produção por meio de dutos de produção, onde é direcionada para os sistemas de separação de fluidos. Após a etapa de separação primária, existem quatro destinos possíveis para o gás natural:

➤ Reinjeção no reservatório e Gás Lift:

O gás após ser desassociado do petróleo bruto passa por um processo de compressão e é injetado novamente no reservatório, isto é feito por três motivos principais:

- ✓ Adequar o fluxo de gás quando este possui uma produção maior do que a demanda, como a produção de gás é associada a produção de óleo, é necessário a produção de gás mesmo em baixas demandas para não prejudicar a produção de óleo, que possui maior valor agregado.
- ✓ Aumentar o fator de recuperação de óleo, através do aumento da pressão interna do reservatório e do decréscimo da viscosidade do óleo
- ✓ Serve como depósito de gás em situações emergenciais.

O gás também pode ser utilizado para auxiliar a elevação do óleo, método conhecido no meio industrial como “Gás Lift”.

➤ Gás Combustível:

Representa a parcela do gás que passa por um pré-tratamento (condicionamento), afim de ter uma especificação minimamente adequada para ser utilizado como combustível nos sistemas de geração de potência elétrica e vapor da instalação marítima.

➤ Gás de exportação:

A parcela excedente de gás condicionado, que não foi utilizada no consumo interna da instalação marítima, é comprimido e exportado para o continente por meio de gasodutos marítimos. Vários estágios de compressão podem ser usados para conferir ao gás condicionado a pressão necessária para escoar centenas de quilômetros até chegar nas unidades de processamento gás em terra.

O condicionamento do gás visa controlar ou eliminar alguns compostos presentes no gás natural bruto, sendo os principais: água na forma de vapor, compostos sulfurados (H_2S , CS_2 , COS , etc.), dióxido de carbono e líquidos (condensado de gás, produtos químicos). Os gases ácidos (CO_2 e H_2S) presentes em vários campos de produção, quando em teores elevados, comprometem tanto a integridade física dos equipamentos (corrosão), assim como a qualidade do gás, a ponto de inviabilizar a sua transferência e utilização interna (Célio, 2008). A Figura 7 demonstra a cadeia completa do gás natural que é produzido no Brasil:

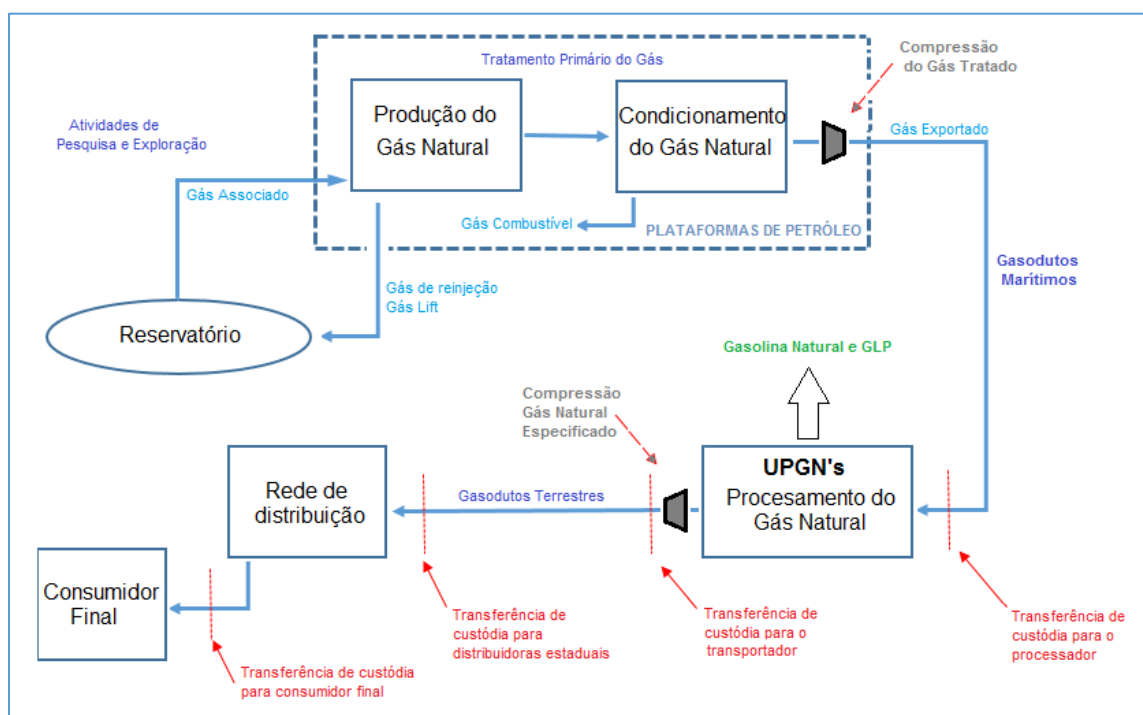


Figura 7: Cadeia de produção de gás natural produzido no Brasil.

O gás natural condicionado é transferido dos campos de produção para as unidades de processamento de gás natural (UPGN). A especificação do gás transferido deve atender a requisitos técnicos que garantam essa movimentação de forma segura e continuada, sem a ocorrência de hidratos (água e carbonetos líquidos) ou altas taxas de corrosão, normalmente geradas pela de contaminantes ácidos no gás. Aos dutos utilizados para essa movimentação dá-se o nome de dutos de transferência de gás natural (Célio, 2008).

O gás condicionado e sua custódia é recebido pelas unidades de processamento. Nessas unidades, o gás é separado da fase líquida (água e hidrocarbonetos líquidos), desidratado, resfriado e fracionado em produtos especificados para venda ao consumidor final. Os seguintes produtos podem ser produzidos a partir do processamento de gás natural: metano e etano, que formam o gás especificado para venda, também chamado de gás residual; etano, para fins petroquímicos; propano e butano, que formam o gás liquefeito de petróleo (GLP) ou gás de cozinha; e um produto na faixa da gasolina, denominado C5+ ou gasolina natural (Célio, 2008).

A forma mais utilizada para transportar o gás natural processado e especificado é por meio de gasodutos de alta pressão (ver malha brasileira de gasodutos na figura 08), com escoamento realizado na fase gasosa e com utilização de estações de compressão para prover a energia necessária ao gás para essa movimentação. Em casos muito específicos, o gás natural pode ser transportado em cilindros de alta pressão. Esse sistema é chamado de transporte de Gás Natural Comprimido (GNC), e se aplica a pequenos volumes movimentados a curtas distâncias, por meio de caminhões-feixe, ou em volumes maiores com a utilização de cilindros embarcados em barcas ou navios especiais. Para aplicações de movimentação de grandes volumes, em relação a grandes distâncias entre produtores e consumidores, existe também a possibilidade de transporte marítimo de gás natural na fase líquida. No estado líquido (Gás Natural Liquefeito – GNL), o gás tem seu volume reduzido cerca de 600 vezes, podendo ser transportado mais facilmente por meio de navios, barcas ou caminhões criogênicos, a uma temperatura de $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nesse caso, para ser utilizado, o gás deve ser novamente vaporizado em equipamentos apropriados (Célio, 2008).

O gás especificado comprimido, ao sair das unidades de tratamento de gás, passa para a custódia do transportador, agente responsável por escoar o gás até os pontos de entrega, onde a custódia do gás agora passa a ser da concessionária estadual de gás, que é responsável por distribuir o gás ao consumidor final. A distribuição final do gás é realizada por meio de malhas de gasodutos (chamadas redes de distribuição) de baixa pressão e de responsabilidade

das companhias distribuidoras estaduais, as quais podem ser de ferro fundido, aço ou polietileno de alta densidade. Nessa etapa, o gás deve atender às especificações vigentes, reguladas pela Agência Nacional do Petróleo (ANP) e deve também conter substância odorizante para garantir a segurança do usuário final, em caso de vazamentos (Célio, 2008).

A consolidação do “valor do gás” ocorre nesse momento, quando efetivamente o gás é utilizado nos sistemas produtivos dos clientes, ou seja, nos setores residencial, comercial, industrial (como matéria prima, combustível e redutor siderúrgico) ou automotivo. O gás natural pode ser utilizado de diversas formas, desde a produção de calor e frio para o consumo industrial e residencial até a geração de eletricidade em usinas termelétricas e a utilização como matéria-prima pela indústria da transformação (Célio, 2008).

Segundo a legislação vigente, a partir da etapa de transporte do gás natural, seja por quaisquer meios existentes, esse combustível pode ser comprado pelas concessionárias de distribuições estaduais e, então, vendido para os consumidores finais por meio de ramais de distribuição (Célio, 2008)

Como observado no gráfico da *Figura 4* atualmente mais de 40% da demanda por gás natural no país é suprida pela importação de gás de outros países. Boa parte deste gás (cerca de 35%) provém da Bolívia, que produz, processa e exporta o gás para o Brasil por meio do gasoduto denominado Gásbol. A Figura 8 demonstra a malha de gasodutos existente no Brasil.

Quando a produção interna de gás natural junto ao volume importado da Bolívia não é suficiente para suprir a demanda interna nacional, faz-se necessário a importação de mais gás natural de outros países. Como dito anteriormente, a melhor forma de transportar grandes quantidades de gás à grandes distâncias é por meio da importação de GNL (Gás Natural Liquefeito) em navios criogênicos. O problema é que o GNL possui maior valor agregado e um alto custo logístico, pois é necessário ter navios e equipamentos especiais para atender a sua logística. A exportação de GNL aumenta os custos da cadeia como um todo, o que significa aumento de custo para o consumidor final, acarretando a perda de competitividade dos produtos cujo insumo de alguma forma é o gás natural.

Os órgãos competentes realizam a encomenda de certa quantidade de GNL, conforme os índices de oferta e demanda em determinado período. Geralmente a quantidade de GNL excedente a ser importada varia conforme a produção de gás natural e a produção industrial interna do país. Mais uma vez focamos a importância de se aumentar a produção interna de gás natural, e também diminuir as perdas e o consumo interno nas unidades de produção com a finalidade de diminuir o volume de gás exportado e, conseqüentemente, favorecer a balança comercial e diminuir os custos das atividades realizadas por meio da utilização do gás natural. A figura 08 demonstra de forma simples a cadeia completa do gás natural no Brasil:

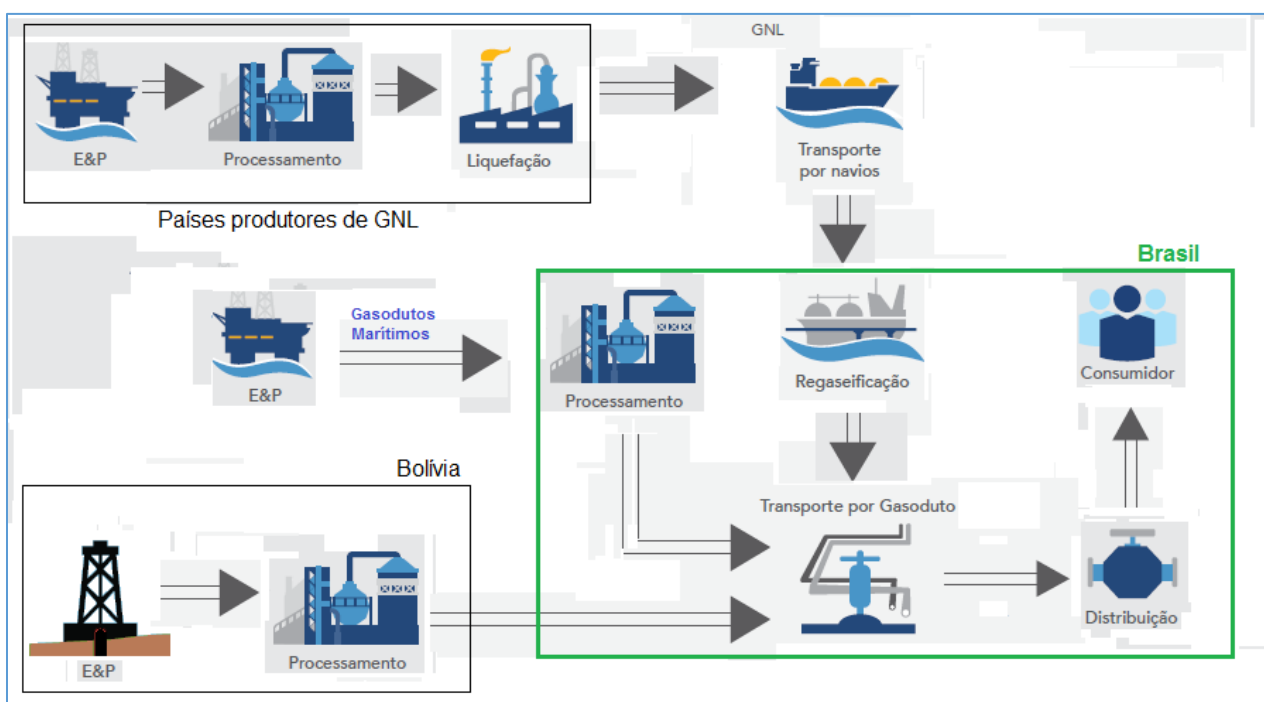


Figura 8: Cadeia completa de produção de gás natural no Brasil.

Na figura 09 consta o mapa brasileiro contendo a malha de gasodutos de alta pressão de gás natural processado, em vermelho as linhas já existentes, e em verde as linhas na fase de projeto ou construção. As setas indicam o sentido do fluxo de gás natural



Figura 9: Malha de gasodutos no Brasil (Fonte: Atlas de Energia Elétrica do Brasil)

2.4 Unidades de processamento de gás natural

Esta seção fala do objetivo, configuração básica e os tipos de unidades de processamento de gás natural e os produtos produzidos por tal processamento.

2.4.1 Objetivo do processamento do gás natural

O objetivo básico do processamento de gás natural é separar seus componentes em produtos com especificação definida e controlada, para que possam ser utilizados com alto desempenho em aplicações específicas, permitindo a incorporação de maior valor agregado aos produtos gerados. De modo semelhante à destilação do petróleo, que fraciona o óleo em produtos de especificação definida, uma unidade de processamento de gás natural (UPGN) tem como função básica fracionar o gás em produtos especificados para atendimento às diversas aplicações requeridas pelo mercado (Célio, 2008).

Sistemas industriais são projetados e construídos para permitir o tratamento do gás natural produzido em um campo e, dessa forma, garantir a especificação do gás comercializado. Cada campo produtor vai requerer características específicas das suas instalações em função da qualidade e quantidade dos componentes presentes nesse gás (Célio, 2008). Cabe à equipe responsável pelos processos determinar os valores das propriedades termodinâmicas e os parâmetros operacionais dos equipamentos de forma a garantir a adequação do gás conforme as especificações determinadas por norma.

A atividade de processamento do gás proporciona a otimização da utilização deste insumo, assegura a sua presença e relevância estratégica na matriz energética brasileira e garante, de forma segura, o retorno de investimentos aplicados nesta atividade (Célio, 2008).

2.4.2 Produtos do gás natural

Segundo a Portaria n. 104 da ANP de 08 de julho de 2002, o processamento do gás tem como produto principal o gás natural especificado, também conhecido no meio industrial pelos

nomes: gás combustível, gás seco, gás processado, gás residual. Tal gás deve poder ser utilizado em qualquer equipamento térmico industrial, motor à combustão a gás ou uso domiciliar.

Outro produto obtido a partir do gás natural é o Gás Liquefeito de Petróleo (GLP). Esse produto é o combustível de maior utilização no âmbito domiciliar, possuindo um alto valor agregado. Como o mercado de GLP ainda é parcialmente atendido por importação, qualquer aumento de produção interna deste gera uma economia direta de divisas para o país. Neste cenário, o processamento de gás natural tem uma relevante importância estratégica, pois uma boa parte da produção nacional de GLP é oriunda desse processo industrial (Célio, 2008).

Normalmente o fracionamento do Líquido de Gás Natural (LGN) gera, além do GLP, uma fração mais pesada denominada gasolina natural, ou fração C5+. Esta, por não possuir uma especificação bem definida, não tem uma aplicação mais nobre (Célio, 2008). O mais novo produto derivado do processamento do gás natural é o etano petroquímico, matéria prima de indústrias como o Polo Gás Químico do Rio de Janeiro, onde é utilizado na fabricação de polietilenos de várias densidades. A Figura 10 demonstra a eliminação de substâncias indesejadas (vapor d'água e ácido sulfídrico) e a separação dos produtos realizado pelo processamento do gás natural bruto (ou condicionado) vindo das plataformas e outros polos de produção:

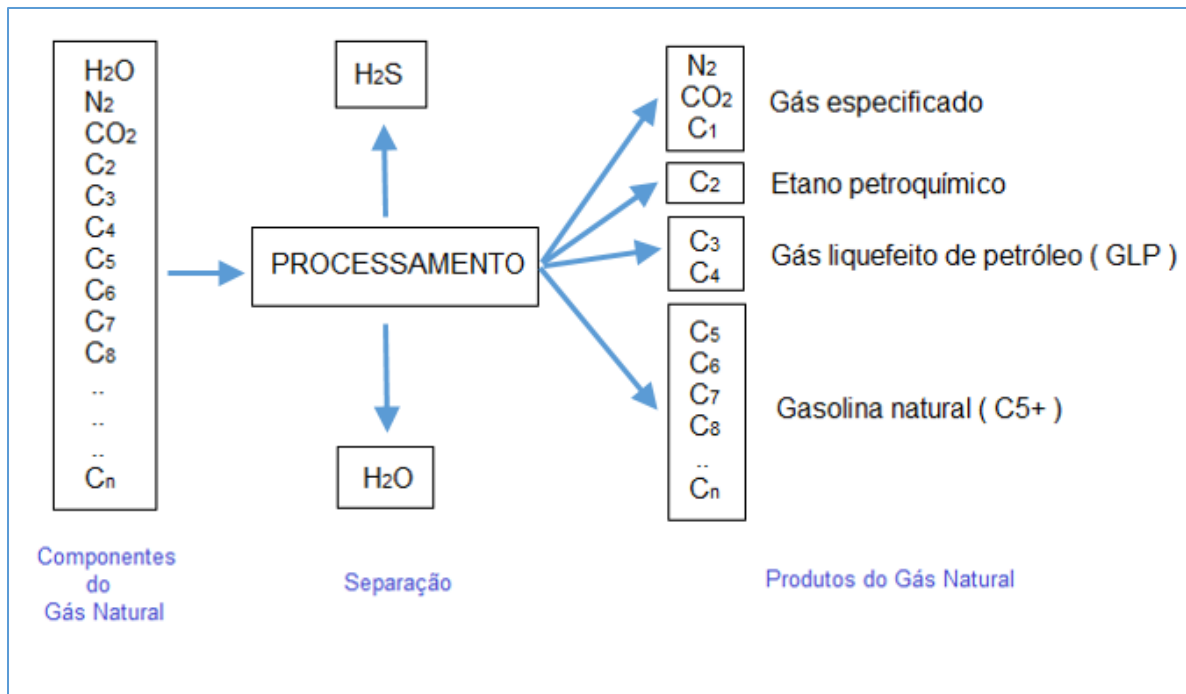


Figura 10: Processamento e produtos do gás natural.

2.4.3 Configuração básica de uma UPGN

Uma unidade de processamento de gás natural é composta basicamente por duas áreas distintas (área fria e quente), e por sistemas auxiliares e de tratamento de produto, conforme esquematizado na figura 11.

➤ Área fria:

Área responsável pela liquefação dos componentes mais pesados do gás natural, gerando uma fração líquida de alto valor agregado. Normalmente esta área opera com baixas temperaturas e altas pressões.

➤ Área quente:

Área responsável pelo fracionamento do líquido de gás natural gerado na área fria em produtos finais com especificação bem definida. Opera, em geral, com temperaturas mais altas e pressões mais baixas do que a área fria.

➤ Sistema de tratamento de carga e de produtos:

Sistemas responsáveis pela garantia de qualidade dos produtos obtidos e também pela especificação requerida para a corrente de gás natural carga da unidade. Os principais sistemas são os dessulfurizantes, sejam tradicionais, por lavagem cáustica ou à base de óxidos metálicos.

➤ Sistema de tratamento de carga e de produtos:

Sistemas responsáveis pela geração das facilidades necessárias para a perfeita operação das demais áreas. Os principais sistemas auxiliares são:

✓ Sistema de aquecimento de óleo térmico:

Normalmente, um forno aquece o óleo térmico e este cede carga térmica para todos os refeedores da área quente da unidade. Lembramos que o sistema de aquecimento de óleo térmico é objeto de nosso estudo, modificações neste sistema serão propostos no capítulo três.

✓ Sistema de compressão de propano:

Utilizado como fonte fria (sozinho ou com a turbo-expansão) para obtenção da temperatura necessária a condensação das frações pesadas do gás.

✓ Sistema de desidratação de gás natural:

Responsável pela retirada da água do gás, visando evitar a formação de hidratos na unidade durante a etapa de resfriamento.

✓ Sistema de compressão do gás natural especificado:

Sistema composto por compressores de gás natural, normalmente acionados por turbinas a gás, que utilizam o próprio gás natural especificado como combustível. É comum ter sistemas de resfriamento entre as etapas de compressão do gás natural.

A Figura 11 demonstra o esquema básico de uma unidade de processamento de gás natural:

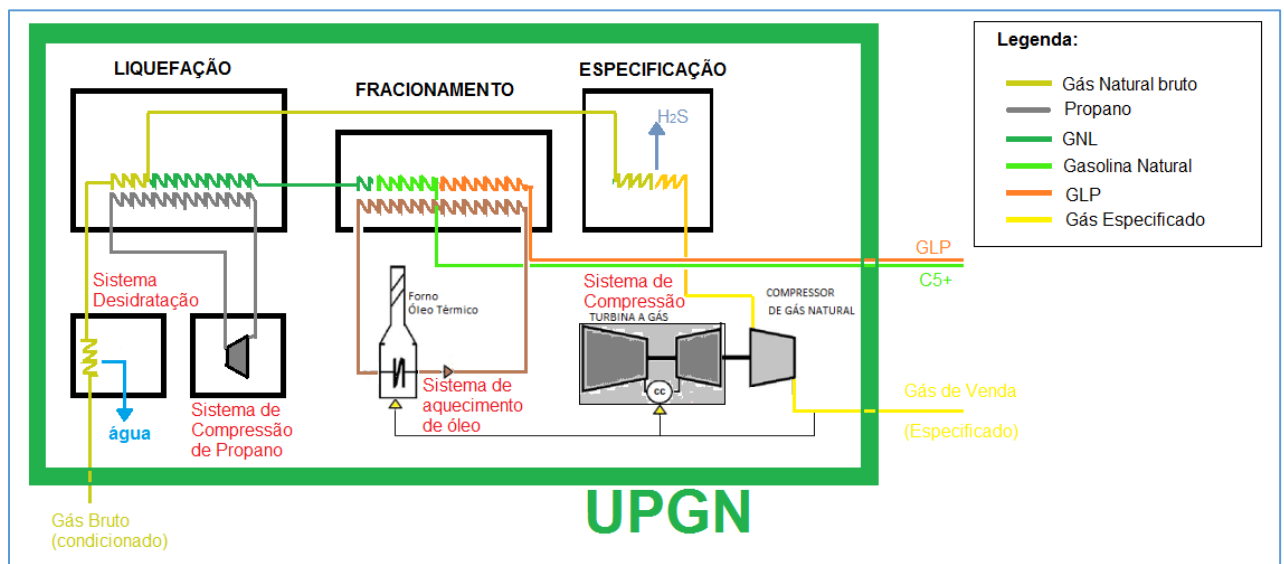


Figura 11: Esquema básico de uma UPGN.

2.5 Unidade de Tratamento de Gás de Cacimbas (UTGC)

A UTGC é uma planta industrial pertencente a Petrobras, localizada no norte do Espírito Santo, no município de Linhares. É um complexo industrial preparado para produzir todos os produtos derivados do gás natural, e atende à produção de gás natural vindo dos campos petrolíferos marítimos de Peroá, Golfinho e Camarupirim. O seu complexo possui três unidades de processamento de gás natural (UPGN), três Unidades de Processamento de Condensado de Gás Natural, uma Unidade de Ajuste de Ponto de Orvalho (UAPO), um Sistema de

comprimido e injetado no gasoduto (Gasene). Parte do Gás condensa nos processos da UAPO, e é bombeado para as unidades de processamento de condensado (UPCGN) ou para o sistema de enriquecimento de condensado (SECGN). A porção de gás que segue para a UPGN passa pelos processos de liquefação e fracionamento, a partir daí as frações mais leves (Metano e etano) seguem para o sistema de adequação ao gás especificado, e as porções mais pesadas (GLP e Gasolina Natural) seguem para o processamento final nas UPGN's.

O gás, após ser processado e especificado, é escoado para o sistema de compressão de gás, que conta com dois compressores e duas turbinas para cada UPGN. A turbina (SGT200 - 7 MW de potência nominal) possui dois expansores, um para acionamento do compressor da turbina, e outro para o acionamento do compressor de gás natural. O compressor de gás natural possui dois estágios de compressão, após cada estágio, equipamentos resfriadores retiram energia térmica do gás antes de injeta-lo no gasoduto, conforme mostrado na Figura 13.

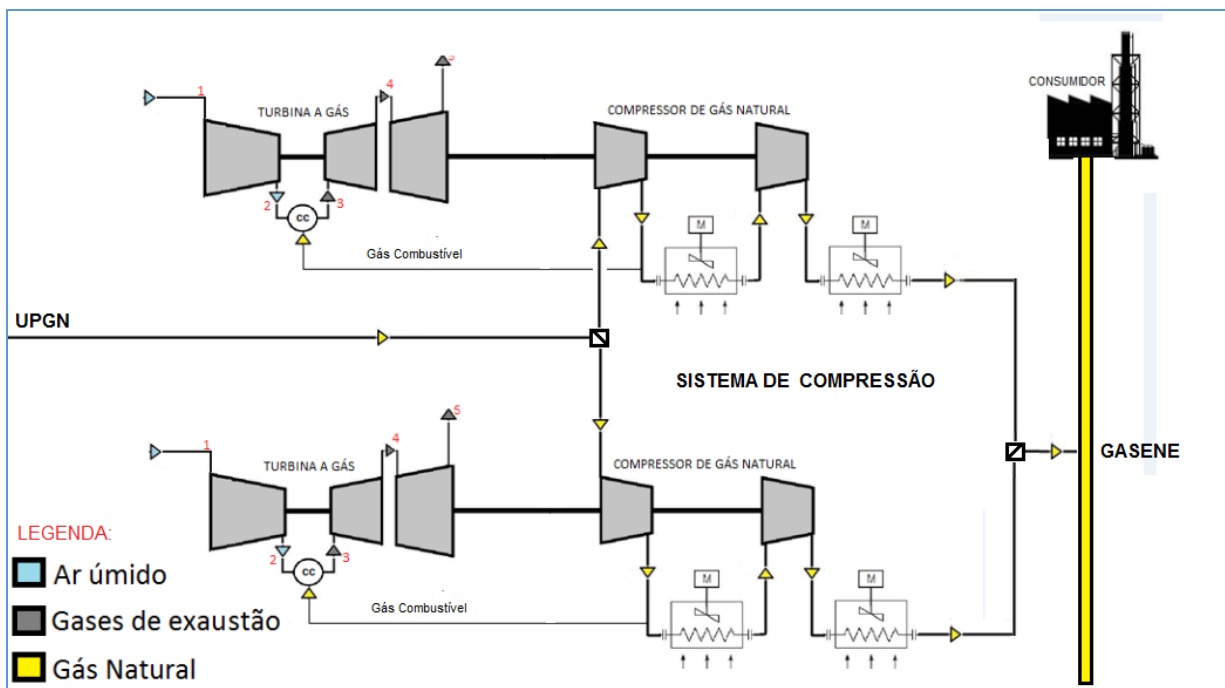


Figura 13: Sistema auxiliar de compressão das UPGN's da UTGC

Ao analisar o sistema auxiliar de compressão das UPGN's da UTGC (ver Figura 13), vemos que os gases exaustos da turbina são lançados diretamente na atmosfera, e saem da turbina a uma vazão de 24 Kg/s e a uma temperatura de 450 °C, quando a turbina opera em seu ponto de projeto produzindo um fluxo de um alto potencial térmico. A equipe operacional da UTGC observou que havia a possibilidade promover cogeração nas unidades de processamento utilizando o potencial térmico dos gases exaustos da turbina a gás como fonte energética do sistema auxiliar de óleo térmico, através do pré-aquecimento do óleo térmico antes de passar pelo forno, provocando um menor consumo de gás combustível utilizado no forno. Tal proposta é descrita na seção 3.1 deste estudo.

Ainda no capítulo três será proposto modificações adicionais ao aquecimento de óleo térmico, de forma que o potencial térmico dos gases exaustos também promova o resfriamento do ar de entrada da turbina, com a finalidade de diminuir o consumo de gás combustível demandado pela própria turbina. Para simplificar a visualização das modificações propostas no capítulo três representaremos a relação entre os sistemas principais da UPGN e os sistemas auxiliares de compressão e de óleo térmico forma apresentada na Figura 14.

Obviamente o potencial térmico dos gases exaustos da turbina depende das condições ambientes e da condição operacional desta, e esta varia sua operação conforme a demanda do compressor de gás, e este varia conforme a produção de gás natural especificado. Logo vemos que a turbina certamente opera em cargas parciais variadas conforme a dinâmica de toda a cadeia de processamento. Da mesma forma, a energia térmica demandada pelo forno varia conforme a dinâmica operacional da etapa de fracionamento do gás.

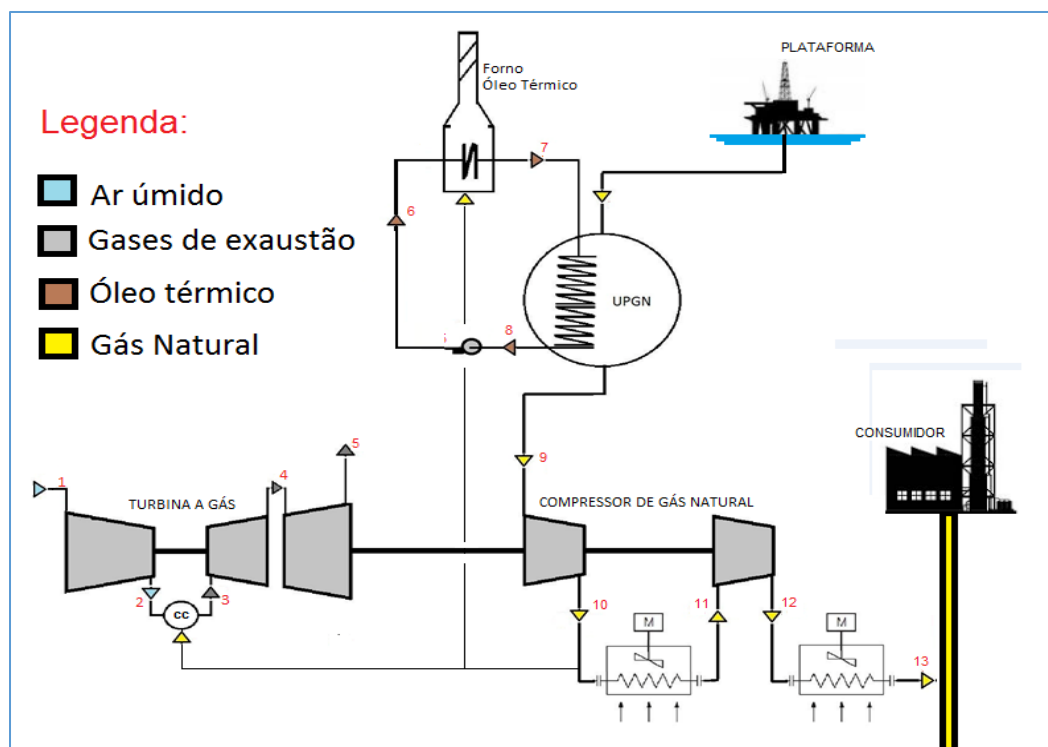


Figura 14: Representação simplificada do sistema completo

Como discutido anteriormente, o objetivo deste texto é fazer a simulação operacional do sistema modificado, afim de verificar em que condições operacionais é possível promover cogeração de forma satisfatória, ou seja, que promova diminuição interna do consumo de gás combustível satisfatoriamente. Para isso, é necessário dados como propriedades e faixas operacionais de todos os fluxos presentes no sistema. Tais dados foram fornecidos pela Petrobras, e estão demonstrados na Tabela 1, os pontos numerados de 0 a 13 na tabela são referentes aos indicados na Figura 13, e os valores de vazão indicadas como normais são as definidas no ponto de projeto, e representam os fluxos mássicos somados das duas turbinas a gás, e dos dois compressores de gás natural, isto para cada UPGN. Igualmente os valores de pressão e temperatura são os indicados como ponto de projeto, e variam conforme a carga parcial dos equipamentos.

Tabela 1: Dados de projeto para sistemas da UPGN (Fonte: Petrobras).

