

**OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO BRAYTON IRREVERSÍVEL COM  
REGENERAÇÃO, INTER-RESFRIAMENTO E REAQUECIMENTO ATRAVÉS  
DE UMA FUNÇÃO OBJETIVO TERMOCÔNOMICA**

Ricieri Fornazari Filho

Bauru-SP

2018

**OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO BRAYTON IRREVERSÍVEL COM  
REGENERAÇÃO, INTER-RESFRIAMENTO E REAQUECIMENTO ATRAVÉS  
DE UMA FUNÇÃO OBJETIVO TERMOCÔNOMICA**

Ricieri Fornazari Filho

Orientador: Prof. Dr. Santiago del Rio Oliveira

Dissertação apresentada  
a Faculdade de  
Engenharia da UNESP –  
Campus de Bauru, como  
parte dos requisitos para a  
obtenção do título de  
Mestre em Engenharia  
Mecânica.

Bauru-SP

2018

Fornazari Filho, Ricieri.

Otimização de um ciclo Brayton irreversível com regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento através de uma função objetivo termoeconômica / Ricieri Fornazari Filho, 2018

94 f.

Orientador: Santiago del Rio Oliveira

Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho". Faculdade de Engenharia, Bauru, 2018

1. Termoeconomia. 2. Otimização. 3. ciclo Brayton. 4. Irreversibilidades. I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

**ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE RICIERI FORNAZARI FILHO, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.**

Aos 03 dias do mês de julho do ano de 2018, às 09:00 horas, no(a) Anfiteatro da Seção Técnica de Pós-graduação da FEB - Skype, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA - Orientador(a) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. ELSON AVALLONE do(a) Departamento de Industria / Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo (IFSP) - Câmpus de Catanduva/SP, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de RICIERI FORNAZARI FILHO, intitulada **OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO BRAYTON IRREVERSÍVEL COM REGENERAÇÃO, INTER-RESFRIAMENTO E REAQUECIMENTO ATRAVÉS DE UMA FUNÇÃO OBJETIVO TERMOECONÔMICA**. Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA

Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON

Prof. Dr. ELSON AVALLONE



***“A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que ninguém  
ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê.”  
(Arthur Schopenhauer)***

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus familiares próximos por me incentivarem e me apoiarem nesta conquista acadêmica.

Ao Prof. Dr. Santiago del Rio de Oliveira, por ser dedicado e sempre disposto a auxiliar e a transmitir seus conhecimentos, pelo profissionalismo e pelas orientações que foram de grande valia e ajuda e, mais importante, pela amizade.

Ao amigo André Luiz Salvat Moscato, por sua solicitude e constante apoio para a realização deste trabalho.

Aos colegas de curso, pela amizade e pelos trabalhos e estudos ao longo das disciplinas cursadas.

À CAPES pelo apoio financeiro.

## RESUMO

Desenvolver e projetar plantas de potência otimizadas é uma constante e antiga busca da engenharia de energia. Para tal, os modelos de ciclos foram constantemente aprimorados ao longo do tempo. Através de estudos que procuram incorporar funções que descrevam a realidade mais precisamente, o equacionamento de irreversibilidades presentes nos processos e dispositivos reais de interações de trabalho e calor é vasto na literatura. Uma modelagem matemática foi desenvolvida para um ciclo Brayton irreversível com inter-resfriamento, regeneração e reaquecimento. As irreversibilidades consideradas são provenientes das resistências térmicas nos trocadores de calor do ciclo, do comportamento não isentrópicos dos elementos de expansão e compressão, da perda de calor para o reservatório frio e das perdas de carga nas tubulações ao longo do escoamento do fluido de trabalho. O método de otimização escolhido foi uma função termoeconômica a qual relaciona potência líquida com diversos tipos de custos de uma planta de potência, tais como custos de investimentos, de combustíveis, ambientais e de operação e manutenção. A modelagem matemática consistiu em determinar todas as temperaturas e parâmetros de interesse do ciclo através do conhecimento de apenas uma temperatura, denominada temperatura de controle. A partir de variações nesta temperatura foi possível estabelecer o comportamento dos demais parâmetros do ciclo e relacioná-los com irreversibilidades e parâmetros construtivos. O presente trabalho apresentou um modelo de ciclo Brayton não encontrado na literatura, acopladas diversas fontes de irreversibilidades sob a ótica de uma função de custos de quatro termos. Os resultados obtidos demonstram que a faixa ótima para operação em máxima potência difere da faixa ótima para operação sob máxima eficiência, sendo que a operação termoeconômica maximizada se aproxima mais da última do que da primeira. Foi observado também que as perdas de carga e as resistências dos trocadores de calor são irreversibilidades significativas no ciclo de potência.

