

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica



PME 2599 – Projeto Integrado II

**VIABILIDADE TÉCNICA ECONÔMICA E
DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS AUXILIARES
DE MICRO TURBINA DE 10KW**

Trabalho de Formatura apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo,
para a obtenção do título de
graduação em engenharia

Prof. Orientador: Prof. Dr. Guenther Carlos Krieger Filho
Prof. Coordenador: Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto

Autor: Rodrigo Alencar Moliterno
n° USP: 3438737

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Assinatura manuscrita em azul, consistindo de uma letra 'R' estilizada seguida de uma letra 'A'.

São Paulo,
2005.

RESUMO

O projeto em questão se trata do estudo de viabilidade econômica para o desenvolvimento de uma micro-turbina a gás a partir de um conjunto turbo compressor automotivo.

O outro objetivo do projeto é o dimensionamento do trocador de calor para arrefecimento do óleo de lubrificação bem como o sistema hidráulico para o óleo de lubrificação.

ABSTRACT

The aim of this report is to present the reader a study of the technical economic viability for the development of a micro gas turbine from an automotive turbo compressor set.

Another objective is the sizing of a heat exchange for the cooling system of the lubrication oil and the hydraulic system's oil as well.

Índice de Figuras

Figura 01.....	08
Figura 02.....	12
Figura 03.....	19
Figura 04.....	22
Figura 05.....	23
Figura 06.....	24
Figura 07.....	27
Figura 08.....	29
Figura 09.....	30
Figura 10.....	31
Figura 11.....	32
Figura 12.....	36
Figura 13.....	37
Figura 14.....	37
Figura 15.....	38
Figura 16.....	39
Figura 17.....	40
Figura 18.....	41
Figura 19.....	44
Figura 20.....	44
Figura 21.....	46
Figura 22.....	50

Figura 23.....	59
Figura 24.....	60
Figura 25.....	67
Figura 26.....	69
Figura 27.....	69
Figura 28.....	70
Figura 29.....	74
Figura 30.....	75
Figura 31.....	80
Figura 32.....	81
Figura 33.....	82
Figura 34.....	82
Figura 35.....	83
Figura 36.....	83
Figura 37.....	84
Figura 38.....	84
Figura 39.....	85
Figura 40.....	85
Figura 41.....	86
Figura 42.....	86
Figura 43.....	87
Figura 44.....	87
Figura 45.....	88
Figura 46.....	88

Figura 47.....	90
Figura 48.....	91
Figura 49.....	93
Figura 50.....	96
Figura 51.....	97

Índice de Tabelas

Tabela 01.....	15
Tabela 02.....	41
Tabela 03.....	43
Tabela 04A.....	56
Tabela 04B.....	57
Tabela 05.....	58
Tabela 06.....	59
Tabela 07.....	78
Tabela 08.....	79
Tabela 09.....	95
Tabela 10.....	97

1. Introdução

Turbinas a gás em ciclos simples há tempos têm sido usadas para limitados picos de geração de energia. Instalações industriais usam turbinas a gás, normalmente combinadas com um ciclo de co-geração, como aquecimento de água e geração de vapor. Nos últimos anos, as performances de turbinas a gás industriais têm aumentado por causa de consideráveis investimentos em pesquisa e desenvolvimento, no que se refere à eficiência na conversão energia química-eletricidade, capacidade produtora, disponibilidade e confiança. Quanto maior a disponibilidade dos recursos combustíveis, como por exemplo, o gás natural, o significativo decréscimo nos custos e a introdução de ciclos avançados, têm sido também um fator de sucesso para o aumento da utilização de turbinas a gás.

Entretanto, o desenvolvimento desacelerou a medida que as técnicas mais avançadas disponíveis têm sido exploradas. Além do mais, em geração de pequena escala (inferior a 50 Mwe), é geralmente mais dispendioso o custo de instalação de uma planta menos complexa em razão do efeito inverso da economia de escala. Ciclos combinados nessa faixa de potência útil geralmente apresentam custos de investimentos específicos mais altos e menores eficiências elétricas, mas em contrapartida, performances robustas e confiáveis. O desenvolvimento de ciclos termodinâmicos com recuperação, inter-cooling ou after-cooling e integração de ciclos, como por exemplo, turbinas a mistura ar-vapor d'água estão entre as possíveis maneiras de melhorar a performance de instalações de turbinas à custos aceitáveis.

Enfim, o desafio aqui se trata de apresentar a viabilidade técnico econômica de uma micro-turbina a gás a partir de um conjunto turbo compressor automotivo, bem

2. Estudo da Tecnologia Atual de Turbinas a Gás

Neste excerto é apresentado um panorama atual, bem como uma previsão para a utilização da tecnologia de turbinas a gás para a produção de energia elétrica. A tecnologia de ciclos combinados está muito bem estabelecida hoje, oferecendo superiores vantagens em relação à quaisquer outros sistemas baseados em turbinas a gás, as quais provavelmente estarão disponíveis à médio prazo para aplicações em larga escala de geração de potência. Em geração de pequena escala, inferiores à 50 MWe, o custo efetivo para a instalação de plantas de potência é maior em razão do custo inverso da tecnologia de escala. Ciclos combinados nessa faixa de geração de potência, normalmente possuem custos específicos de investimentos mais altos e eficiências elétricas menores, em contrapartida oferecem performances mais robustas e confiáveis. As tecnologias de turbinas, baseadas na mistura ar-vapor d'água (MAST – Mixed Air Steam Technologies) estão entre as possibilidades de aumento de performance das plantas de geração de potência baseadas em turbinas a gás a custos aceitáveis.

2.1. Introdução à Tecnologia de Turbinas

Turbinas a gás operando em ciclos simples há muito vem sendo utilizadas para picos de produção de energia. Somado à isso, a indústria vem utilizando a tecnologia de turbinas a gás para a produção de parte do próprio consumo combinada à um processo de produção de calor, seja para aquecimento de água ou produção de vapor. Nos últimos anos, as performances de turbinas a gás industriais têm sido aumentadas consideravelmente em razão dos investimentos em pesquisa e

Ciclos combinados nessa faixa de geração de potência, normalmente possuem custos específicos de investimentos mais altos e eficiências elétricas menores, em contrapartida oferecem performances mais robustas e confiáveis. O desenvolvimento de ciclos termodinâmicos, tais como recuperação, inter-resfriamento ou pós-resfriamento e integração de ciclos como os ciclos de mistura ar-vapor (MAST – Mixed Air Steam Technologies) estão entre as possibilidades de melhoria de performances à custos aceitáveis.

A tecnologia MAST (também citada como turbinas a gás úmidas ou turbinas a mistura gás-vapor) pode aumentar a performance do ciclo simples pela integração do ciclo água-vapor no ciclo a gás na forma de injeção de água ou vapor. Tal configuração possui uma eficiência elétrica superior ao ciclo-simples e produz mais eletricidade por unidade de combustível. Esquemas conhecidos dessa tecnologia são as turbinas a gás com injeção de vapor e as turbinas a ar úmido. O rejeito de calor da turbina a gás é recuperado e é utilizado para produzir vapor, que posteriormente é injetado dentro da câmara de combustão. Ou é usado para umedecer o ar comprimido para combustão. Portanto o fluxo mássico na expansão é aumentado e, por isso, a eficiência de conversão do combustível em energia elétrica é aumentada, sendo a saída de eletricidade maior. Essa solução é favorável, pois água, ao contrário do ar, requer menos trabalho no compressor. Contudo, é necessário ser mencionado que a expansão de vapor dentro da turbina a gás à pressão atmosférica é menos eficiente que dentro da turbina, onde o vapor deixa a turbina a pressões muito menores e, portanto, gera mais potência e maior eficiência. Além do mais, os projetos dos geradores de vapor por recuperação de calor incluem dois ou mais níveis de pressões e re-aquecedores, os quais permitem avançadas recuperações de energia térmica do

Ar entra no compressor no ponto 1 e é comprimido até um nível de pressão superior. Nenhum calor é fornecido ao sistema, no entanto a temperatura do ar se eleva, assim, na descarga do compressor o ar se encontra à uma temperatura e pressão superiores ao estado inicial. Após deixar o compressor, o ar entra na câmara de combustão no ponto 2, onde combustível é injetado e a combustão ocorre.

O processo de combustão ocorre essencialmente a pressão constante. Apesar de ser alcançado altíssimas temperaturas locais dentro da zona de combustão primária (se aproximando das condições estequiométricas), o sistema de combustão é projetado para prover mistura, queima, diluição e resfriamento. Então, no momento que os produtos de combustão deixam a câmara e entra na turbina no ponto 3, eles estão numa temperatura média de mistura. Na seção da turbina, a energia dos gases quente é convertida em trabalho.

Essa conversão é dada em duas etapas: na seção de entrada da turbina, os gases quentes são expandidos e uma fração da energia térmica é convertida em cinética. Na seção subsequente da turbina, uma fração da energia cinética é transferida às palhetas rotativas e então convertida em trabalho. Parte do trabalho produzido na turbina é usado para alimentar o compressor, sendo apenas o restante disponível para trabalho útil na seção de saída da turbina. Tipicamente, mais de 50% do trabalho produzido na turbina é utilizado para alimentar o compressor. Apesar dos gases de exaustão serem liberados a uma temperatura entre 400-600° C e representarem considerável perda de energia, as modernas turbinas a gás apresentam alta eficiência (da ordem de 42%) e considerável produção de energia (superior a 270 MWe). Algumas modernas turbinas a gás estão listadas na Tab. 1.

Table 1
Performance specifications of some modern gas turbines

Turbine	Manufacturer	Power (MWe)	Efficiency
SIA-02	KAWASAKI Heavy Industries	0.2	16.5
SIT-02	KAWASAKI Heavy Industries	0.4	16.2
PW6E	Ebara Corporation	0.6	20.9
PW6M	Ebara	0.6	22.5
PW7E	Ebara Corporation	0.7	22.0
S2A-01	KAWASAKI Heavy Industries	0.7	21.9
PW7M	Ebara	0.8	23.5
SB5	mitsui Eng. & S.B. Co.	1.1	25.5
TGC105CS	Tuma Turbomach	1.1	24.2
Saturn 20	Solar	1.1	24.2
MIA-01	KAWASAKI Heavy Industries	1.2	20.9
PW12M	Ebara	1.3	22.5
MIA-11	KAWASAKI Heavy Industries	1.3	24.5
MIA-13CC	KAWASAKI Heavy Industries	1.4	22.3
KG2-3C	Dresser-Rand	1.5	15.8
MIA-03	KAWASAKI Heavy Industries	1.5	21.9
MIA-13	KAWASAKI Heavy Industries	1.6	25.5
PW14M	Ebara	1.6	23.5
Hurricane	European Gas Turbines	1.6	24.5
KG2-3C	Dresser-Rand	1.8	16.0
KG2-3E	Dresser-Rand	1.9	16.5
PGT2	Nuovo Pignone	2.0	25.0
KG2-3E	Dresser-Rand	2.1	16.9
MIA-23	KAWASAKI Heavy Industries	2.2	26.2
MIT-01	KAWASAKI Heavy Industries	2.3	20.4
MIA-13CC (steam injection)	KAWASAKI Heavy Industries	2.4	33.7
CX501-KB3	Centrax Gas Turbine	2.7	25.0
SB15	mitsui Eng. & S.B. Co.	2.7	25.6
MIT-03	KAWASAKI Heavy Industries	2.8	21.4
501-KB3	Allison Engine Company	2.8	26.0
MIT-13	KAWASAKI Heavy Industries	3.1	25.1
CX501-KN3	Centrax Gas Turbine	3.1	27.1
TGC308CC	Tuma Turbomach	3.5	27.9
Centaur 40 & 40s	Solar	3.5	27.9
CX501-KB5	Centrax Gas Turbine	3.8	27.7
TB5000	European Gas Turbines	3.8	25.8
501/KB5	Rolls-Royce	3.9	29.3
AS4055	Allied Signal Engines	4.0	38.1
TB5000	European Gas Turbines	4.0	27.1
501-KH55	Allison Engine Company	4.1	29.5
TGC378CH	Tuma Turbomach	4.1	28.0
MIT-23	KAWASAKI Heavy Industries	4.2	26.0
Typhoon	European Gas Turbines	4.2	29.9
Typhoon	Alstom ^a	4.3	N/A
501-KB4	Allison Engine Company	4.3	29.2
Centaur 50 & 50s	Solar	4.4	28.8
DR990	Dresser-Rand	4.4	30.5
CX501-KN5	Centrax Gas Turbine	4.5	29.9
Typhoon	Alstom ^a	4.7	N/A

(continued on next page)

Table 1 (continued)

Turbine	Manufacturer	Power (MWe)	Efficiency
DR61 PLUS	Dresser-Rand	28.5	38.3
GT10C	Alstom ^a	29.1	36.0

Table 1 (continued)