DADOS PETROBRAS		Vazão [Kg/h]			Pressão [Kpa]	Temp. [°C]
Ponto	Fluido	mínimo	Normal	Máximo	Normal	Normal
0	Ar	-	87000	-	101,325	Tamb
2	Ar	-	87000	-	-	-
3	Gases de Exaustão	-	87000	-	-	1020
4	Gases de Exaustão	-	87000	-	-	-
5	Gases de Exaustão	144.013	240.021	264.024	58,80	450
6	Óleo Térmico	144.013	240.021	264.024	1363,10	142
7	Óleo Térmico	144.013	240.021	264.024	1296,50	240
8	Óleo Térmico	144.013	240.021	264.024	904,20	-
9	Gás de Venda	27.283	45.472	50.019	2.395,91	48
10	Gás de Venda	27.283	45.472	50.019	4.965,01	-
11	Gás de Venda	27.283	45.472	50.019	4.886,51	42
12	Gás de Venda	27.283	45.472	50.019	10.015,51	-
13	Gás de Venda	27.283	45.472	50.019	-	-

Modificações no Sistema

Como demonstrado no capítulo dois, o gás exausto proveniente da turbina a gás tem um potencial térmico considerável. Será demonstrado neste capítulo algumas formas possíveis para se aproveitar este potencial e promover cogeração nas unidades de processamento de gás natural. Será proposto a seguir duas formas de fazê-lo: aquecimento de óleo térmico junto ao resfriamento do ar de entrada da turbina através de um chiller por absorção ou por meio de um chiller mecânico acionado por um ORC. As modificações aqui propostas servem de base para projetos futuros de novas UPGN's, como também para modificações de plantas já existentes.

3.1 Aquecimento de óleo térmico

Ao observar a Figura 11, nota-se que o gás natural bruto vindo das plataformas, passa por diversos processos para se adequar ao gás natural especificado para venda. Dentre muitas máquinas e equipamentos utilizados nestes processos, tem-se diversos trocadores de calor cujo fluido de trabalho é óleo térmico, este é aquecido por um forno que utiliza o próprio gás natural especificado como combustível.

Uma forma simples para aproveitar o potencial térmico dos gases exaustos é utilizá-lo para aquecer o óleo térmico, isto é possível desde que o duto de exaustão esteja relativamente próximo a tubulação de óleo térmico, seja possível a instalação de um recuperador de calor, e seja física e economicamente viável. Esta solução já é amplamente utilizada em plataformas de petróleo, e também já está em fase de projeto e execução em diversas unidades de processamento de gás, inclusive na planta analisada neste estudo (UTGC). O aquecimento parcial do óleo térmico se reflete em economia do combustível utilizado no forno, dependendo do potencial térmico dos gases exaustos seria possível até mesmo eliminar a necessidade do forno, porém, mesmo quando é possível realizar todo o aquecimento necessário, é usual o aquecimento parcial, para se ter um ajuste mais fino da temperatura do óleo através do forno.

A Figura 15 demonstra a modificação que deve ser feita nas plantas de processamento de gás natural afim de reaproveitar os gases exaustos da turbina a gás para aquecer o óleo térmico antes de passar pelo forno (comparar com a Figura 14). Note que a turbina passou a contar com dois dutos de exaustão, um levando parte da vazão dos gases para o recuperador (ponto 6) e o outro lançando o restante da vazão mássica para a atmosfera (ponto 8), um damper deve ser instalado para o rateio da vazão mássica de gases exaustos que passa em cada duto, possibilitando o controle da temperatura do óleo térmico após o aquecimento no recuperador de calor:

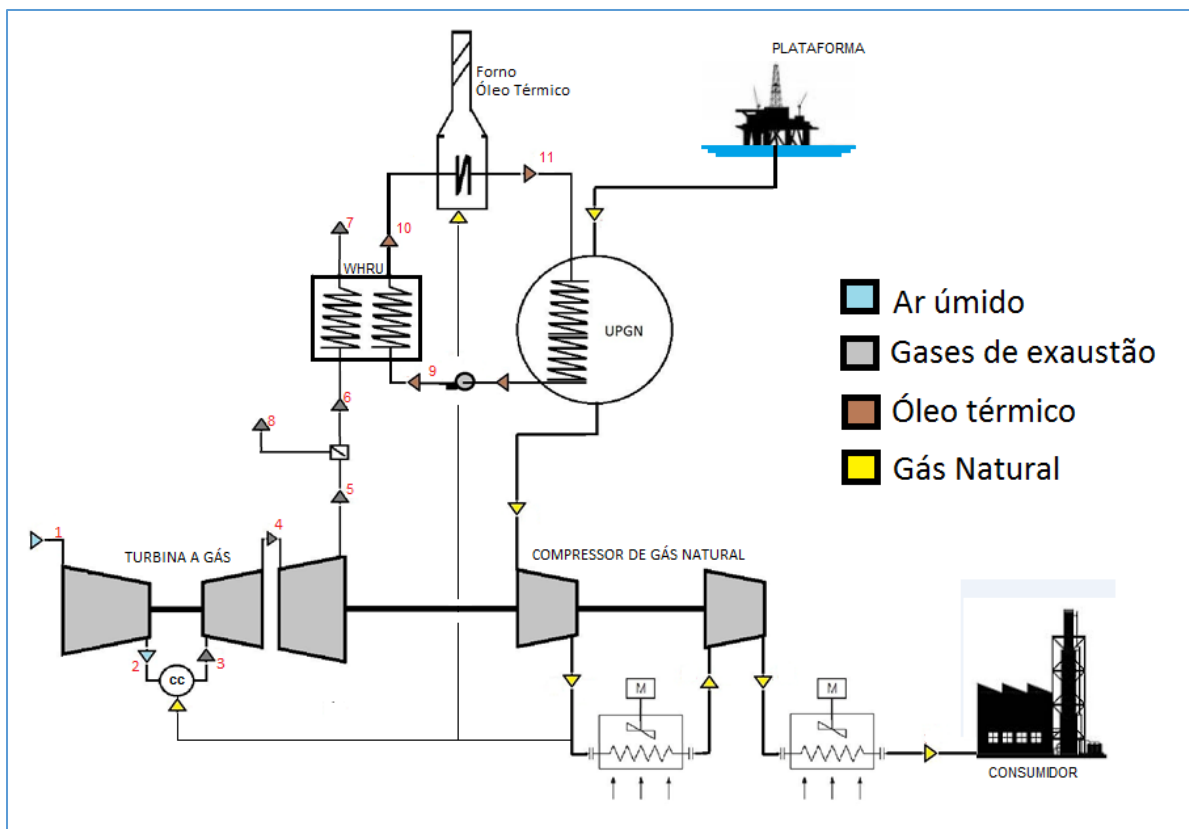


Figura 15: Modificação no sistema para possibilitar aquecimento do óleo térmico.

Para realizar esta modificação no sistema, é necessário estender a tubulação de óleo térmico até um ponto próximo ao duto de exaustão da turbina, modifica-se assim o sistema hidráulico, normalmente aumentando a perda de carga do sistema; assim, para a mesma bomba de óleo térmico, decresce a vazão de óleo. Faz-se necessário verificar se esta variação na vazão influencia nos processos de tal forma que seja necessário a troca da bomba, gerando maior custo inicial e de operação para o novo sistema.

Os investimentos normalmente se concentram nos custos de projeto, fabricação e instalação do recuperador, suportes e válvulas e também das novas linhas de tubulação de óleo térmico, cujo o custo depende das características da planta e da distância entre o local de ramificação e a fonte dos gases exaustos. A Figura 16 mostra o projeto realizado pela Petrobras para modificações de uma das plantas de processamento de gás da UTGC, em azul pode-se

observar a extensão das tubulações que levam o óleo térmico até o recuperador, em um local próximo aos dutos de exaustão da turbina:

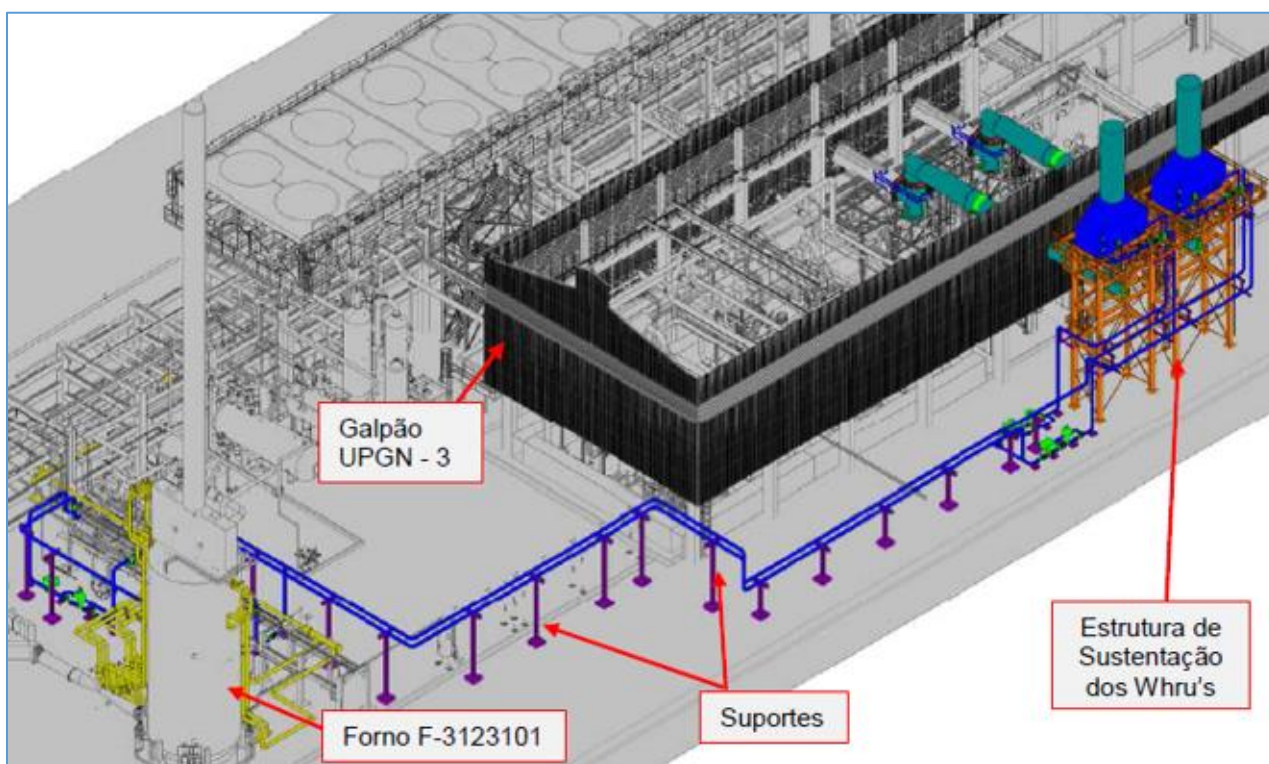


Figura 16: Modificação na tubulação de óleo térmico (Fonte: Petrobras).

Ao modificar o projeto existente deve-se observar todos os processos operacionais e de manutenção desenvolvidos na área, para não se gerar nenhuma interferência ou risco. É interessante projetar um jogo de válvulas que possibilite a maior flexibilidade operacional possível, que dê segurança caso algum equipamento falhe e que facilite a manutenção. Deve-se ter o cuidado de elaborar toda a sistemática para o controle manual, bem como o controle automático e sua instrumentação, de forma a evitar ao máximo qualquer falha no sistema, por se tratar de uma área de alto risco.

A Figura 17 demonstra as modificações no duto da turbina. Em verde escuro consta a ramificação que levará parte dos gases exaustos para a troca de calor com óleo térmico, em

marrom o damper e em verde claro a junta de expansão utilizada para absorver as mudanças geométricas do duto devido a esforços térmicos e mecânicos.

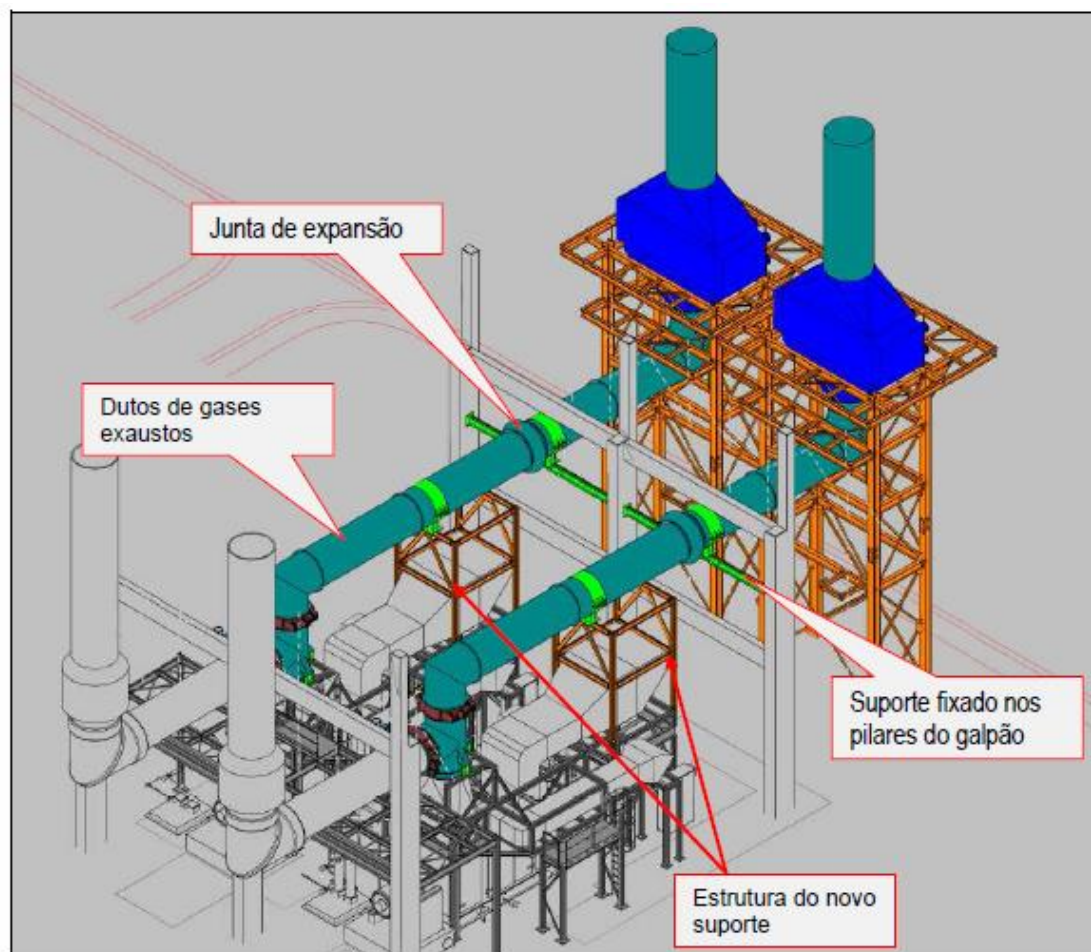


Figura 17: *Modificação no duto da turbina a gás (Fonte: Petrobras)*

O damper é na verdade uma válvula diverter, que é responsável por determinar a fração de vazão que segue para o recuperador de calor e a que segue para a chaminé, ela é composta por um dispositivo mecânico que acopla a abertura de um duto ao fechamento do outro. Por exemplo: se a válvula está ajustando 80% do fluxo para um dos dutos, 20% do fluxo irá para o outro duto, de forma que as somas dos dois fluxos sempre totalizem 100%. O controle do damper (ou válvula diverter) é função da potência energética dos gases exaustos e também da vazão de óleo térmico. Este controle pode ser tanto manual quanto automático, e depende do

comportamento do sistema como um todo. A Figura 18a demonstra em detalhes a instalação da válvula diverter no duto de exaustão da turbina a gás:

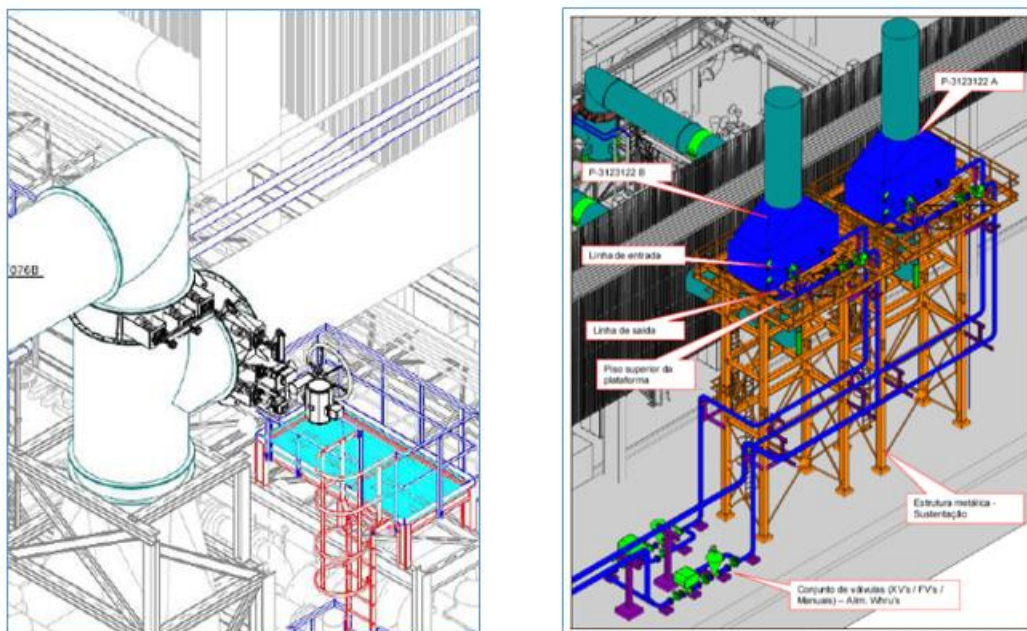


Figura 18: (a) Válvula Diverter

(b) Recuperador de calor (Fonte: Petrobras)

Os gases exaustos saem da turbina e logo entram no recuperador de calor de óleo térmico. É parecido a um trocador de calor do tipo casco e tubos, onde os gases exaustos passam pelo exterior dos tubos de óleo térmico, guiados por uma estrutura metálica similar a uma caixa e saem por uma chaminé, conforme demonstrado na figura 18b. É necessário que o WHRU seja instalado a uma altitude superior ao nível do duto de saída da turbina, e não provoque uma perda de carga superior ao especificado pela turbina. Normalmente além do custo do WRHU, gasta-se também com a estrutura metálica para acomodá-lo, e também com válvulas necessárias à sua operação.

3.2 Resfriamento do ar de entrada da turbina

O projeto de modificação nos sistemas da UPGN, proposto na seção anterior (ver Figura 14), pode não utilizar todo o potencial térmico disponibilizado pelos gases exaustos da turbina. Como mencionado anteriormente, o recuperador de calor é dimensionado apenas para dar um aumento na temperatura do óleo, isto para proporcionar um maior controle da temperatura final do óleo por meio do forno. Logo, é bem possível que parte da vazão de gases exaustos ainda seja lançado diretamente na atmosfera.

Nesta seção é proposto a inserção de alguns equipamentos ao sistema, visando aproveitar a possível vazão excedente dos gases exaustos que não são utilizados no aquecimento de óleo térmico. A finalidade aqui é produzir “frio” a partir de uma fonte quente (gases exaustos) para resfriar o ar de entrada da turbina. Estudos mostram que a eficiência e a potência líquida produzida pela turbina a gás aumentam conforme se diminui a temperatura do ar de entrada da turbina, e mantendo a potência líquida fixada, o decréscimo na temperatura de entrada diminui consideravelmente o Heat Rate, que mede a relação entre consumo de combustível e trabalho útil produzido. Logo pretende-se aproveitar os gases exaustos para aquecer o óleo térmico e diminuir o gás combustível utilizado no forno, e ao mesmo tempo utilizar o excedente dos gases para resfriar o ar de entrada da turbina afim de diminuir o consumo de gás necessário à sua operação.

Será estudado duas formas de realizar o resfriamento do ar de entrada da turbina a partir de uma fonte quente: primeiro por meio de um chiller de absorção, modelo comercial da Broad Tuma (Two-Stage Exhaust Chiller – BE20), cujo os gases são injetados diretamente neste equipamento; segundo por meio de um chiller mecânico, acionado através de um ORC (Ciclo Rankine Orgânico), o ORC utiliza o próprio óleo térmico como fluido intermediário (fonte quente), tal fluido sendo aquecido também pelo excedente de gases exaustos.

3.2.1 Resfriamento por chiller de absorção

Para esta modificação no sistema, o primeiro ponto importante é que o duto de gases exaustos passa a ter três ramificações e duas válvulas diverters, necessários ao controle de vazão mássica de gases que passa por cada equipamento. Ao sair da turbina, os gases exaustos passam pela primeira válvula, que rateia a vazão mássica que vai para o recuperador de calor (a quantidade necessária para promover o aquecimento do óleo), e a vazão disponível para ser utilizada no chiller de absorção. Uma segunda válvula é necessária para desviar parte dos gases disponível ao chiller para a atmosfera, esse desvio é realizado quando a vazão disponível ao chiller é maior do que a necessária para promover o resfriamento do ar de entrada.

O segundo ponto importante é que os gases exaustos saem da turbina a uma temperatura relativamente alta, normalmente maior do que 400 °C, porém o chiller de absorção tem seus equipamentos internos dimensionados para receber os gases exaustos a uma temperatura média de 300 °C, assim para adequar a temperatura faz-se necessário a instalação de uma câmara de mistura, que injeta ar atmosférico junto ao fluxo de gases exaustos de forma a adequar sua temperatura. A vazão de ar injetado na câmara de mistura varia conforme a vazão, composição e temperatura dos gases exaustos.

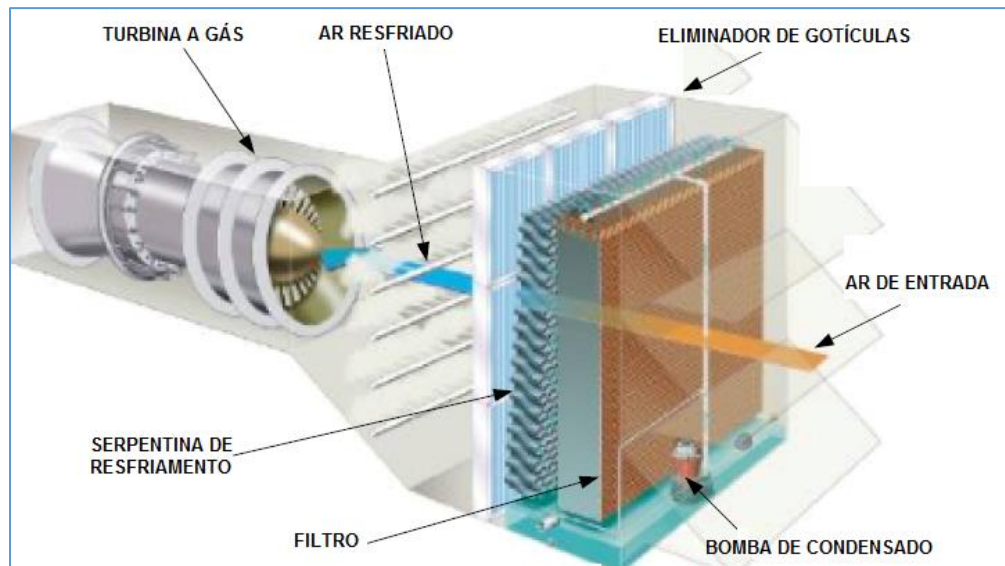


Figura 19: Modificações no duto de entrada de ar da turbina a gás.

Além da modificação nos dutos de gases exaustos, da aquisição e instalação do chiller de absorção, da nova válvula diverter, e da câmara de mistura, outros equipamentos devem ser adquiridos e instalados: Torre de resfriamento para servir ao chiller e serpentina de resfriamento com eliminador de gotículas para promover o resfriamento do ar de entrada da turbina. A figura 19 mostra as alterações a serem feitas no duto de entrada de ar da turbina a gás. Já a figura 20 demonstra como ficará o sistema após ser adequado para possibilitar o resfriamento do ar de entrada da turbina por meio do chiller de absorção (comparar com Figura 14).

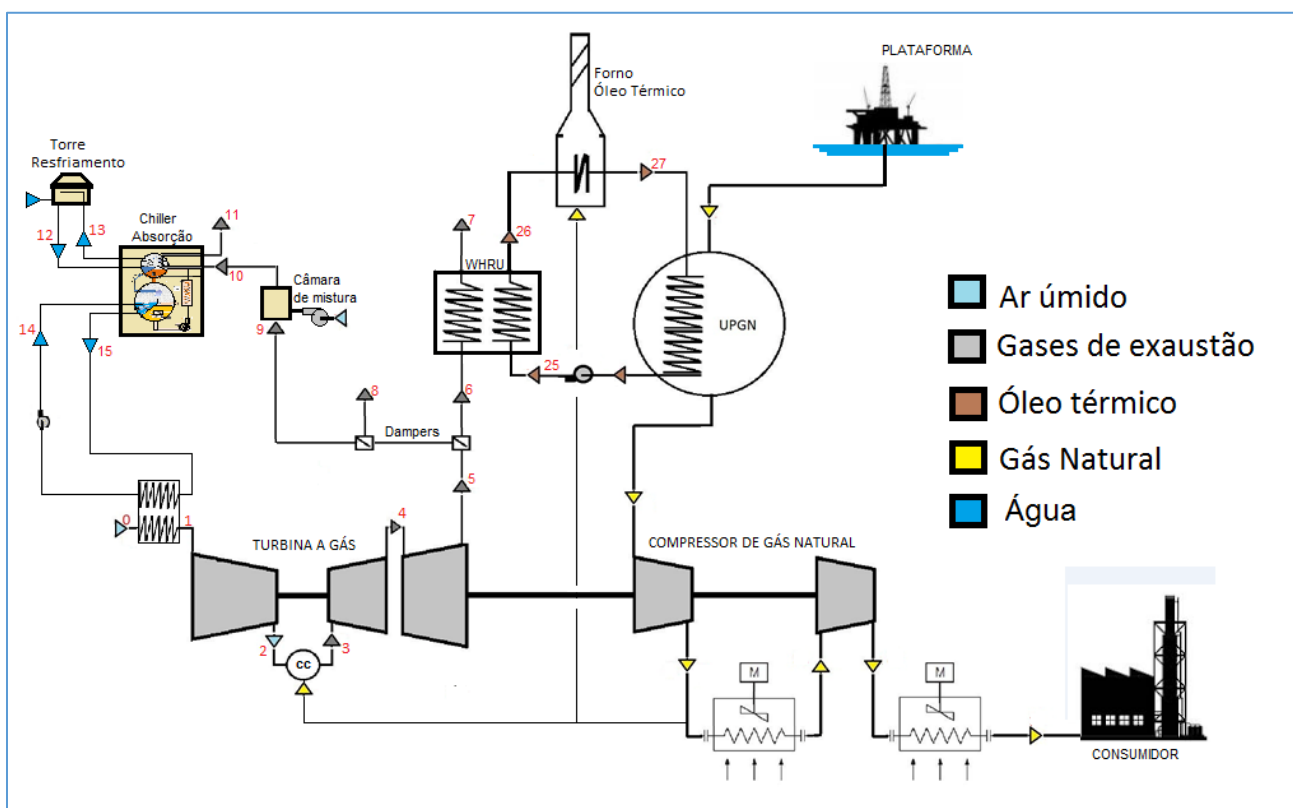


Figura 20: Sistema com resfriamento do ar de entrada por chiller de absorção.

Verifica-se também que é necessário ao sistema a instalação de bombas, uma para a circulação de água entre o chiller de absorção e a serpentina de resfriamento, e outra para a circulação de água entre o chiller e a torre de resfriamento. Um ventilador também é necessário ao funcionamento da câmara de mistura. Tais equipamentos e inclusive o chiller de absorção consome potência, porém tal gasto de energia é considerado desprezível quando comparado ao fluxo energético proveniente dos gases exaustos.

3.2.2 Resfriamento por chiller mecânico

O sistema que utiliza chiller mecânico para resfriamento é em parte análogo ao anterior, a diferença é que a fração de gases que eram disponíveis ao chiller de absorção, agora são disponíveis a um segundo recuperador de calor, que tem a finalidade de aquecer uma tomada de óleo térmico após esta perder temperatura por ceder energia ao ORC. Tal tomada de óleo térmico é uma ramificação da tubulação principal que desvia parte da vazão de óleo térmico antes que este passe pelo recuperador de calor principal (WHRU), e o leva para trocar calor com o fluido de trabalho do ORC, atuando como fonte quente do mesmo. O óleo térmico deve retornar à sua tubulação principal na mesma temperatura de quando foi desviado para o recuperador de calor secundário, conforme mostra a Figura 21 (comparar com o sistema da Figura 20).

A potência produzida pelo ORC alimenta o chiller mecânico e os equipamentos adicionais que demandam energia. A torre de resfriamento que antes servia ao chiller de absorção agora passa a ser o sistema de condensação do ORC. O ventilador e a câmara de mistura neste sistema não são mais necessários, em contrapartida pode ser necessária a instalação de uma nova bomba para garantir a circulação de óleo térmico no novo circuito de tubulação.

UTGC. Para isso, é utilizado os dados da Petrobras conforme seu projeto que já contempla o aquecimento de óleo térmico, demonstrado na tabela 02 (pontos numerados conforme a Figura 14).

Tabela 2: Dados do sistema contemplando o aquecimento de óleo térmico

DADOS PETROBRAS		Vazão [Kg/h]			Pressão [Kpa]	Temp. [°C]
Ponto	Fluido	mínimo	Normal	Máximo	Normal	Normal
0	Ar	-	87000	-	101,325	27
5	Gases de Exaustão	-	87000	-	-	450
6	Gases de Exaustão	-	-	-	-	450
7	Gases de Exaustão	-	-	-	101,325	210
8	Gases de Exaustão	-	-	-	101,325	450
9	Óleo Térmico	144.013	240.021	264.024	-	142
10	Óleo Térmico	144.013	240.021	264.024	-	200
11	Óleo Térmico	144.013	240.021	264.024	-	240

(Fonte: Petrobras)

Estudo dos equipamentos utilizados

Neste capítulo é demonstrado os conceitos básicos dos novos equipamentos a serem adicionados no sistema, conforme proposto nas seções 3.2.1 e 3.2.2. É abordado, também, conceitos básicos, princípios termodinâmicos e parâmetros de eficiência para a turbina a gás, chiller de absorção, chiller de compressão, e também para o ciclo rankine orgânico.

4.1 Turbina a gás

A turbina a gás desempenha um papel central em nosso estudo, pois provém dela todo o potencial térmico para a cogeração proposta neste estudo, assim um conhecimento sobre o equipamento torna-se indispensável para a compreensão total da análise e resultados demonstrados neste estudo.

4.1.1. Introdução a turbina a gás

A turbina a gás é uma máquina projetada para converter a energia do combustível em trabalho útil e possui ampla aplicação aeroespacial e industrial. A turbina a gás pode ser dividida em duas partes: a seção geradora de gás e a seção de conversão de energia. A seção geradora de gás consiste de compressor, câmara de combustão e turbina, ilustrados na Figura 22. Os diferentes tipos de turbina resultam de adições de componentes na sua entrada e saída (Bathie, 1995).

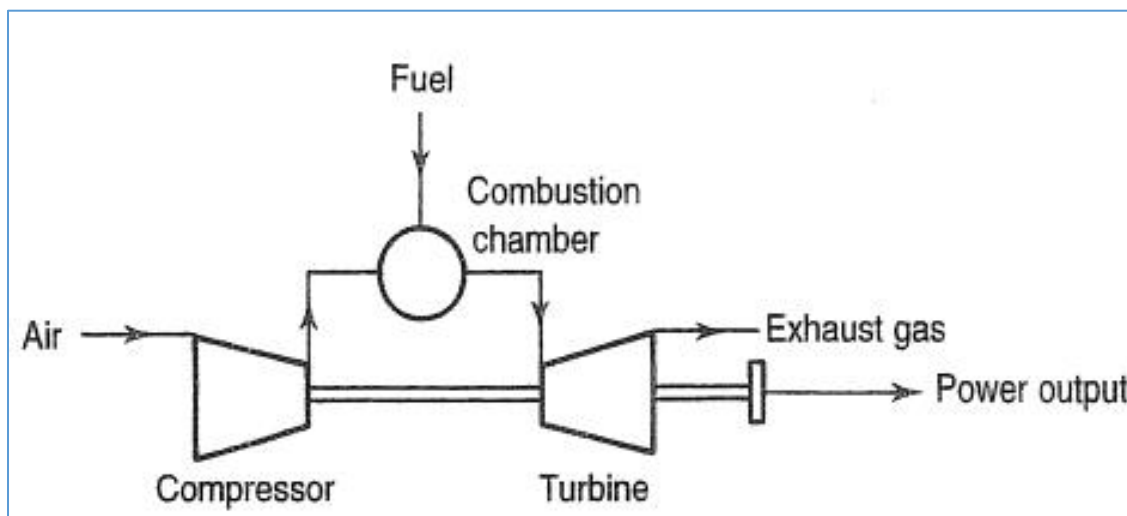


Figura 22: Sistema de uma turbina a gás simples (H. Cohen, 1996)

Para que ocorra a expansão através da turbina é necessário existir uma razão de pressão, portanto, a primeira etapa em um ciclo de turbina a gás é a compressão do fluido de trabalho. Se após a compressão o fluido de trabalho fosse expandido diretamente na turbina, sem nenhuma perda nos dois componentes, a potência desenvolvida pela turbina seria igual a

absorvida pelo compressor. Porém, o trabalho desenvolvido pela turbina pode ser aumentado adicionando energia ao fluido de trabalho, com o intuito de aumentar a sua temperatura, antes da expansão. Dessa forma, é possível produzir potência adicional à utilizada no compressor, ou seja, potência útil (H. Cohen, 1996). Assim, após o ar atmosférico ser comprimido, ele passa pela câmara de combustão para ser aquecido e em seguida é expandido na turbina.