Turbine	Manufacturer	Power (MWe)	Efficiency
RLM1600	European Gas Turbines	14.0	37.1
DR60G	Dresser-Rand	14.1	37.2
TGC111MF	Tuma Turbomach	14.3	33.0
MF-111B	MITSUBISHI Heavy Industries	14.6	31.0
Coberra 2000	Cooper Rolls, Inc.	14.6	28.2
LM1600 STIG (steam injection)	General Electric	17.0	39.5
GT35	Alstom ^a	17.0	32.1
OGT15000	Mashprom/Orenda	17.1	34.2
TG16	FIAT TTG	18.4	26.8
FT4A-9	Greenwich Turbine, Inc.	19.8	28.1
PG5271	Thomassen International	20.3	26.6
LM2500	Fiat Avio Power Division	21.9	35.5
RLM2500-PE	European Gas Turbines	21.9	35.6
PGT 25	Nuovo Pignone	21.9	35.5
DR-61	Dresser-Rand	22.1	36.1
LM2500 PE	KVAERNER ENERGY AS	22.2	36.3
LM2500	Nuovo Pignone	22.3	36.1
DR-61G	Dresser-Rand	22.8	36.8
RLM2500-PE	European Gas Turbines	22.8	36.8
LM2500PE	General Electric	22.8	36.8
LM2500	Greenwich Turbine, Inc.	22.8	36.8
TG2500	Stewart and Stevenson	22.8	36.8
DR61	Dresser-Rand	23.0	37.4
SB120	MITSUBI Eng. & S.B. Co	23.0	30.5
DR61G	Dresser-Rand	23.3	37.6
RLM2500	European Gas Turbines	23.3	37.6
M5322R	European Gas Turbines	23.9	36.0
GT10B	Alstom ^a	24.8	34.2
FT8	Ebara Corporation	25.4	38.1
FT8	United Technologies	25.5	38.1
FT8	Ebara	26.1	39.2
PG 5371PA	European Gas Turbines	26.3	28.5
PG5371	John Brown Engineering	26.3	28.5
PG5371PA	KVAERNER ENERGY AS	26.3	28.5
MS5001	Nuovo Pignone	26.3	28.5
PG5371	Thomassen International	26.3	28.4
M5352	European Gas Turbines	26.6	36.4
MFT-8	MITSUBISHI Heavy Industries	26.8	38.7
RLM2500+	European Gas Turbines	27.0	36.6
DR-61G PLUS	Dresser-Rand	27.0	36.6
TG2500+	Stewart and Stevenson	27.1	36.6
Coberra 6000	Cooper Rolls, Inc.	27.2	35.8
RB211	Parsons Power Generation	27.2	35.8
RB211/6562	Rolls-Royce	27.5	36.2
DR61G PLUS	Dresser-Rand	27.6	37.3
RLM2500+	European Gas Turbines	27.6	37.3
DR-61 PLUS	Dresser-Rand	27.6	37.4
LM2500 STIG (steam injection)	General Electric	28.1	41.0
FT4C-3F	Greenwich Turbine, Inc.	28.1	30.7
M5382	European Gas Turbines	28.4	29.3

e)

(continued on next page)

2.2.2 O Ciclo Brayton

O ciclo termodinâmico o qual todas as turbinas a gás operam é chamado Ciclo Brayton (ou ciclo Joule). Fig.3 mostra o diagrama pressão versus volume (P-V) e temperatura versus entropia para esse ciclo. Os números nesse diagrama correspondem aos mesmos números utilizados na Fig. 10. A passagem de 1 para 2 representa a compressão, enquanto que de 2 para 3 representa a adição de calor a pressão constante na câmara de combustão; 3 para 4 representa a expansão ocorrendo na turbina.

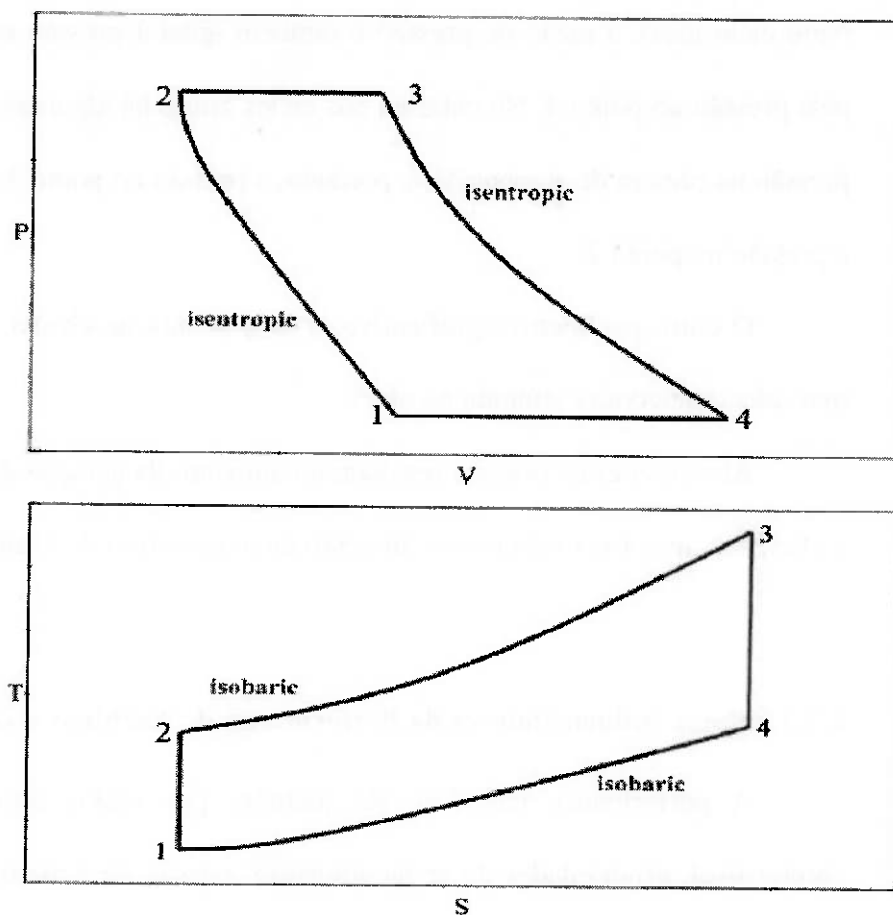


Fig. 2. The Brayton cycle.

Figura 3 – O Ciclo Brayton

2.2.3.1 Combustível

O trabalho de uma turbina a gás é definido como produto do fluxo mássico, energia térmica na câmara de combustão e diferencial de temperatura ao longo da turbina. O fluxo mássico é a soma do fluxo de ar mais fluxo de combustível. A energia térmica é função dos elementos do combustível e dos produtos de combustão. Gás natural produz aproximadamente 2% mais potência líquida a óleo; isso ocorre devido ao maior calor específico dos produtos de combustão, resultante da maior presença de vapor d'água produzida pela elevada relação hidrogênio/carbono do gás natural.

2.2.3.2 Aquecimento do Combustível

A maioria das plantas de ciclos combinados são projetadas para operarem na máxima eficiência. Essas plantas geralmente utilizam aquecedores integrados de combustível gasoso. Combustíveis aquecidos resultam em eficiências mais altas das turbinas a gás em virtude do fluxo reduzido de combustível requerido para aumentar a temperatura dos gases até a temperatura de chama. O reaquecimento de combustível resulta numa menor produção de trabalho por causa do decréscimo no volume do fluxo. Tipicamente, a fonte de calor para o combustível é a alimentação de água do ciclo a vapor. Uma vez que o uso dessa energia em sistemas de aquecimento de combustível em turbinas a gás é termodinamicamente vantajoso, a eficiência do ciclo combinado pode ser aumentada em até 0.6%.

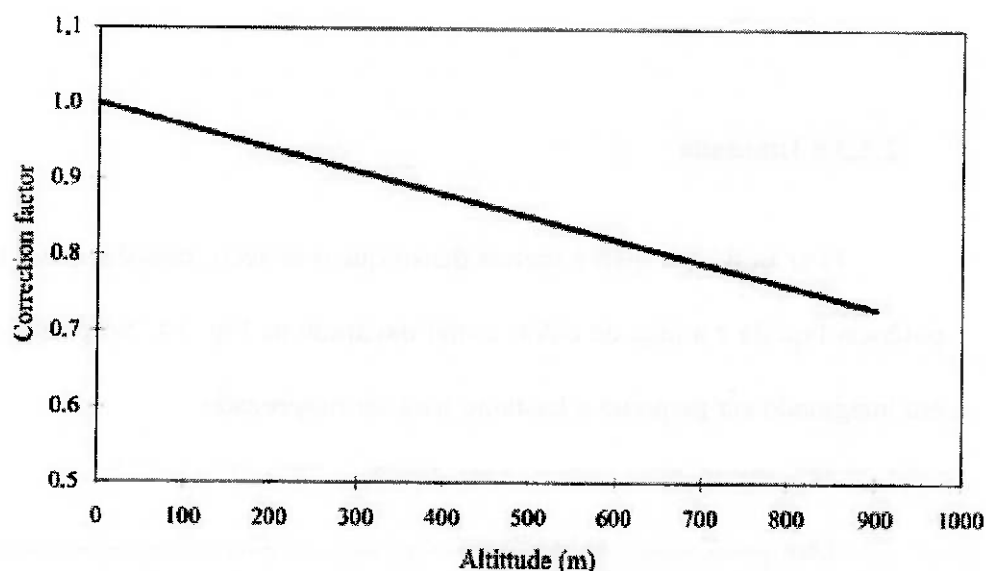


Fig. 4. Altitude correction curve.

Figura 5 – Curva de correção de altitude

2.2.3.4 Resfriamento do Ar na Admissão

A curva do efeito das condições ambientes, mostradas na Fig.12, claramente mostra que a taxa de calor e a potência líquida gerada aumentam com o decréscimo da temperatura do ar na admissão no compressor. A temperatura de admissão do ar pode ser diminuída através da instalação de um cooler evaporativo ou um resfriador no duto de admissão, logo após os filtros na admissão. Aplicações cuidadosas desses sistemas são necessárias, como por exemplo, a condensação e admissão de água pode resultar em contaminação do compressor com a mesma e degradar performance. Esses sistemas geralmente são seguidos por separadores de mistura para que assim seja possível reduzir o arrasto dessa mistura para dentro do sistema. Os maiores ganhos a partir do resfriamento evaporativo vêm à tona em climas quentes e com baixa umidade.

causam perda de pressão no sistema. Os efeitos dessas perdas de pressão são únicos para cada projeto. Tipicamente uma queda de pressão de 10mbar na admissão do compressor, resultam num aumento de 0.4% na taxa de calor, a potência líquida gerada é diminuída em até 1.4% e a temperatura de exaustão é aumentada em até 1° C. Da mesma forma, uma queda de pressão de 10mbar na saída da turbina dos gases de exaustão, a taxa de calor pode ser aumentada em 0.4%, a potência líquida gerada chega a ser diminuída em até 0.4% e a temperatura de exaustão pode ser elevada 1°C.

2.2.3.7 Extração de Ar

Em algumas aplicações de turbinas a gás, muitas vezes é desejável a extração de ar do compressor. Geralmente, até 5% do fluxo de ar do compressor pode ser extraído da descarga do mesmo. A pressão e temperatura do ar dependerão do tipo de máquina e condições de “site”. É possível uma extração de ar entre 6 e 20% dependendo de algumas modificações no invólucro, tubulações e controle. Extrações superiores a 20% requerem intensas modificações nos invólucros da T.G e na configuração da unidade. De modo geral, para cada 1% de ar extraído do compressor temos uma perda de potência de 2%.

2.2.3.8 Degradação de Performance

Toda máquina de fluxo se depara com perda de performance com o passar do tempo. A degradação de performance de turbinas a gás pode ser classificadas como recuperáveis ou não recuperáveis.

Perdas recuperáveis são geralmente associadas com contaminação do compressor e podem ser parcialmente retificadas através da lavagem a água ou ainda,

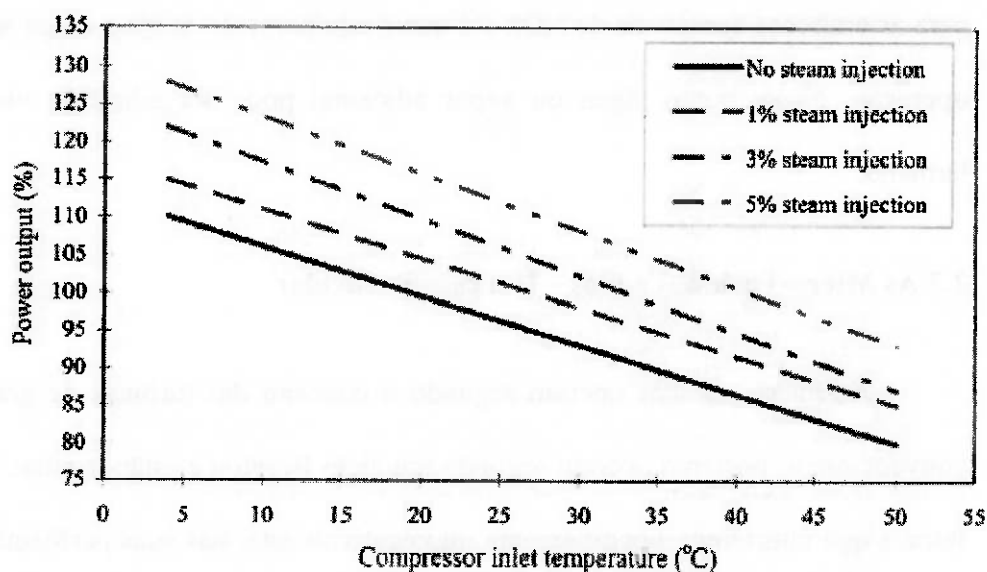


Fig. 6. Effect of steam injection on power output.

Figura 7 – Efeito da injeção de vapor na geração de potência

2.2.3.10 A Injeção de Água ou Vapor para Aumento de Potência

Como já mencionado na seção 2.3 a injeção de água ou vapor na câmara de combustão para controle na emissão de NOx aumenta o fluxo mássico, portanto, resulta num aumento de potência líquida gerada. Normalmente, a quantidade de água se limita a quantidade necessária para atingir os limites desejáveis de emissão de Nox, para que assim minimize-se os custos de operação e impacto nos intervalos de inspeção. Quando vapor é injetado visando aumento de potência, ele pode ser introduzido na descarga do compressor ou diretamente dentro da câmara de combustão. O efeito na potência gerada e na taxa de calor é o mesmo mostrado na Fig.6. Tipicamente, turbinas a gás são projetadas para permitir até 5% do fluxo mássico do compressor para injeção de vapor na câmara de combustão e descarga do compressor. Quando tanto vapor ou água é usado para aumento de potência, os

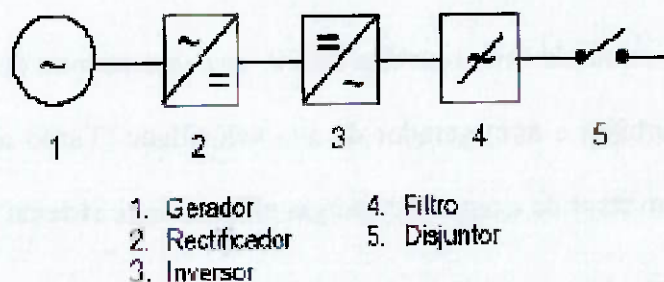


Figura 8 – Esquema simplificado da ligação da micro-turbina à rede

Uma micro-turbina acoplada a um gerador, cuja tensão é retificada e invertida antes da ligação à rede, permite ainda uma operação com velocidade variável, o que dispensa o uso de um distribuidor para controle do fluxo de gás de admissão – a potência de saída é regulada através da variação da velocidade numa gama larga.

O arrefecimento da máquina pode ser feito com ar ou com água. No primeiro caso é usual forçar o ar novo a passar através do gerador antes de entrar na câmara de combustão, o que permite garantir o arrefecimento deste, enquanto que no segundo caso é necessário um sistema auxiliar para bombear a água.

Turbinas a gás, com potência entre 25 e 200kW podem ser empregadas tanto como meros geradores quanto em ciclos de co-geração. Hoje são equipamentos de alta confiabilidade, com tecnologia dominada por diversos fabricantes. Já são competitivos (1.000 - 800 US\$/kW) para condições especiais de geração distribuída. As vendas estão crescendo e os custos de fabricação têm tendência decrescente com o aumento das vendas.

motor no mesmo veio da máquina turbo formando um compacto turbo gerador ou turbo alternador.

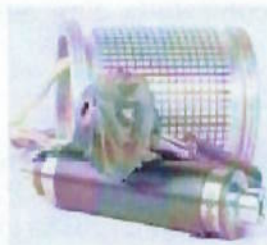


Figura 10 – Turbo Alternador

- ✓ **Recuperadores** para aumentar a eficiência. A sua função é pré-aquecer o ar usado no processo de combustão de forma a reduzir o combustível utilizado para atingir a temperatura de operação. Recuperadores para microturbinas custam de 50€ a 220€ por kW, dependendo da sua qualidade e do aumento de rendimento que fornecem. Usualmente, o seu aumento na eficiência do combustível é de um factor de 1/3 para 1/2. São opcionais.
- ✓ **Conversores eléctricos** para converter a energia eléctrica de forma a corresponder aos requerimentos dos clientes. A frequência de saída do turbo-alternador é tipicamente 1000 a 3000 Hz e tem de ser convertida para 50 ou 60 Hz, como de resto vai ser visto mais à frente.
- ✓ **Compressor de gás** para que o gás natural esteja numa pressão apropriada.

2.3.3 Co-geração

A co-geração – produção combinada de energia elétrica e calor – remonta aos primórdios da era da eletricidade, tendo sido preterida, salvo em algumas indústrias com processos que necessitam de vapor, a favor da produção centralizada.

A co-geração permite aproveitar parte do calor residual resultante da conversão da energia térmica obtida pela queima de combustíveis, em energia elétrica. Esta conversão faz-se nas centrais térmicas clássicas a carvão ou óleo-combustível com um rendimento elétrico de 38-42%, o que representa um grande desperdício de energia primária. Nas modernas centrais de ciclo combinado a gás natural, o rendimento pode atingir 55%, o que é uma melhoria considerável, contudo ainda assim 45% da energia primária contida no combustível não é utilizada.

A co-geração permite elevar o rendimento global do processo de conversão energética até 80 - 90%, dependendo da tecnologia utilizada e do uso a dar à energia térmica recuperada. Uma vez que a transmissão à distância desta forma de energia não é exequível, a energia térmica terá de ser consumida localmente num processo industrial, em sistemas de distribuição de água quente para aquecimento, ou ainda no sector terciário para condicionamento ambiental – calor no inverno e frio no verão, sendo este produzido por meio de arrefecedores de absorção.

As máquinas motrizes utilizadas são motores alternativos de ciclo Diesel (queimando gasóleo ou óleo-combustível) ou ciclo Otto (queimando gás natural), ou turbinas a gás de ciclo simples ou ciclo combinado, de contrapressão ou condensação. As potências típicas vão de 5 a 100 MW (elétrico), podendo com o recente advento das micro-turbinas instalar-se potências a partir dos 25 kW. Também

2.3.4.2 Desvantagens

As desvantagens deste tipo de turbo-geradores comparado com outros tipos de geradores, tem a ver com a necessidade de precisão e dos materiais serem resistentes à força e à temperatura de forma a poder ser atingida a performance desejada.

- ✓ Custo inicial elevado;
- ✓ Manutenção tem de ser feita por pessoal com habilitações especiais e elevadas;
- ✓ São mais sensíveis às condições ambientais (pressão, humidade, temperatura), que máquinas recíprocas;
- ✓ Produzem barulho e vibrações.

3.Mercado/Oportunidade

3.1. Um Breve Histórico – Expansão Mundial de Energia - 1970 a 2025

Esta abordagem internacional é feita com base nos estudos do Departamento de Energia dos Estados Unidos, divulgados na Internet no início do segundo semestre de 2004, sob o título de “International Energy Outlook 2004 (IEO2004)”. Os estudos contemplam três cenários macroeconômicos internacionais, para o período 2001-2025, denominados de referência, alto e baixo e desagregados por várias regiões e países.

Pela importância, a análise a seguir segmenta o mundo em três grupos de países, industrializados, em desenvolvimento e em estruturação (EE/FSU)(1). Quando oportuno, são apresentadas as considerações sobre o Brasil. Embora o ano

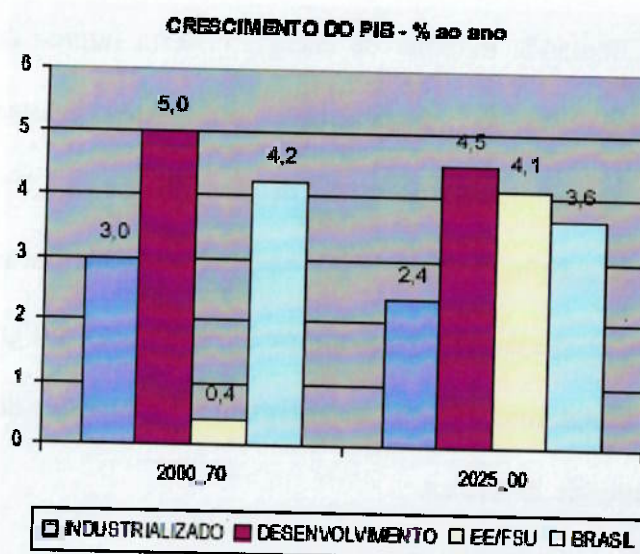


Figura 13 (fonte: www.mme.gov.br)

Os países em desenvolvimento, mesmo com maiores taxas de crescimento econômico, chegam a 2025 com apenas 28% do PIB mundial e uma renda per capita de US\$2871 (dólar de 1997). Os países industrializados, com uma renda per capita de US\$41984, ainda representam significativos 68% do PIB mundial em 2025. O Brasil, incluído nos países em desenvolvimento, atinge 3,2% do PIB mundial ao final do período, contra 2,7% em 2000. Considerando o câmbio de 1997, a renda per capita do Brasil chega a US\$9611, para uma população de 216 milhões.

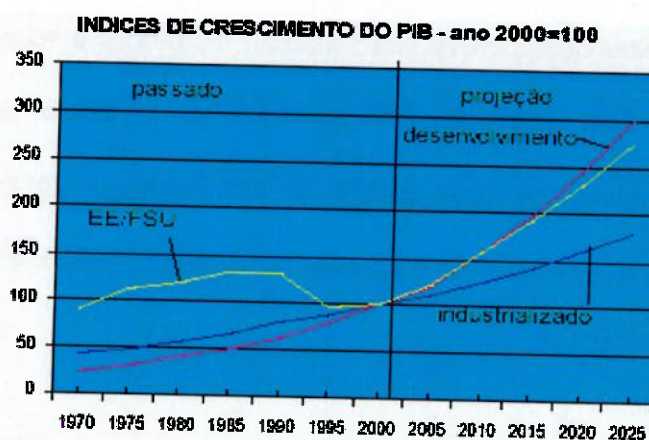


Figura 14 (fonte: www.mme.gov.br)

Aos países do grupo EE/FSU cabe o maior esforço de redução da intensidade energética (-2,53% aa). O esforço dos países industrializados, de -1,21% aa, é menor do que o esforço dos países em desenvolvimento (-1,64% aa). Os estudos do IEO2004 indicam para o Brasil uma taxa de redução da intensidade energética de -1,17% aa, resultante de um crescimento industrial menos intensivo em energia e da introdução de processos e fontes de energia mais eficientes. No período 1970-2000, a redução da intensidade energética brasileira foi de -0,81% aa.

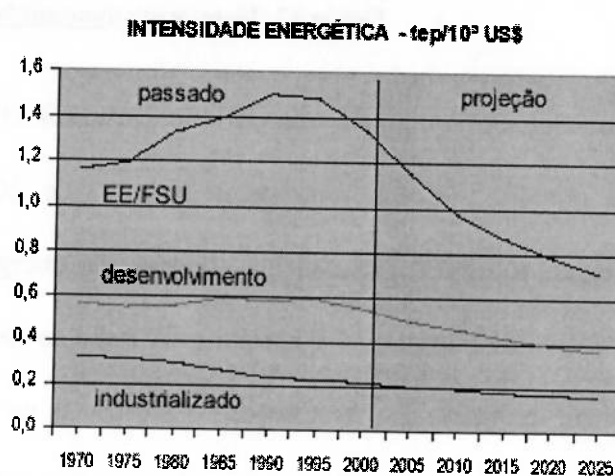


Figura 16 (fonte: www.mme.gov.br)

São pequenas as variações na estrutura de participação das fontes de energia na oferta interna mundial de energia, comparando os dados projetados com a série histórica. O gás natural é o único energético a aumentar a participação, deslocando, principalmente, o carvão mineral. O petróleo e a energia nuclear apresentam pequena perda de participação e as fontes renováveis (hidráulica, biomassa, eólica, solar, etc) mantêm a participação.

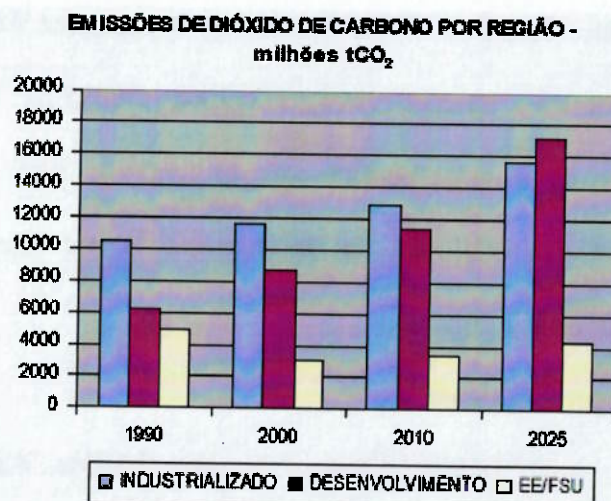


Figura 18 (fonte: www.mme.gov.br)

3.1.1 Comparações de Previsões do Consumo Mundial de Energia

As projeções de diferentes Organizações, sobre o crescimento do consumo mundial de energia, mostram pequenas variações entre 2 e 2,1% aa. As maiores diferenças ao nível regional não modificam a tendência de que todos os estudos apresentam maiores taxas de crescimento para os países em desenvolvimento, seguidas das taxas dos países da EE/FSU. Aos países industrializados cabem as menores taxas de crescimento do consumo de energia.

Destaque-se que o IEO2004, do Departamento de Energia dos Estados Unidos, diminui significativamente o consumo de energia dos países em desenvolvimento, em relação às edições anteriores.

Tabela 2 – fonte: www.mme.gov.br

CONSUMO DE ENERGIA POR REGIÃO, 2000-2025 - % aa

GRUPOS DE PAISES	IEO2004	IEO2002	IEO2001	DRI-WEFA	IEA
MUNDO	1,8	2,1	2,1	2,1	2,0
INDUSTRIALIZADOS	1,1	1,2	1,1	1,1	0,9
DESENVOLVIMENTO (*)	2,8	3,3	3,4	2,7	3,4
EE/FSU	1,5	1,5	1,4	1,3	1,6

(*) Inclui o Brasil

3.1.2 Último Exercício Energia Elétrica – Brasil 2004

A geração pública e de auto-produtores do Brasil atingiu 364,9 TWh em 2003, resultado 5,6% superior ao de 2002. Configuram este resultado, a geração hidráulica pública de 294,3 TWh (+7,3 %), a geração térmica pública de 35 TWh (-6,1%) e a geração de auto-produtores de 35,7 TWh (+4,7%).