Na prática, perdas ocorrem tanto na turbina como no compressor, o que aumenta a potência utilizada pelo compressor e diminui o trabalho de saída da turbina. Parte da energia adicionada ao fluido de trabalho é, então, destinada a compensação dessas perdas e o restante é responsável por gerar potência útil. No entanto, para um dado fluxo de ar, existe um limite de combustível que pode ser fornecido ao sistema e, conseqüentemente, um limite da potência útil gerada. A máxima razão ar-combustível que pode ser utilizada é limitada pela temperatura suportada pelas pás da turbina, que por sua vez, depende do material utilizado e da vida útil requerida. (H. Cohen, 1996).

Vale ressaltar que em uma turbina a gás os processos de compressão, combustão e expansão não ocorrem em um único componente. Eles ocorrem em componentes separados, ou seja, que podem ser projetados, testados e desenvolvidos individualmente. Esses componentes são conectados para formar uma unidade de turbina a gás em uma variedade de formas. Outros compressores e turbinas podem ser adicionados aos citados anteriormente e com adicional de: Intercoolers entre os compressores, pré-aquecedores na entrada da câmara de combustão e reaquecedores entre as turbinas. Esses artifícios são utilizados para aumentar a potência útil e a eficiência da planta, porém, com aumento de custo, peso e complexidade do sistema. O arranjo desses componentes não só afeta a máxima eficiência térmica global, como também a variação da eficiência com a potência de saída e do torque de saída com a velocidade rotacional. Por exemplo, um arranjo pode ser indicado para tocar um alternador com variação de carga a velocidade constante, enquanto outro arranjo pode ser indicado para tocar um propulsor de navio, em que a potência varia com o cubo da velocidade. (H. Cohen, 1996).

As turbinas a gás podem ser classificadas em cinco grupos: Heavy-Duty: são as que apresentam maior geração de potência, na faixa de 3MW a 480MW, em configuração de ciclo

simples, com eficiências entre 30 a 40%. (Boyce, 2002); aeroderivativas: são turbinas adaptadas da indústria aeroespacial para geração de energia elétrica. Essas unidades operam na faixa de 2,5 MW a 50 MW. (Boyce, 2002); industrial: variam na faixa de 2.5 MW a 15 MW. São utilizadas em várias plantas petroquímicas e possuem eficiência na faixa de 30%. (Boyce, 2002); pequeno porte: estão na faixa de 0.5 MW a 2.5 MW. Normalmente, possuem compressores centrífugos e radial. Além disso, a eficiência em ciclo simples varia de 15 a 25%. (Boyce, 2002); microturbinas: essas turbinas operam na faixa de 20 kW a 350 KW. (Boyce, 2002)

4.1.2. Princípios termodinâmicos da turbina a gás

O ciclo Brayton é comumente utilizado para analisar o sistema de uma turbina a gás. O ciclo Brayton ideal consiste de dois processos isobáricos e dois processos isentrópicos, apresentados na figura 22. É possível observar que do ponto 1 ao 2s, o ar é isoentropicamente comprimido por um compressor. Do ponto 2 ao 3, calor é fornecido a pressão constante em um trocador de calor. Finalmente, o ar é isoentropicamente expandido do ponto 3 ao 4s na turbina. Na prática, os processos de expansão e compressão sofrem um aumento de entropia devido as irreversibilidades do sistema, como demonstrado pela linha tracejada na Figura 23. Além disso, ocorre também, perda de pressão do ponto 2 ao 3 devido, também, as perdas do processo. Portanto, a performance global da turbina a gás real é diferente de um ciclo ideal.

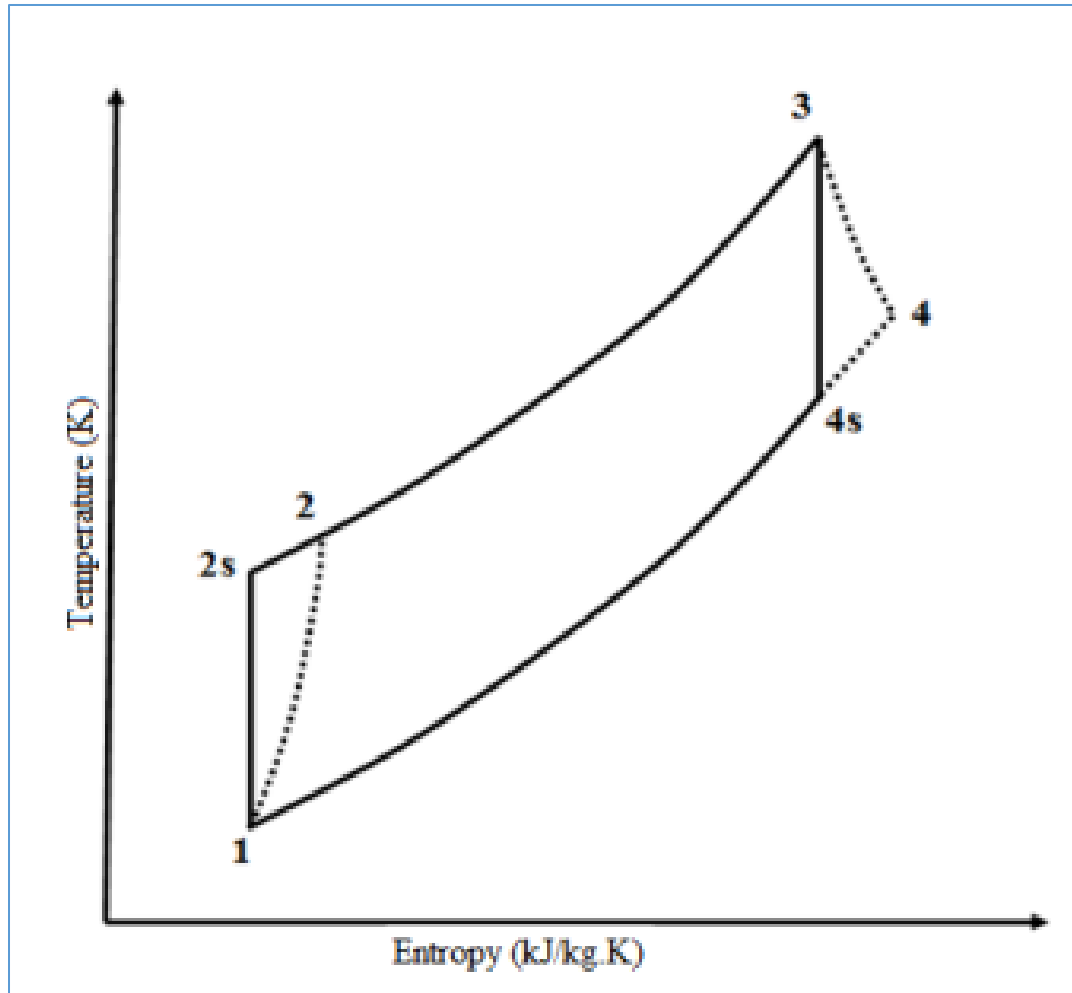


Figura 23: *Ciclo Rankine teórico e real (tracejado).*

De acordo com Boyce, 2002, uma aplicação simplificada da primeira lei da termodinâmica ao ciclo padrão Brayton, assumindo que não ocorram mudanças na energia cinética e potencial, possui as seguintes relações:

Trabalho no compressor:

$$W_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

Trabalho da turbina:

$$W_t = (\dot{m}_a - \dot{m}_c)(h_3 - h_2) \quad (4.2)$$

Trabalho do ciclo:

$$W_{ciclo} = W_t - W_c \quad (4.3)$$

Calor adicionado ao sistema:

$$Q_{2,3} = \dot{m}_c xP = (\dot{m}_a - \dot{m}_c)(h_2) - \dot{m}_a h_2 \quad (4.4)$$

Então, a eficiência global do sistema é:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{2,3}} \quad (4.5)$$

Aumentando a razão de pressão e a temperatura de chama na turbina, é possível aumentar a eficiência do ciclo Brayton. Essa relação da eficiência global do ciclo é baseada nas seguintes hipóteses simplificadoras: (1) $\dot{m}_a \ll \dot{m}_c$, (2) o gás é calorificamente e termicamente perfeito, ou seja, o calor específico a pressão constante (c_p) e o calor específico a volume constante (c_v) são constantes e, portanto, a razão entre eles (γ) também é constante ao longo do ciclo, (3) a razão de pressão (r_p) do compressor e da turbina são os mesmos e (4) todos os componentes operam com 100% de eficiência. Com essas hipóteses, a eficiência do ciclo, em função da razão de pressão para um ciclo ideal, operando entre a temperatura ambiente e a temperatura de chama, é dada pela seguinte equação:

$$\eta_{ideal} = \left(1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (4.6)$$

Ou seja, o rendimento do ciclo Brayton simples ideal depende apenas da taxa de compressão.

Assumindo a razão de pressão iguais na turbina e no compressor tem-se a seguinte relação, utilizando a razão de pressão no compressor:

$$\eta_{ideal} = \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right) \quad (4.7)$$

Utilizando a razão de pressão na turbina, tem-se:

$$\eta_{ideal} = \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \quad (4.8)$$

No caso do ciclo Brayton real os efeitos das eficiências do compressor (η_c) e da turbina (η_t) devem ser considerados para obter a eficiência global do ciclo entre a temperatura de chama (T_f) e a temperatura ambiente (T_{amb}) da turbina. Essa relação é dada pela seguinte expressão:

$$\eta_{ciclo} = \left(\frac{\eta_t - T_f - \frac{T_{amb} r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_c}}{T_f - T_{amb} - T_{amb} \frac{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c}} \right) \left(1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (4.9)$$

Na análise do ciclo real, o trabalho real da turbina ($W_{t,r}$) e do compressor ($W_{c,r}$) é dado pelas seguintes equações:

$$W_{c,r} = \frac{\dot{m}_a(h_{2a} - h_1)}{\eta_c} \quad (4.10)$$

$$W_{t,r} = (\dot{m}_a - \dot{m}_c)(h_{3a} - h_4)\eta_t \quad (4.11)$$

Então, o trabalho útil real será:

$$W_{total,r} = W_{t,r} - W_{c,r} \quad (4.12)$$

A quantidade real de combustível necessária para elevar a temperatura do ponto 2a até o ponto 3a é:

$$\dot{m}_f = \frac{(h_{3,a} - h_{2,a})}{\eta_b \chi CPI} \quad (4.13)$$

Assim, a eficiência global adiabática do ciclo pode ser calculada com a seguinte expressão:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{total,r}}{\dot{m}_f \chi CPI} \quad (4.14)$$

4.1.3. Parâmetros de desempenho da turbina a gás

A performance de uma turbina depende diretamente do ambiente e condições de operação. Elas não são apenas influenciadas pela elevação, temperatura ambiente e humidade relativa, mas também pela velocidade dos equipamentos acionadores, combustível e carga de trabalho. Mais precisamente, cada componente é influenciado pelos seguintes parâmetros:

- **Compressor:** é influenciado pela velocidade, temperatura do ar de entrada do ar e humidade relativa.
- **Câmara de Combustão:** é influenciado pela velocidade, temperatura de chama e composição dos gases de exaustão.
- **Turbina:** é influenciada pela velocidade, temperatura de trabalho e composição dos gases de exaustão.

Existem dois aspectos a serem analisados no que diz respeito ao desempenho de turbina a gás. Primeiro, o desempenho do ciclo para sua operação no ponto de projeto, ou seja, operando em carga total, no nível do mar (pressão atmosférica de 101,325 KPa) e a uma temperatura ambiente de 20 °C. Segundo, o desempenho para as condições fora do ponto de projeto, que está relacionado com o desempenho da turbina a gás durante a sua operação em condições ambientes adversas e/ou em carga parcial. Normalmente as informações disponíveis do comportamento da turbina são para o primeiro caso.

Os principais parâmetros de desempenho de uma turbina a gás: eficiência térmica, trabalho específico do compressor e trabalho específico líquido, e estes foram mapeados (para a turbina operando no ponto de projeto) em diversos estudos como função dos seguintes parâmetros:

Relação de pressão: A relação de pressão influencia em todos os outros parâmetros relevantes da turbina a gás, e os parâmetros de desempenho são sempre em sua função, como demonstrado a seguir.

Temperatura de Trabalho: É a temperatura dos gases exaustos na entrada da turbina. Ela depende principalmente da razão de pressão e da taxa de excesso de ar da turbina e influencia diretamente no rendimento global, eficiência térmica e no trabalho específico útil, conforme demonstram os estudos de Lora e Nascimento (2004) e os de M.M Rahman et al. (2011) na Figura 24. Seu efeito é muito predominante: para cada elevação de 56 °C na temperatura, o trabalho de saída aumenta aproximadamente 10%, o que resulta em um aumento da eficiência de 1,5%.

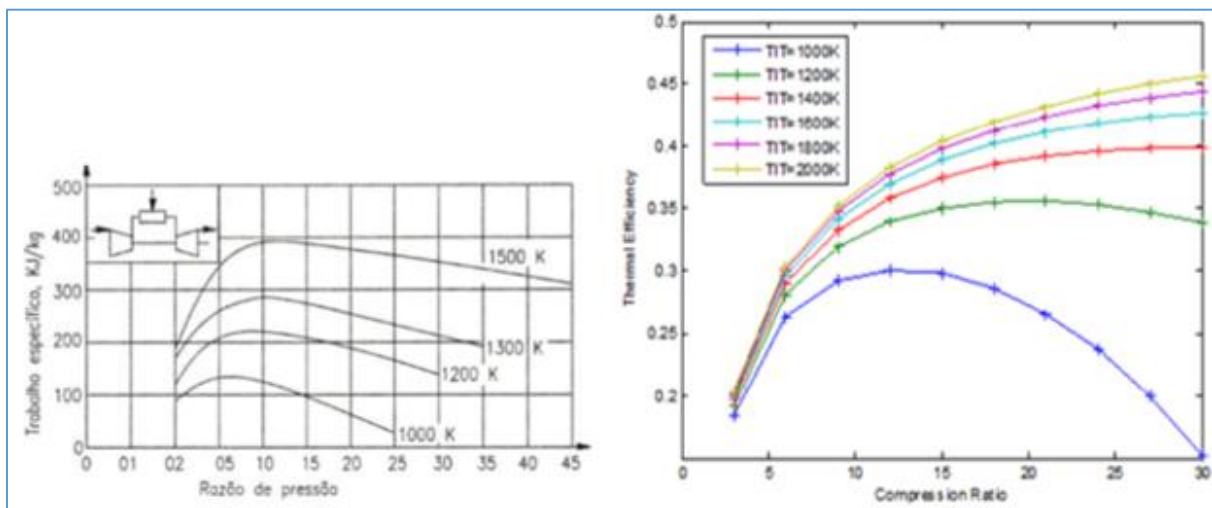


Figura 24: Trabalho específico e eficiência em função da temperatura de trabalho.

Temperatura do ar de entrada: É a temperatura do ar atmosférico que entra no compressor da turbina a gás. Ela influencia diretamente na operação do compressor, quanto menor for a temperatura de entrada do ar menor é o trabalho específico demandado pelo compressor. Isso acontece porque quanto menor a temperatura, maior a densidade do ar. Dessa forma, para um mesmo volume de ar admitido no compressor, ocorre maior vazão mássica de ar, diminuindo o trabalho reverso e, conseqüentemente, realizando maior trabalho específico útil. O contrário também acontece, quanto maior a temperatura do ar de entrada, menor é a densidade do ar e, com isso, menor vazão mássica, resultando em menor trabalho específico útil.

A temperatura de entrada do ar também influencia em diversos outros parâmetros, como por exemplo a temperatura de entrada do ar na câmara de combustão, isto influencia diretamente na taxa de excesso de ar e na temperatura de trabalho da turbina, e estes influenciam na temperatura de trabalho e na vazões mássicas de ar, combustível e de gases exaustos, como também na temperatura dos gases exaustos após a expansão na turbina, ou seja, muda praticamente todos os parâmetros e propriedades da turbina. A Figura 25 demonstra a variação percentual da vazão, temperatura de exaustão e rejeito térmico da turbina conforme os valores no ponto de projeto:

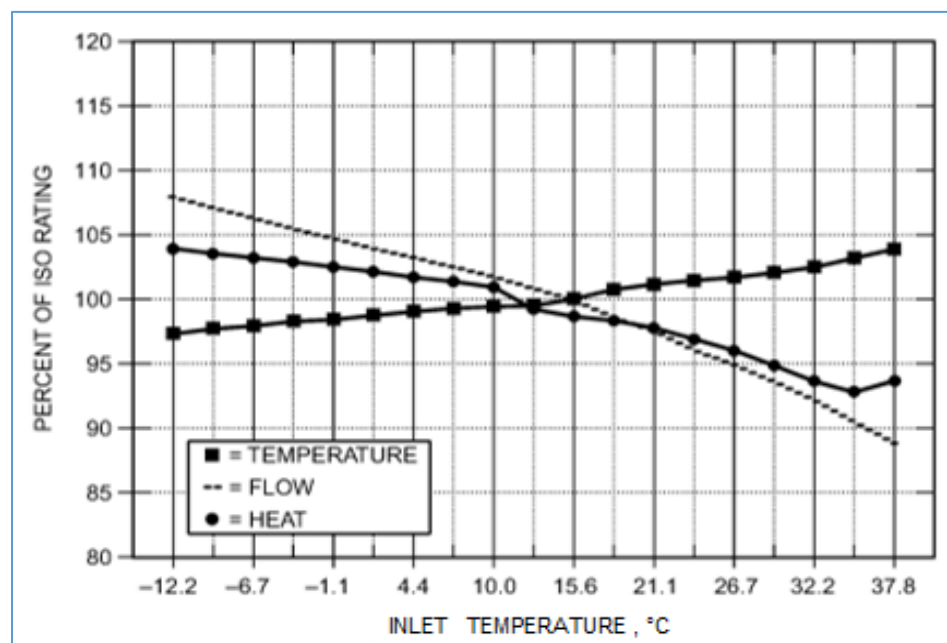


Figura 25: Comportamento da turbina conforme a temperatura de entrada (Fonte: ASHRAE)

4.2 Chiller por absorção

O chiller por absorção é um equipamento importante quando o assunto é aproveitamento de rejeitos térmicos, pois é uma forma atrativa de refrigeração quando existe uma fonte de calor em temperaturas na faixa de 100 a 300°C.

4.2.1. Introdução à refrigeração por absorção

O ciclo de absorção é composto basicamente por quatro processos, sendo dois deles caracterizados por trocas de calor e os dois outros caracterizados por trocas simultâneas de calor e massa (Junior et al, 2004). Estes processos são os seguintes: vaporização do refrigerante no evaporador; absorção do refrigerante pela solução no absorvedor; separação (dessorção) do refrigerante no gerador; condensação do refrigerante no condensador.

Esse ciclo utiliza uma solução especial que absorve vapor de refrigerante a baixa pressão. Em seguida, o refrigerante é mandado para um gerador (dessolvedor) de alta pressão, onde o refrigerante é absorvido e vaporizado pelo calor residual. O refrigerante é em seguida condensado a um líquido em alta pressão e expandido em um dispositivo de expansão, enquanto o líquido absorvente é bombeado de volta para o absorvedor (Absorption Chillers Guideline ,1998). Vale ressaltar que comparado com os chillers mecânicos, os chillers de absorção possuem menor coeficiente de performance (COP). No entanto, sistemas de refrigeração por absorção têm a vantagem de necessitar de uma menor potência de acionamento.

Outra diferença entre sistemas por absorção e de compressão de vapor é que algum mecanismo deve ser introduzido nos sistemas por absorção para a retirada do vapor de refrigerante da solução líquida antes que o refrigerante entre no condensador. Isso envolve uma transferência de calor de uma fonte que esteja a uma temperatura relativamente alta. O vapor d'água ou o calor rejeitado que seria descarregado para as vizinhanças sem qualquer uso é financeiramente atrativo para esse propósito. Existem aplicações práticas de refrigeração por absorção usando recursos energéticos alternativos, como energia solar ou geotérmica (MORAN; SHAPIRO, 2002).

Os chillers de absorção podem ser de Brometo de lítio-água ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$), sendo o brometo de lítio o absorvedor e a água o refrigerante, ou de amônia-água, sendo a água o absorvedor e a amônia o refrigerante. Geralmente classificados como ignição direta ou indireta, de simples ou duplo efeito. Nas unidades ignição direta, a fonte de calor pode ser um gás ou outro

combustível que é queimado na unidade. Nas unidades de ignição indireta, vapor ou qualquer outra fonte externa, como por exemplo, calor residual de processos industriais, são utilizados.

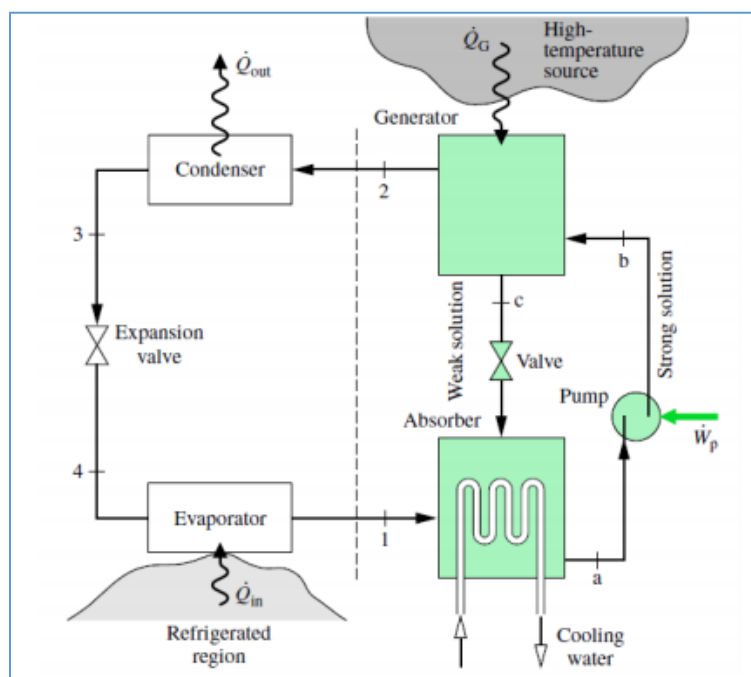


Figura 25: Ciclo de refrigeração por absorção (Fonte: Moran; Shapiro; 2006)

Chiller de absorção de simples efeito, LiBr/H₂O, usam vapor a baixa pressão ou água quente como fonte de calor. A água consegue evaporar e extrair calor no evaporador porque o sistema funciona em condições de vácuo parcial. No entanto, a eficiência térmica desse tipo de chiller é baixa e, com isso, são mais utilizados em situações em que calor residual está disponível. Os chillers de simples efeito são utilizados para produzir água gelada para sistemas de condicionamento de ar ou resfriamento de processos industriais e são disponíveis nas capacidades de 7,5 a 1500 toneladas. (Absorption Chillers Guidelines, 1998).

A necessidade por maiores eficiências levou ao desenvolvimento de chillers de duplo efeito, LiBr/H₂O. O chiller de duplo efeito difere do de simples efeito no fato de possuir dois condensadores e dois geradores. O gerador de maior temperatura usa a fonte externa de calor para evaporar o refrigerante do absorvente. O vapor de refrigerante é condensado e o calor gerado é utilizado no gerador de baixa temperatura. Os chillers de duplo efeito utilizam

combustão de gases ou vapor em alta pressão como fontes de calor e são utilizados para condicionamento de ar ou resfriamento de processos industriais em locais onde o preço da energia elétrica é muito elevado. Apesar de serem mais eficientes, possuem maior custo de fabricação. (Absorption Chillers Guidelines, 1998).

4.2.2. Análise termodinâmica do chiller por absorção

O sistema de resfriamento por absorção considerado neste trabalho está representado na figura 26 e segue o modelo apresentado por Guirardi (2008).

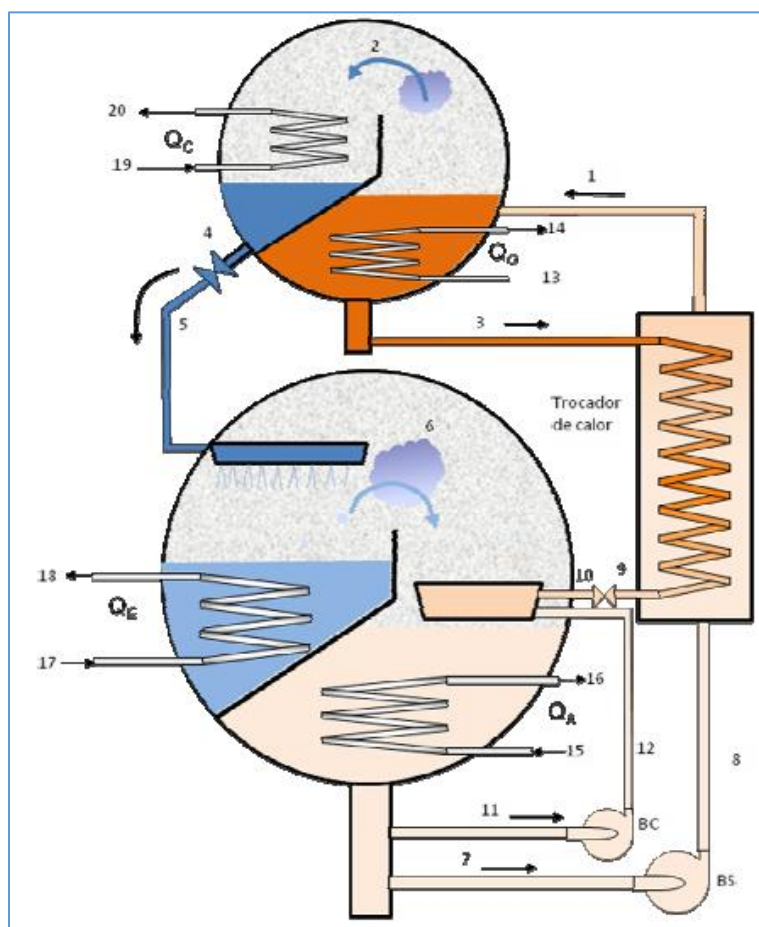


Figura 26: Chiller por absorção (Fonte: Guirard,2008)

As seguintes simplificações foram adotadas:

- Processo em regime estacionário, ou seja, sem variação com o tempo de pressões, temperaturas, umidades, calores trocados, consumo de energia, etc.
- As perdas de carga na tubulação e equipamentos foram desprezadas.
- Os equipamentos foram considerados adiabáticos, isto é, sem troca de calor com o meio ambiente.
- Foram desprezados os termos relativos à energia potencial e cinético.
- O consumo de energia em bombas é calculado pela fórmula

$$W_{bomba} = \frac{\dot{m}_{liq,bomba} v_{liq,bomba} \Delta P_{bomba}}{\eta_{bomba}} \quad (4.15)$$

Fazendo balanço de massa e energia, baseado na figura 24, no gerador:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_3 x_3 \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_G = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (4.18)$$

Dividindo a equação 4.17 por $\dot{m}_2$, tem-se:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} x_1 = x_2 + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_2} x_3 \quad (4.19)$$

Definindo-se a relação de circulação (rc) como sendo a divisão da vazão da solução que entra no gerador ($\dot{m}_1$) pela vazão que sai do gerador ($\dot{m}_2$)

$$rc = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \quad (4.20)$$

Substituindo as equações 4.16 e 4.20 na equação 4.19, tem-se:

$$rc x_1 = x_2 + (rc - 1) x_3 \quad (4.21)$$

$$rc = \frac{x_3 - x_2}{x_3 - x_1} \quad (4.22)$$

Como no sistema de absorção se considera a concentração de LiBr no refrigerante nula, então:

$$rc = \frac{x_3}{x_3 - x_1} \quad (4.23)$$

Condensador:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_C = \dot{m}_4 h_4 \quad (4.25)$$

Válvula de expansão:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 \quad (4.27)$$

Evaporador:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.28)$$

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_E = \dot{m}_6 h_6 \quad (4.29)$$

Absorvedor:

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{11} = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{12} \quad (4.30)$$

$$\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_{11} x_{11} = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{12} x_{12} \quad (4.31)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 \quad (4.32)$$

A necessidade de resfriamento do ar pode variar em função dos fatores atmosféricos. Como o estudo foi realizado com condições bem diversas, optou-se por simular a existência de uma bomba de vazão variável instalada na saída do absorvedor circulando parte da solução

diluída para o absorvedor de maneira a variar a vazão para a bomba de solução diluída e, com consequência, a capacidade de refrigeração (Guirardi, 2008).

Bomba de controle de capacidade:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} \quad (4.33)$$

$$\dot{m}_{12}x_{12} = \dot{m}_{11}x_{11} \quad (4.34)$$

$$\dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{W}_{BC} \quad (4.35)$$

Pelas simplificações assumidas (sem perda de carga)

$$\dot{W}_{BC} = 0 \quad (4.36)$$

Válvula redutora de pressão

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.37)$$

$$\dot{m}_9x_9 = \dot{m}_{10}x_{10} \quad (4.38)$$

$$\dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{10}h_{10} \quad (4.39)$$

Trocador de calor

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_9 \quad (4.40)$$

$$\dot{m}_8x_8 = \dot{m}_1x_1 \quad (4.41)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 \quad (4.42)$$

$$\dot{m}_3x_3 = \dot{m}_9x_9 \quad (4.43)$$

Balanco energético global:

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_9 h_9 \quad (4.44)$$

4.2.3. Parâmetros de desempenho do chiller por absorção

O desempenho do ciclo de absorção é normalmente quantificado através do emprego do coeficiente de performance, definido para um ciclo de refrigeração como a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência térmica consumida no gerador: (Júnior et Al, 2004)

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (4.45)$$

A performance dos sistemas de absorção é influenciada pelos seguintes parâmetros:

- Quanto maior for a temperatura do calor fornecido ao gerador, maior será o COP
- Quanto maior a temperatura de evaporação do refrigerante, maior será o COP
- Quanto menor a temperatura do meio em que o calor é rejeitado, maior será o COP
- Sistemas de absorção de duplo e triplo efeito possuem COPs mais elevado.

4.3 Chiller Mecânico

O chiller mecânico é uma máquina tradicional de refrigeração por compressão de vapor que tem a finalidade de refrigerar água, e esta tem a função de refrigerar o ambiente desejado. Para simplificar nosso estudo iremos considerar que o chiller mecânico opera com um COP constante, que é um coeficiente de desempenho das máquinas de refrigeração, dado pela razão entre a potência térmica de resfriamento produzida e a potência elétrica ou mecânica consumida.

Pelo fato de utilizarmos em nossa modelagem um chiller mecânico com COP constante, definições, comportamentos e a modelagem termodinâmica deste equipamento não serão tratados neste estudo.

4.4 Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

4.4.1 Introdução ao ORC

O Ciclo Rankine Orgânico (ORC) é composto pelos mesmos componentes de um ciclo a vapor convencional, ou seja, evaporador, dispositivo de expansão, condensador e bomba. A diferença está no fluido de trabalho que é um componente orgânico, caracterizado por baixo ponto de ebulição, quando comparado ao da água, permitindo a geração de potência a partir de fontes de calor em baixas temperaturas. Além disso, segundo Quoilin, 2011, a configuração do Ciclo Orgânico Rankine é mais simples, já que um trocador de calor pode ser usado para três fases de evaporação: pré-aquecimento, vaporização e superaquecimento. As variações na arquitetura do ciclo também são mais limitadas: reaquecedor e sangria na turbina geralmente não são adequados para o ciclo ORC, porém um recuperador pode ser instalado entre a saída do dispositivo de expansão e a saída da bomba como demonstrado na figura 27:

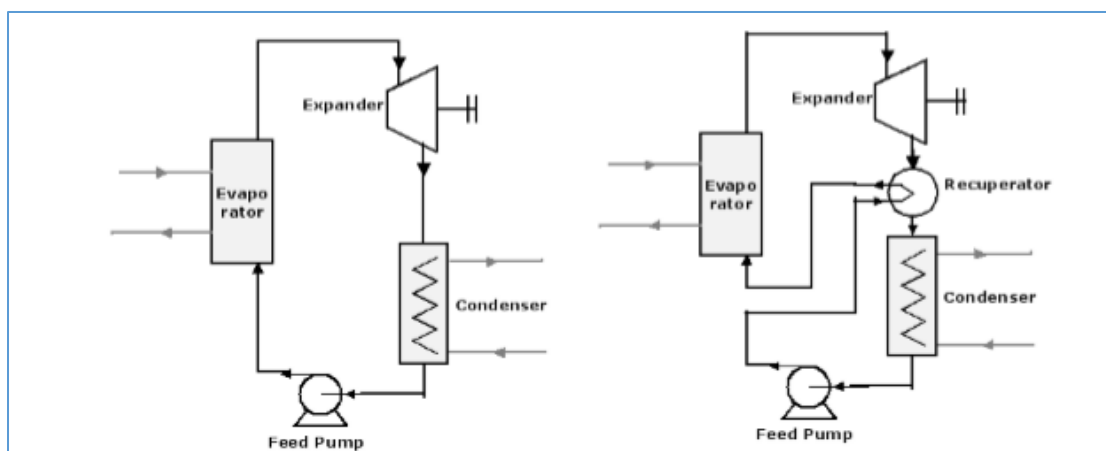


Figura 27: Ciclo rankine orgânico (Fonte: Quoilin; 2011)

O ciclo básico é similar ao tradicional ciclo a vapor: o fluido de trabalho orgânico é bombeado, vaporizado, expandido e condensado. O ciclo com recuperador utiliza o calor residual após a expansão para pré-aquecer o líquido depois de bombeado. Isso permite reduzir a quantidade de calor necessária para vaporizar o fluido no evaporador. O calor pode ser recuperado de duas maneiras diferentes: (1) troca de calor direta entre a fonte de alta temperatura e o fluido de trabalho ou (2) através de circulação de um fluido secundário integrado para transferir o calor para o evaporador do ORC. A maioria das instalações comerciais, de acordo com Quoilin et al 2013, utilizam a segunda opção, devido à possibilidade de o fluido se deteriorar a altas temperaturas.