Tabela 3

1. DADOS DE ENERGIA ELÉTRICA

ESPECIFICAÇÃO	UNIDADE	2002	2003	% 03/02
DISPONIBILIDADE TOTAL	TWh	382,2	402,1	5,2
GERAÇÃO TOTAL (PÚBLICA E AUTOPRODUT)	TWh	345,7	364,9	5,6
GERAÇÃO HIDRO PÚBLICA	TWh	274,3	294,3	7,3
GERAÇÃO TERMO PÚBLICA (+nuclear)	TWh	37,3	35,0	-6,1
GERAÇÃO A ENERGIA NUCLEAR	TWh	13,8	13,4	-3,5
GERAÇÃO PÚBLICA A GÁS NATURAL	TWh	9,1	9,1	-0,3
GERAÇÃO PÚBLICA A CARVÃO MINERAL	TWh	5,1	5,3	3,4
GERAÇÃO DE AUTOPRODUTORES	TWh	34,1	35,7	4,7
IMPORTAÇÃO LÍQUIDA	TWh	36,6	37,1	1,5
CONSUMO FINAL TOTAL	TWh	324,4	341,9	5,4
CONSUMO RESIDENCIAL	TWh	72,8	76,1	4,7
CONSUMO COMERCIAL	TWh	45,4	48,4	6,5
CONSUMO INDUSTRIAL	TWh	152,7	160,4	5,1
CONSUMO EM OUTROS SETORES	TWh	53,6	57,0	6,4
PERDAS SOBRE A OFERTA TOTAL	%	15,1	15,0	-1,1
CAPACIDADE INSTALADA (PÚBL. + AUTOI	GW	82,5	86,5	4,9

As importações de 37,1 TWh, somadas à geração interna, permitiram uma oferta total de energia de 402,1 TWh, montante 5,2% superior ao de 2002. A geração nuclear, que em 2001 havia tido um grande incremento em decorrência da plena geração de Angra II, passando de 6,1 TWh para 14,3 TWh, em 2002 teve ligeiro declínio, passando a 13,8 TWh (-3,1%) e em 2003 seguiu decrescendo, com geração de 13,4 TWh (-3,5%).

Já o gás natural continuou a trajetória de crescimento na geração de eletricidade. Na geração pública manteve o patamar de 9,1 TWh e na geração de

contexto, o consumo residencial, de 76,1 TWh (+4,7%), reverteu as performances negativas de 2001 e 2002, o consumo comercial, de 48,4 TWh (+6,5%), suplantou o crescimento do ano anterior, de 2,4%, e o consumo industrial, de 160,4 TWh, também apresentou boa performance, crescendo 5,1%.

As taxas representativas de crescimento do consumo de eletricidade decorrem de dois fatos, o primeiro devido à comparação com o ano de 2002 ainda afetado pelo racionamento, e o segundo, devido a sinais de recuperação da economia, alavancada por bons níveis de exportações.

Em 2003, com acréscimo de 4 GW, a capacidade instalada de geração do Brasil atingiu o montante de 86,5 GW, incluindo serviço público e autoprodutores. As principais usinas que entraram em operação foram: UHE Tucuruí, PA – unidades 13, 14 e 15 (1125 MW), UHE Itapebi, BA – unidades 1, 2 e 3 (450 MW), UTE Fortaleza, CE – unidade 1 (324 MW), UTE Camaçari, BA - unidades 1, 2 e 3 (210 MW), UTE Termonorte II, RO – unidade 3 (194 MW), UTE Termobahia, BA - unidade 1 (179 MW) e UTE Canoas, RS – unidade 1 (160 MW).

Em 2003, o setor elétrico contribuiu com 14,6% da Matriz Energética Brasileira, acrescentando 0,6 ponto percentual à participação de 2002.

- 1) *Liderança em Custo* – Estratégia que permite a empresa manter os custos reduzidos para que então possa praticar menores preço e/ou trabalhar com margem superior à média da indústria. Essa estratégia é realizada via ganho de experiência, investimento em instalações para produção em grande escala e monitoração cuidadosa e sistemática dos custos operacionais totais. Ferramentas bastante utilizadas são o *downsizing* e o TQM (Total Quality Management).
- 2) *Diferenciação* – Estratégia que requer o desenvolvimento de produtos e serviços únicos, se apoiando na lealdade a marca e fidelidade de seus clientes. Oferecendo qualidade superior, melhor performance/serviços, menores prazos de entrega, maior rapidez no lançamento de novos produtos e/ou características únicas, a empresa pode praticar preços mais altos, os clientes não se importarão em pagar esse prêmio uma vez que enxerguem nele um valor superior. Nesse tipo de estratégia, preocupações com marca e imagem ganham grande importância.
- 3) *Foco* – Estratégia que visa atender segmentos de mercado específicos, focalizando determinados grupos de clientes e/ou oferecendo uma gama limitada de produtos e serviços que atendam uma necessidade em comum de mais de um grupo. A forma pela qual se segmenta um determinado mercado pode utilizar os mais diversos critérios, tais como critérios demográficos (idade, classe social, etc), geográficos, “*lifestyle*” e de ocasião de uso, entre outros. Pode ser empregada de duas maneiras:
 - 3a) *Foco na diferenciação* – ofertas diferenciadas no segmento visado – e

3.2.1 Oportunidade de Mercado

Para esta análise deve-se responder a duas perguntas simples em conceito.

O mercado é grande o bastante para absorver um novo produto? Existe necessidade para esse produto?

Como podemos verificar na tabela 3, a atual oferta de energia (segundo dados do último exercício da energia no Brasil) está em torno 402 TWh, enquanto que a demanda está na gama de 342 TWh. Porém, ao se analisar a figura 15, observa-se uma tendência de crescimento constante de demanda, atingindo quase $7000 \cdot 10^6$ tep (tonelada equivalente de petróleo) em 2025, quase 100% maior que a demanda atual.

Somado a isso, a geração distribuída vem ganhando força no mundo. Interrupções no fornecimento de energia, devido à vulnerabilidade das usinas centrais e das linhas de transmissão, custam caro. Nos Estados Unidos, a conta pode chegar a US\$ 80 bilhões anuais. Para Seth Dunn, autor de *Micropower: The Next Electrical Era*, a solução é a micro-energia.

Além disso, ao observar a figura 17 constata-se que também há uma crescente tendência ao uso do gás natural como fonte primária de energia, o que também é bastante favorável.

Portanto concluímos que há mercado para o nosso produto.

3.2.2 Competidores

Aqui as perguntas seriam as seguintes: Como os competidores atuais reagiriam ao lançamento deste novo produto?

De acordo com Michael Porter (Porter, 1980), a essência da formulação estratégica é lidar com a competição. Para se traçar a estratégia de uma empresa, o primeiro passo é uma análise da indústria na qual ela está inserida.

3.2.2.1 Novos entrantes

Novos entrantes em uma indústria trazem sempre a ambição de conquistar market share, mais capacidade, mais recursos e algumas vezes acabam por mudar bastante toda a dinâmica governante quando inserem novas tecnologias, novos meios de se fazer um negócio. Esses novos entrantes podem ser empreendedores de todas as envergaduras, ou grandes companhias diversificando e novos mercados via fusões/aquisições.

Para o nosso caso em particular, não temos que nos preocupar com novos entrantes, dado que nós somos os novos entrantes e nosso produto se diferencia pela inovação. Talvez a inovação seja uma barreira para a entrada no mercado, pois assim teremos de investir pesado para superar a lealdade que alguns grupos de clientes podem ter com relação aos produtos já estabelecidos no mercado, mas não se mostra uma barreira difícil de ser vencida.

3.2.2.2 Produtos/Serviços Substitutivos

O que seriam produtos ou serviços substitutivos para a micro-turbina? Seriam todos aqueles produtos e serviços que concorrem pela carteira do cliente, ou seja, aquele produto que atende a necessidade da demanda de energia e o cliente está disposto a pagar por ele.

Para saciar sua necessidade, o consumidor deseja confiabilidade em seu equipamento, economia em seu uso e disponibilidade de energia sempre que sua necessidade é estimulada.

3.2.2.4 Poder de Barganha dos Clientes

Os consumidores constituem uma força competitiva muito importante na indústria a qual nosso projeto está inserido. Conforme seu nível de exigência, podem fazer com que ocorram reduções de preços e alterações significativas nos produtos que as empresas oferecem. Como em qualquer outra indústria, devemos estar sempre muito atentos as necessidades reais e latentes de nossos consumidores. Devemos nos diferenciar frente a eles e fazê-los enxergar o valor da mercadoria que oferecemos, além de criar uma marca forte e fideliza-los.

É neste contexto que esperamos nos diferenciar. Conhecemos a demanda do país e do mundo por energia, limpa e barata. Queremos nos diferenciar no preço, mantendo a qualidade, preservando valores ambientais.

3.2.2.5 Rivalidade entre Competidores

A indústria de energia é caracterizada por uma forte rivalidade entre os competidores existentes. É a força de maior intensidade junto com a força cliente.

Se pensarmos em desenvolver o projeto e produzi-lo, certamente estaríamos condenados ao fracasso, diante do forte know-how que os competidores existentes possuem. No entanto, se fixarmos uma parceria, poderíamos aproveitar o know-how de produção, bem como as ferramentas de competitividade existentes, em troca da idéia inovadora e a tecnologia de desenvolvimento.

Ficar-se-á limitado ou não a produção pela possibilidade ou não de se obter recursos, para a compra dos componentes, bem como o desenvolvimento da câmara de combustão.

3.2.4.1 Análise Financeira

Esta análise será simplificada, baseada apenas na expansão dos custos típicos (custo fixo e custo variável) e trazendo esse valor a um valor presente. Comparativamente será efetuado o mesmo cálculo para uma demanda de potência similar, porém ligada a rede de geração centralizada, a título de comparação.

A micro turbina apresenta custo variável referente apenas ao consumo de gás. As tabelas abaixo foram extraídas da empresa responsável pela distribuição do metano em São Paulo, a Comgas e apresentam os valores cobrados em reais (\$R) por metro cúbico de gás para as classe residenciais e comerciais, que são os alvos do nosso produto.

Tabela 4b – Tarifas praticadas pela Comgas em Kg

Segmento Residencial					
Classe	Kg/mês	Valores sem ICMS		Valores com ICMS	
		Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/Kg	Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/Kg
1	0 - 0	11,24	0	12,77	0
2	0,01491 a 11,93 Kg	11,24	1,1648	12,77	1,364
3	11,94 a 25,35 Kg	11,75	3,1793	13,35	3,722
4	25,36 a 59,66 Kg	12,65	3,939	14,38	4,6124
5	Acima 59,66 Kg	12,65	4,3685	14,38	4,964

Segmento Comercial					
Classe	Kg/mês	Valores sem ICMS		Valores com ICMS	
		Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/Kg	Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/Kg
1	0 - 0	18,09	0	20,56	0
2	0,01491 a 11,93 Kg	18,09	3,1932662	20,56	3,6287114
3	33,53 a 100,575 Kg	29,39	2,8560776	33,4	3,2455421
4	100,582 a 335,25 Kg	51,99	2,6326965	59,08	2,9917002
5	335,26 a 1341 Kg	118,69	2,4337017	134,88	2,7655705

Supondo uma utilização da micro turbina por um período de 2,5 h, pode-se calcular o consumo de gás no mês, em Kg.

$$m_{gas} = 0,00333 Kg / s$$

$$m_{gas\,mês} = 0,00333 \cdot 2,5 \cdot 3600 \cdot 30 = 899,1 Kg / mês$$

Da tabela 5 de consumo residencial, obtém-se a tarifa em R\$ por Kg: 4,964

Portanto tem-se que o custo variável (CV) é

$$CV = R\$4463,13/mês$$

Já para o consumo no comércio, devido a tarifa diferenciada tem-se que CV

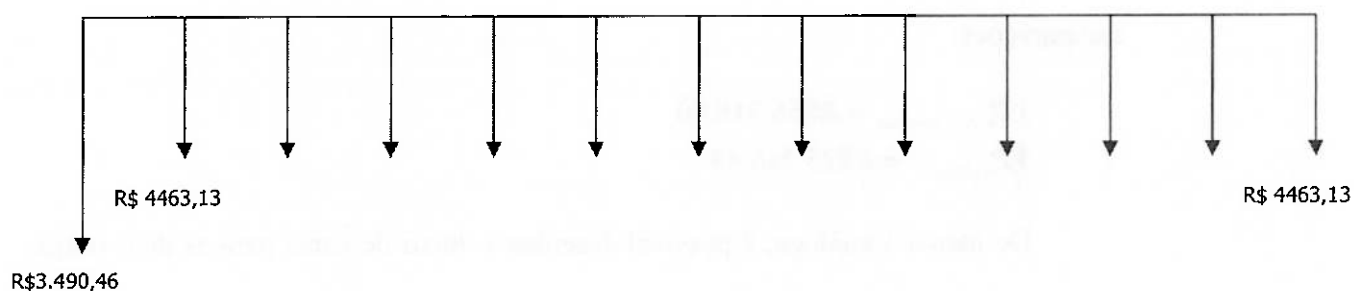
é:

Tabela 6 – Custo Fixo da Micro Turbina (fonte: elaborado pelo autor)

Bomba(\$R)	Radiador(\$R)	Gerador(\$R)	Câmara de Combustão(\$R)	Turbo Compressor(\$R)	Custo Fixo Total
R\$ 42,46	R\$ 148,00	R\$ 500,00	R\$ 1.000,00	R\$ 1.800,00	R\$ 3.490,46

De posse destes dados, pode-se traçar o fluxo de caixa dos dois investimentos:

Micro-Turbina - Residencial



Rede - Residencial

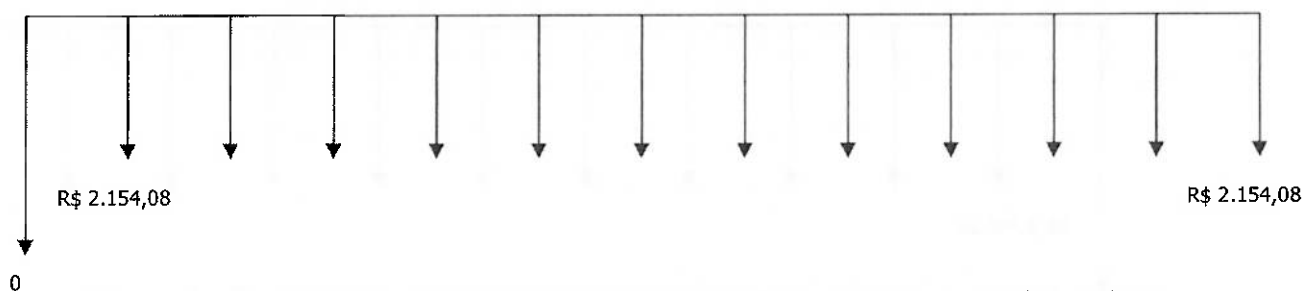


Figura 23 – Fluxo de Caixa para consumo residencial fornecido pela rede ou pela GD em 1 ano

(Fonte: Elaborado pelo autor)

Segundo projeções do Banco Central do Brasil, a inflação estimada para o ano de 2006 é de:

$$i_{a,a} = 5,5\%$$

e sabemos que:

$$1 + i_{a,a} = (1 + i_{a,m})^n \quad (I)$$

Logo sabemos que:

Novamente utilizando as equações I e II tem-se que:

$$VP_{micro-turbina} = R\$33.256,93$$

$$VP_{comercial} = R\$26.850,34$$

Percebe-se que a utilização de micro turbinas por consumidores residenciais mostra-se um tanto inviável, uma vez que a utilização da rede não obriga nenhum investimento inicial e o consumo ao longo do ano é mais barato que o consumo de gás. Além disso, com as práticas de tarifas cobradas pela Comgás hoje, o custo variável para residências é superior ao investimento inicial, o que não motiva qualquer consumidor.

Percebe-se, no entanto, grande competitividade para o setor comercial, sendo que essa diferença observada se deve pela não difusão completa do gás como fonte de energia, estando este ainda suscetível a influências políticas e econômicas, as quais tendem a diminuir com tempo pela utilização em larga escala.

3.2.4.2 Análise de Crédito

Nesta seção serão analisadas as oportunidades de crédito para o mercado de geração alternativa de energia (leia-se alternativa toda energia gerada fora da matriz hidrológica brasileira).

A linha de crédito que será descrita a seguir, encontra-se hoje disponível no BNDES (Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social) como forma de incentivo ao desenvolvimento de novas fontes de energia.

Apoio indireto: Custo Financeiro + Remuneração do BNDES + Remuneração da Instituição Financeira Credenciada, sendo:

- ✓ Custo Financeiro: Taxa de Juros de Longo Prazo-TJLP
- ✓ Remuneração do BNDES: 2% ao ano.
- ✓ Remuneração da Instituição Financeira Credenciada: negociada entre a instituição financeira credenciada e o cliente.

Prazos:

- ✓ Carência: até seis meses após a entrada em operação;
- ✓ Amortização: até 12 anos, pelo Sistema de Amortização Constante (SAC).

Garantias

A critério do BNDES ou da Instituição Financeira Credenciada, destacando-se:

- ✓ penhor das ações da beneficiária;
- ✓ penhor dos direitos emergentes da autorização;
- ✓ penhor dos direitos creditórios do Contrato de Compra e Venda de Energia - CCVE firmado entre a ELETROBRÁS e a beneficiária;
- ✓ reserva de meios de pagamento - vinculação e cessão em garantia da receita proveniente do CCVE firmado com a ELETROBRÁS, com a constituição de "conta reserva" com recursos equivalentes a, no mínimo, três meses de principal e juros, durante a fase de amortização do crédito;
- ✓ fiança do(s) controlador(es) da beneficiária no mínimo até que o empreendimento tenha entrado em operação comercial e que se comprove terem sido atingidos os indicadores financeiros estabelecidos;

Encaminhamento

Para operações indiretas automáticas:

Dirija-se à instituição financeira credenciada de sua preferência, que informará qual a documentação necessária, analisará a possibilidade de concessão do crédito e negociará as garantias. Após aprovação pela instituição, a operação será encaminhada para homologação e posterior liberação dos recursos pelo BNDES.

Para operações diretas, indiretas não-automáticas e mistas:

As solicitações de apoio são encaminhadas ao BNDES por meio de Carta-Consulta - preenchida segundo as orientações do Roteiro de Informações para Enquadramento - enviada pela empresa interessada ou por intermédio da instituição financeira credenciada de sua preferência, ao:

Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social - BNDES

Área de Planejamento-AP

Departamento de Prioridades-DEPRI

Av. República do Chile, 100 - Protocolo - Térreo

20031-917 - Rio de Janeiro, RJ

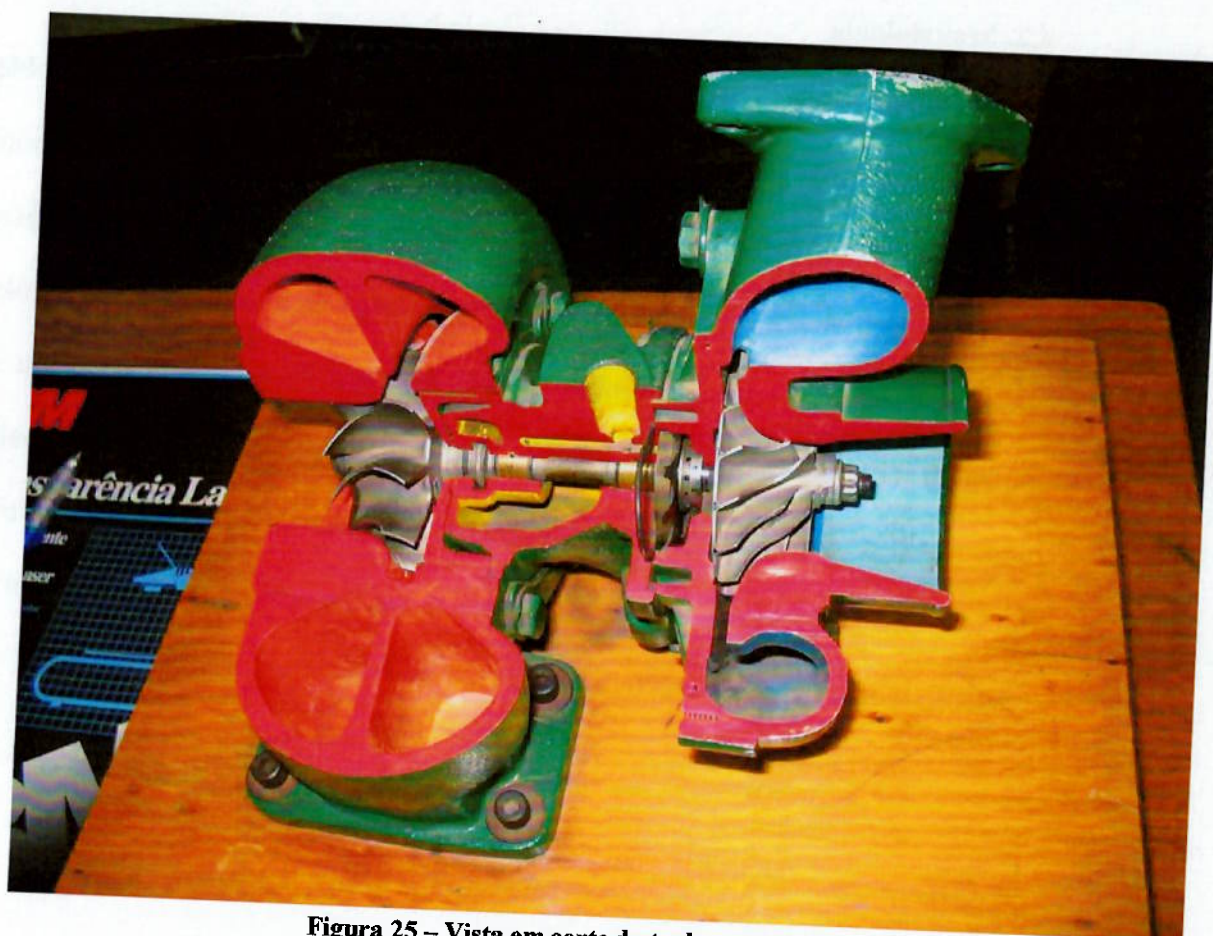


Figura 25 – Vista em corte do turbo compressor

Para atacarmos este problema, uma vez identificado, necessitamos saber as causas da ocorrência, as quais são relativamente simples em conceito, porém com uma modelagem matemática talvez, um pouco complexa.

As causas desse aquecimento indesejável são basicamente três, as quais não podem ser evitadas, mas sim controladas de maneira eficiente, sendo elas:

- ✓ Dissipação por atrito viscoso do óleo, devido ao movimento relativo entre o eixo e o mancal;
- ✓ Condução de calor através do eixo do conjunto turbo compressor devido ao alto gradiente de temperatura apresentada por esses dois componentes;

4.3. Fundamentos Teóricos

4.3.1 Dados

$$L_{eixo} = 120\text{mm}$$

$$D_{eixo} = 10\text{mm}$$

$$L_{mancal} = 12\text{mm}$$

$$e_{filme} = 1\text{mm}$$

$$k_{mancal} = 45\text{W} / \text{m}^2 \text{K}$$

$$\mu_{lub} = 0,03 \text{Ns} / \text{m}^2$$

$$k_{lub} = 0,15\text{W} / \text{m}^2 \text{K}$$

$$T_{s\acute{a}ida\ c\acute{a}mara} = 700^{\circ}\text{C}$$

$$T_{comp} = 100^{\circ}\text{C}$$

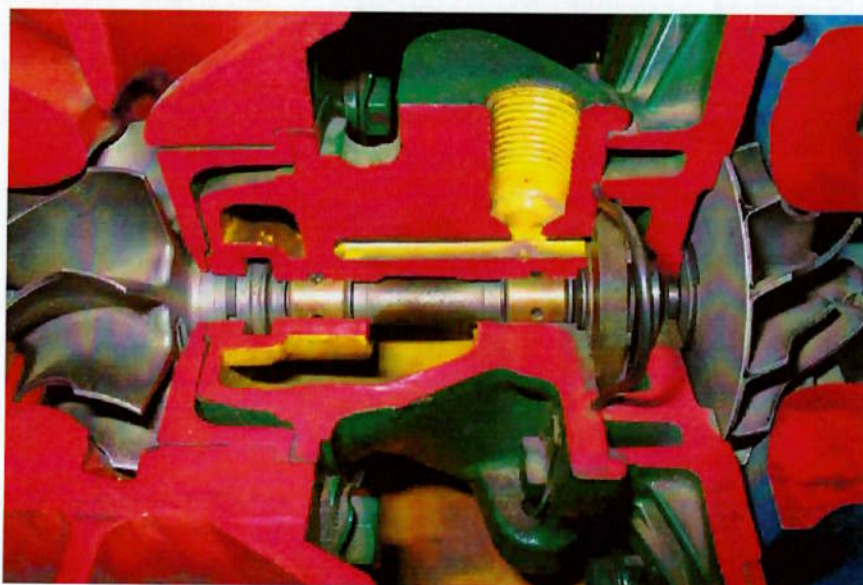


Figura 26 – Vista em detalhe do conjunto eixo – mancal

4.3.2 Atrito com o mancal

1. Modelo: Placas paralelas, pois $e_{filme} \ll D_{eixo}$. Assim a curvatura é quase

nula

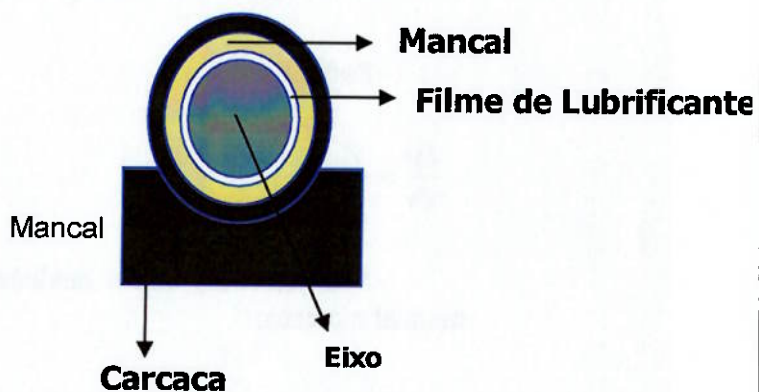
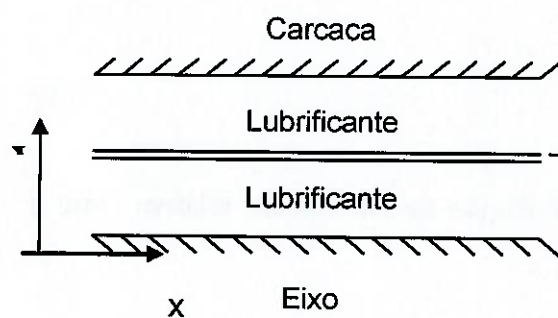


Figura 27 – Esquema representativo do contato eixo mancal

$$\begin{aligned}\therefore \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] &= 0 \\ \mu \frac{d^2}{dy^2} [u(y)] &= cte\end{aligned}\tag{VI}$$

Donde temos a solução da equação diferencia 1:

$$u(y) = C_1 y + C_2\tag{VII}$$

Para o primeiro trecho temos as seguintes condições de contorno :

$$u(0) = v_{eixo} = \frac{w.D_{eixo}}{2}$$

$$u(0) = 80000 \cdot \frac{2\pi \cdot 10^{-2}}{60 \cdot 2}$$

$$u(0) = 41,89 \text{ m/s}$$

$$u(10^{-3}) = \frac{v_{eixo}}{2}$$

$$u(10^{-3}) = C_1 \cdot 10^{-3} + C_2 \Rightarrow C_1 \cdot 10^{-3} + C_2 = \frac{w.D_{eixo}}{4}$$

$\therefore$

$$C_2 = 41,89 \text{ e } C_1 = -20950$$

$\therefore$

$$u(y) = -20950y + 41,89\tag{VIII}$$

$$u(0) = 20,95 \text{ m/s}$$

$\therefore$

$$20,95 = 0C_1 + C_2 \Rightarrow C_2 = 20,95 \text{ e } C_1 = -20950$$

Novamente a energia dissipada :

$$\dot{E}_{\text{diss}} = V\mu(\phi)$$

$$\mu(\phi) = \mu_{\text{lub}} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2$$

$$u(y) = -20950y + 20,95$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = -20950$$

$$\mu(\phi) = 1,32 \cdot 10^7 \text{ W/m}^3$$

$\therefore$

$$\dot{E}_{\text{diss}} = 2\pi(R_{\text{eixo}} + R_{\text{filme}})eL_{\text{manca}} 1,32 \cdot 10^7$$

$$\dot{E}_{\text{diss}} = 5,47 \text{ W}$$

$$Total = E_I + E_{II} = 4,98 + 5,47 = 10,45 \text{ W}$$

Como temos dois mancais:

$$E_{Total} = 2 \cdot 10,45 = 20,9 \text{ W}$$

4.3.3 Condução de calor através do eixo

Nesta seção estudaremos o fenômeno de transporte de energia para o óleo lubrificante através da condução de calor pelo eixo do conjunto turbo compressor. Esse fenômeno ocorre devido ao gradiente de temperatura encontrado longitudinalmente no eixo, em virtude das grandes diferenças de temperatura na entrada do compressor e na entrada da turbina, que se encontram à 100°C e 700°C, respectivamente.

O transporte dessa energia ao óleo corresponde a apenas uma parcela do que de fato deixa a fonte quente e podemos, para fins de simplificação, utilizar o modelo

“Como engenheiros, em primeiro lugar estamos interessados em saber a extensão da melhora que uma certa superfície estendida ou um arranjo de aletas poderia causar na transferência de calor de uma superfície para um fluido adjacente. Para determinar a taxa de transferência de calor associada a uma aleta, devemos, em primeiro lugar, obter a distribuição de temperatura ao longo da aleta. Iniciamos em um elemento diferencial apropriado...” (Fundamentos da Transferência de Calor e Massa, Frank P. Incropera, pág. 60).

Para simplificar ainda mais o nosso modelo vamos considerar uma aleta livre de mancais, a qual também possui as temperaturas das extremidades fixadas, e que ainda realiza troca por convecção com um fluido adjacente, vamos considerar ar.

$T=100^{\circ}\text{C}$

$T=700^{\circ}\text{C}$

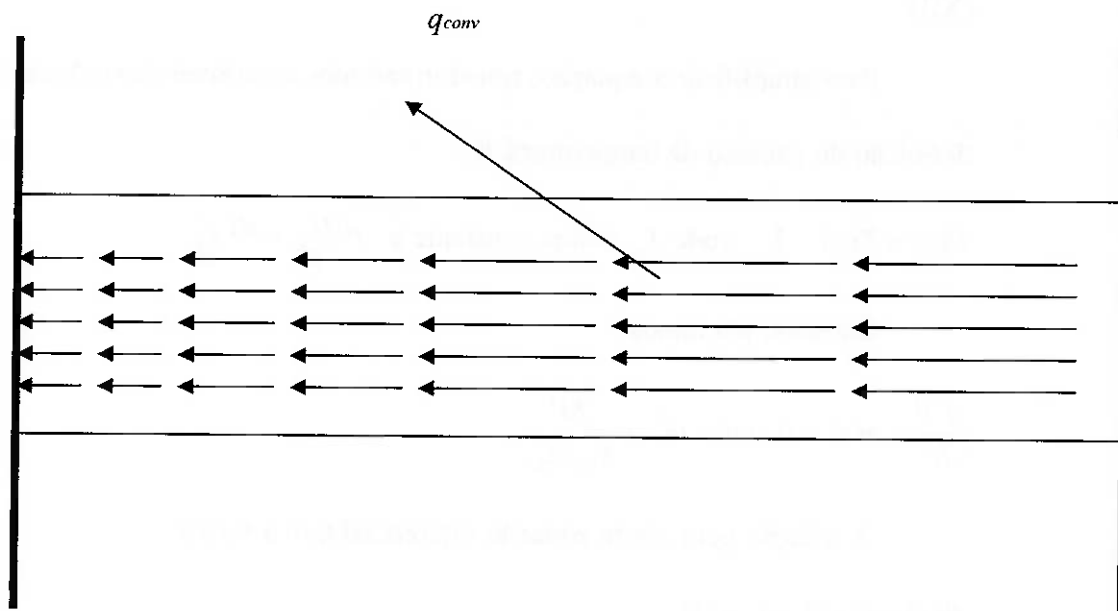


Figura 30 – Modelo simplificado, convecção com ar

A partir do estudo acima citado, foi possível desenvolver a forma geral da equação da energia para condições unidimensionais em uma superfície estendida.

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{(\theta_L/\theta_b)\sinh(mx) + \sinh m(L-x)}{\sinh(mL)} \quad (XV)$$

E a taxa de calor trocada por convecção é:

$$q_{conv} = \sqrt{hPk_{eixo}A_{SR}}\theta_b \frac{\cosh(mL) - \theta_L/\theta_b}{\sinh(mL)} \quad (XVI)$$

Nosso primeiro desafio consiste em calcular o coeficiente de convecção do fluido (ar). Para o caso em questão, vamos admitir que ocorra convecção natural.

Assim sabemos que:

$$\bar{h} = \frac{k_{ar}Nu}{D} \quad (XVII)$$

e

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387R_{ad}^{1/6}}{\left[1 + \left(0,559/Pr \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (XVIII)$$

Para o cálculo do número de Nussel, necessitamos do R_{ad} , o qual se é obtido através da equação que segue:

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{\infty})D^3}{\nu\alpha} \quad (XIX)$$

Vamos estimar T_{sup} médio como: $T_{sup} = \frac{T_b + T_l}{2} = 673,3K$, e $T_{\infty} = 25^{\circ}C$

E com m podemos traçar o perfil de temperatura ao longo do eixo para este caso particular. A tabela abaixo foi desenvolvida em excel e apresenta os valores de $T(^{\circ}\text{C})$ a cada 0,001 m do eixo, com $0 < x < 0,12$:

Tabela 8 – Valores de temperaturas calculados para diversas posições x no eixo

x(m)	T($^{\circ}\text{C}$)	x(m)	T($^{\circ}\text{C}$)	x(m)	T($^{\circ}\text{C}$)	x(m)	T($^{\circ}\text{C}$)
0	700	0,03	512,2502	0,061	351,423	0,092	213,2812
0,001	693,1087	0,031	506,599	0,062	346,6676	0,093	209,0913
0,002	686,2655	0,032	500,9824	0,063	341,9355	0,094	204,9146
0,003	679,4698	0,033	495,4001	0,064	337,2261	0,095	200,7509
0,004	672,7212	0,034	489,8516	0,065	332,5391	0,096	196,5997
0,005	666,0192	0,035	484,3365	0,066	327,8743	0,097	192,461
0,006	659,3632	0,036	478,8544	0,067	323,2312	0,098	188,3342
0,007	652,7529	0,037	473,405	0,068	318,6096	0,099	184,2192
0,007	652,7529	0,038	467,9878	0,069	314,0091	0,1	180,1157
0,008	646,1877	0,039	462,6025	0,07	309,4294	0,101	176,0233
0,009	639,6671	0,04	457,2486	0,071	304,8701	0,102	171,9418
0,01	633,1908	0,041	451,9258	0,072	300,331	0,103	167,8708
0,011	626,7582	0,042	446,6337	0,073	295,8116	0,104	163,8101
0,012	620,3688	0,043	441,372	0,074	291,3118	0,105	159,7594
0,013	614,0223	0,044	436,1401	0,075	286,831	0,106	155,7184
0,014	607,7181	0,045	430,9379	0,076	282,3691	0,107	151,6868
0,015	601,4558	0,046	425,7648	0,077	277,9257	0,108	147,6643
0,016	595,235	0,047	420,6205	0,078	273,5005	0,109	143,6506
0,017	589,0551	0,048	415,5047	0,079	269,0932	0,11	139,6454
0,018	582,9159	0,049	410,417	0,08	264,7034	0,111	135,6485
0,019	576,8167	0,05	405,3569	0,081	260,3308	0,112	131,6596
0,02	570,7572	0,051	400,3243	0,082	255,9752	0,113	127,6783
0,021	564,737	0,052	395,3186	0,083	251,6362	0,114	123,7044
0,022	558,7555	0,053	390,3395	0,084	247,3135	0,115	119,7376
0,023	552,8125	0,054	385,3867	0,085	243,0067	0,116	115,7776
0,024	546,9074	0,055	380,4598	0,086	238,7156	0,117	111,8241
0,025	541,0398	0,056	375,5585	0,087	234,4399	0,118	107,8769
0,026	535,2093	0,057	370,6824	0,088	230,1793	0,119	103,9356
0,027	529,4156	0,058	365,8311	0,089	225,9334	0,12	100
0,028	523,658	0,059	361,0043	0,09	221,702		
0,029	517,9364	0,06	356,2017	0,091	217,4847		

ao estudo que será aqui desenvolvido, bem como para estimarmos a temperatura na superfície do eixo, de modo que se possa obter uma média.

O que será feito aqui é a divisão desse eixo em três superfícies estendidas sendo estudadas uma a uma e o calor de convecção individual será somado.

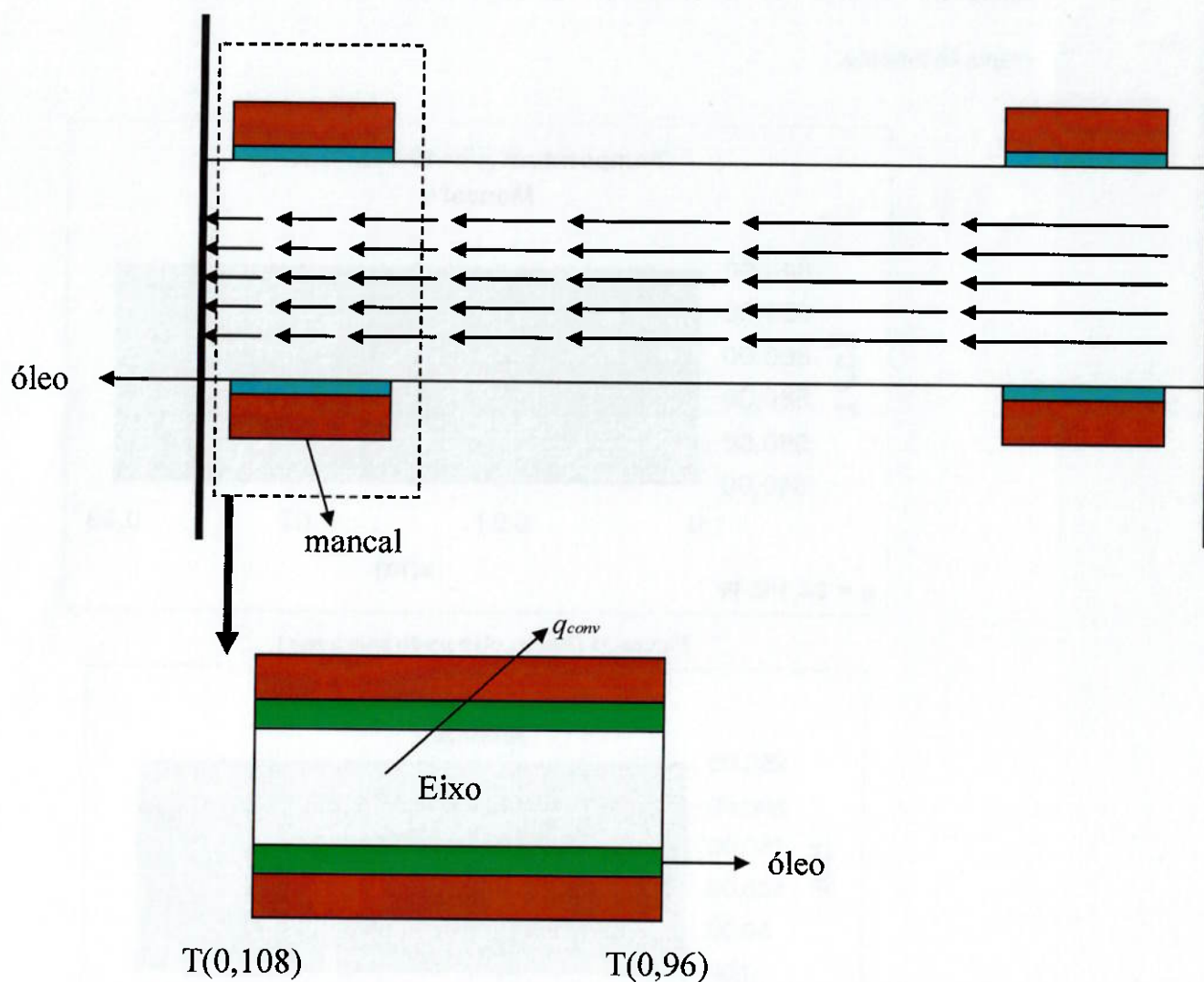


Figura 32 – Detalhe do modelo de aleta no mancal

Como se pode observar, em $0,96 < x < 0,108$ que corresponde ao comprimento do mancal temos também uma aleta com as temperaturas das extremidades mantidas