Quoilin, 2011, faz um comparativo entre o ciclo a vapor convencional e o ORC. A figura 28 mostra no diagrama T-s a curva de saturação da água e de alguns fluidos orgânicos típicos em ORC. As principais diferenças são:

- A inclinação da curva de vapor saturado (curva a direita do domo) é negativa para a água enquanto a curva é mais vertical para os fluidos orgânicos. Como consequência, a limitação da qualidade do vapor no final da expansão desaparece no ORC e não há necessidade de superaquecimento do vapor antes da entrada na turbina.
- A diferença de entropia entre vapor saturado e líquido saturado é muito menor nos fluidos orgânicos. Além disso, a entropia de vaporização também é menor. Com isso,

para a mesma energia térmica no evaporador, a taxa do fluxo de massa deve ser muito maior, conseqüentemente, ocorre maior consumo na bomba.

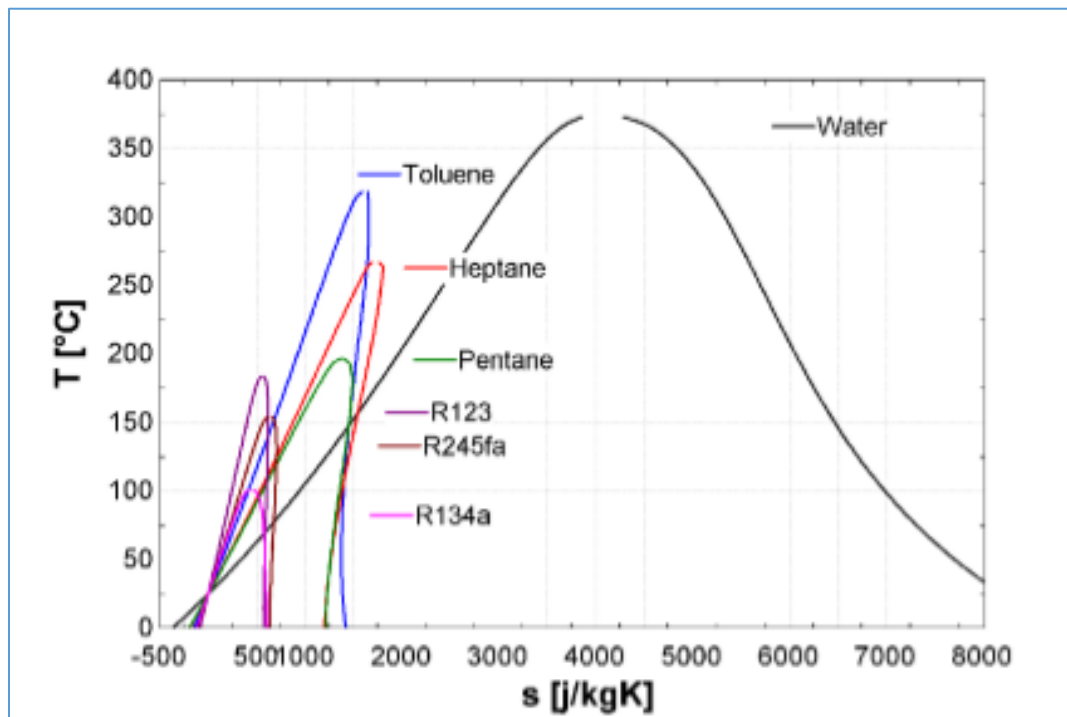


Figura 28: Diagrama T-s dos fluidos orgânicos (Fonte: Quoilin; 2011)

4.4.2 Análise termodinâmica do ORC

Utilizando o modelo termodinâmico do ORC apresentado por Quoilin 2008, no Ciclo Rankine Orgânico ideal, quatro processos são identificados como a seguir e ilustrados nas figuras 29 e 30:

1. Evaporação isobárica (1-4). Isobarico significa que não há queda de pressão no trocador de calor. O boiler pode ser dividido em três zonas: pré-aquecimento (1-2), evaporação (2-3) e superaquecimento (3-4)
2. Expansão isentrópica (4-5). Uma expansão isentrópica é adiabática, ou seja, o dispositivo de expansão não troca calor com o meio, e reversível (não há perda por atrito, queda de pressão, vazamentos e etc).

3. Condensação isobárica (5-8). O trocador de calor pode ser subdividido em zonas de dessuperaquecimento (5-6), condensação (6-7) e subresfriamento (7-8).
4. Bomba isoentropica (8-1). A bomba não pode ser vista no diagrama T-s, uma vez que em uma compressão isoentropica $dS = dT = 0$.

No ciclo real, a presença de irreversibilidades diminui a eficiência do ciclo. As irreversibilidades ocorrem principalmente nas seguintes situações:

- Durante a expansão: apenas parte da energia recuperada da diferença de pressão é convertida em trabalho útil. A outra parte é convertida em calor e é perdida. A eficiência do dispositivo de expansão é definida por comparação com uma expansão isentrópica.
- Nos trocadores de calor: o caminho longo e tortuoso percorrido pelo fluido de trabalho para garantir uma boa troca de calor causa queda de pressão e reduz a quantidade de potência recuperada no ciclo.
- Na bomba: perdas eletromecânicas e vazamentos internos levam a irreversibilidades que transformam

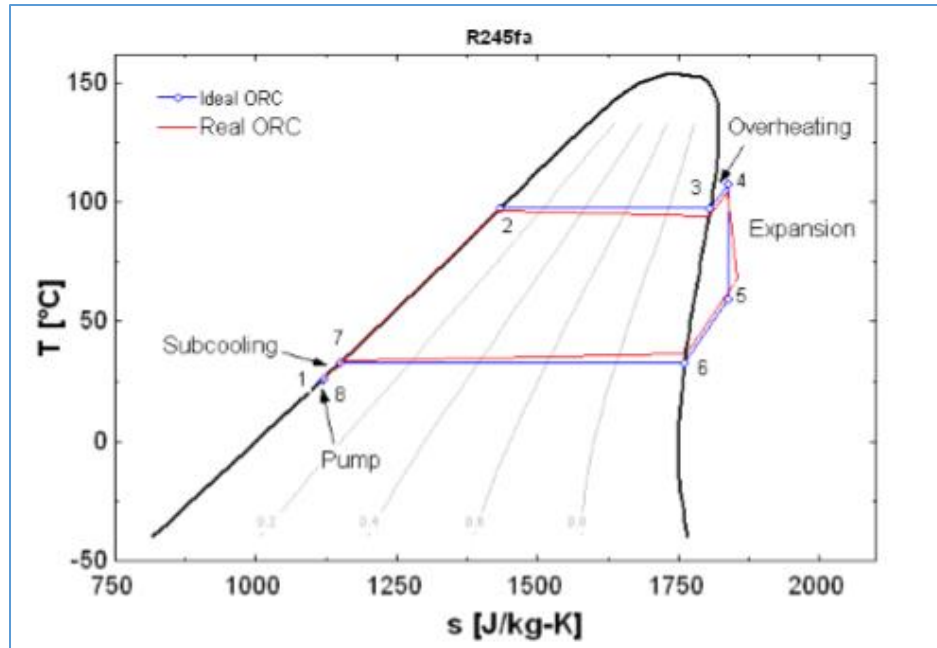


Figura 28: Diagrama T-s de um ORC ideal (Fonte: Quoilin; 2011)

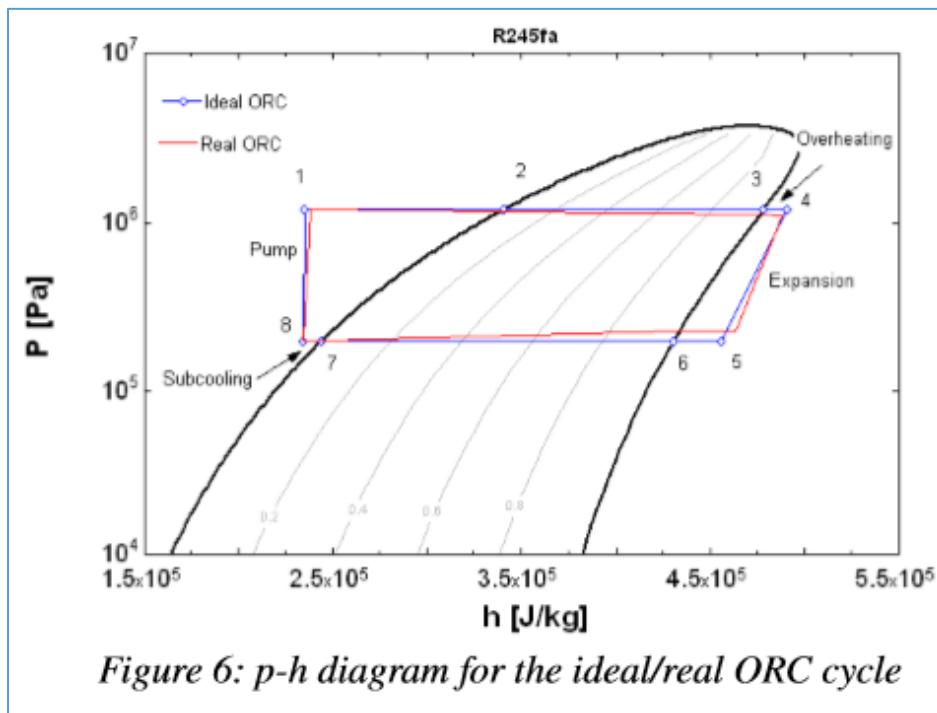


Figura 29: Diagrama P-h de um ORC ideal (Fonte: Quoilin; 2011)

A quantidade de trabalho que pode ser recuperada do ciclo se o dispositivo de expansão for adiabático pode ser lido nos diagramas:

- No diagrama T-s se o vapor for um gás perfeito: $w_{exp} = c_p(T_4 - T_5)$.
- No diagrama p-h: $w_{exp} = h_4 - h_5$.

Os diagramas mostram que as irreversibilidades reduzem a quantidade de trabalho recuperado no ciclo.

A eficiência do ciclo é a quantidade líquida de trabalho útil (trabalho do dispositivo de expansão menos o trabalho da bomba) dividido pelo o calor adicionado ao ciclo. O trabalho da bomba, com referência aos pontos da figura 28 é definido por:

$$w_{bomba} = h_1 - h_8 \quad (4.46)$$

$$\dot{W}_{bomba}[W] = \dot{M}w_{bomba} \quad (4.47)$$

O Trabalho do dispositivo de expansão é definido:

$$\dot{W}_{exp}[W] = \dot{M}w_{exp} \quad (4.48)$$

O calor adicionado ao ciclo é dado por:

$$q_{evap} = h_4 - h_1 \quad (4.49)$$

$$\dot{Q}_{evap}[W] = \dot{M}q_{evap} \quad (4.50)$$

A eficiência do ciclo, considerando a compressão e expansão adiabáticos, aplicando a primeira lei da termodinâmica é dada por:

$$\eta = \frac{W_{exp} - W_{bomba}}{Q_{evap}} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_1 - h_8)}{h_4 - h_1} \quad (4.51)$$

Como dito anteriormente, as irreversibilidades alteram a curva do processo de expansão ideal. No caso da expansão isentrópica ideal (1-2s), a linha que liga os dois pontos é vertical, pois não há aumento de entropia. A temperatura passa de T_1 para T_{2s} como mostra o diagrama da figura 30. No caso da expansão irreversível (1-2), a entropia é aumentada de 1 para 2 e a temperatura de T_1 para T_2

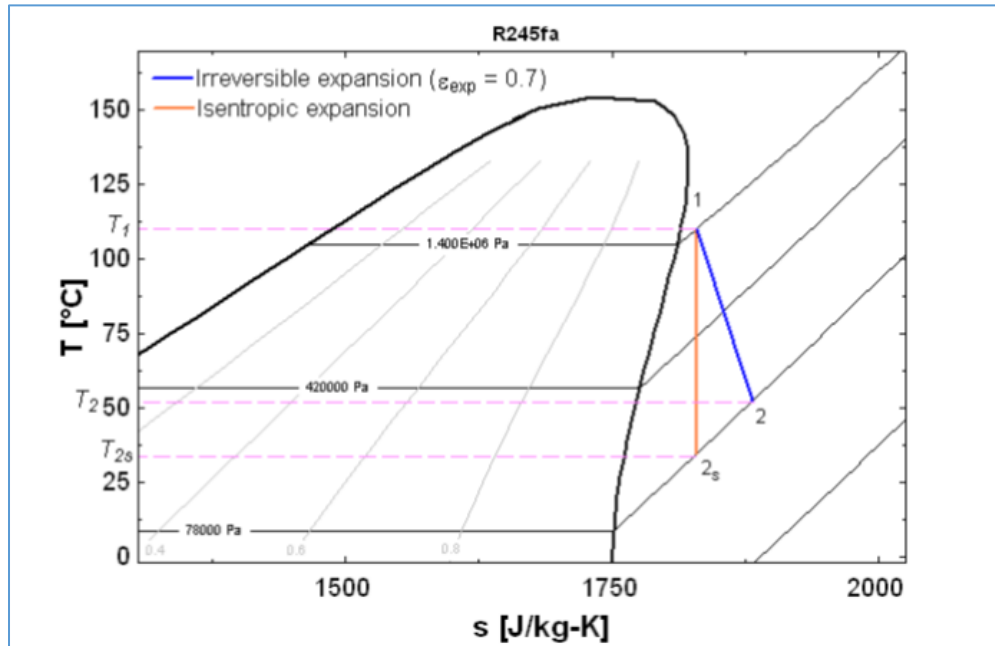


Figura 30: Expansão isentrópica x real de um ORC (Fonte: Quoilin; 2011)

Se vapor é considerado um gas perfeito, o trabalho produzido pela expansão é dado pela seguinte expressão:

No caso de expansão isentrópica:

$$w_{exp} = h_1 - h_{2s} = c_p(T_1 - T_{2s}) \quad (4.52)$$

No caso de expansão irreversível:

$$w_{exp} = h_1 - h_2 = c_p(T_1 - T_2) \quad (4.53)$$

A efetividade ou eficiencia isoentropica é então definida como o trabalho que realmente é obtido dividido pelo trabalho que poderia ser conseguido em uma expansão isoentropica e é dada pela seguinte equação:

$$\varepsilon_{exp} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \quad (4.54)$$

E se o fluido for considerado perfeito por:

$$\varepsilon_{exp} = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{2s})} \quad (4.55)$$

Na compressão o mesmo principio pode ser aplicado, sendo a eficiencia isoentropica da compressão:

$$\varepsilon_{compressão} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_1 - h_2)} \quad (4.56)$$

No caso de liquidos, a compressão isoentropica é dada por $v\Delta P$ e a eficiencia isoentropica é então:

$$\varepsilon_{bomba} = \frac{v\Delta P}{(h_1 - h_2)} \quad (4.57)$$

Vale ressaltar que para uma dada pressão de alimentação e exaustão, o trabalho isoentropico é função da temperatura de alimentação. Isso significa que, para uma dada temperatura e eficiencia isoentropica do dispositivo de expansão, a potencia de eixo aumenta com o aumento do superaquecimento. Como consequencia o resfriamento do fluido é uma vantagem na compressão, no entanto uma desvantagem na expansão.

Outro parâmetro importante é o pinch point, definido como o ponto em que o perfil de temperatura dos trocadores de calor apresenta a menor diferença de temperatura entre a fonte quente e o fluido de trabalho e a fonte fria e o fluido de trabalho, como mostra a figura 31.

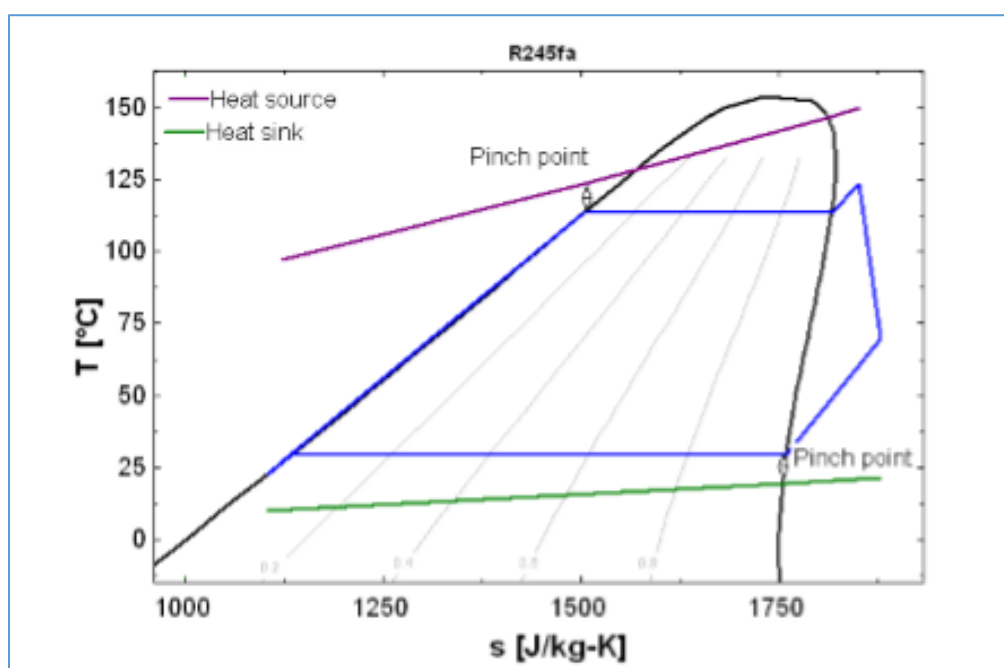


Figura 31: Pinch point do ORC (Fonte: Quoilin; 2011)

Esse ponto é um parâmetro importante em um ORC e não permite com que a temperatura da fonte de calor seja diminuída abaixo da temperatura de evaporação do fluido de trabalho. Além disso, essa limitação é válida também para o condensador, não deixando que a fonte de arrefecimento seja esquentada até a temperatura do fluido de trabalho na exaustão do dispositivo de expansão.

De acordo com Quoilin 2008, um pequeno pinch point corresponde a uma dificuldade de transferência de calor e, conseqüentemente, demanda uma maior área de troca de calor. A diminuição do pinch point no evaporador leva a pressões de evaporação mais altas e, assim, uma eficiência de recuperação de calor do ciclo mais baixas. Quoilin 2008 indica um valor aproximado de 5 a 10K e acrescenta que esse valor depende da configuração do sistema e das temperaturas.

Modelagem dos Sistemas e Equipamentos

Neste capítulo abordaremos os métodos de análise e simulação dos sistemas e equipamentos propostos no capítulo três. Demonstraremos os volumes de controle, hipóteses e simplificações adotadas, bem como as leis físicas e as propriedades utilizadas. Abordaremos como foram modelados os fluidos e os equipamentos no software EES, e também a estrutura de cálculos utilizada para a obtenção dos resultados. A princípio uma breve descrição do software utilizado na simulação:

5.1 Software utilizado

O software Enginnering Equation Solver, abreviadamente EES, desenvolvido pela F-Chart software, tem como função básica resolver conjunto de equações, que podem ser: algébricas, lineares e não-lineares, diferenciais ou complexas; ele também é capaz de fazer

otimizações, obter regressões lineares e não-lineares, gerar gráficos de alta qualidade, simplificar análise de incertezas e fazer animações. Com uma interface simples e agradável ao usuário, o EES foi desenvolvido para rodar em qualquer uma das versões do sistema operacional Windows, tanto 32 quanto 64 bits, e pode ser utilizado nos sistemas operacionais Linux e Macintosh através de programas emuladores.

O software contém uma biblioteca embutida com várias funções matemáticas e propriedades termofísicas para centenas de substâncias, que o torna muito útil para disciplinas de engenharia da área térmica, nas quais deve-se resolver problemas que exigem consultas em tabelas de propriedades e domínio de técnicas de solução de equações, entretanto uma vez que o estudante esteja familiarizado com essas técnicas, não há sentido em continuar usando tempo para consultar tabelas e resolver equações, pois este tempo poderia ser usado para o estudo e compreensão de particularidades do problema. Nesse contexto, o ensino de engenharia tende a adaptar-se a essa nova realidade: métodos tradicionais de ensino dos fundamentos teóricos e técnicos aliados a softwares específicos de engenharia. Dessa forma, o EES permite que o usuário se concentre mais no projeto, criando e aperfeiçoando soluções, libertando-o das tarefas básicas de interpolar propriedades e resolver conjuntos de equações.

A biblioteca de funções matemáticas e de propriedades termofísicas encontrada no programa é extensa, porém não é possível antecipar a necessidade de cada usuário. Para facilitar ainda mais a vida do usuário, o EES permite inserir as próprias relações funcionais de três maneiras: facilidade para inserir, tabular e interpolar dados para utilizá-los diretamente na solução do conjunto de equações; aceita e recebe suporte para funções, procedimentos e módulos escritos pelo usuário, com linguagem semelhante aos de Pascal e Fortran; também é possível vincular dinamicamente funções e procedimentos externos, escritos em linguagem de alto nível, tais como Pascal, C ou Fortran. Estes três métodos de adição de relações funcionais proporcionam meios muito poderosos de extensão das capacidades do EES.

Um grande diferencial do programa é sua capacidade de agrupar automaticamente as equações que devem ser resolvidas simultaneamente, o que simplifica o processo para o usuário e assegura que o *solver* sempre operará com máxima eficiência. Uma desvantagem do

programa, que se tornou uma dificuldade a ser vencida no presente estudo, foi não possuir uma estrutura de cálculo definida para realizar processos iterativos, foi necessário assim um maior esforço na elaboração do conjunto de equações, com a criação de um conjunto maior de variáveis de forma a capacitar o programa a resolver um cálculo iterativo.

Outro diferencial do EES, que foi muito importante para a elaboração deste estudo, foi possuir uma rotina computacional para modelar soluções de brometo de lítio em água, a partir de propriedades como pressão, temperatura e concentração da solução foi possível obter todas as outras propriedades necessárias ao equacionamento e modelagem do chiller por absorção.

5.2 Modelagem dos fluidos

Neste estudo foi necessário a obtenção de propriedades de diversos fluidos: água, óleo térmico, misturas gasosas que formam o ar atmosférico, o gás combustível e os gases de exaustão, além de soluções líquidas de água e brometo de lítio, etc. O EES tem dados de propriedades para o ar atmosférico, para a água e para a solução de brometo de lítio, sendo assim necessário modelar os outros fluidos.

Optamos por modelar de forma mais precisa o ar atmosférico, os gases de exaustão e o gás combustível. O ar de entrada foi modelado afim de controlar parâmetros como umidade relativa e percentual molar de cada substância; já os gases de exaustão foram modelados devido ao fato de que o percentual molar das substâncias que o compõe são função da taxa de excesso de ar da turbina, e essa se modifica conforme a carga parcial e a temperatura do ar de entrada da turbina.

A princípio é adotado a composição molar de cada substância que compõe a mistura, a partir desta informação é calculado a fração mássica e a pressão parcial de cada substância. A partir da temperatura da mistura e da pressão parcial, todas as outras propriedades são calculadas para cada substância. Por fim, o valor da propriedade de cada substância é

multiplicado pela fração mássica desta substância, sendo todas somadas para se obter o valor da propriedade atribuído a mistura.

5.2.1. Ar Atmosférico

O ar atmosférico foi considerado como uma mistura de oxigênio, Nitrogênio, argônio, dióxido de carbono e vapor d'água. A Figura 32 demonstra as equações desenvolvidas no EES para modelar o ar atmosférico. Valores foram atribuídos para a composição molecular do ar em base seca, o índice “x” indica fração molar da substância, as substâncias são indicadas por letras maiúsculas (O2, N2, AR, CO2 e H2O). A partir da composição molar do ar na base seca obtemos a composição molar na base úmida, como função da umidade relativa (UR) e da temperatura da mistura (T1), as frações molares obtidas recebem novo índice “u”, para simbolizar que a substância pertence ao ar úmido.

Tendo a fração molar de cada substância, obtemos a pressão parcial multiplicando-a pela pressão total da mistura (P1), e obtemos fração mássica multiplicando-a pela razão entre a massa molecular da substância e a massa molecular da mistura. Tendo a pressão parcial para cada substância e a temperatura da mistura, obtemos qualquer propriedade para cada substância, conhecendo a fração mássica de cada substância obtemos as propriedades da mistura.

"composição molar do Ar atmosférico em base seca" xO2 = 0,2099 xN2 = 0,7804 xAR = 0,0094 xCO2 = 0,0003 "Composição molar base úmida" xO2u = xO2*(1 - UR*(Psat/P1)) xN2u = xN2*(1 - UR*(Psat/P1)) xARu = xAR*(1 - UR*(Psat/P1)) xCO2u = xCO2*(1 - UR*(Psat/P1)) xH2Ou = UR*(Psat/P1) Psat = P_sat(Water;T=T1) "Fração Mássica Ar Úmido" fmO2u = xO2u*(MW02/MWAr) fmN2u = xN2u*(MWN2/MWAr) fmARu = xARu*(MWAR/MWAr) fmCO2u = xCO2u*(MWCO2/MWAr) fmH2Ou = xH2Ou*(MWH2O/MWAr) sfm_aru = fmO2u + fmN2u + fmARu + fmCO2u + fmH2Ou "[Pressão parcial]" P1_O2 = xO2u*P1 P1_N2 = xN2u*P1 P1_AR = xARu*P1 P1_CO2 = xCO2u*P1 P1_H2O = xH2Ou*P1	"Entalpia entrada do expansor 1" h1_O2=Enthalpy(Oxygen;T=T1;P=P1_O2) h1_N2=Enthalpy(Nitrogen;T=T1;P=P1_N2) h1_AR=Enthalpy(Argon;T=T1;P=P1_AR) h1_CO2=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T1;P=P1_CO2) h1_H2O=Enthalpy(Water;T=T1;P=P1_O2) h1 = fmO2u*h1_O2 + fmN2u*h1_N2 + fmARu*h1_AR + fmCO2u*h1_CO2 + fmH2Ou*h1_H2O "Entropia entrada do expansor 1" s1_O2=Entropy(Oxygen;T=T1;P=P1_O2) s1_N2=Entropy(Nitrogen;T=T1;P=P1_N2) s1_AR=Entropy(Argon;T=T1;P=P1_AR) s1_CO2=Entropy(CarbonDioxide;T=T1;P=P1_CO2) s1_H2O=Entropy(Water;T=T1;P=P1_O2) s1 = fmO2u*s1_O2 + fmN2u*s1_N2 + fmARu*s1_AR + fmCO2u*s1_CO2 + fmH2Ou*s1_H2O "Massas Moleculares" "Massa Molecular dos componentes do ar" MW02 = MolarMass(Oxygen) MWN2 = MolarMass(Nitrogen) MWAR = MolarMass(Argon) MWCO2 = MolarMass(CarbonDioxide) MWH2O = MolarMass(Water) "massa Molecular do Ar úmido" MWAr = xO2u*MW02 + xN2u*MWN2 + xARu*MWAR + xCO2u*MWCO2 + xH2Ou*MWH2O
--	---

Figura 32: Modelagem do ar de entrada da turbina a gás

5.2.2. Gás Combustível

O gás combustível utilizado na turbina a gás, é o gás especificado para venda produzido pela UTGC, na UPGN responsável por processar o gás natural bruto vindo do campo marítimo de golfinho. Tal gás passa por um tratamento de enriquecimento de metano antes de ser consumido pela turbina a gás, de forma a obter a composição molar destacada na tabela 03.

Tendo a composição, temperatura e pressão do gás combustível, sua modelagem foi feita sem nenhuma dificuldade. A partir de sua composição molar e Pressão de mistura,

obtemos a pressão parcial de cada substância. Tendo a pressão parcial e a temperatura obtemos as propriedades desejadas: entalpia e entropia para cada substância constituinte do gás combustível. Para obter as propriedades da mistura como um todo fazemos a somatória do valor da propriedade para cada substância multiplicado pela sua fração mássica, calculamos as frações mássicas das substâncias multiplicando as frações molares pela razão entre a massa molecular da substância e a massa molar da mistura.

Tabela 3: Composição do gás combustível utilizado na turbina a gás

Components	C2 rich gas	Gas to sell	Gas to sell	Gas from UTGC
	Case GOLFINHO	Cas GOLFINHO	Case PEROA	
	% mol			
O2	0,00	0,00	0,00	0,02
N2	0,00	2,16	1,84	2,13
CO2	0,50	0,66	0,90	0,33
METANE	3,46	87,27	95,30	90,43
ETANE	94,54	9,50	1,95	3,74
PROPANE	1,50	0,39	0,01	1,90
ISO BUTANE	0,00	0,01	0,00	0,34
BUTANE	0,00	0,01	0,00	0,50
ISO PENTANE	0,00	0,00	0,00	0,16
PENTANE	0,00	0,00	0,00	0,14
Temperature, °C	27,2	30,1	31,5	29,2
Pressure, kPa abs.	2253.6	2006.4	2006.4	7161.8
Molecular weight	29,9	17,9	16,8	18,2

(Fonte: Petrobras)

5.2.3. Gases exaustos

Para modelar os gases exaustos o primeiro passo é conhecer a composição e as frações dos gases que o formam, e isto depende da análise da combustão que ocorre na turbina, dependendo principalmente da taxa de excesso de ar. Será discutido adiante a metodologia de cálculo que utilizamos para calcular a taxa de excesso de ar.

Conhecendo a composição e as frações molares do ar atmosférico e do gás combustível que entram na câmara de combustão, juntamente com a taxa de excesso de ar, podemos fazer o balanceamento estequiométrico da combustão e obter assim as frações molares e mássicas dos gases formados pela combustão. Conhecendo as frações molares e mássicas obtemos as propriedades dos gases de forma análoga ao descrito para as propriedades do ar de entrada.

A figura 33 demonstra os cálculos do balanço estequiométrico da combustão, e os cálculos para se obter as frações molares e mássicas dos gases exaustos feitos no EES:

```
"Excesso de Ar"
AC*Alfa = mar/mc

"MET*CH4 + ETA*C2H6 + PROP*C3H8 + CO2*CO2 + (1 + Alfa)*AC*(xCO2u*CO2 + xH2Ou + xARu*AR + xN2u*N2 + xO2u*O2)

====> xCO2e*CO2 + xH2Oe*H2O + xARe*AR + xN2e*N2 + xO2e*O2"

MET + 2*ETA + 3*PROP + CO2 + AC*Alfa*xCO2u = xCO2e
4*MET + 6*ETA + 8*PROP + Alfa*7*AC*2*xH2Ou = xH2Oe
2*CO2 + Alfa*AC*(2*xCO2u + xH2Ou + 2*xO2u) = 2*xCO2e + xH2Oe + 2*xO2e
Alfa*AC*xARu = xARe
Alfa*AC*xN2u = xN2e

"Fração molar dos Gases de exaustão"
xO2g = xO2e/(xCO2e + xH2Oe + xARe + xN2e + xO2e)
xN2g = xN2e/(xCO2e + xH2Oe + xARe + xN2e + xO2e)
xARg = xARe/(xCO2e + xH2Oe + xARe + xN2e + xO2e)
xCO2g = xCO2e/(xCO2e + xH2Oe + xARe + xN2e + xO2e)
xH2Og = xH2Oe/(xCO2e + xH2Oe + xARe + xN2e + xO2e)

"Fração mássica dos Gases de exaustão"
fmN2g_7 = xN2g*(MWN2 / MWgex)
fmARg_7 = xARg*(MWAR / MWgex)
fmCO2g_7 = xCO2g*(MWCO2 / MWgex)
fmH2Og_7 = xH2Og*(MWH2O / MWgex)
fmO2g_7 = xO2g*(MW02 / MWgex)
"massa Molar Gases Exaustão"
MWgex = xN2g*MWN2 + xARg*MWAR + xCO2g*MWCO2 + xH2Og*MWH2O + xO2g*MW02
```

Figura 33: Cálculos de balanceamento estequiométrico da combustão no EES

5.3 Modelagem da turbina a gás

A turbina a gás desempenha um papel central no sistema analisado, pois provém dela toda a fonte de energia térmica necessária ao aquecimento de óleo térmico e ao acionamento do chiller de absorção ou mecânico (através do ORC). A turbina aciona o compressor de gás e este opera conforme a produção de gás natural processado.