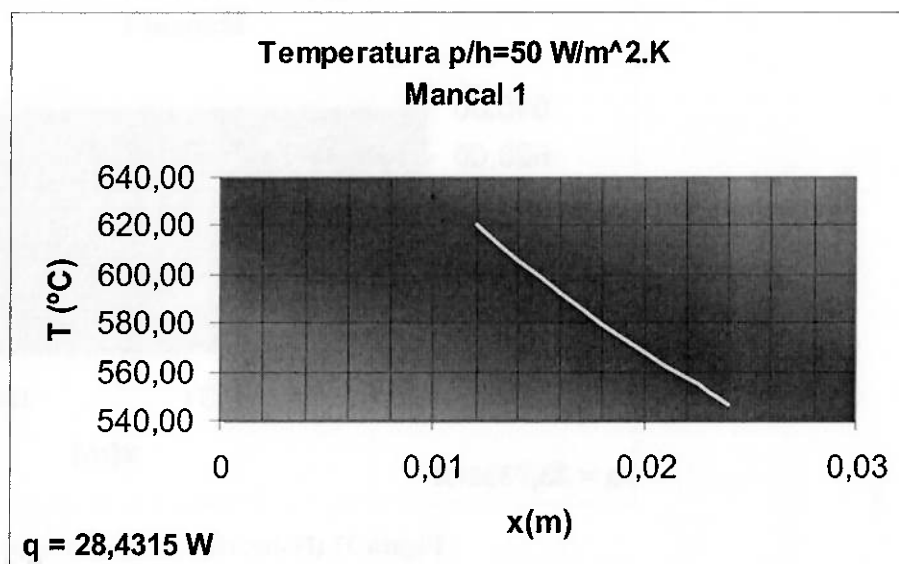


Figura 35 (Fonte: elaborado pelo autor)

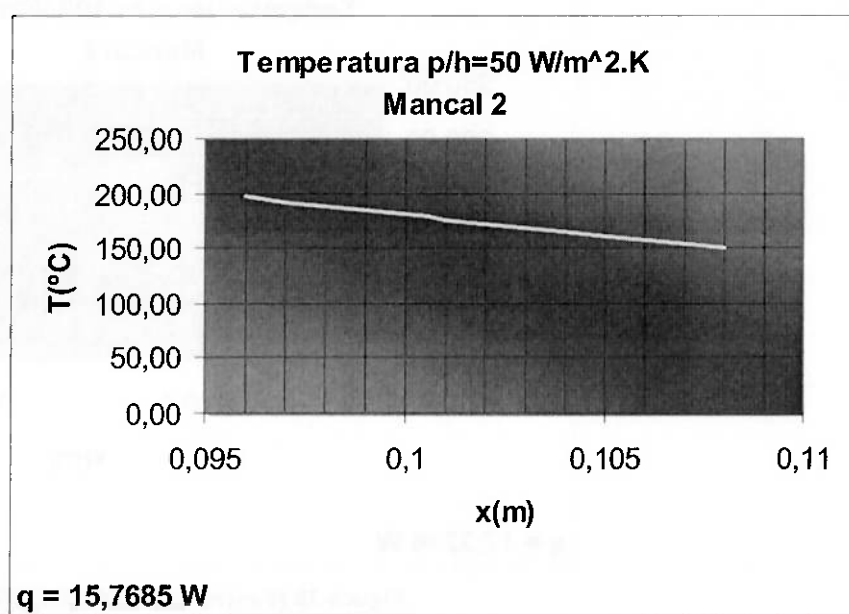


Figura 36 (Fonte: elaborado pelo autor)

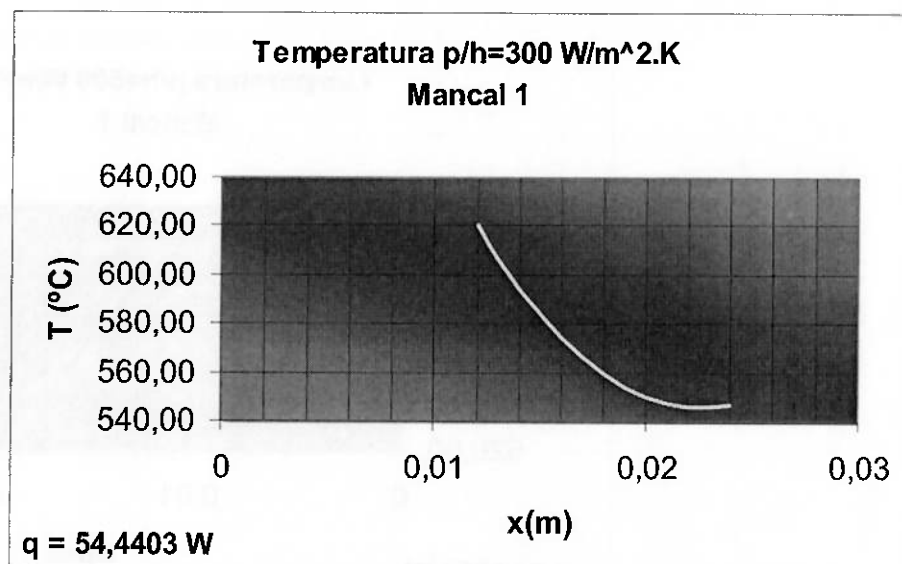


Figura 39 (Fonte: elaborado pelo autor)

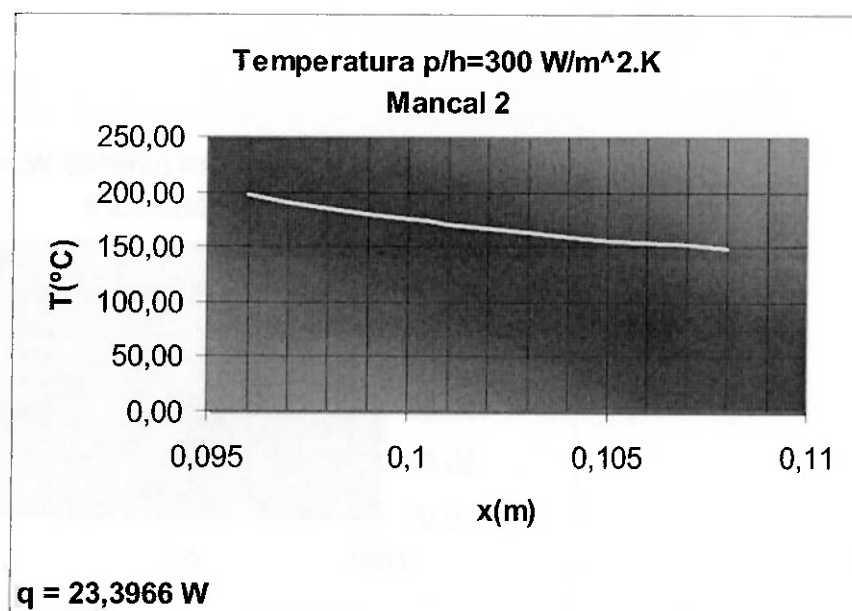


Figura 40 (Fonte: elaborado pelo autor)

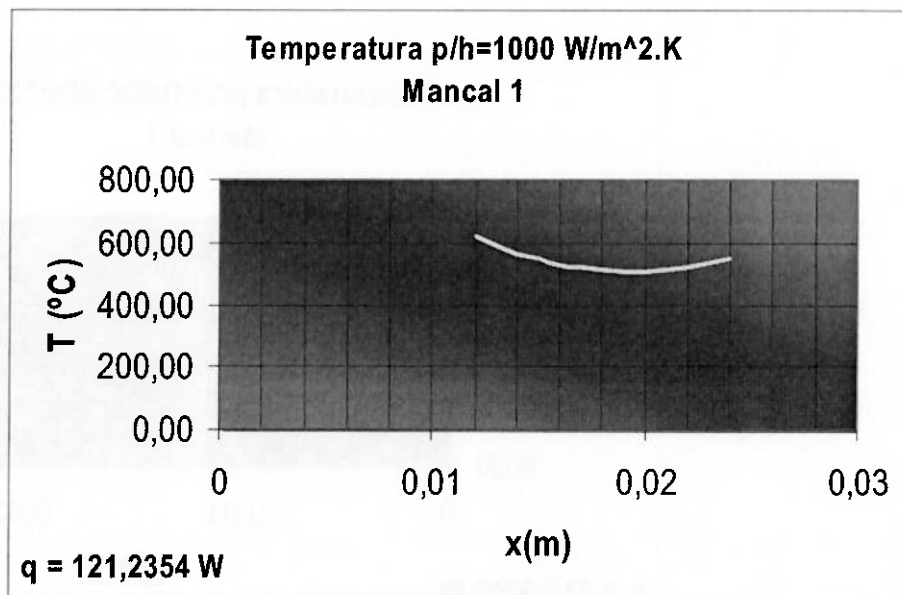


Figura 43 (Fonte: elaborado pelo autor)

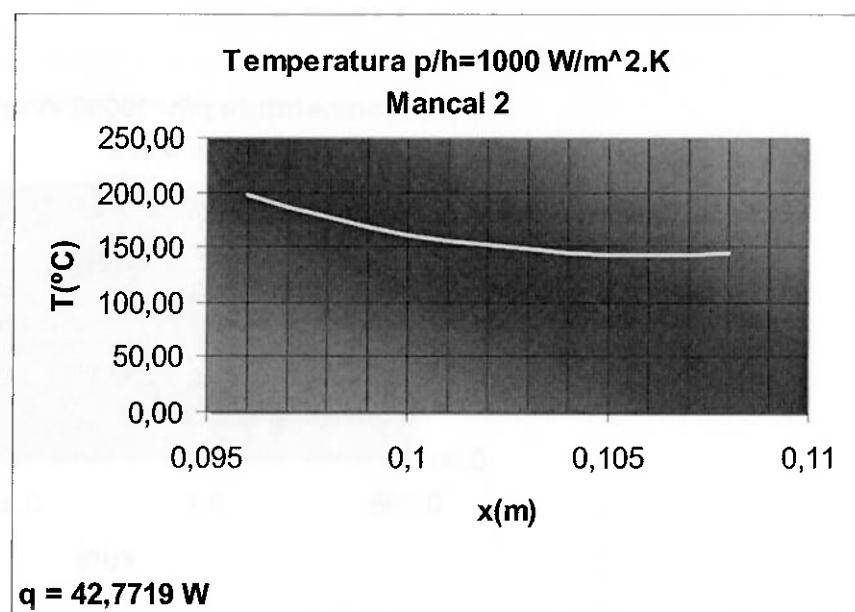


Figura 44 (Fonte: elaborado pelo autor)

É possível observar o limitado efeito que o óleo de lubrificação do mancal tem na absorção de energia oriunda da aleta nas condições do problema, ou seja, para grandes variações do coeficiente de convecção tem-se um pequeno aumento de energia absorvida. Nota-se que para um h cerca de dez vezes maior, a energia absorvida é aumentada em pouco mais de 35%. É possível observar também que se necessita de um valor elevado de h para se perceber a forma curva do decaimento da temperatura ao longo do comprimento do eixo; isso porque a parcela convectiva é muito baixa e o fluxo de energia está praticamente todo no eixo, entre turbina e compressor, o que gera um decaimento praticamente linear.

Com isso conclui-se que a transferência por condução no eixo não é mecanismo de aquecimento do lubrificante. É sabido que o óleo é aquecido se o mesmo não for arrefecido, o que nos leva a concluir que existem outros mecanismos desconhecidos de transferência de calor.

Aqui, pode-se perceber uma grande dificuldade para a conclusão do projeto, não é possível saber com precisão a carga térmica transferida ao óleo, dado que nem mesmo se sabe o mecanismo de troca. É apenas conhecido dois casos não responsáveis (significativamente) por esse aquecimento: a dissipação por atrito e a condução no eixo.

Ao invés de se fazer uma análise pontual, deve-se contornar o problema com uma análise mais global do processo em questão, ou seja, estudar-se-á o processo de acordo com os estados iniciais e finais, enfim, lançar mão de uma análise verdadeiramente termodinâmica.

Sabe-se que a energia disponível para utilização fornecida pelo gás natural (composto essencialmente por metano – CH_4) é dada pela relação:

Para responder a essa pergunta, imagina-se utilizar uma máquina térmica cíclica, conforme figura acima. Esta máquina transforma uma parte do calor, que pode ser transferido do reservatório em trabalho.

Sabe-se que o rendimento térmico global do ciclo é $\eta = 6,5\%$; sabe-se também que o calor de fato fornecido pela fonte quente é $Q_H = 128,8\text{kW}$ (dados do projeto) e não o PCI do metano. De posse deste dado, é possível calcular o rejeito para a fonte fria:

$$Q_L = Q_H \cdot (1 - \eta) = 128,8 \cdot 0,935 = 120,4\text{kW} \quad (\text{XXIII})$$

o que fornece um trabalho total $W_{\text{total}} = 8,5\text{KW}$ (condições de projeto), sendo o trabalho produzido na turbina, $W_{\text{turbina}} = 5,9\text{KW}$ e o trabalho consumido no compressor, $W_{\text{compressor}} = -2,06\text{kW}$.