Os compressores de gás e as turbinas foram dimensionadas para a capacidade nominal de processamento de cada UPGN, que é de três milhões de metros cúbicos diário para cada conjunto turbo compressor, porém eles operam conforme a demanda de produção, forçando assim a operação da turbina em carga parcial. Não temos nenhum dado de comportamento interno da turbina quando esta opera em carga parcial, porém é possível saber dados da vazão mássica de exaustão e sua temperatura em função da carga parcial e da temperatura do ar na entrada do compressor da turbina através do gráfico demonstrado na figura 34, para rotação típica de 10450 [rpm], pressão atmosférica de 101,3 [KPa] e 60% de umidade relativa.

Para simplificar os cálculos no EES, para cada trabalho líquido desenvolvido pela turbina, obtemos curvas para a vazão mássica e a temperatura dos gases exaustos em função da temperatura do ar de entrada da turbina. Para obter tais curvas, observamos os valores da vazão e da temperatura dos gases para quatro valores de temperatura do ar de entrada (5, 15, 25 e 35 °C) e os utilizamos como dados básicos para o cálculo de regressão linear, conforme pode ser visto na figura 35 para uma potência líquida de 7 MW.

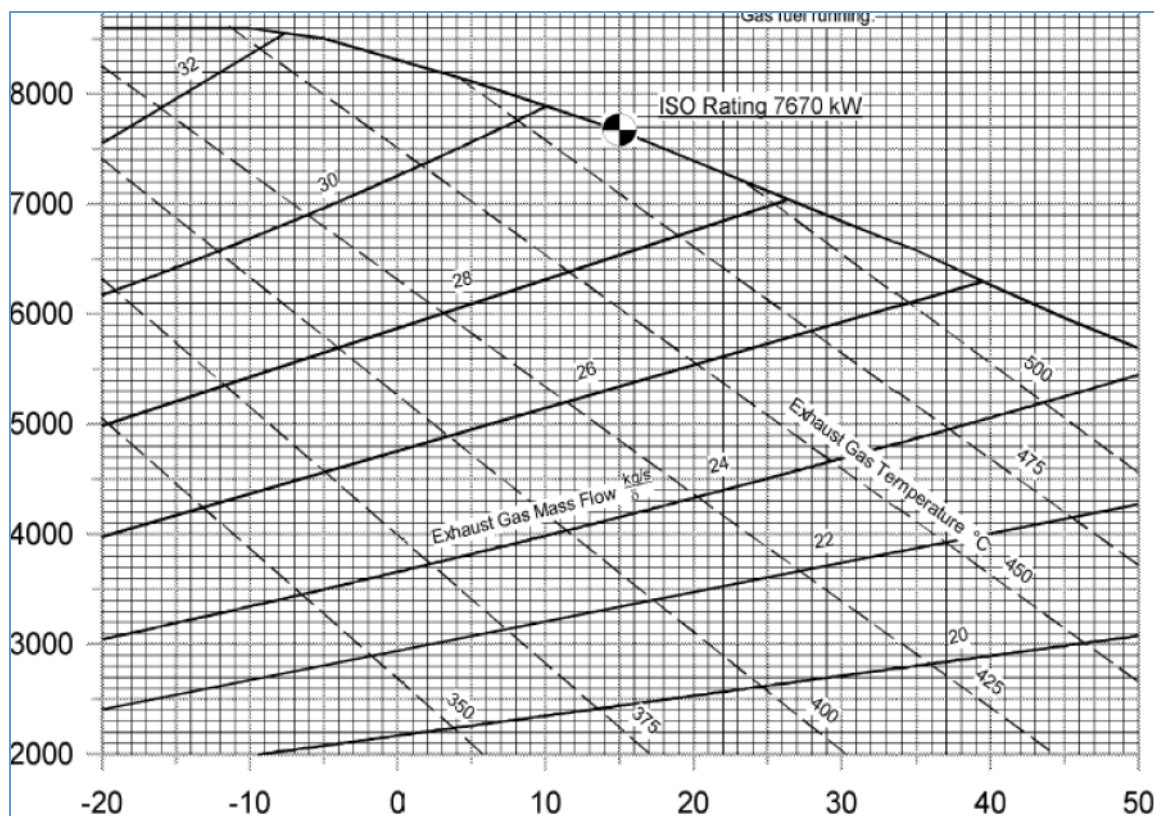


Figura 34: Curva de operação da turbina a gás

Tais curvas foram feitas para seis valores de trabalho líquido desenvolvido pela turbina: 4500, 5000, 5500, 6000, 6500 e 7000 KW. Assim foram feitos seis projetos no EES, um projeto para cada trabalho líquido desenvolvido. Lembrando que os resultados para a economia de combustível são função do trabalho líquido produzido pelas turbinas e da vazão mássica de óleo térmico.

Apesar do conhecimento da vazão mássica e da temperatura dos gases de exaustão que saem da turbina, para avaliar o potencial térmico dos gases exaustos, precisamos de informações que nos possibilitem avaliar com precisão a combustão do gás combustível, sendo assim necessário o conhecimento das vazões de ar e combustível que entram na turbina em função da carga parcial e temperatura de entrada.

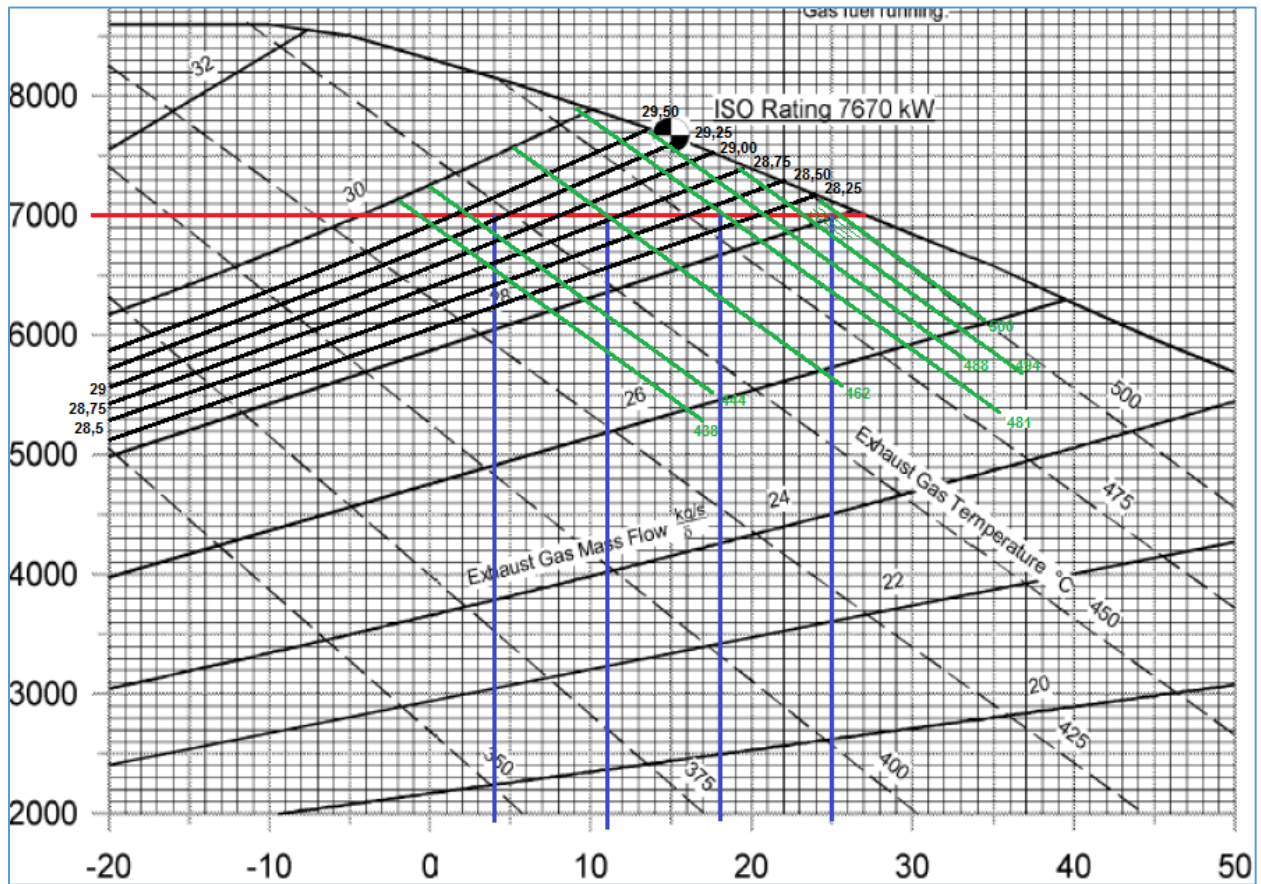


Figura 35: Dados para construção de curvas de vazão e temperatura dos gases

Para solucionar este problema foi elaborado uma metodologia iterativa de cálculo executada no próprio EES. Como este software não resolve cálculos iterativos, tivemos que reescrever a estrutura de cálculo e renomear as variáveis para cada iteração, de forma a possibilitar a resolução pelo EES (ver estrutura de cálculo no apêndice A).

A metodologia de cálculo consiste no balanço de massa e energia do volume de controle que contém a turbina a gás, conforme mostrado na figura 36. Para cada temperatura do ar de entrada da turbina (T_1), temos: a entalpia de entrada (h_1), a vazão mássica ($\dot{m}_g$) e a temperatura (T_5) dos gases exaustos, e o trabalho líquido produzido (W_{liq}). As vazões mássicas do ar de entrada ($\dot{m}_{ar}$) e do gás combustível ($\dot{m}_c$) são desconhecidas e necessárias

para se obter a entalpia dos gases exaustos, por meio da análise da combustão. O método iterativo tem a função básica de calcular a taxa de excesso de ar, a entalpia dos gases exaustos, e as vazões mássicas do ar e do gás combustível.

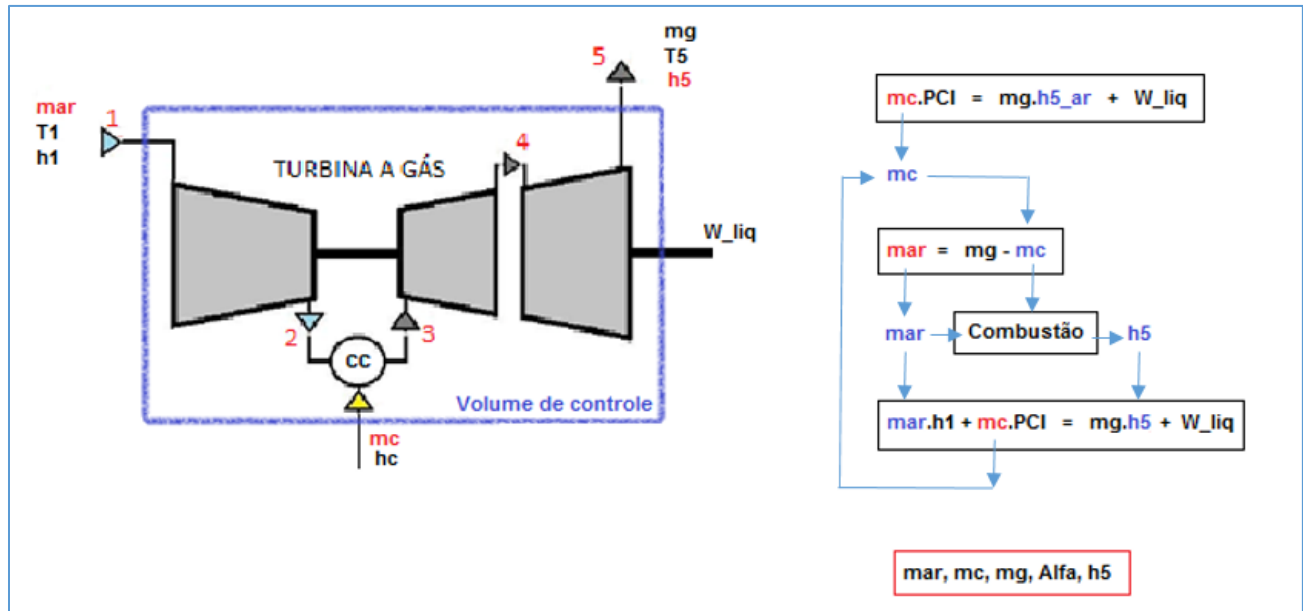


Figura 36: Método iterativo para modelagem da turbina a gás

A figura 36 também demonstra a metodologia adotada para o cálculo iterativo, seguindo sua sequência lógica. Temos em preto as variáveis cujo os seus valores já são conhecidos ou pré-calculados, as variáveis em vermelho são as que terão seus valores calculados ao final do processo iterativo, e as variáveis azuis são as que tem seus valores calculados e modificados em cada iteração.

Se considerarmos adiabático o volume de controle da turbina, o balanço de massa e energia nos diz que o fluxo térmico que entra no volume de controle por meio da vazão de ar atmosférico mais o calor fornecido pela combustão, tem que ser igual ao fluxo térmico dos gases de exaustão mais a potência líquida produzida pela turbina. Consideramos como fluxo térmico o produto entra a vazão mássica e a entalpia do fluido analisado, e o calor fornecido pela combustão é dado pelo produto entra a vazão mássica de combustível e seu PCI (Poder Calorífico Inferior).

A princípio esta equação não pode ser resolvida, pois não temos as vazões mássicas de ar e combustível, nem a entalpia dos gases exaustos. Para contornar tal problema fazemos uma primeira aproximação: igualamos o fluxo térmico de exaustão somado a potência líquida produzida ao calor fornecido pela combustão. Além disso atribuímos um valor aproximado para a entalpia dos gases exaustos: utilizamos a entalpia do ar como gás ideal na temperatura dos gases exaustos; com isso é possível calcular um primeiro valor para a vazão mássica de combustível. Tendo um valor para a vazão mássica de combustível e conhecendo a vazão mássica dos gases exaustos, é possível calcular a vazão mássica do ar de entrada e a taxa de excesso de ar. Logo é possível fazer os cálculos estequiométricos da combustão, e obter a composição molar dos gases exaustos, e conseqüentemente suas propriedades. Assim obtemos a entalpia dos gases exaustos (h_5).

A partir dos valores iniciais da vazão de ar e entalpia dos gases exaustos, obtidos por esta primeira aproximação, o segundo passo é fazer o balanço completo de massa e energia, ou seja, o fluxo energético do ar de entrada somado ao calor fornecido pela combustão é igualado ao fluxo térmico dos gases exaustos somado ao trabalho líquido produzido. Assim é calculado uma nova vazão de gás combustível, que alimenta novamente o processo iterativo. O processo se repete até que não haja mais alterações nos valores calculados.

5.4 Modelagem do chiller por absorção

O chiller por absorção foi modelado conforme o equacionamento discutido na seção 4.2.2, e admitimos os parâmetros indicados no estudo de Guirard, 2008 (ver tabela 03)

Tabela 4: Parâmetros da modelagem do chiller por absorção

Parâmetro	TUMA/BROAD(2006)
Capacidade de resfriamento (kW)	174 a 23260
Temperatura da água gelada (°C)	7
Temperatura de entrada da ag (°C)	12
Temperatura de entrada da agr (°C)	30
Temperatura de saída da agr (°C)	37
Fonte de calor	Gases quentes a 300°C
PARAMETROS ADMITIDOS	
Pressão do gerador e condensador (kPa)	10
Pressão do evaporador e absorvedor (kPa)	0,8
Concentração da solução diluída (%)	50
Relação mássica (m_1/m_2)	10
Temperatura entrada do gerador - T_1 - (°C)	50

(Fonte: Guirard, 2008)

5.5 Modelagem do ORC

O ciclo rankine orgânico (ORC) foi modelado conforme o equacionamento discutido na seção 4.2.2, e admitimos os parâmetros indicados na tabela 04:

Tabela 5: Parâmetros do ciclo rankine orgânico

Parâmetro	
Fonte quente	Fluido: Óleo térmico
	Vazão mássica: 2,68 [Kg/s]
	Pinch Point: 10 ° C
Fonte fria	Equipamento: Torre de Resfriamento
	Fluido: água
	Pinch Point: 10 ° C
Sistema	Superaquecimento: 5 °C
	Subresfriamento: 5 °C
	Eficiência expensor: 70 %

(Fonte: Quoinlin, 2008)

Resultados obtidos

Neste capítulo é apresentado os resultados obtidos na simulação realizada no software EES (código completo pode ser visto no apêndice A). A seção 5.1 traz curvas operacionais e de desempenho da turbina a gás, obtidas em função da temperatura do ar de entrada e do trabalho líquido produzido. A seção 5.2 demonstra as curvas operacionais do sistema como um todo, quando se utiliza o chiller de absorção para realizar o resfriamento do ar de entrada da turbina. A seção 5.3 demonstra as curvas operacionais do sistema como um todo, quando se utiliza o chiller mecânico acionado por um ORC para realizar o resfriamento do ar de entrada da turbina.

6.1 Turbina a gás

Similar a curva da turbina, as figuras 37 e 38 demonstram a variação da vazão mássica e da temperatura dos gases exaustos em função da temperatura do ar de entrada (T1) e da

potência líquida produzida pela turbina (em KW), respectivamente. Tais figuras foram elaboradas apenas para dar uma melhor compreensão de como estas variáveis (vazão, temperatura e potência) variam entre si.

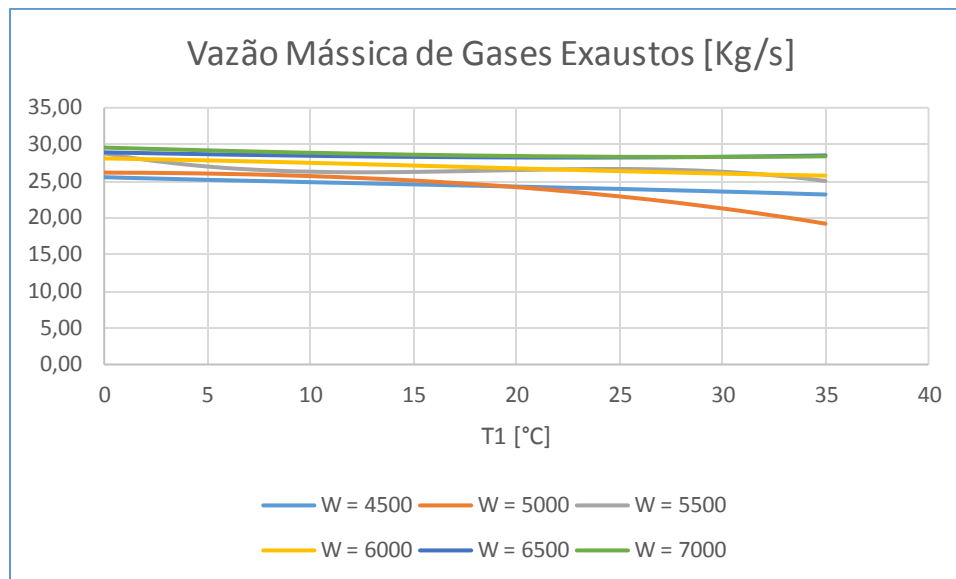


Figura 37: Resultado para turbina: vazão mássica dos gases exaustos

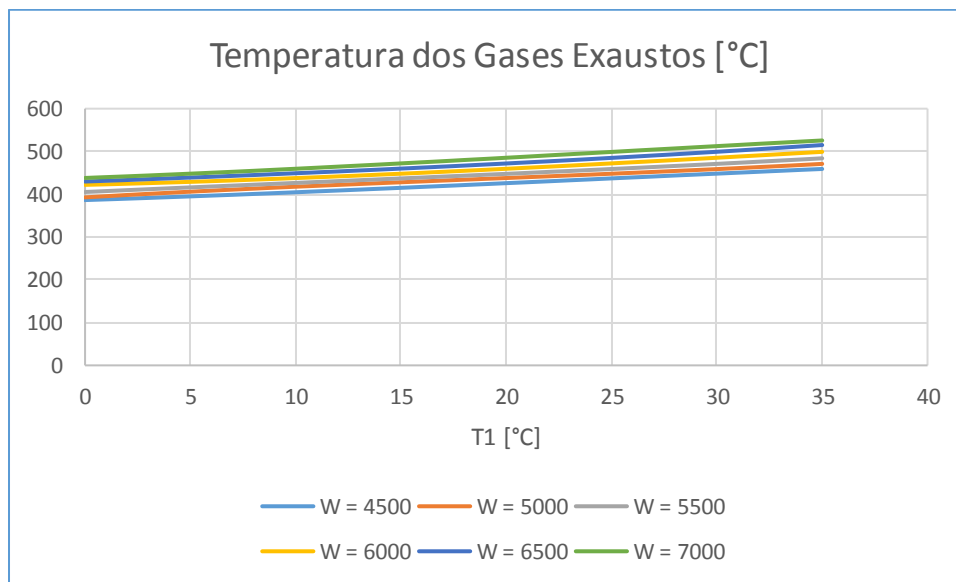


Figura 38: Resultado para turbina: temperatura dos gases exaustos

As figuras 39 e 40 são resultados obtidos pelo método iterativo descrito na seção 4.3. Elas demonstram a variação da vazão mássica de ar e a taxa de excesso de ar em função da temperatura do ar de entrada e da potência líquida produzida pela turbina (em KW), respectivamente.

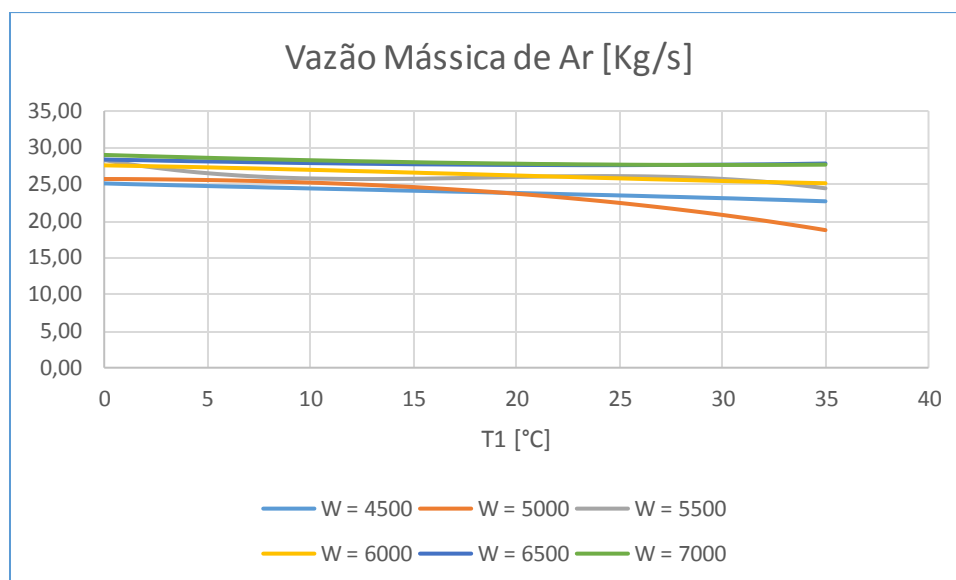


Figura 39: Resultado para turbina: vazão mássica de ar

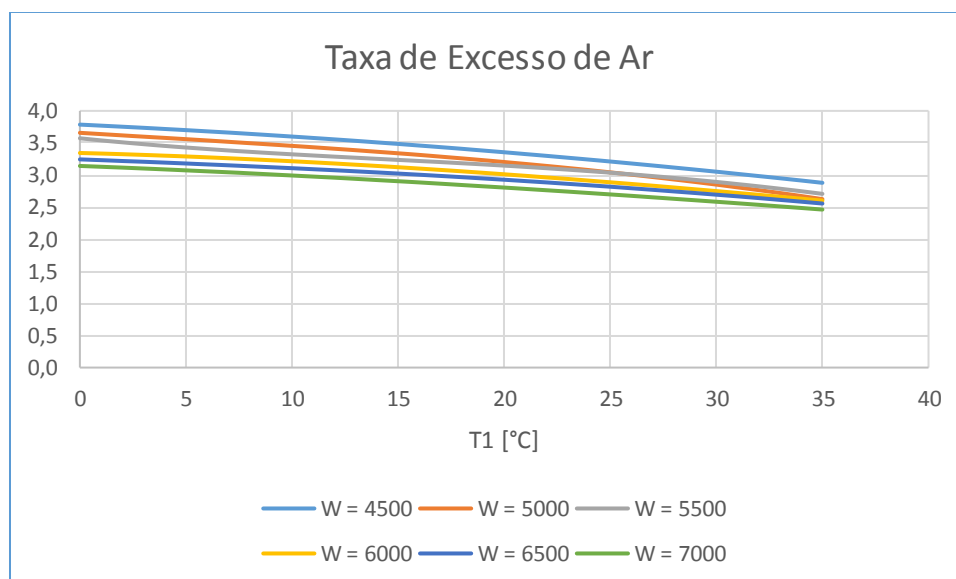


Figura 40: Resultado para turbina: taxa de excesso de ar

A figura 41 demonstra a variação da vazão mássica do gás combustível em função da temperatura do ar de entrada e da potência líquida produzida pela turbina (em KW), como o esperado, vemos que a um decréscimo do consumo de combustível quando o ar entra no compressor da turbina a temperaturas mais baixas.

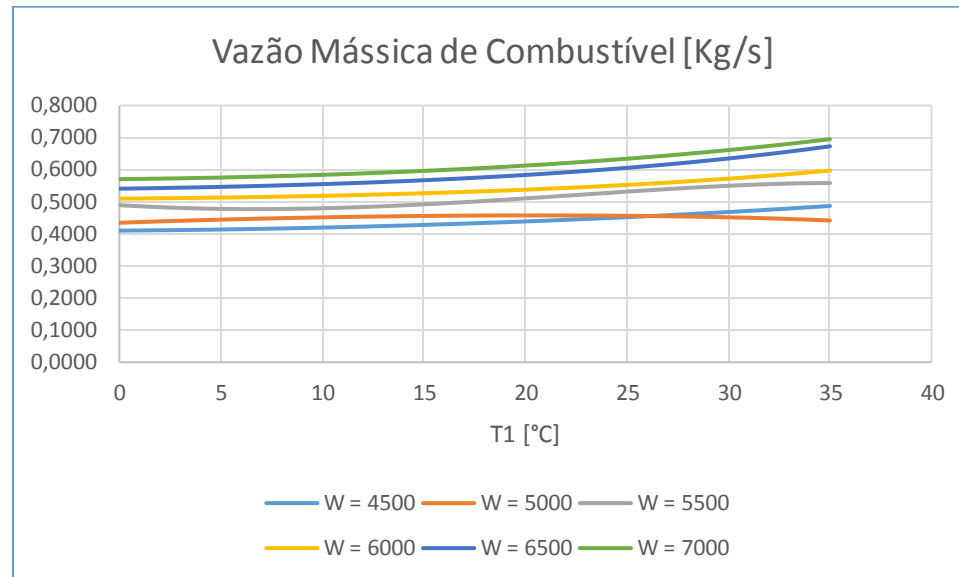


Figura 41: Resultado para turbina: vazão mássica de gás combustível

Considerando que podemos resfriar o ar de entrada até a temperatura média de 12 °C, e supondo uma variação da temperatura ambiente 10°C ao longo do dia, indo de 25°C a 35°C, temperatura média na região de Linhares, local onde está instalado a UTGC, temos o gráfico de economia de combustível em função da temperatura ambiente (T_0) e da potência líquida produzida pela turbina (em KW) demonstrado na figura 42. Tal economia é calculada subtraindo o consumo de combustível da turbina com o ar de entrada à temperatura de 12 °C do consumo verificado quando o ar de entrada não é resfriado, ou seja, entra na turbina à temperatura ambiente (T_0).

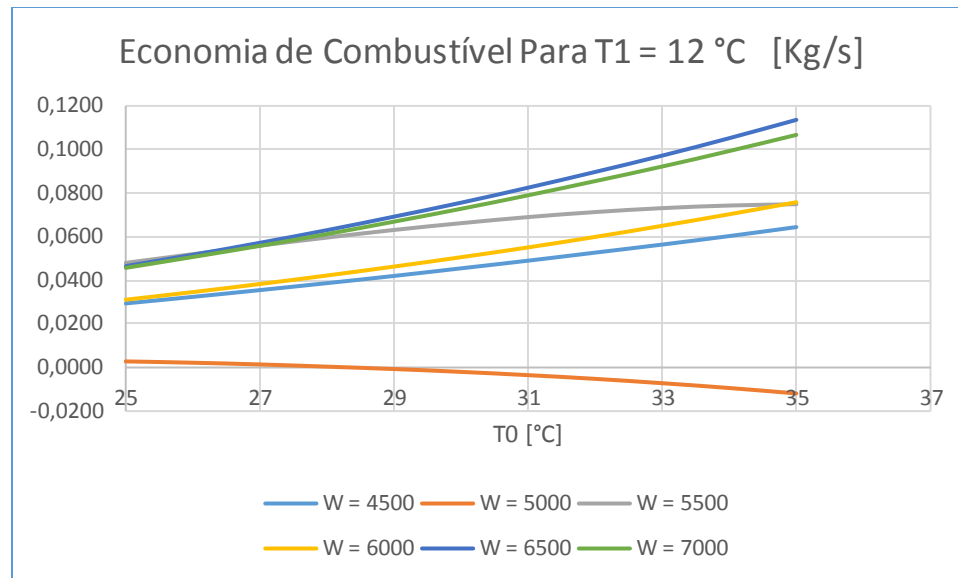


Figura 42: Economia de combustível em função da temperatura ambiente

A figura 42 nos mostra que quanto maior for a temperatura ambiente maior será a economia de combustível obtida pelo resfriamento do ar de entrada da turbina. Nota-se que os resultados obtidos para a turbina quando esta opera produzindo um trabalho líquido de 5000 KW, tem se caracterizado por valores discrepantes das demais curvas, possivelmente por algum erro na obtenção dos dados que formaram as curvas de vazão mássica e temperatura de exaustão a partir de curva da turbina.

A tabela 06 demonstra a economia de combustível que seria alcançada em determinado período de tempo (diário, mensal e anual), considerando que a turbina trabalhe produzindo uma potência líquida fixa e que a economia na vazão mássica de gás seja uma média considerando a variação da temperatura ambiente conforme demonstrado na figura 42:

Tabela 6: Estimativa da economia de combustível para potência líquida fixa

Potência líquida [KW]	Economia média [Kg/s]	Economia [Kg]		
		Diária	Mensal	Anual
4500	0,046	3.974	119.232	43.519.680
5500	0,064	5.530	165.888	60.549.120
6000	0,052	4.493	134.784	49.196.160
6500	0,077	6.653	199.584	72.848.160
7000	0,074	6.394	191.808	70.009.920

A figura 43 demonstra a variação da entalpia em função da temperatura do ar de entrada (T1) e da potência líquida. A figura 45 demonstra fluxo térmico dos gases exaustos, calculado como o produto entre a vazão mássica e a entalpia dos gases exaustos.

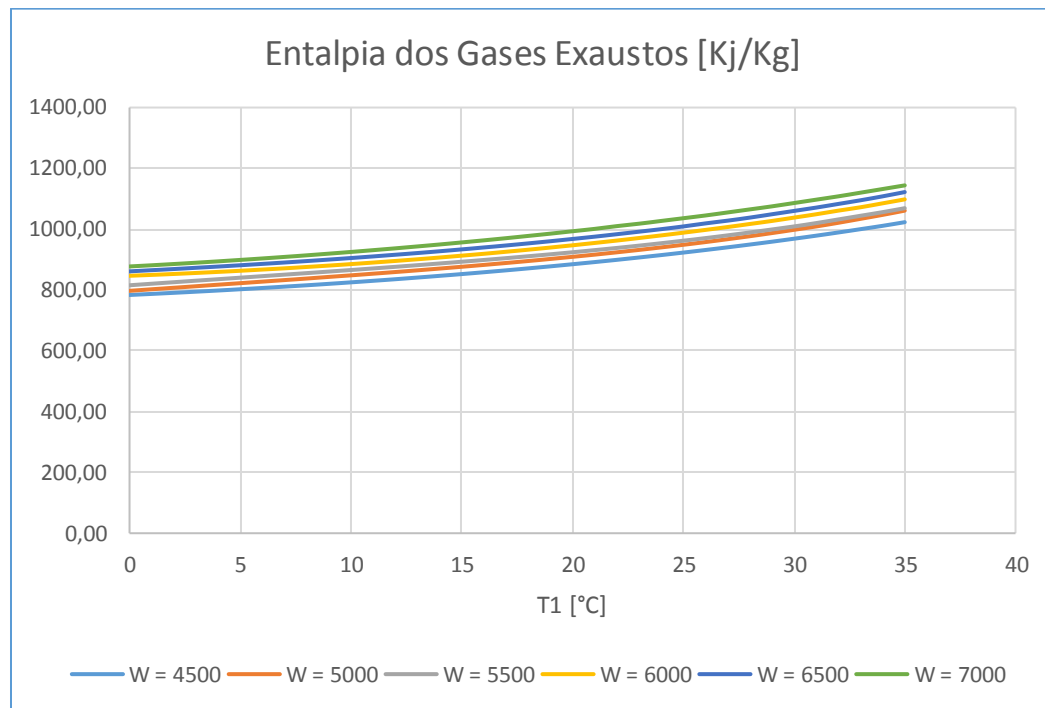


Figura 43: Resultado para turbina: entalpia dos gases exaustos

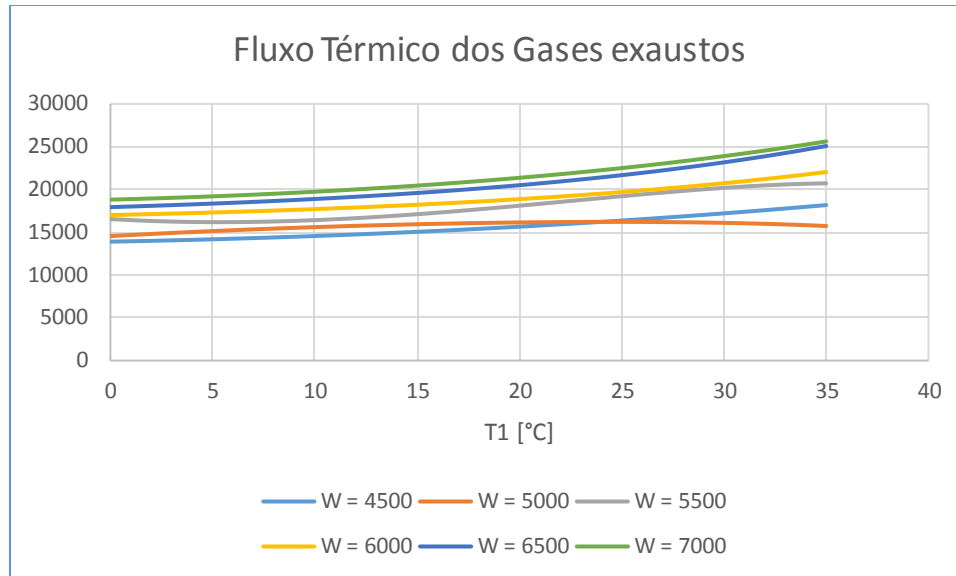


Figura 44: Resultado para turbina: fluxo térmico dos gases exaustos

A figura 45 demonstra a eficiência térmica da turbina, calculada conforme a equação 4.5. Podemos ver que há um aumento da eficiência ao se diminuir a temperatura do ar de entrada, a eficiência também aumenta quanto maior for a potência líquida produzida pela turbina.

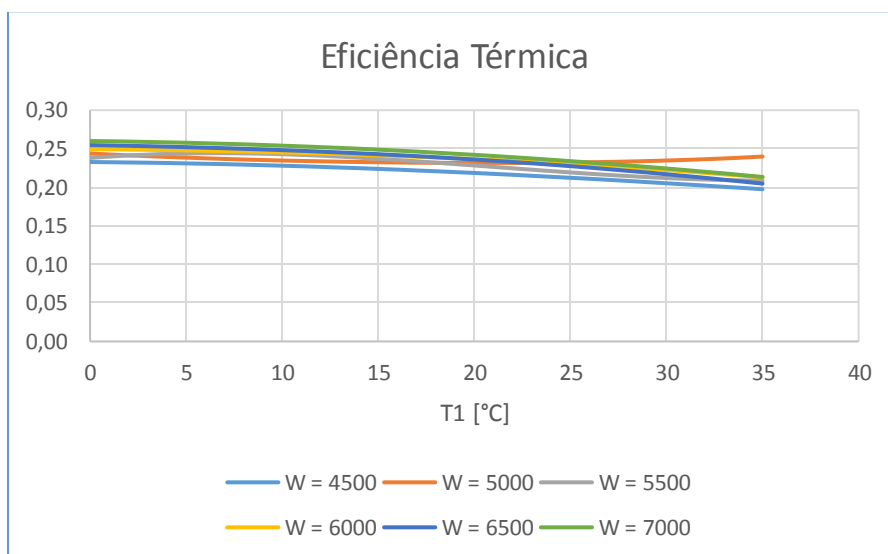


Figura 45: Resultado para turbina: Eficiência térmica

A figura 46 demonstra o Heat Rate da turbina, Parâmetro similar a eficiência, determina a quantidade de energia térmica necessária para se produzir determinado trabalho líquido durante certo intervalo de tempo.

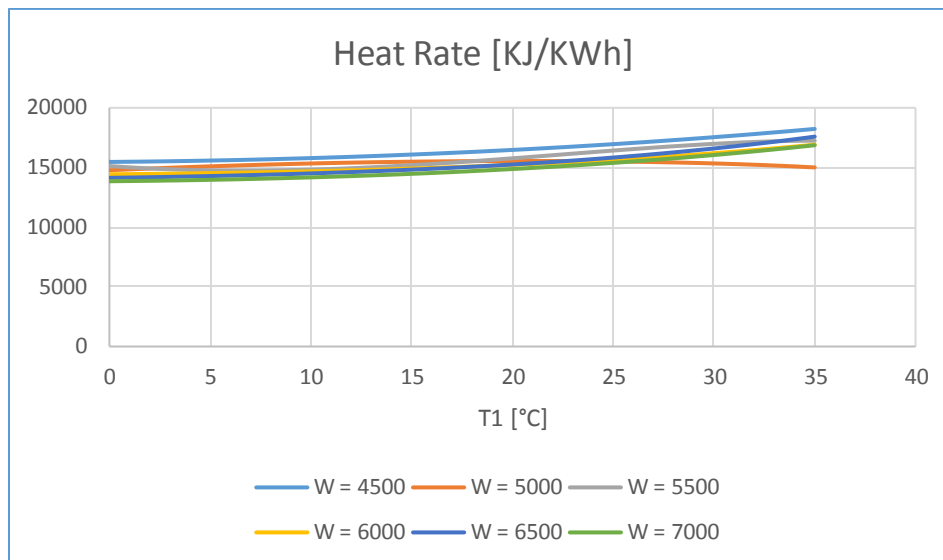


Figura 46: Resultado para turbina: Heat Rate

Por fim, a figura 47 demonstra que o resfriamento do ar de entrada da turbina, além de promover aumento da eficiência e a economia de combustível, também traz benefícios ambientais: menor quantidade de dióxido de carbono é lançado na atmosfera.

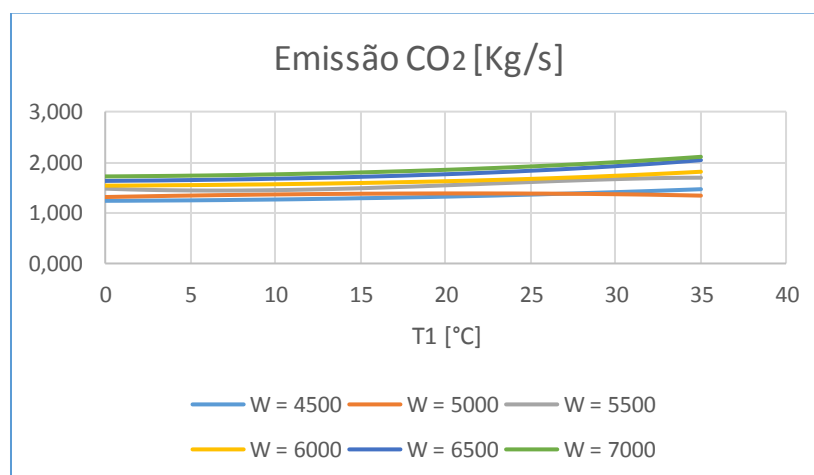


Figura 47: Resultado para turbina: emissão de gás carbônico

6.2 Sistema 1: resfriamento por chiller de absorção

O objetivo principal desta seção é estabelecer em quais condições operacionais será possível realizar o resfriamento do ar de entrada da turbina por meio chiller de absorção. O sistema analisado nesta seção é demonstrado na figura 18, vemos que a vazão mássica disponível ao chiller de absorção é função do fluxo térmico dos gases exaustos e também da vazão mássica de óleo térmico. Quanto maior a vazão de óleo térmico maior vazão de gases exaustos direcionada para o aquecedor de óleo, o que se traduz em uma menor vazão de gases disponível ao chiller.

Nesta seção será demonstrado os resultados obtidos para o rateio da vazão mássica de gases exaustos. Para cada potência líquida demonstraremos o percentual dos gases exaustos que foram escoados para o recuperador de calor (m_6), para o chiller de absorção (m_9), e o percentual que foi lançado diretamente na atmosfera (m_8). Como veremos a seguir, o rateio varia conforme a potência líquida produzida e é função da vazão mássica de óleo térmico.

A Figura 48 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 4500 KW de potência líquida.

A Figura 49 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 5000 KW de potência líquida.

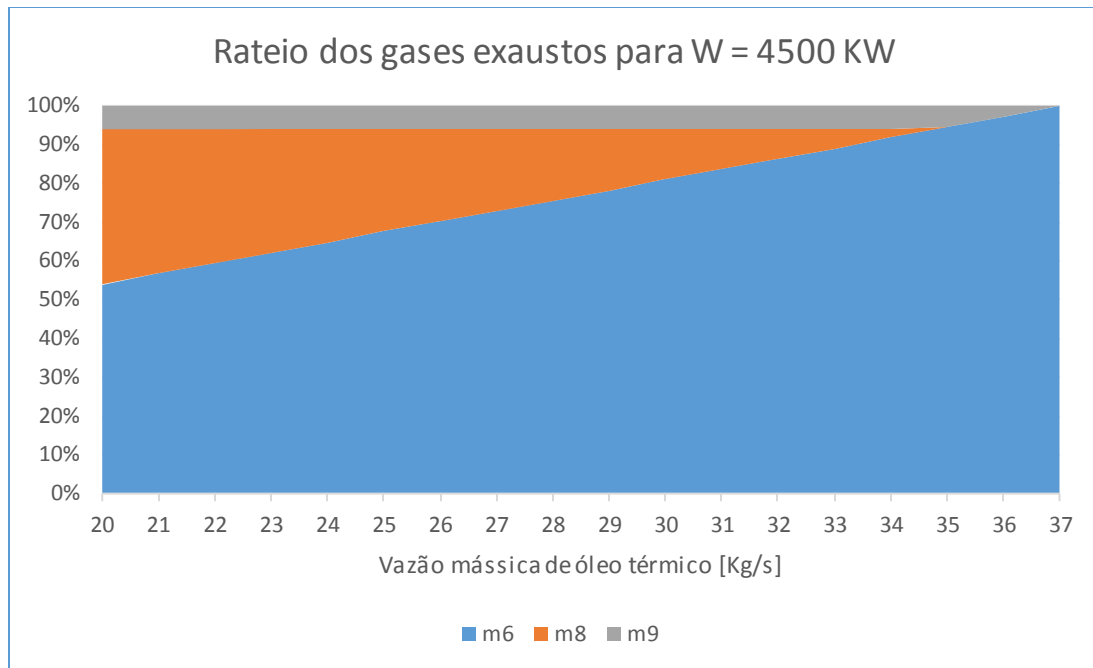


Figura 48: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 4500 KW

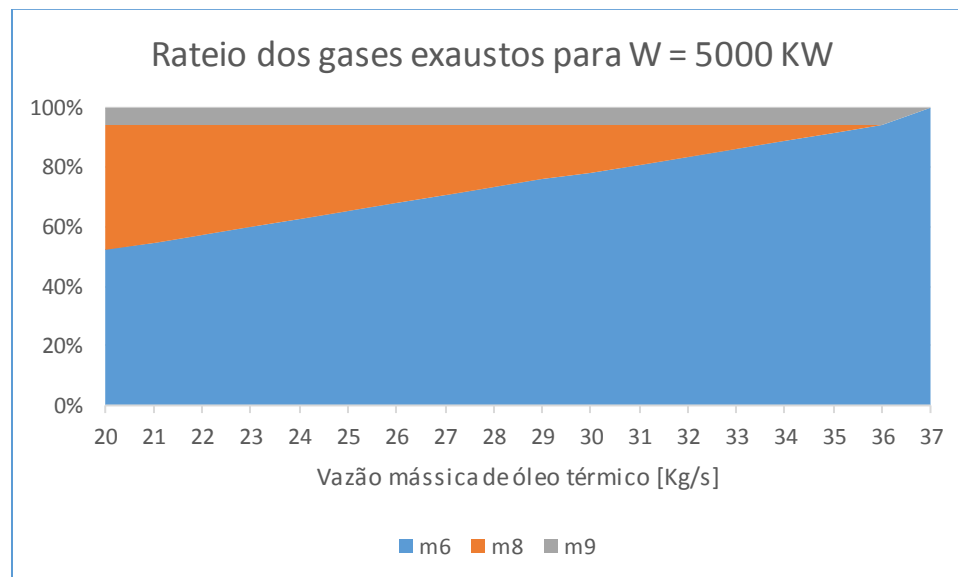


Figura 49: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 5000 KW

A Figura 50 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 5500 KW de potência líquida:

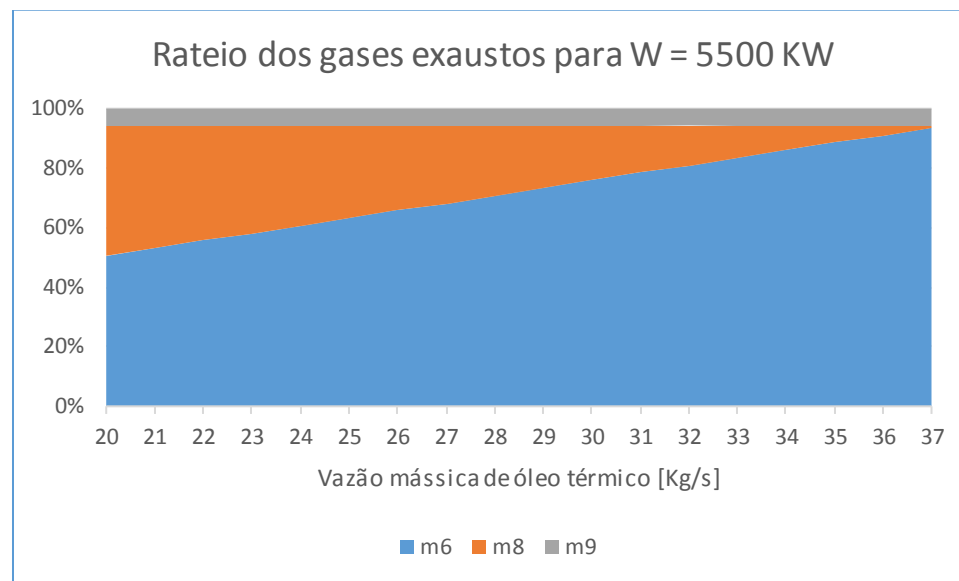


Figura 50: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 5500 KW

A Figura 51 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 6000 KW de potência líquida:

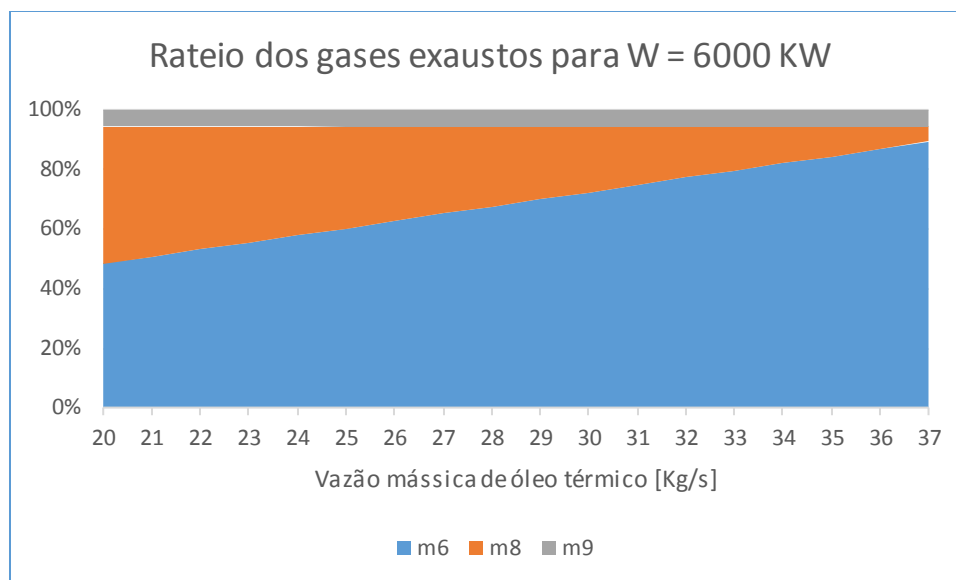


Figura 51: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 6000 KW

A Figura 52 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 6500 KW de potência líquida:

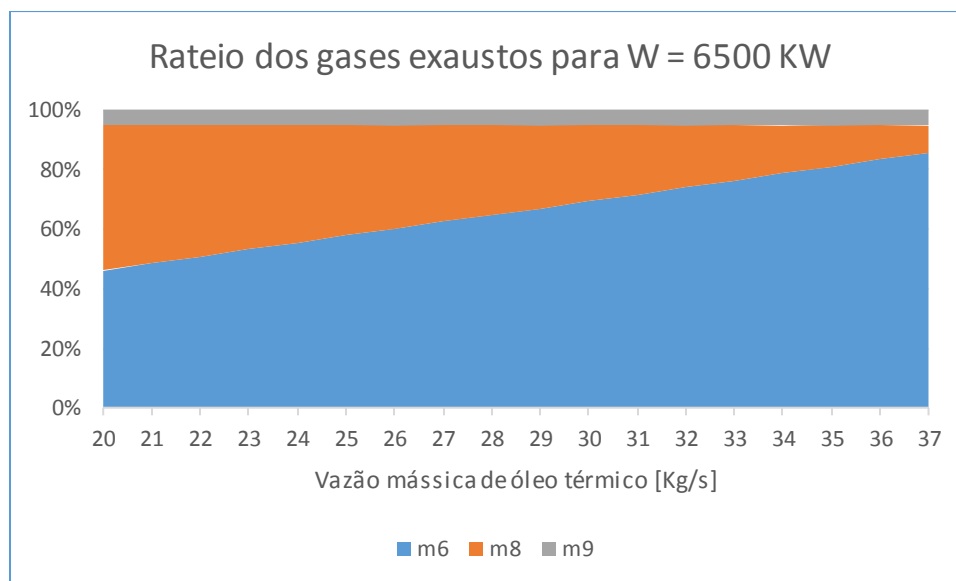


Figura 52: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 6500 KW

A Figura 53 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 7000 KW de potência líquida:

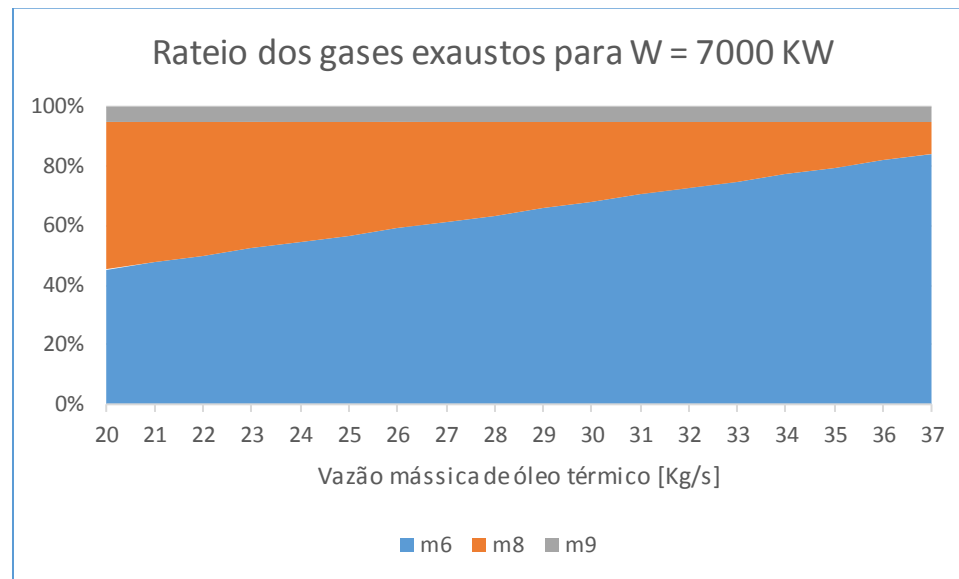


Figura 53: Sistema 1: Rateio dos gases exaustos para potência líquida de 7000 KW

A Figura 54 demonstra a vazão mássica de gases exaustos cujo o potencial térmico não foi aproveitado no sistema:

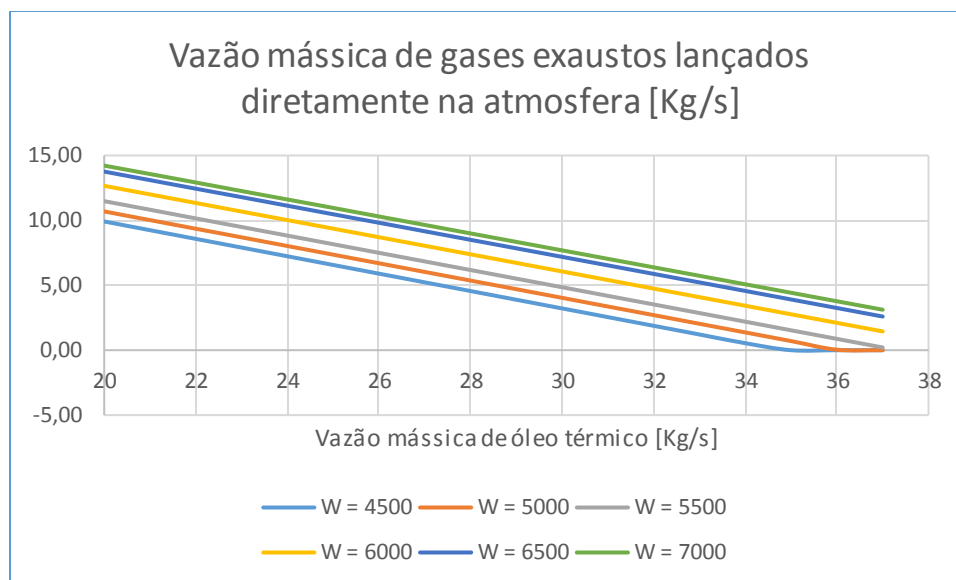


Figura 54: Sistema1: Vazão de gases exaustos lançados diretamente na atmosfera

6.3 Sistema com resfriamento por chiller mecânico

O objetivo principal desta seção é estabelecer em quais condições operacionais será possível realizar o resfriamento do ar de entrada da turbina por meio chiller mecânico. O sistema analisado nesta seção é demonstrado na figura 19, vemos que a vazão mássica disponível ao recuperador de calor que aquece a tomada de óleo térmico após esta ceder energia ao ORC é função do fluxo térmico dos gases exaustos e também da vazão mássica de óleo térmico. Quanto maior a vazão de óleo térmico maior vazão de gases exaustos direcionada para o aquecedor de óleo principal (simbolizado por m6 na figura 19), o que se traduz em uma menor vazão de gases exaustos disponível ao recuperador de calor secundário (simbolizado por m9 na figura 19).

Nesta seção é apresentado os resultados obtidos para o rateio da vazão mássica de gases exaustos. Para cada potência líquida é demonstrado o percentual dos gases exaustos

que foram escoados para o recuperador de calor principal (m6), para o recuperador de calor secundário (m9), e o percentual que foi lançado diretamente na atmosfera (m8). Como veremos a seguir, o rateio varia conforme a potência líquida produzida e é função da vazão mássica de óleo térmico. A Figura 55 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 4500 KW de potência líquida:

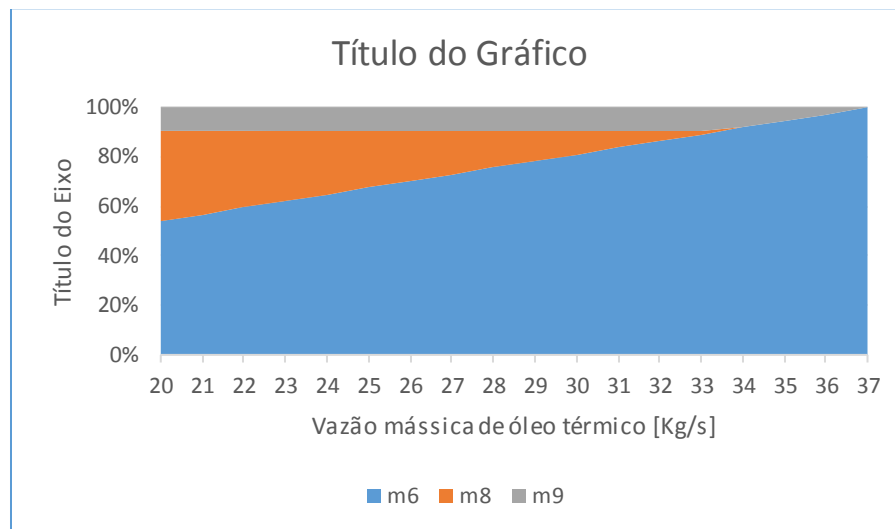


Figura 55: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para $W = 5000$ KW

A Figura 56 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 5000 KW de potência líquida:

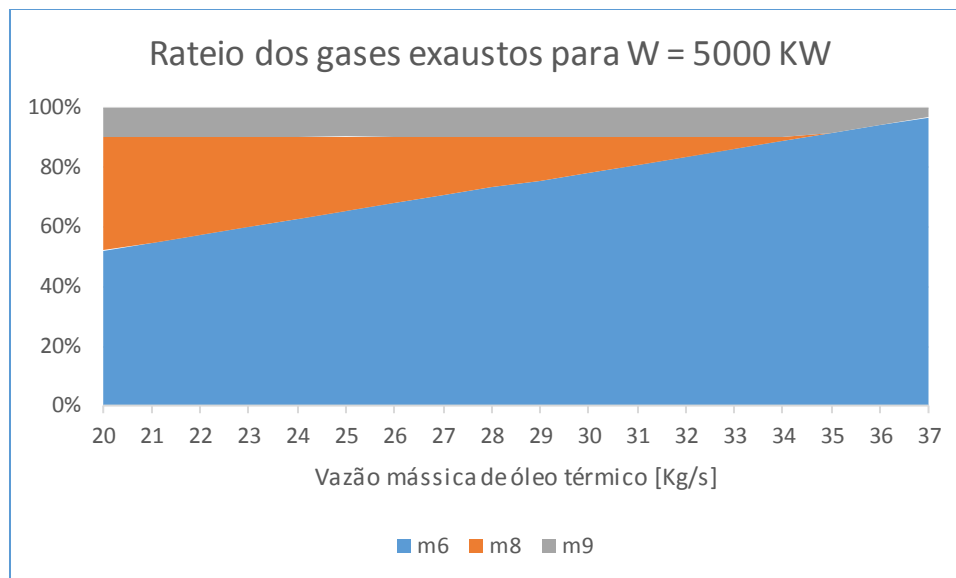


Figura 56: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para $W = 5000 \text{ KW}$

A Figura 57 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 5500 KW de potência líquida:

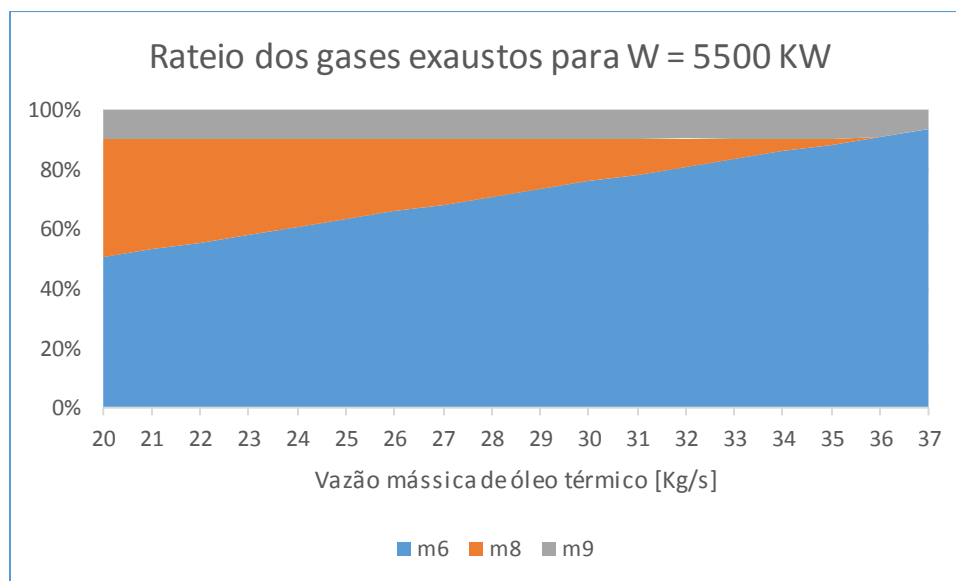


Figura 57: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para $W = 5500 \text{ KW}$

A Figura 58 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 6000 KW de potência líquida:

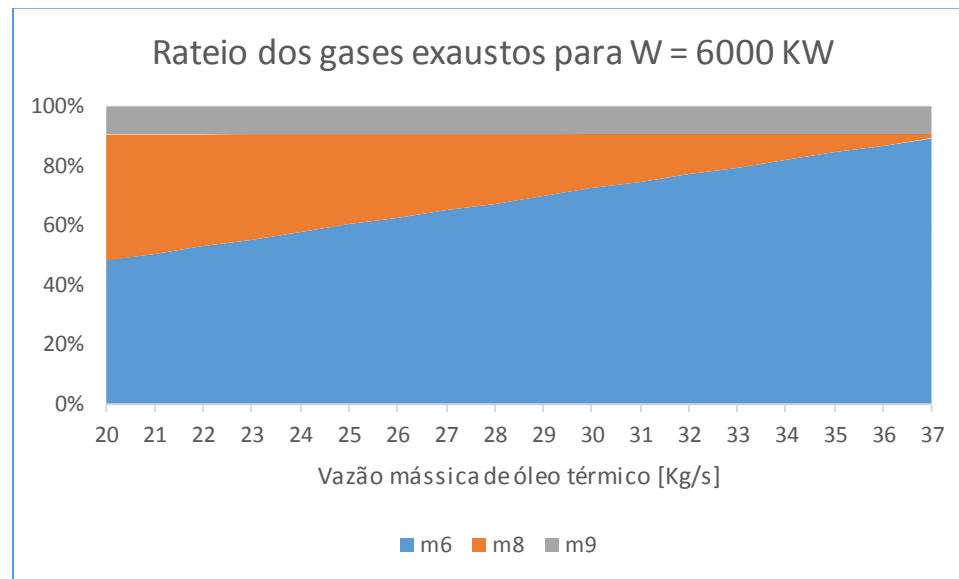


Figura 58: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para $W = 6000$ KW

A Figura 59 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 6500 KW de potência líquida:

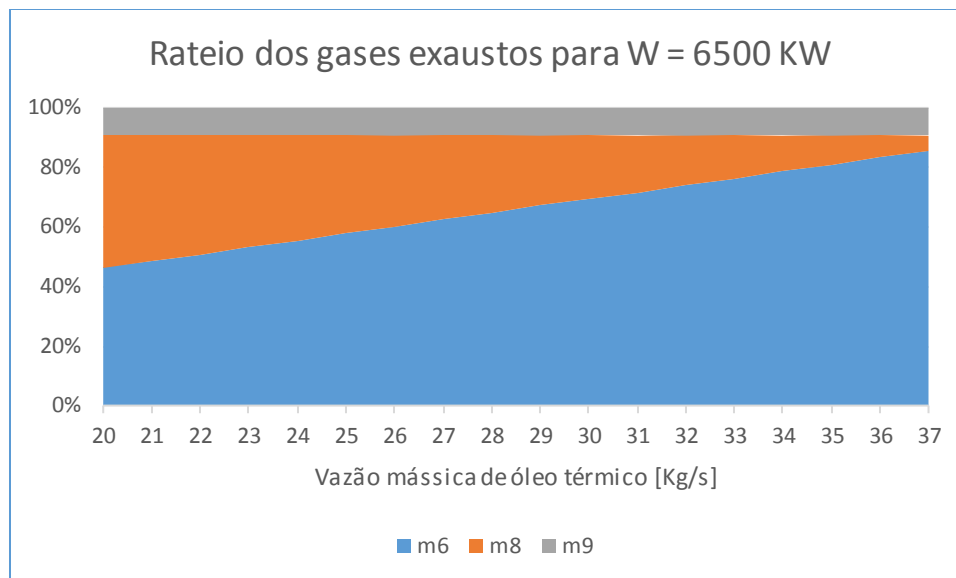


Figura 59: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para $W = 6500 \text{ KW}$

A Figura 60 demonstra o rateio dos gases exaustos quando a turbina a gás opera produzindo 7000 KW de potência líquida:

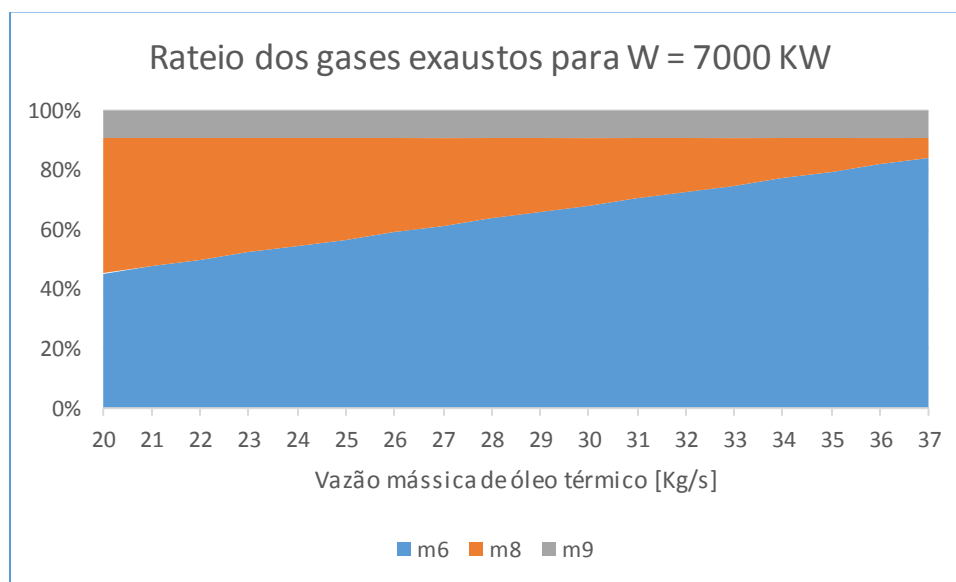


Figura 60: Sistema 2 – Rateio dos gases exaustos para $W = 7000 \text{ KW}$

A Figura 61 demonstra a vazão mássica de gases exaustos cujo o potencial térmico não foi aproveitado no sistema:

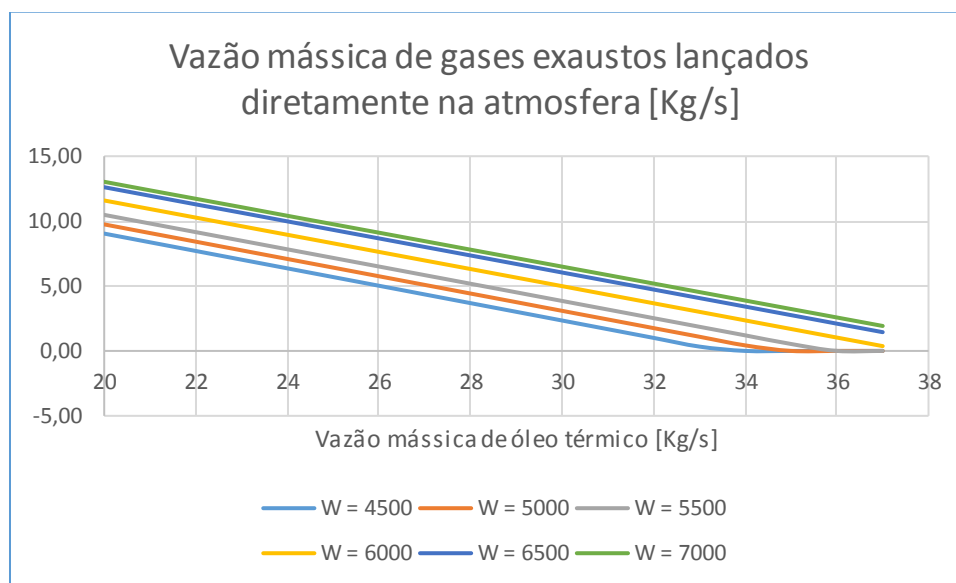


Figura 61: Sistema 2– Vazão de gases exaustos lançados diretamente na atmosfera

Conclusão e trabalhos futuros

Os resultados obtidos para a turbina a gás foram satisfatórios e conforme o esperado. Foi possível observar que ao resfriar o ar de entrada da turbina, houve o aumento da eficiência térmica da turbina e o decréscimo do consumo de gás combustível, além do Heat Rate. Ao analisar a tabela 06, é possível concluir que a economia de combustível tem valores consideráveis, quanto maior a temperatura ambiente maior a economia de combustível obtida. Tal energia não deve ser desconsiderada, principalmente em países quentes como o Brasil. Também é possível concluir que o resfriamento do ar de entrada possui benefícios ambientais, pois reduz a emissão de CO₂.