As condições de projeto são:

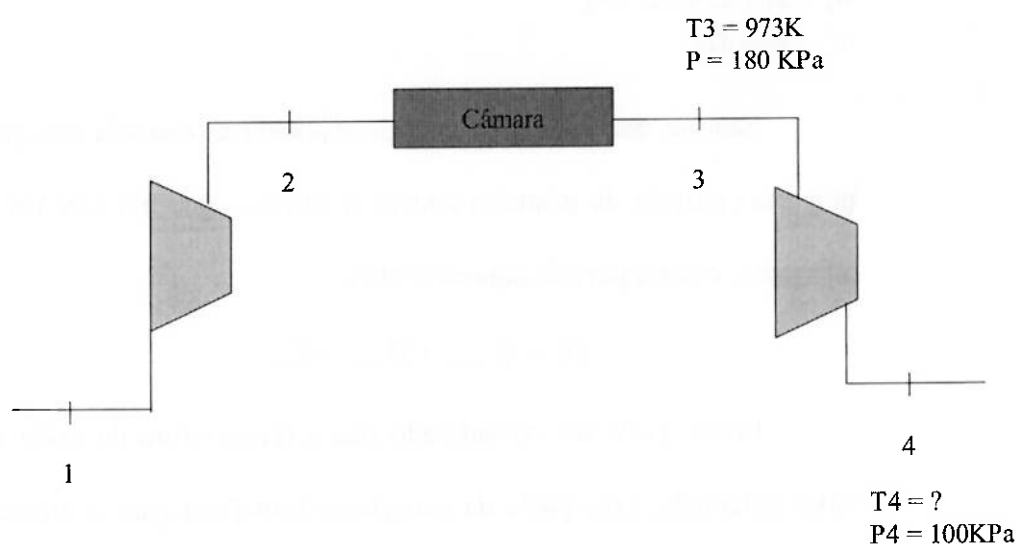


Figura 47 – Esquema simplificado das condições de operação do projeto

diferença entre Q_L (para um processo adiabático) e o novo valor Q_L' (para o processo real). $Q_{rejeito}$ se divide da seguinte forma

$$Q_{rejeito} = Q_{amb} + Q_{óleo} \quad (XXVII)$$

Para o cálculo da parcela perdida para o ambiente, a título de simplificação, considera-se o conjunto turbo compressor um cilindro de grandes dimensões, podendo ser dito infinito, pois suas dimensões são pequenas comparadas ao ambiente. Assim pode-se estimar esta perda. Os valores das dimensões correspondem a valores superiores às máximas dimensões do turbo compressor de modo a maximizar a troca de calor, para se trabalhar com uma segurança no radiador.

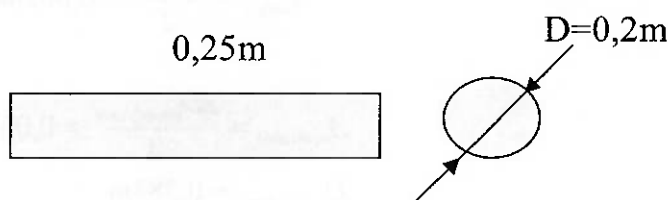


Figura 49 – Modelo geométrico do turbo compressor

O material é aço usual e temperatura do ar, $T_{\infty} = 25^{\circ}C$. A temperatura do turbo é a temperatura na entrada da turbina, $T_3 = 700^{\circ}C$, pois ela é mais significativa, chegando ao ponto de incandescer o aço.

$$q' = q'_{conv} + q'_{rad} = \bar{h} \pi D (T_{sup} - T_{\infty}) + \varepsilon \pi D \sigma (T_{sup}^4 - T_{\infty}^4) \quad (XXIII)$$

Convecção:

O processo é análogo ao realizado no cálculo da aleta. A dificuldade consiste em se determinar o valor de $\bar{h}$, que pode ser facilmente obtido com as equações (XVII), (XVIII) e (XIX) aplicadas à geometria do problema, o que se observa:

$$q'_{conv} = 4,046 kW / m$$

Tabela 9 - Valores do rejeito no óleo para diferentes temperaturas

T4(K)	Qconv + Qrad (kW)	Qóleo(kW)	Qrejeito(kW)	Qgases	h
880,4	0	0	0	119,5624	0
850	5,21	1,0524	6,2624	113,3	877,397
825	5,21	6,2024	11,4124	108,15	849,9
800	5,21	11,3524	16,5624	103	822,202
760	5,21	19,5924	24,8024	94,76	778,46
720	5,21	27,8324	33,0424	86,52	735,098
660	5,21	40,1924	45,4024	74,16	670,776
600	5,21	52,5524	57,7624	61,8	607,316
560	5,21	60,7924	66,0024	53,56	565,474
500	5,21	73,1524	78,3624	41,2	503,36

Escolhe-se então o valor de $T=825K$, pois admite-se este razoável, correspondendo à provável realidade.

$$Q_{\text{óleo}} = 6,2024kW$$

Agora pode-se dimensionar o trocador a partir das condições do projeto e da carga térmica que deve ser dissipada. Os dados de operação do radiador são:

$$\dot{V} = 3l / \text{min} = 0,05l / s$$

$$p_{\text{óleo}} = 3bar$$

$$T_{\text{operação}} = 90^{\circ}C$$

Da tabela A.3 do Incropera:

$$\bar{T} = T_{\text{operação}} = 90^{\circ}C = 363K$$

$$\rho = 865,8Kg / m^3$$

$$c_p = 2,471kJ / kg.K$$

Assim a vazão em massa de óleo é:

$$\dot{m}_{\text{óleo}} = 0,04329kg / s$$

Novamente aplicando a primeira lei no óleo e fixando-se a temperatura de entrada em $90^{\circ}C$ (pois é a máxima temperatura que óleo pode trabalhar) tem-se:

$$Q_{\text{dissipado}} = \dot{m}_{\text{óleo}} c_{p\text{óleo}} (T_{\text{ent}} - T_{\text{saída}}) \quad (\text{XXX})$$

$$T_{\text{saída}} = 305K = 32^{\circ}C$$

Os trocadores de placas substituem com grandes vantagens os trocadores convencionais casco & tubos. Pode-se aumentar a dissipação térmica (repotênciação) facilmente e com baixo custo, aumentando o número de placas nos equipamentos.

Visando garantir a confiabilidade operacional do equipamento, buscou-se junto a fornecedores renomados, trocadores do tipo descrito acima. Foi então selecionado como se segue:

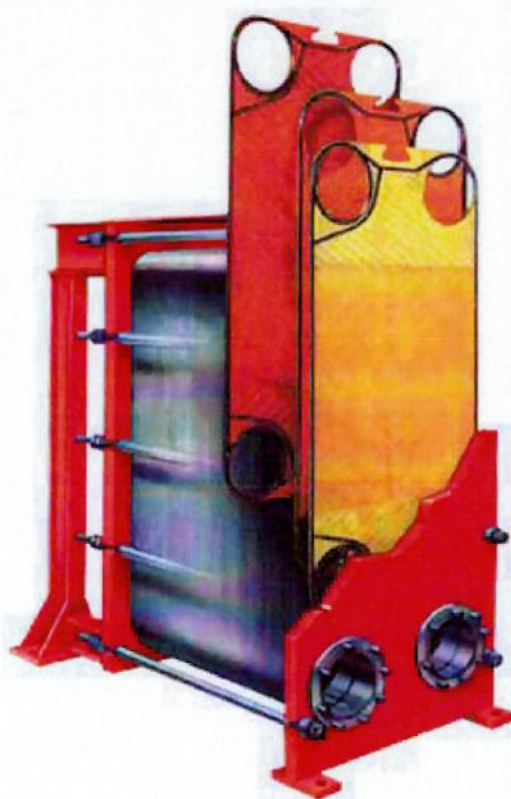


Figura 51 – Trocador de placas selecionado

Tabela 10 - Especificações técnicas do trocador escolhido

Dimensões		PESO DA PLACA (KG)	ÁREA DA PLACA (M2)	Nº MÁX. DE PLACAS	VAZÃO MÁX. (M3/H)	PESO TOTAL COMPL. (kgf)	ESPES. DA PLACA (mm)	ESPES. DAS PLACAS SUPORTES (mm)	
Modelo	A							PN 10	PN 16
RV 22 X	270	0,11	0,017	35	5,7	9	0,5	/	15

Fornecedor: Visconde Radiadores

5. Conclusões

Com a escassez de energia que o país vem sofrendo desde o “apagão” em 2001, novas fontes de energia vêm sendo pesquisadas desde então. Neste contexto a geração termelétrica voltou a ganhar importância num país de geração predominantemente hidrológica.

Devido as perdas enormes do sistema de geração centralizada, um outro contexto de utilização da energia elétrica vem sendo discutida, a geração distribuída. Essa forma de utilização de energia (fonte próxima à carga), impulsionou o desenvolvimento de micro turbinas, cujas quais são aplicadas predominantemente em regiões de difícil acesso da malha energética.

Conclui-se que existe mercado e demanda para energia no Brasil, de maneira exponencialmente crescente e portanto o produto tem grande potencial de aceitação no mercado.

No âmbito técnico do projeto, foi possível observar a dificuldade na obtenção, através das análises de transferência de calor, da carga térmica transferida ao óleo de lubrificação. Nota-se que nem o atrito viscoso do óleo, nem a condução de calor através do eixo são responsáveis por grandes fluxos de energia ao lubrificante, sendo o mecanismo mais provável de transferência a radiação pela carcaça.

Pela dificuldade de cálculo, recorreu-se a uma análise termodinâmica, onde foi possível estimar o valor da carga térmica. Esse resultado, juntamente com as condições operacionais do projeto, possibilitou a mensuração das especificações do trocador necessário para o correto funcionamento da micro turbina. Como a carga é relativamente pequena, procurou-se junto a fornecedores renomados, um trocador de pequeno porte, capaz de absorver a carga destinada ao óleo, sendo que o

6. Referências Bibliográficas

- [1] Wylen, V. Fundamentos da Termodinâmica. Edgar Blücher Ltda, 5^a edição, 2002
- [2] Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. Livros Técnicos e Científicos. Editora AS 4^a edição 1998
- [3] Lefebvre AH. Gás Turbine Theory. Editora McGraw-Hill, 1983
- [4] Donadio, DLS. Projeto de uma Câmara de Combustão para Micro-Turbina a Gás a partir de Conjunto Turbo Compressor pré existente. Trabalho de graduação da Escola Politécnica – USP, 2004
- [5] Poullikkas, A. An Overview of Current and Future Sustainable Gas Turbines Technologies. Technical article – Cyprus
- [6] www.mme.gov.br
- [7] <http://thor.deec.uc.pt>
- [8] www.wwiuma.org.br
- [9] www.eletropaulo.com.br
- [10] www.comgas.com.br

SUMÁRIO

1. Introdução	7
2. Estudo da Tecnologia Atual de Turbinas a Gás.....	9
2.2. A Turbinas a Gás	12
2.2.1 Turbinas a Gás Operando em Ciclo Aberto.....	12
2.2.2 O Ciclo Brayton.....	19
2.2.3 Fatores Influenciadores da Performance de Turbinas a Gás	20
2.2.3.1 Combustível	21
2.2.3.2 Aquecimento do Combustível.....	21
2.2.3.3 Temperatura do ar e “site” elevação.....	22
2.2.3.4 Resfriamento do Ar na Admissão	23
2.2.3.5 Umidade	24
2.2.3.6 Perdas na Admissão e Exaustão	24
2.2.3.7 Extração de Ar.....	25
2.2.3.8 Degradação de Performance	25
2.2.3.9 Injeção de Solvente	26
2.2.3.10 A Injeção de Água ou Vapor para Aumento de Potência.....	27
2.3 As Micro-Turbinas a Gás – Um caso Particular	28
2.3.1 Componentes da Micro-Turbina	30
2.3.2 Emissões das Micro-Turbinas.....	32
2.3.3 Co-geração	33
2.3.4 Vantagens e Desvantagens da Micro-Turbina.....	34
2.3.4.1 Vantagens.....	34
2.3.4.2 Desvantagens.....	35
3. Mercado/Oportunidade	35
3.1. Um Breve Histórico – Expansão Mundial de Energia - 1970 a 2025.....	35
3.1.1 Comparações de Previsões do Consumo Mundial de Energia	41
3.1.2 Último Exercício Energia Elétrica – Brasil 2004.....	43
3.2 A Estratégia	46
3.2.1 Oportunidade de Mercado	49
3.2.2 Competidores.....	49
3.2.2.1 Novos entrantes.....	51
3.2.2.2 Produtos/Serviços Substitutivos	51
3.2.2.3 Poder de Barganha dos Fornecedores.....	52
3.2.2.4 Poder de Barganha dos Clientes.....	53
3.2.2.5 Rivalidade entre Competidores	53
3.2.3 Consumidores	54
3.2.4 Implementação	54
3.2.4.1 Análise Financeira	55
3.2.4.2 Análise de Crédito.....	61
3.2.4.2.1 Programa de apoio financeiro a investimentos em fontes alternativas de energia elétrica no âmbito do PROINFA	62
Objetivo.....	62
Recursos	62
Prazo de vigência	62

Forma de apoio	62
Condições de financiamento:	62
Prazos:	63
Garantias	63
Critérios Específicos	64
Encaminhamento	65
4. Dimensionamento de Sistemas Auxiliares a Micro Turbina	66
4.1. O problema	66
4.2. Metodologia	68
4.3. Fundamentos Teóricos	69
4.3.1 Dados	69
4.3.2 Atrito com o mancal	69
4.3.3 Condução de calor através do eixo	73
5. Conclusões	99
6. Referências Bibliográficas	101
7. Anexos	102
7.1 – Unidade Básica Adotada	102