Ao analisar os resultados obtidos, demonstrados no capítulo 6, é possível observar que as duas propostas de modificações no sistema são similares quanto ao cumprimento de seu objetivo fim, ou seja, ambas conseguem resfriar o ar de entrada da turbina satisfatoriamente, resfriando o ar de entrada a 12 °C, logo as mesmas economias de combustível seriam alcançadas pelos dois sistemas.

Ambos os sistemas têm o fluxo de gases exaustos disponível para fornecer a energia necessária ao funcionamento dos equipamentos de forma satisfatória, conseguindo operar na maior parte do range de vazão de óleo térmico. Apenas para a combinação de altas vazões de óleo térmico junto a um baixo potencial térmico dos gases exaustos (quando a turbina opera produzindo uma potência líquida menor que 5000 KW), não houve vazão de gases disponível ao acionamento do chiller de absorção ou ORC

Como sugestão de trabalhos futuros ficam a análise econômica dos sistemas e o aproveitamento dos gases exaustos para gerar energia em ciclo rankine convencional.

Bibliografia

ALMEIDA, E. L. F. e OLIVEIRA, A. *Developing the gas industry in Brazil: Competition or Regulation?* *Minerals & Energy*, vol.5, n.3; 2005.

BATHIE, W.W. *Fundamentals of Gas Turbine*. 2nd Edition, John Wiley & Sons, 1995.

BOYCE, M. P. *Gas Turbine Engineering Handbook*. Gulf Professional Publishing, 2002.

H. COHEN, G. R. *Gas Turbine Theory*. Longman Group Limited, 1996.

MARANHÃO, R. *A importância do gás natural*. Rio de Janeiro. IE-UFRJ, IFES nº1367, 2004

MOKHATAB, S. e POE, W. *Handbook of Natural Gas Transmission and Processing*. 2nd Edição, Elsevier Science & Technology; 2012.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. *Princípios de Termodinâmica para*. Engenharia, LTC, 6ªEd., 2009

QUOILIN, S. et Al. *Expansion machine and fluid selection for the Organic Rankine Cycle*. 2010

The Gas Turbine Handbook, US Department of Energy, 2006

Apêndice A – Código desenvolvido no EES

Sistema: resfriamento por chiller de absorção (W = 4500 KW)

"Desenvolvido por: Bruno Rorigues Lellis / DATA de modificação: 07/09/2016"

"*****"

" SISTEMA - 01 / Turbina SGT - 200 / Chiller de Absorção BROAD TUMA / Trabalho Líquido: 4,5 [MW] "

"*****"

"*****"

"Condições Ambientais:"

"*****"

"Pressão Atmosférica [KPa] "

P0 = 101,325

"Temperatura ambiente [°C] "

T0 = 30

"Umidade relativa [%] "

UR = 0,6

"composição molar Ar atmosférico em base seca"

xO2 = 0,2099

xN2 = 0,7804

xAR = 0,0094

xCO2 = 0,0003

"*****"

"Dados de entrada"

"*****"

"Temperatura do ar após resfriamento"

T1 = 22

"Trabalho líquido produzido pela TG"

W_liq = 4500

"Dados provenientes da curva da turbina"

"Curva da temperatura dos gases de exaustão"

$T5 = A0 + A1 \cdot T1 + A2 \cdot T1^2 + A3 \cdot T1^3$

A0 = 386,375

A1 = 1,608333

A2 = 0,025

A3 = -0,00033

"Curva da vazão mássica de gases exaustos"

$mg = B0 + B1 \cdot T1 + B2 \cdot T1^2 + B3 \cdot T1^3$

B0 = 25,6125

B1 = -0,07742

B2 = 0,0011

B3 = -0,000023

"Dados do sistema"

"Pressão"

$$P1 = P0 \cdot (1 - DP_{\text{cooler}})$$

$$P5 = P0 \cdot (1 + DP_{\text{whru}})$$

$$P6 = P5$$

$$P7 = P0$$

$$P8 = P5$$

$$P9 = P5$$

$$P10 = P5$$

$$P11 = P0$$

"Perda de carga"

$$DP_{\text{cooler}} = 0$$

"Perda de carga no resfriador de ar da turbina"

$$DP_{\text{whru}} = 0$$

"Perda de Carga na câmara de combustão"

"Temperatura de entrada dos gases no chiller"

$$T10 = 300$$

"Temperatura de saída dos gases no chiller"

$$T11 = 120$$

"Temperatura de entrada do óleo"

$$T_{\text{eo}} = 142$$

"Temperatura de saída do óleo"

$$T_{\text{so}} = 209$$

"Temperatura dos gases após troca de calor com o óleo"

$$T7 = T5 - 227$$

"Vazão mássica de óleo Termico"

$$m_{\text{ot}} = 33,33$$

"Combustível"

"percentual molar (datasheet da turbina)"

$$MET = 0,0346$$

"Metano"

$$ETA = 0,9454$$

"Etano"

$$PROP = 0,015$$

"Propano"

$$CO2 = 0,005$$

"Dióxido de Carbono"

"Poder Calorífico Inferior [KJ/Kg.°C]"

$$PCI = 47179$$

"Razão Ar/Combustível"

$$AC = 16,18$$

"Fração Mássica do Combustível"

$$f_{m_ETA} = ETA \cdot (MW_{ETA} / MW_{\text{comb}})$$

$$f_{m_MET} = MET \cdot (MW_{MET} / MW_{\text{comb}})$$

$$f_{m_PROP} = PROP \cdot (MW_{PROP} / MW_{\text{comb}})$$

$$f_{m_CO2} = CO2 \cdot (MW_{CO2} / MW_{\text{comb}})$$

$$sf_{m_comb} = f_{m_ETA} + f_{m_MET} + f_{m_PROP} + f_{m_CO2}$$

"Entalpia do combustível:"

$$h_{_ETA} = \text{Enthalpy}(\text{Ethane}; T=T0; P=12 \cdot P0)$$

$$h_{_MET} = \text{Enthalpy}(\text{Methane}; T=T0; P=12 \cdot P0)$$

$$h_{_PROP} = \text{Enthalpy}(\text{Propane}; T=T0; P=12 \cdot P0)$$

```

h_CO2 =Enthalpy(CarbonDioxide;T=T0;P=12*P0)
h_comb = fm_ETA*h_ETA + fm_MET*h_MET + fm_PROP*h_PROP + fm_CO2*h_CO2
"Entropia do combustível:"
s_ETA =Entropy(Ethane;T=T0;P=12*P0)
s_MET =Entropy(Methane;T=T0;P=12*P0)
s_PROP =Entropy(Propane;T=T0;P=12*P0)
s_CO2 =Entropy(CarbonDioxide;T=T0;P=12*P0)
s_comb = fm_ETA*s_ETA + fm_MET*s_MET + fm_PROP*s_PROP + fm_CO2*s_CO2
"Entalpia de referência combustível:"
href_ETA =Enthalpy(Ethane;T=T0;P=P0)
href_MET =Enthalpy(Methane;T=T0;P=P0)
href_PROP =Enthalpy(Propane;T=T0;P=P0)
href_CO2 =Enthalpy(CarbonDioxide;T=T0;P=P0)
href_comb = fm_ETA*href_ETA + fm_MET*href_MET + fm_PROP*href_PROP + fm_CO2*href_CO2
"Entropia de referência do combustível:"
sref_ETA =Entropy(Ethane;T=T0;P=P0)
sref_MET =Entropy(Methane;T=T0;P=P0)
sref_PROP =Entropy(Propane;T=T0;P=P0)
sref_CO2 =Entropy(CarbonDioxide;T=T0;P=P0)
sref_comb = fm_ETA*sref_ETA + fm_MET*sref_MET + fm_PROP*sref_PROP + fm_CO2*sref_CO2

"*****"
"Ar Atmosférico úmido"
"*****"
"Composição molar base úmida"
xO2u = xO2*(1 - UR*(Psat/P1))
xN2u = xN2*(1 - UR*(Psat/P1))
xARu = xAR*(1 - UR*(Psat/P1))
xCO2u = xCO2*(1 - UR*(Psat/P1))
xH2Ou = UR*(Psat/P1)
Psat = P_sat(Water;T=T1)
"Fração Mássica Ar Úmido"
fmO2u = xO2u*(MWO2/MWaru)
fmN2u = xN2u*(MWN2/MWaru)
fmARu = xARu*(MWAR/MWaru)
fmCO2u = xCO2u*(MWCO2/MWaru)
fmH2Ou = xH2Ou*(MWH2O/MWaru)
sfm_aru = fmO2u + fmN2u + fmARu + fmCO2u + fmH2Ou
"Entalpia após resfriamento"
"[Pressão parcial]"
P1_O2 = xO2u*P1
P1_N2 = xN2u*P1
P1_AR = xARu*P1
P1_CO2 = xCO2u*P1
P1_H2O = xH2Ou*P1
"Entalpia entrada do expensor 1"
h1_O2=Enthalpy(Oxygen;T= T1;P=P1_O2)
h1_N2=Enthalpy(Nitrogen;T= T1;P=P1_N2)
h1_AR=Enthalpy(Argon;T= T1;P=P1_AR)
h1_CO2=Enthalpy(CarbonDioxide;T= T1;P=P1_CO2)
h1_H2O=Enthalpy(Water;T= T1;P=P1_O2)
h1 = fmO2u*h1_O2 + fmN2u*h1_N2 + fmARu*h1_AR + fmCO2u*h1_CO2 + fmH2Ou*h1_H2O
"Entropia entrada do expensor 1"
s1_O2=Entropy(Oxygen;T=T1;P=P1_O2)

```

```

s1_N2=Entropy(Nitrogen;T=T1;P=P1_N2)
s1_AR=Entropy(Argon;T=T1;P=P1_AR)
s1_CO2=Entropy(CarbonDioxide;T=T1;P=P1_CO2)
s1_H2O=Entropy(Water;T=T1;P=P1_O2)
s1 = fmO2u*s1_O2 + fmN2u*s1_N2 + fmARu*s1_AR + fmCO2u*s1_CO2 + fmH2Ou*s1_H2O

```

"Massas Moleculares"

"Massa Molecular dos componentes do ar"

```

MWO2 = MolarMass(Oxygen)
MWN2 = MolarMass(Nitrogen)
MWAR = MolarMass(Argon)
MWCO2 = MolarMass(CarbonDioxide)
MWH2O = MolarMass(Water)

```

"Massa molecular do combustível"

```

MWMET=MolarMass(Methane)
MWETA=MolarMass(Ethane)
MWPROP=MolarMass(Propane)
MWcomb = ETA*MWETA + MET*MWMET + PROP*MWPROP + CO2*MWCO2

```

"massa Molecular do Ar úmido"

```

MWARu = xO2u*MWO2 + xN2u*MWN2 + xARu*MWAR + xCO2u*MWCO2 + xH2Ou*MWH2O

```

***** ITERAÇÃO 1 *****

"Determinação das vazões mássicas"

```

h5_1 = Enthalpy(Air;T=T5)

```

```

E_1 = mg*h5_1 + W_liq

```

```

mc_11*(PCI + h_comb) = E_1
mar_11 = mg - mc_11
mar_11*h1 + mc_12*(PCI + h_comb) = E_1
mar_12 = mg - mc_12
mar_12*h1 + mc_13*(PCI + h_comb) = E_1
mar_13 = mg - mc_13
mar_13*h1 + mc_14*(PCI + h_comb) = E_1
mar_14 = mg - mc_14
mar_14*h1 + mc_1*(PCI + h_comb) = E_1
mar_1 = mg - mc_1

```

"Excesso de Ar"

```

AC*Alfa_1 = mar_1/mc_1

```

"COMBUSTÃO"

```

"MET*CH4 + ETA*C2H6 + PROP*C3H8 + CO2*CO2 + (1 + Alfa_01)*AC*( xCO2u*CO2 + xH2Ou + xARu*AR +
xN2u*N2 + xO2u*O2) ==> xCO2e_1*CO2 + xH2Oe_1*H2O + xARE_1*AR + xN2e_1*N2 + xO2e_1*O2"

```

```

MET + 2*ETA + 3*PROP + CO2 + AC* Alfa_1*xCO2u = xCO2e_1
4*MET + 6*ETA + 8*PROP + Alfa_1*AC*2*xH2Ou = xH2Oe_1
2*CO2 + Alfa_1*AC*(2*xCO2u + xH2Ou + 2*xO2u) = 2*xCO2e_1 + xH2Oe_1 + 2*xO2e_1
Alfa_1*AC*xARu = xARE_1
Alfa_1*AC*xN2u = xN2e_1

```

"Fração molar dos Gases de exaustão"

$$\begin{aligned}xO2g_1 &= xO2e_1/(xCO2e_1 + xH2Oe_1 + xARe_1 + xN2e_1 + xO2e_1) \\xN2g_1 &= xN2e_1/(xCO2e_1 + xH2Oe_1 + xARe_1 + xN2e_1 + xO2e_1) \\xARg_1 &= xARe_1/(xCO2e_1 + xH2Oe_1 + xARe_1 + xN2e_1 + xO2e_1) \\xCO2g_1 &= xCO2e_1/(xCO2e_1 + xH2Oe_1 + xARe_1 + xN2e_1 + xO2e_1) \\xH2Og_1 &= xH2Oe_1/(xCO2e_1 + xH2Oe_1 + xARe_1 + xN2e_1 + xO2e_1)\end{aligned}$$

"Fração mássica dos Gases de exaustão"

$$\begin{aligned}fmN2g_1 &= xN2g_1*(MWN2 / MWgex_1) \\fmARg_1 &= xARg_1*(MWAR / MWgex_1) \\fmCO2g_1 &= xCO2g_1*(MWCO2 / MWgex_1) \\fmH2Og_1 &= xH2Og_1*(MWH2O / MWgex_1) \\fmO2g_1 &= xO2g_1*(MWO2 / MWgex_1)\end{aligned}$$

"massa Molar Gases Exaustão"

$$MWgex_1 = xN2g_1*MWN2 + xARg_1*MWAR + xCO2g_1*MWCO2 + xH2Og_1*MWH2O + xO2g_1*MWO2$$

"Pressões - Fluido: gases de exaustão"

"Saída do Expansor 2 - [5]"

$$\begin{aligned}P15_O2 &= xO2g_1*P5 \\P15_N2 &= xN2g_1*P5 \\P15_AR &= xARg_1*P5 \\P15_CO2 &= xCO2g_1*P5 \\P15_H2O &= xH2Og_1*P5\end{aligned}$$

"Entalpia saída do expansor 2 - (exaustão da turbina)"

$$\begin{aligned}h15_O2 &= \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T5; P=P15_O2) \\h15_N2 &= \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T5; P=P15_N2) \\h15_AR &= \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T=T5; P=P15_AR) \\h15_CO2 &= \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T5; P=P15_CO2) \\h15_H2O &= \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T5; P=P15_O2) \\h15 &= fmO2g_1*h15_O2 + fmN2g_1*h15_N2 + fmARg_1*h15_AR + fmCO2g_1*h15_CO2 + \\&fmH2Og_1*h15_H2O\end{aligned}$$

***** ITERAÇÃO 2 *****

"Determinação das vazões mássicas"

$$h5_2 = h15$$

$$E_2 = mg*h5_2 + W_liq$$

$$\begin{aligned}mc_21*(PCI + h_comb) &= E_2 \\mar_21 &= mg - mc_21 \\mar_21*h1 + mc_22*(PCI + h_comb) &= E_2 \\mar_22 &= mg - mc_22 \\mar_22*h1 + mc_23*(PCI + h_comb) &= E_2 \\mar_23 &= mg - mc_23 \\mar_23*h1 + mc_24*(PCI + h_comb) &= E_2 \\mar_24 &= mg - mc_24 \\mar_24*h1 + mc_2*(PCI + h_comb) &= E_2 \\mar_2 &= mg - mc_2\end{aligned}$$

"Excesso de Ar"

$$AC*Alfa_2 = mar_2/mc_2$$

"COMBUSTÃO"

"MET*CH₄ + ETA*C₂H₆ + PROP*C₃H₈ + CO₂*CO₂ + (1 + Alfa_2)*AC*(xCO_{2u}*CO₂ + xH_{2Ou} + xARu*AR + xN_{2u}*N₂ + xO_{2u}*O₂) ==> xCO_{2e_2}*CO₂ + xH_{2Oe_2}*H_{2O} + xARe_2*AR + xN_{2e_2}*N₂ + xO_{2e_2}*O₂"

MET + 2*ETA + 3*PROP + CO₂ + AC* Alfa_2*xCO_{2u} = xCO_{2e_2}

4*MET + 6*ETA + 8*PROP + Alfa_2*AC*2*xH_{2Ou} = xH_{2Oe_2}

2*CO₂ + Alfa_2*AC*(2*xCO_{2u} + xH_{2Ou} + 2*xO_{2u}) = 2*xCO_{2e_2} + xH_{2Oe_2} + 2*xO_{2e_2}

Alfa_2*AC*xARu = xARe_2

Alfa_2*AC*xN_{2u} = xN_{2e_2}

"Fração molar dos Gases de exaustão"

xO_{2g_2} = xO_{2e_2}/(xCO_{2e_2} + xH_{2Oe_2} + xARe_2 + xN_{2e_2} + xO_{2e_2})

xN_{2g_2} = xN_{2e_2}/(xCO_{2e_2} + xH_{2Oe_2} + xARe_2 + xN_{2e_2} + xO_{2e_2})

xARg_2 = xARe_2/(xCO_{2e_2} + xH_{2Oe_2} + xARe_2 + xN_{2e_2} + xO_{2e_2})

xCO_{2g_2} = xCO_{2e_2}/(xCO_{2e_2} + xH_{2Oe_2} + xARe_2 + xN_{2e_2} + xO_{2e_2})

xH_{2Og_2} = xH_{2Oe_2}/(xCO_{2e_2} + xH_{2Oe_2} + xARe_2 + xN_{2e_2} + xO_{2e_2})

"Fração mássica dos Gases de exaustão"

fmN_{2g_2} = xN_{2g_2}*(MWN₂ / MWgex_2)

fmARg_2 = xARg_2*(MWAR / MWgex_2)

fmCO_{2g_2} = xCO_{2g_2}*(MWCO₂ / MWgex_2)

fmH_{2Og_2} = xH_{2Og_2}*(MWH_{2O} / MWgex_2)

fmO_{2g_2} = xO_{2g_2}*(MWO₂ / MWgex_2)

"massa Molar Gases Exaustão"

MWgex_2 = xN_{2g_2}*MWN₂ + xARg_2*MWAR + xCO_{2g_2}*MWCO₂ + xH_{2Og_2}*MWH_{2O} + xO_{2g_2}*MWO₂

"Pressões - Fluido: gases de exaustão"

"Saída do Expansor 2 - [5]"

P_{25_O2} = xO_{2g_2}*P₅

P_{25_N2} = xN_{2g_2}*P₅

P_{25_AR} = xARg_2*P₅

P_{25_CO2} = xCO_{2g_2}*P₅

P_{25_H2O} = xH_{2Og_2}*P₅

"Entalpia saída do expansor 2 - (exaustão da turbina)"

h_{25_O2}=Enthalpy(Oxygen;T=T₅;P=P_{25_O2})

h_{25_N2}=Enthalpy(Nitrogen;T=T₅;P=P_{25_N2})

h_{25_AR}=Enthalpy(Argon;T=T₅;P=P_{25_AR})

h_{25_CO2}=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T₅;P=P_{25_CO2})

h_{25_H2O}=Enthalpy(Water;T=T₅;P=P_{25_O2})

h₂₅ = fmO_{2g_2}*h_{25_O2} + fmN_{2g_2}*h_{25_N2} + fmARg_2*h_{25_AR} + fmCO_{2g_2}*h_{25_CO2} + fmH_{2Og_2}*h_{25_H2O}

***** ITERAÇÃO 3 *****

"Determinação das vazões mássicas"

h_{5_3} = h₂₅

E₃ = mg*h_{5_3} + W_{liq}

mc₃₁*(PCI + h_{comb}) = E₃

mar₃₁ = mg - mc₃₁

mar₃₁*h₁ + mc₃₂*(PCI + h_{comb}) = E₃

mar₃₂ = mg - mc₃₂

$mar_32 \cdot h1 + mc_33 \cdot (PCI + h_comb) = E_3$
 $mar_33 = mg - mc_33$
 $mar_33 \cdot h1 + mc_34 \cdot (PCI + h_comb) = E_3$
 $mar_34 = mg - mc_34$
 $mar_34 \cdot h1 + mc_3 \cdot (PCI + h_comb) = E_3$
 $mar_3 = mg - mc_3$

"Excesso de Ar"

$AC \cdot Alfa_3 = mar_3 / mc_3$

" $MET \cdot CH_4 + ETA \cdot C_2H_6 + PROP \cdot C_3H_8 + CO_2 \cdot CO_2 + (1 + Alfa_3) \cdot AC \cdot (xCO_{2u} \cdot CO_2 + xH_{2Ou} + xARu \cdot AR + xN_{2u} \cdot N_2 + xO_{2u} \cdot O_2) ==> xCO_{2e_3} \cdot CO_2 + xH_{2Oe_3} \cdot H_2O + xARe_3 \cdot AR + xN_{2e_3} \cdot N_2 + xO_{2e_3} \cdot O_2$ "

$MET + 2 \cdot ETA + 3 \cdot PROP + CO_2 + AC \cdot Alfa_3 \cdot xCO_{2u} = xCO_{2e_3}$

$4 \cdot MET + 6 \cdot ETA + 8 \cdot PROP + Alfa_3 \cdot AC \cdot 2 \cdot xH_{2Ou} = xH_{2Oe_3}$

$2 \cdot CO_2 + Alfa_3 \cdot AC \cdot (2 \cdot xCO_{2u} + xH_{2Ou} + 2 \cdot xO_{2u}) = 2 \cdot xCO_{2e_3} + xH_{2Oe_3} + 2 \cdot xO_{2e_3}$

$Alfa_3 \cdot AC \cdot xARu = xARe_3$

$Alfa_3 \cdot AC \cdot xN_{2u} = xN_{2e_3}$

"Fração molar dos Gases de exaustão"

$xO_{2g_3} = xO_{2e_3} / (xCO_{2e_3} + xH_{2Oe_3} + xARe_3 + xN_{2e_3} + xO_{2e_3})$

$xN_{2g_3} = xN_{2e_3} / (xCO_{2e_3} + xH_{2Oe_3} + xARe_3 + xN_{2e_3} + xO_{2e_3})$

$xARg_3 = xARe_3 / (xCO_{2e_3} + xH_{2Oe_3} + xARe_3 + xN_{2e_3} + xO_{2e_3})$

$xCO_{2g_3} = xCO_{2e_3} / (xCO_{2e_3} + xH_{2Oe_3} + xARe_3 + xN_{2e_3} + xO_{2e_3})$

$xH_{2Og_3} = xH_{2Oe_3} / (xCO_{2e_3} + xH_{2Oe_3} + xARe_3 + xN_{2e_3} + xO_{2e_3})$

"Fração mássica dos Gases de exaustão"

$fmN_{2g_3} = xN_{2g_3} \cdot (MW_{N2} / MW_{gex_3})$

$fmARg_3 = xARg_3 \cdot (MW_{AR} / MW_{gex_3})$

$fmCO_{2g_3} = xCO_{2g_3} \cdot (MW_{CO2} / MW_{gex_3})$

$fmH_{2Og_3} = xH_{2Og_3} \cdot (MW_{H2O} / MW_{gex_3})$

$fmO_{2g_3} = xO_{2g_3} \cdot (MW_{O2} / MW_{gex_3})$

"massa Molar Gases Exaustão"

$MW_{gex_3} = xN_{2g_3} \cdot MW_{N2} + xARg_3 \cdot MW_{AR} + xCO_{2g_3} \cdot MW_{CO2} + xH_{2Og_3} \cdot MW_{H2O} + xO_{2g_3} \cdot MW_{O2}$

"Pressões - Fluido: gases de exaustão"

"Saída do Expansor 2 - [5]"

$P_{35_O2} = xO_{2g_3} \cdot P_5$

$P_{35_N2} = xN_{2g_3} \cdot P_5$

$P_{35_AR} = xARg_3 \cdot P_5$

$P_{35_CO2} = xCO_{2g_3} \cdot P_5$

$P_{35_H2O} = xH_{2Og_3} \cdot P_5$

"Entalpia saída do expansor 2 - (exaustão da turbina)"

$h_{35_O2} = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_5; P=P_{35_O2})$

$h_{35_N2} = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_5; P=P_{35_N2})$

$h_{35_AR} = \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T=T_5; P=P_{35_AR})$

$h_{35_CO2} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_5; P=P_{35_CO2})$

$h_{35_H2O} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_5; P=P_{35_O2})$

$h_{35} = fmO_{2g_3} \cdot h_{35_O2} + fmN_{2g_3} \cdot h_{35_N2} + fmARg_3 \cdot h_{35_AR} + fmCO_{2g_3} \cdot h_{35_CO2} +$
 $fmH_{2Og_3} \cdot h_{35_H2O}$

***** ITERAÇÃO 4 *****

"Determinação das vazões mássicas"

$$h5_4 = h35$$

$$E_4 = mg \cdot h5_4 + W_{liq}$$

$$mc_41 \cdot (PCI + h_{comb}) = E_4$$

$$mar_41 = mg - mc_41$$

$$mar_41 \cdot h1 + mc_42 \cdot (PCI + h_{comb}) = E_4$$

$$mar_42 = mg - mc_42$$

$$mar_42 \cdot h1 + mc_43 \cdot (PCI + h_{comb}) = E_4$$

$$mar_43 = mg - mc_43$$

$$mar_43 \cdot h1 + mc_44 \cdot (PCI + h_{comb}) = E_4$$

$$mar_44 = mg - mc_44$$

$$mar_44 \cdot h1 + mc_4 \cdot (PCI + h_{comb}) = E_4$$

$$mar_4 = mg - mc_4$$

"Excesso de Ar"

$$AC \cdot Alfa_4 = mar_4 / mc_4$$

$$MET \cdot CH_4 + ETA \cdot C_2H_6 + PROP \cdot C_3H_8 + CO_2 \cdot CO_2 + (1 + Alfa_4) \cdot AC \cdot (xCO_{2u} \cdot CO_2 + xH_{2Ou} + xAR_u \cdot AR + xN_{2u} \cdot N_2 + xO_{2u} \cdot O_2) ==> xCO_{2e_4} \cdot CO_2 + xH_{2Oe_4} \cdot H_2O + xAR_e \cdot AR + xN_{2e_4} \cdot N_2 + xO_{2e_4} \cdot O_2$$

$$MET + 2 \cdot ETA + 3 \cdot PROP + CO_2 + AC \cdot Alfa_4 \cdot xCO_{2u} = xCO_{2e_4}$$

$$4 \cdot MET + 6 \cdot ETA + 8 \cdot PROP + Alfa_4 \cdot AC \cdot 2 \cdot xH_{2Ou} = xH_{2Oe_4}$$

$$2 \cdot CO_2 + Alfa_4 \cdot AC \cdot (2 \cdot xCO_{2u} + xH_{2Ou} + 2 \cdot xO_{2u}) = 2 \cdot xCO_{2e_4} + xH_{2Oe_4} + 2 \cdot xO_{2e_4}$$

$$Alfa_4 \cdot AC \cdot xAR_u = xAR_e$$

$$Alfa_4 \cdot AC \cdot xN_{2u} = xN_{2e_4}$$

"Fração molar dos Gases de exaustão"

$$xO_{2g_4} = xO_{2e_4} / (xCO_{2e_4} + xH_{2Oe_4} + xAR_e + xN_{2e_4} + xO_{2e_4})$$

$$xN_{2g_4} = xN_{2e_4} / (xCO_{2e_4} + xH_{2Oe_4} + xAR_e + xN_{2e_4} + xO_{2e_4})$$

$$xAR_{g_4} = xAR_e / (xCO_{2e_4} + xH_{2Oe_4} + xAR_e + xN_{2e_4} + xO_{2e_4})$$

$$xCO_{2g_4} = xCO_{2e_4} / (xCO_{2e_4} + xH_{2Oe_4} + xAR_e + xN_{2e_4} + xO_{2e_4})$$

$$xH_{2Og_4} = xH_{2Oe_4} / (xCO_{2e_4} + xH_{2Oe_4} + xAR_e + xN_{2e_4} + xO_{2e_4})$$

"Fração mássica dos Gases de exaustão"

$$fmN_{2g_4} = xN_{2g_4} \cdot (MWN_2 / MW_{gex_4})$$

$$fmAR_{g_4} = xAR_{g_4} \cdot (MWAR / MW_{gex_4})$$

$$fmCO_{2g_4} = xCO_{2g_4} \cdot (MWCO_2 / MW_{gex_4})$$

$$fmH_{2Og_4} = xH_{2Og_4} \cdot (MWH_2O / MW_{gex_4})$$

$$fmO_{2g_4} = xO_{2g_4} \cdot (MWO_2 / MW_{gex_4})$$

"massa Molar Gases Exaustão"

$$MW_{gex_4} = xN_{2g_4} \cdot MWN_2 + xAR_{g_4} \cdot MWAR + xCO_{2g_4} \cdot MWCO_2 + xH_{2Og_4} \cdot MWH_2O + xO_{2g_4} \cdot MWO_2$$

"Pressões - Fluido: gases de exaustão"

"Saída do Expansor 2 - [5]"

$$P45_O_2 = xO_{2g_4} \cdot P5$$

$$P45_N_2 = xN_{2g_4} \cdot P5$$

$$P45_AR = xAR_{g_4} \cdot P5$$

$$P45_CO_2 = xCO_{2g_4} \cdot P5$$

$$P45_H_2O = xH_{2Og_4} \cdot P5$$

"Entalpia saída do expansor 2 - (exaustão da turbina)"

$$h45_O_2 = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T5; P=P45_O_2)$$

$h45_N2 = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T = T5; P = P45_N2)$
 $h45_AR = \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T = T5; P = P45_AR)$
 $h45_CO2 = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T = T5; P = P45_CO2)$
 $h45_H2O = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T5; P = P45_O2)$
 $h45 = fmO2g_4 * h45_O2 + fmN2g_4 * h45_N2 + fmARg_4 * h45_AR + fmCO2g_4 * h45_CO2 + fmH2Og_4 * h45_H2O$

***** ITERAÇÃO 5 *****

"Determinação das vazões mássicas"

$h5_5 = h45$

$E_5 = mg * h5_5 + W_liq$

$mc_51 * (PCI + h_comb) = E_5$
 $mar_51 = mg - mc_51$
 $mar_51 * h1 + mc_52 * (PCI + h_comb) = E_5$
 $mar_52 = mg - mc_52$
 $mar_52 * h1 + mc_53 * (PCI + h_comb) = E_5$
 $mar_53 = mg - mc_53$
 $mar_53 * h1 + mc_54 * (PCI + h_comb) = E_5$
 $mar_54 = mg - mc_54$
 $mar_54 * h1 + mc_5 * (PCI + h_comb) = E_5$
 $mar_5 = mg - mc_5$

"Excesso de Ar"

$AC * Alfa_5 = mar_5 / mc_5$

$MET * CH4 + ETA * C2H6 + PROP * C3H8 + CO2 * CO2 + (1 + Alfa_5) * AC * (xCO2u * CO2 + xH2Ou + xARu * AR + xN2u * N2 + xO2u * O2) ==> xCO2e_5 * CO2 + xH2Oe_5 * H2O + xARE_5 * AR + xN2e_5 * N2 + xO2e_5 * O2$

$MET + 2 * ETA + 3 * PROP + CO2 + AC * Alfa_5 * xCO2u = xCO2e_5$
 $4 * MET + 6 * ETA + 8 * PROP + Alfa_5 * AC * 2 * xH2Ou = xH2Oe_5$
 $2 * CO2 + Alfa_5 * AC * (2 * xCO2u + xH2Ou + 2 * xO2u) = 2 * xCO2e_5 + xH2Oe_5 + 2 * xO2e_5$
 $Alfa_5 * AC * xARu = xARE_5$
 $Alfa_5 * AC * xN2u = xN2e_5$

"Fração molar dos Gases de exaustão"

$xO2g_5 = xO2e_5 / (xCO2e_5 + xH2Oe_5 + xARE_5 + xN2e_5 + xO2e_5)$
 $xN2g_5 = xN2e_5 / (xCO2e_5 + xH2Oe_5 + xARE_5 + xN2e_5 + xO2e_5)$
 $xARg_5 = xARE_5 / (xCO2e_5 + xH2Oe_5 + xARE_5 + xN2e_5 + xO2e_5)$
 $xCO2g_5 = xCO2e_5 / (xCO2e_5 + xH2Oe_5 + xARE_5 + xN2e_5 + xO2e_5)$
 $xH2Og_5 = xH2Oe_5 / (xCO2e_5 + xH2Oe_5 + xARE_5 + xN2e_5 + xO2e_5)$

"Fração mássica dos Gases de exaustão"

$fmN2g_5 = xN2g_5 * (MWN2 / MWgex_5)$
 $fmARg_5 = xARg_5 * (MWAR / MWgex_5)$
 $fmCO2g_5 = xCO2g_5 * (MWCO2 / MWgex_5)$
 $fmH2Og_5 = xH2Og_5 * (MWH2O / MWgex_5)$
 $fmO2g_5 = xO2g_5 * (MWO2 / MWgex_5)$

"massa Molar Gases Exaustão"

$MWgex_5 = xN2g_5 * MWN2 + xARg_5 * MWAR + xCO2g_5 * MWCO2 + xH2Og_5 * MWH2O + xO2g_5 * MWO2$

"Pressões - Fluido: gases de exaustão"

"Saída do Expansor 2 - [5]"

$$P55_O2 = xO2g_5 * P5$$

$$P55_N2 = xN2g_5 * P5$$

$$P55_AR = xARg_5 * P5$$

$$P55_CO2 = xCO2g_5 * P5$$

$$P55_H2O = xH2Og_5 * P5$$

"Entalpia saída do expansor 2 - (exaustão da turbina)"

$$h55_O2 = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T = T5; P = P55_O2)$$

$$h55_N2 = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T = T5; P = P55_N2)$$

$$h55_AR = \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T = T5; P = P55_AR)$$

$$h55_CO2 = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T = T5; P = P55_CO2)$$

$$h55_H2O = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T5; P = P55_O2)$$

$$h55 = fmO2g_5 * h55_O2 + fmN2g_5 * h55_N2 + fmARg_5 * h55_AR + fmCO2g_5 * h55_CO2 + fmH2Og_5 * h55_H2O$$

***** ITERAÇÃO 6 *****

"Determinação das vazões mássicas"

$$h5_6 = h55$$

$$E_6 = mg * h5_6 + W_liq$$

$$mc_61 * (PCI + h_comb) = E_6$$

$$mar_61 = mg - mc_61$$

$$mar_61 * h1 + mc_62 * (PCI + h_comb) = E_6$$

$$mar_62 = mg - mc_62$$

$$mar_62 * h1 + mc_63 * (PCI + h_comb) = E_6$$

$$mar_63 = mg - mc_63$$

$$mar_63 * h1 + mc_64 * (PCI + h_comb) = E_6$$

$$mar_64 = mg - mc_64$$

$$mar_64 * h1 + mc_6 * (PCI + h_comb) = E_6$$

$$mar_6 = mg - mc_6$$

"Excesso de Ar"

$$AC * Alfa_6 = mar_6 / mc_6$$

"MET*CH4 + ETA*C2H6 + PROP*C3H8 + CO2*CO2 + (1 + Alfa_6)*AC*(xCO2u*CO2 + xH2Ou + xARu*AR + xN2u*N2 + xO2u*O2) ==> xCO2e_6*CO2 + xH2Oe_6*H2O + xAre_6*AR + xN2e_6*N2 + xO2e_6*O2"

$$MET + 2 * ETA + 3 * PROP + CO2 + AC * Alfa_6 * xCO2u = xCO2e_6$$

$$4 * MET + 6 * ETA + 8 * PROP + Alfa_6 * AC * 2 * xH2Ou = xH2Oe_6$$

$$2 * CO2 + Alfa_6 * AC * (2 * xCO2u + xH2Ou + 2 * xO2u) = 2 * xCO2e_6 + xH2Oe_6 + 2 * xO2e_6$$

$$Alfa_6 * AC * xARu = xAre_6$$

$$Alfa_6 * AC * xN2u = xN2e_6$$

"Fração molar dos Gases de exaustão"

$$xO2g_6 = xO2e_6 / (xCO2e_6 + xH2Oe_6 + xAre_6 + xN2e_6 + xO2e_6)$$

$$xN2g_6 = xN2e_6 / (xCO2e_6 + xH2Oe_6 + xAre_6 + xN2e_6 + xO2e_6)$$

$$xARg_6 = xAre_6 / (xCO2e_6 + xH2Oe_6 + xAre_6 + xN2e_6 + xO2e_6)$$

$$xCO2g_6 = xCO2e_6 / (xCO2e_6 + xH2Oe_6 + xAre_6 + xN2e_6 + xO2e_6)$$

$$xH2Og_6 = xH2Oe_6 / (xCO2e_6 + xH2Oe_6 + xAre_6 + xN2e_6 + xO2e_6)$$

"Fração mássica dos Gases de exaustão"

$fmN2g_6 = xN2g_6 * (MWN2 / MWgex_6)$
 $fmARg_6 = xARg_6 * (MWAR / MWgex_6)$
 $fmCO2g_6 = xCO2g_6 * (MWCO2 / MWgex_6)$
 $fmH2Og_6 = xH2Og_6 * (MWH2O / MWgex_6)$
 $fmO2g_6 = xO2g_6 * (MWO2 / MWgex_6)$

"massa Molar Gases Exaustão"

$MWgex_6 = xN2g_6 * MWN2 + xARg_6 * MWAR + xCO2g_6 * MWCO2 + xH2Og_6 * MWH2O + xO2g_6 * MWO2$

"Pressões - Fluido: gases de exaustão"

"Saída do Expansor 2 - [5]"

$P65_O2 = xO2g_6 * P5$
 $P65_N2 = xN2g_6 * P5$
 $P65_AR = xARg_6 * P5$
 $P65_CO2 = xCO2g_6 * P5$
 $P65_H2O = xH2Og_6 * P5$

"Entalpia saída do expansor 2 - (exaustão da turbina)"

$h65_O2 = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T = T5; P = P65_O2)$
 $h65_N2 = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T = T5; P = P65_N2)$
 $h65_AR = \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T = T5; P = P65_AR)$
 $h65_CO2 = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T = T5; P = P65_CO2)$
 $h65_H2O = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T5; P = P65_O2)$
 $h65 = fmO2g_6 * h65_O2 + fmN2g_6 * h65_N2 + fmARg_6 * h65_AR + fmCO2g_6 * h65_CO2 + fmH2Og_6 * h65_H2O$

***** ITERAÇÃO 7 *****

"Determinação das vazões mássicas"

$h5_7 = h65$

$E_7 = mg * h5_7 + W_liq$

$mc_71 * (PCI + h_comb) = E_7$
 $mar_71 = mg - mc_71$
 $mar_71 * h1 + mc_72 * (PCI + h_comb) = E_7$
 $mar_72 = mg - mc_72$
 $mar_72 * h1 + mc_73 * (PCI + h_comb) = E_7$
 $mar_73 = mg - mc_73$
 $mar_73 * h1 + mc_74 * (PCI + h_comb) = E_7$
 $mar_74 = mg - mc_74$
 $mar_74 * h1 + mc_7 * (PCI + h_comb) = E_7$
 $mar_7 = mg - mc_7$

"Excesso de Ar"

$AC * Alfa_7 = mar_7 / mc_7$

"MET*CH4 + ETA*C2H6 + PROP*C3H8 + CO2*CO2 + (1 + Alfa_6)*AC*(xCO2u*CO2 + xH2Ou + xARu*AR + xN2u*N2 + xO2u*O2) ==> xCO2e_6*CO2 + xH2Oe_6*H2O + xAre_6*AR + xN2e_6*N2 + xO2e_6*O2"

$MET + 2 * ETA + 3 * PROP + CO2 + AC * Alfa_7 * xCO2u = xCO2e_7$
 $4 * MET + 6 * ETA + 8 * PROP + Alfa_7 * AC * 2 * xH2Ou = xH2Oe_7$
 $2 * CO2 + Alfa_7 * AC * (2 * xCO2u + xH2Ou + 2 * xO2u) = 2 * xCO2e_7 + xH2Oe_7 + 2 * xO2e_7$
 $Alfa_7 * AC * xARu = xAre_7$
 $Alfa_7 * AC * xN2u = xN2e_7$

"Fração molar dos Gases de exaustão"

$$\begin{aligned}xO2g_7 &= xO2e_7/(xCO2e_7 + xH2Oe_7 + xARe_7 + xN2e_7 + xO2e_7) \\xN2g_7 &= xN2e_7/(xCO2e_7 + xH2Oe_7 + xARe_7 + xN2e_7 + xO2e_7) \\xARg_7 &= xARe_7/(xCO2e_7 + xH2Oe_7 + xARe_7 + xN2e_7 + xO2e_7) \\xCO2g_7 &= xCO2e_7/(xCO2e_7 + xH2Oe_7 + xARe_7 + xN2e_7 + xO2e_7) \\xH2Og_7 &= xH2Oe_7/(xCO2e_7 + xH2Oe_7 + xARe_7 + xN2e_7 + xO2e_7)\end{aligned}$$

"Fração mássica dos Gases de exaustão"

$$\begin{aligned}fmN2g_7 &= xN2g_7*(MWN2 / MWgex_7) \\fmARg_7 &= xARg_7*(MWAR / MWgex_7) \\fmCO2g_7 &= xCO2g_7*(MWCO2 / MWgex_7) \\fmH2Og_7 &= xH2Og_7*(MWH2O / MWgex_7) \\fmO2g_7 &= xO2g_7*(MWO2 / MWgex_7)\end{aligned}$$

"massa Molar Gases Exaustão"

$$MWgex_7 = xN2g_7*MWN2 + xARg_7*MWAR + xCO2g_7*MWCO2 + xH2Og_7*MWH2O + xO2g_7*MWO2$$

"Pressões - Fluido: gases de exaustão"

"Saída do Expansor 2 - [5]"

$$\begin{aligned}P75_O2 &= xO2g_7*P5 \\P75_N2 &= xN2g_7*P5 \\P75_AR &= xARg_7*P5 \\P75_CO2 &= xCO2g_7*P5 \\P75_H2O &= xH2Og_7*P5\end{aligned}$$

"Entalpia saída do expansor 2 - (exaustão da turbina)"

$$\begin{aligned}h75_O2 &= \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T5; P=P75_O2) \\h75_N2 &= \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T5; P=P75_N2) \\h75_AR &= \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T=T5; P=P75_AR) \\h75_CO2 &= \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T5; P=P75_CO2) \\h75_H2O &= \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T5; P=P75_O2)\end{aligned}$$

$$h75 = fmO2g_7*h75_O2 + fmN2g_7*h75_N2 + fmARg_7*h75_AR + fmCO2g_7*h75_CO2 + fmH2Og_7*h75_H2O$$

"Entropia saída do expansor 2 - (exaustão da turbina)"

$$\begin{aligned}s5_O2 &= \text{Entropy}(\text{Oxygen}; T=T5; P=P75_O2) \\s5_N2 &= \text{Entropy}(\text{Nitrogen}; T=T5; P=P75_N2) \\s5_AR &= \text{Entropy}(\text{Argon}; T=T5; P=P75_AR) \\s5_CO2 &= \text{Entropy}(\text{CarbonDioxide}; T=T5; P=P75_CO2) \\s5_H2O &= \text{Entropy}(\text{Water}; T=T5; P=P75_O2)\end{aligned}$$

$$s5 = fmO2g_7*s5_O2 + fmN2g_7*s5_N2 + fmARg_7*s5_AR + fmCO2g_7*s5_CO2 + fmH2Og_7*s5_H2O$$

*****"

*****"

"Resultados da modelagem da turbina a gás:"

$$\begin{aligned}mar &= mar_7 \\mc &= mc_7 \\h5 &= h75 \\h6 &= h5 \\h8 &= h5 \\h9 &= h5 \\Alfa &= Alfa_7\end{aligned}$$

"Parâmetros de desempenho"

" Eficiência"

$E_f = W_{liq}/(mc \cdot PCI)$

"Heat Rate"

$HR = 3600/E_f$

*****"

"Potência térmico necessária resfriamento do ar:"

$Q_{resf} = m_b \cdot (h_0 - h_d)$

$m_a = m_{ar} \cdot b_p$

$m_b = m_{ar} \cdot (1 - b_p)$

$b_p = 0,10$

$(m_a/m_b) = (h_1 - h_d)/(h_0 - h_1)$

"Entalpia ambiente do ar"

"[Pressão parcial]"

$P_{O_2} = x_{O_2} \cdot P_0$

$P_{N_2} = x_{N_2} \cdot P_0$

$P_{AR} = x_{AR} \cdot P_0$

$P_{CO_2} = x_{CO_2} \cdot P_0$

$P_{H_2O} = x_{H_2O} \cdot P_0$

"Entalpia entrada do expansor 1"

$h_{d_O_2} = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_d; P=P_{O_2})$

$h_{d_N_2} = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_d; P=P_{N_2})$

$h_{d_AR} = \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T=T_d; P=P_{AR})$

$h_{d_CO_2} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_d; P=P_{CO_2})$

$h_{d_H_2O} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_d; P=P_{H_2O})$

$h_d = f_{mO_2} \cdot h_{d_O_2} + f_{mN_2} \cdot h_{d_N_2} + f_{mAR} \cdot h_{d_AR} + f_{mCO_2} \cdot h_{d_CO_2} + f_{mH_2O} \cdot h_{d_H_2O}$

"Entalpia entrada do expansor 1"

$h_{0_O_2} = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_0; P=P_{O_2})$

$h_{0_N_2} = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_0; P=P_{N_2})$

$h_{0_AR} = \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T=T_0; P=P_{AR})$

$h_{0_CO_2} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_0; P=P_{CO_2})$

$h_{0_H_2O} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_0; P=P_{H_2O})$

$h_0 = f_{mO_2} \cdot h_{0_O_2} + f_{mN_2} \cdot h_{0_N_2} + f_{mAR} \cdot h_{0_AR} + f_{mCO_2} \cdot h_{0_CO_2} + f_{mH_2O} \cdot h_{0_H_2O}$

"Entropia entrada do expansor 1"

$s_{0_O_2} = \text{Entropy}(\text{Oxygen}; T=T_0; P=P_{O_2})$

$s_{0_N_2} = \text{Entropy}(\text{Nitrogen}; T=T_0; P=P_{N_2})$

$s_{0_AR} = \text{Entropy}(\text{Argon}; T=T_0; P=P_{AR})$

$s_{0_CO_2} = \text{Entropy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_0; P=P_{CO_2})$

$s_{0_H_2O} = \text{Entropy}(\text{Water}; T=T_0; P=P_{H_2O})$

$s_0 = f_{mO_2} \cdot s_{0_O_2} + f_{mN_2} \cdot s_{0_N_2} + f_{mAR} \cdot s_{0_AR} + f_{mCO_2} \cdot s_{0_CO_2} + f_{mH_2O} \cdot s_{0_H_2O}$

*****"

*****"

"Potência térmica de exaustão:"

$Q_{exhaust} = m_g \cdot (h_5 - h_{gref})$

"entalpia de referência do gás"

$h_{gref_O_2} = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_0; P=P_{75_O_2})$

$h_{gref_N_2} = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_0; P=P_{75_N_2})$

$h_{gref_AR} = \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T=T_0; P=P_{75_AR})$

$h_{gref_CO_2} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_0; P=P_{75_CO_2})$

```

hgrep_H2O=Enthalpy(Water;T=T0;P=P75_O2)
hgrep = fmO2g_7*hgrep_O2 + fmN2g_7*hgrep_N2 + fmARg_7*hgrep_AR + fmCO2g_7*hgrep_CO2 +
fmH2Og_7*hgrep_H2O

```

"entropia de referência do gás"

```

sgref_O2=Entropy(Oxygen;T=T0;P=P75_O2)
sgref_N2=Entropy(Nitrogen;T=T0;P=P75_N2)
sgref_AR=Entropy(Argon;T=T0;P=P75_AR)
sgref_CO2=Entropy(CarbonDioxide;T=T0;P=P75_CO2)
sgref_H2O=Entropy(Water;T=T0;P=P75_O2)
sgref = fmO2g_7*sgref_O2 + fmN2g_7*sgref_N2 + fmARg_7*sgref_AR + fmCO2g_7*sgref_CO2 +
fmH2Og_7*sgref_H2O

```

```

*****
*****!

```

"Troca de Calor entre Gases Exaustos e Óleo Térmico - [WHRU] "

"Pessões"

```

P7_O2 = xO2g_7*P0
P7_N2 = xN2g_7*P0
P7_AR = xARg_7*P0
P7_CO2 = xCO2g_7*P0
P7_H2O = xH2Og_7*P0

```

"Entalpia dos gases após troca de calor com o óleo"

```

h7_O2=Enthalpy(Oxygen;T=T7;P=P7_O2)
h7_N2=Enthalpy(Nitrogen;T=T7;P=P7_N2)
h7_AR=Enthalpy(Argon;T=T7;P=P7_AR)
h7_CO2=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T7;P=P7_CO2)
h7_H2O=Enthalpy(Water;T=T7;P=P7_O2)
h7 = fmO2g_7*h7_O2 + fmN2g_7*h7_N2 + fmARg_7*h7_AR + fmCO2g_7*h7_CO2 + fmH2Og_7*h7_H2O

```

"Entropia dos gases após troca de calor com o óleo"

```

s7_O2=Entropy(Oxygen;T=T7;P=P7_O2)
s7_N2=Entropy(Nitrogen;T=T7;P=P7_N2)
s7_AR=Entropy(Argon;T=T7;P=P7_AR)
s7_CO2=Entropy(CarbonDioxide;T=T7;P=P7_CO2)
s7_H2O=Entropy(Water;T=T7;P=P7_O2)
s7 = fmO2g_7*s7_O2 + fmN2g_7*s7_N2 + fmARg_7*s7_AR + fmCO2g_7*s7_CO2 + fmH2Og_7*s7_H2O

```

"vazão mássica necessária ao aquecimento de óleo térmico:"

```

Qwhru = mgwhru*(h6 - h7)
Qwhru = mot*Cp_ot*(Tso - Teo)

```

"Calor específico do óleo térmico: "

```

Cp_ot = 1,7845 + 0,004303*Tmf
Tmf = 0,5*(Teo + Tso)

```

```

mg = mgwhru + mgdisp
m6 = mgwhru
m7 = mgwhru

```

*****"

"Análise do Chiller por Absorção - [BROAD TUMA] "

"Parâmetros Admitidos"

P_GC = 10 [KPa]

P_AE = 0,8 [KPa]

"Parâmetro de desempenho"

COP_chiller = Qresf/Qger

***** EVAPORADOR *****"

"Balanço de massa"

m20 = m19

"Balanço de energia"

Qresf = m20*(h20_ch - h19_ch)

h20_ch = Enthalpy(Water;x=1;P=P_AE)

h19_ch = Enthalpy(Water;x=0;P=P_AE)

"Vasão agua para cooler "

Qresf = m_evap*(h14_ch - h15_ch)

h14_ch = Enthalpy(Water;T=12;x=0)

h15_ch = Enthalpy(Water;T=7;x=0)

***** VÁLVULA DE EXPANSÃO *****"

"Balanço de massa"

m18 = m19

***** CONDENSADOR *****"

"Balanço de massa"

m17 = m18

"Balanço de energia"

Qcond = m17*(h17_ch - h18_ch)

h17_ch = Enthalpy(Water;x=1;P=P_GC)

h18_ch = Enthalpy(Water;x=0;P=P_GC)

"Vasão de agua para torre de resfriamento"

Qcond = m_cond*(h13_ch - h12_ch)

h12_ch = Enthalpy(Water;T=30;x=0)

h13_ch = Enthalpy(Water;T=37;x=0)

***** GERADOR *****"

"Balanço de massa"

m16 = m17*rc

m16 = m17 + m24

"Balanço de soluto"

rc = 10

rc = x24/(x24 - x16)

x16 = 0,5

"Balanço de energia"

Qger = m17*(h17_ch + (rc - 1)*h24_ch - rc*h16_ch)

h16_ch = h_LiBrH2O(T16;x16)

h24_ch = h_LiBrH2O(T24;x24)

T24 = T_LiBrH2O(P_GC;x24)

T16 = 50

"Trabalho da bomba de circulação"

wb_circ = (m24*1000*(P_GC - P_AE))/(rho_x*nb_ch)

rho_x = rho_LiBrH2O(T16;x16)

nb_ch = 0,6

"Câmara de mistura"

"Balanço câmara de mistura"

$Q_{ger} = m_{10} \cdot (h_{10} - h_{11})$

$mg_{chiller} \cdot h_9 + mar_{mist} \cdot h_0 = m_{10} \cdot h_{10}$

$m_8 = mg_{disp} - mg_{chiller}$

$m_9 = mg_{chiller}$

$m_{10} = mg_{chiller} + mar_{mist}$

$m_{11} = m_{10}$

"Entalpia entrada do chiller"

$h_{10_O2} = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T = T_{10}; P = P_{0_O2})$

$h_{10_N2} = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T = T_{10}; P = P_{0_N2})$

$h_{10_AR} = \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T = T_{10}; P = P_{0_AR})$

$h_{10_CO2} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{10}; P = P_{0_CO2})$

$h_{10_H2O} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{10}; P = P_{0_O2})$

$h_{10} = fm_{O2u} \cdot h_{10_O2} + fm_{N2u} \cdot h_{10_N2} + fm_{ARu} \cdot h_{10_AR} + fm_{CO2u} \cdot h_{10_CO2} + fm_{H2Ou} \cdot h_{10_H2O}$

"Entalpia entrada do expansor 1"

$h_{11_O2} = \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T = T_{11}; P = P_{0_O2})$

$h_{11_N2} = \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T = T_{11}; P = P_{0_N2})$

$h_{11_AR} = \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T = T_{11}; P = P_{0_AR})$

$h_{11_CO2} = \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{11}; P = P_{0_CO2})$

$h_{11_H2O} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{11}; P = P_{0_O2})$

$h_{11} = fm_{O2u} \cdot h_{11_O2} + fm_{N2u} \cdot h_{11_N2} + fm_{ARu} \cdot h_{11_AR} + fm_{CO2u} \cdot h_{11_CO2} + fm_{H2Ou} \cdot h_{11_H2O}$

"Entropia na entrada do chiller"

$s_{10_O2} = \text{Entropy}(\text{Oxygen}; T = T_{10}; P = P_{0_O2})$

$s_{10_N2} = \text{Entropy}(\text{Nitrogen}; T = T_{10}; P = P_{0_N2})$

$s_{10_AR} = \text{Entropy}(\text{Argon}; T = T_{10}; P = P_{0_AR})$

$s_{10_CO2} = \text{Entropy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{10}; P = P_{0_CO2})$

$s_{10_H2O} = \text{Entropy}(\text{Water}; T = T_{10}; P = P_{0_O2})$

$s_{10} = fm_{O2u} \cdot s_{10_O2} + fm_{N2u} \cdot s_{10_N2} + fm_{ARu} \cdot s_{10_AR} + fm_{CO2u} \cdot s_{10_CO2} + fm_{H2Ou} \cdot s_{10_H2O}$

"Entropia entrada do expansor 1"

$s_{11_O2} = \text{Entropy}(\text{Oxygen}; T = T_{11}; P = P_{0_O2})$

$s_{11_N2} = \text{Entropy}(\text{Nitrogen}; T = T_{11}; P = P_{0_N2})$

$s_{11_AR} = \text{Entropy}(\text{Argon}; T = T_{11}; P = P_{0_AR})$

$s_{11_CO2} = \text{Entropy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{11}; P = P_{0_CO2})$

$s_{11_H2O} = \text{Entropy}(\text{Water}; T = T_{11}; P = P_{0_O2})$

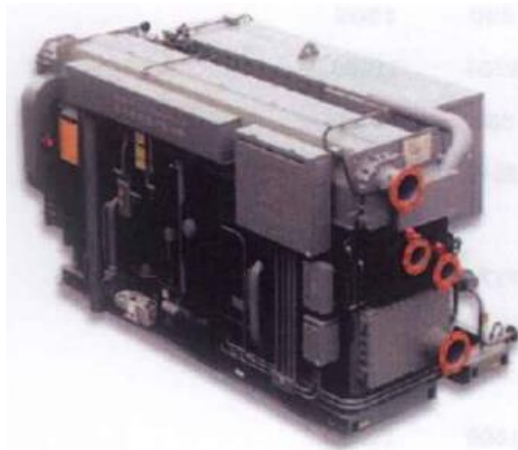
$s_{11} = fm_{O2u} \cdot s_{11_O2} + fm_{N2u} \cdot s_{11_N2} + fm_{ARu} \cdot s_{11_AR} + fm_{CO2u} \cdot s_{11_CO2} + fm_{H2Ou} \cdot s_{11_H2O}$

Anexos

Anexo A – Datasheet da turbina

		DATA SHEET		No. I-FD-3602.03-1231-332- SIE-001		REV. 8	
AREA OR UNIT		UTGC-UNIDADE DE TRATAMENTO DE GAS DE CACIMBAS				SHEET 2 of 15	
TITLE		GAS TURBINE API DATA SHEET				TC-C-123102 A/B	
FOR: UN-ES / ATPP-GAS / EG							
LOCATION: CACIMBAS - ES - BRAZIL							
SERVICE: CENTRIFUGAL COMPRESSOR DRIVER ITEM No.:							
MANUFACTURER: SIEMENS MODEL: SGT-200 QUANTITY: 2 (TWO) (NOTE 2)							
DRIVEN EQUIP.: CENTRIFUGAL COMPRESSOR (NOTE 1)							
APPLICABLE TO: ☒ PROPOSAL ☒ PURCHASE ☐ AS BUILT							
ISO RATED kW: 7680 @ 10950 rpm							
GENERAL NOTE 3							
GAS TURBINE:		☒ SIMPLE	☐ REGEN.	EXHAUST HEAT REC.		No. SHAFTS: ☒ SINGLE ☒ TWO ☐ THREE	
		HELPER DRIVE		STEAM INJECTION		WATER INJECTION	
APPLICATION:		GENERATOR DRIVE ☒		MECHANICAL DRIVE		INDUSTRIAL TURBINE TYPE: ☐ AERO DERIVATIVE	
						☒ HEAVY DUTY	
DUTY:		☒ CONTINUOUS		INTERMITTENT / No. OF START/YEAR:		STAND-BY	
DRIVEN EQUIPMENT: NORMAL SHAFT kW: 4221 @ 10902 rpm RATED SHAFT kW: @ 10950 rpm							
DESIRED MINIMUM SITE Kw: OPERATING SPEED RANGE: 3639 @ 10343 rpm							
PERFORMANCE BASED ON: ☒ NORMAL FUEL, TYPE: (NOTE 22) ☐ ALTERNATIVE FUEL, TYPE:							
GAS TURBINE:				STEAM INJECTION: N/A			
	ISO	SITE				ISO	SITE
	RATED	RATED	NOR.	MAX.	MIN.	RATED	RATED
DRY BULB TEMP, °C:	15	32.0	24	32.0	16.8	INCREMENTAL	
OUTPUT POWER, kW:	7680	6095 (*)	6699	6095	7082	OUTPUT POWER, kW:	
HEAT RATE	11066	11812 (*)	11202	11812	11008	FLOW, m³/h:	
LHV, kcal/kg:	47179	47179	47179	47179	47179		
THERMAL EFFICIENCY, %:	33.55	30.48	32.14	31.42	32.70	WATER INJECTION:	N/A
OUTPUT SHAFT SPEED, rpm	10950	10950	10950	10950	10950	INCREMENTAL	
AIR FLOW, kg/s:	26.9	27.7	27.9	27.7	28.4	OUTPUT POWER, kW:	
EXHAUST FLOW, kg/s:	29.4	26.6	27.7	26.6	28.6	FLOW, m³/h:	
EXHAUST TEMP, °C:	489	505	497	505	490		
FIRING TEMP, °C:	1020	1020	1020	1020	1020	ESTIMATED POWER LOSSES (kW) : NOTE 4	
						SITE RATED	NORMAL
HELPER DRIVER:						INLET:	
OUTPUT POWER, kW:						FILTER & SILENCER	
STEAM FLOW, kg/h:						AT mm H ₂ O	
SPEED, rpm:						(MAX/MIN)	
NET, kW:						DISCHARGE:	
						SILENCER & STACK &	
(*) OUTPUT KW AND HEAT RATE SHALL BE GUARANTEED						EXHAUST HEAT REC.	
AS PER API std 616						AT mm H ₂ O	
						(MAX/MIN)	
						LOAD GEAR: (ACCESSORY GEAR BOX)	
						AGEING FACTOR (30.000) (NOTES)	
						:KW @ rpm	

Anexo B – Dados técnicos do chiller por absorção



Especificações

- ▶ Dados de Performance
- Curvas de Performance
- Lista de Suprimentos
- Dimensões

Model	BE	20	30	50	75	100	125	150
cooling capacity	kW	233	349	582	872	1163	1454	1745
	10 ⁶ kcal/h	20	30	50	75	100	125	150
	USRt	66	99	165	248	331	413	496
heating capacity								
	kW	179	269	449	672	897	1121	1349
	10 ⁶ kcal/h	15.4	23.1	38.6	57.8	77.1	96.4	116
chilled water 7°C/12°C - high flow (A)								
flowrate	m ³ /h	40	60	100	150	200	250	300
pressure drop	kPa	6	10	20	25	25	46	46
chilled water 7°C/14°C - low flow (B)								
flowrate	m ³ /h	28.6	42.9	71.4	107	143	179	214
pressure drop	kPa	3	5	11	14	14	25	25
cooling water 37°C/30°C - low flow (a)								
flowrate	m ³ /h	49.0	73.4	123	184	245	306	368
pressure drop	kPa	30	62	62	50	50	50	50

cooling water 37.5°C/32°C - high flow (b)								
flowrate	m ³ /h	62.3	93.4	156	234	312	390	468
pressure drop	kPa	47	97	97	78	78	78	78
heating water								
flowrate	m ³ /h	19.3	28.9	48.2	72.3	96.4	121	145
pressure drop	kPa	40	50	50	70	70	70	70
max.exhaust consumption	kg/h	1469	2200	3681	5520	7369	9202	11054
power	kW	1.4	2.5	2.5	4.0	4.3	6.4	6.4
solution weight	t	1.1	1.5	2.2	3.0	4.1	4.7	5.7
unit ship.weight (with LiBr)	t	5.3	6.7	9.8	12.1	16.9	20.1	23.5
unit ship.weight (without LiBr)	t	/	2.7	4.0	5.0	7.1	9.0	10.2
operation weight	t	5.5	7.2	10.7	13.7	19.1	23.1	26.7