**Palavras-chave:** ciclo Brayton, otimização, função termoeconômica, irreversibilidades.

## ABSTRACT

Developing and designing optimized power plants is a constant and ancient search for energy engineering. For this, cycles models have been constantly improved over time. Through studies that seek to incorporate functions that describe the reality more precisely, the equating of irreversibility present in real processes and devices of work and heat transfer interactions is vast in the literature. A mathematical modeling has been developed for an irreversible Brayton cycle with inter-cooling, regeneration and reheating. The irreversibility considered are due to thermal resistances in the heat exchangers of the cycle, to the non-isentropic behavior of the elements for expansion and compression, to the heat loss to the cold reservoir and to the head loss on the pipes along the working fluid flow. The optimization method chosen was a thermoeconomic function that relates the net power to various types of costs of a power plant, such as investment costs, fuel costs, environmental costs and operation and maintenance costs. The mathematical modeling consisted on determining all the cycle temperatures and parameters of interest through the knowledge of only one temperature, called control temperature. From variations in this temperature, it was possible to establish the behavior of the other parameters of the cycle and relate them to irreversibility and constructive parameters. The present work presented a model of Brayton cycle not found in the literature, coupled several sources of irreversibility under the optics of a four terms cost function. The results obtained demonstrate that the optimal operational range under maximum power differs from the optimal operational range under maximum efficiency, and the maximized thermoeconomic operation is closer to the latter than the first. It has also been observed that the head losses and the resistances in the heat exchangers are significant irreversibility in the power cycle.

**Key-words:** Brayton cycle, optimization, thermoeconomic function, irreversibility.



## ÍNDICE

<b>SIMBOLOGIA</b>	<b>VII</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>X</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b>	<b>XIII</b>
<b>CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1-PLANTAS DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA A TURBINA A GÁS	1
1.2-CRITÉRIOS DE OTIMIZAÇÃO E IRREVERSIBILIDADES	3
1.3-OBJETIVOS	4
<b>CAPÍTULO 2 – REVISÃO DE LITERATURA</b>	<b>6</b>
<b>CAPÍTULO 3 – MODELAGEM MATEMÁTICA</b>	<b>14</b>
3.1-CICLO BRAYTON IRREVERSÍVEL COM INTER-RESFRIAMENTO, REGENERAÇÃO E REAQUECIMENTO	14
3.2-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE COMPRESSÃO	18
3.3-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE EXPANSÃO	20
3.4-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE REGENERAÇÃO	21
3.5-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE INTER-RESFRIAMENTO E REAQUECIMENTO	24
3.6-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE ADIÇÃO DE CALOR $\dot{Q}_{Q1}$ E REJEIÇÃO DE CALOR $\dot{Q}_{F1}$	27
3.7-ANÁLISE TERMODINÂMICA DA IRREVERSIBILIDADE DEVIDO AO VAZAMENTO DE CALOR	29
3.8-ANÁLISE GLOBAL DO CICLO ATRAVÉS DA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA	32

3.9-ANÁLISE DA IRREVERSIBILIDADE DEVIDO ÀS PERDAS DE CARGA DURANTE O ESCOAMENTO	33
3.10-ANÁLISE GLOBAL DO CICLO ATRAVÉS DE 2ª LEI DA TERMODINÂMICA	35
3.11-RELAÇÃO ENTRE TEMPERATURAS A PARTIR DA VARIAÇÃO NA ENTROPIA ESPECÍFICA DO FLUIDO	36
3.12-ANÁLISE PARA DETERMINAÇÃO DA RELAÇÃO ENTRE TEMPERATURAS	39
3.13-OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA	44
3.13.1-Função termoeconômica	44
3.13.1.1-Função custos de investimentos	47
3.13.1.2-Função custos de combustíveis	48
3.13.1.3-Função custos de perdas exergéticas	48
3.13.1.4-Função custos de operação e manutenção	49
3.13.1.5-Função termoeconômica relativa	49
<b>CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>55</b>
4.1-ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE PARÂMETROS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE CONTROLE $T_8$	55
4.2-ANÁLISE DAS RELAÇÕES ENTRE PARÂMETROS DO CICLO	61
4.3 ANÁLISES DA FUNÇÃO TERMOECONÔMICA E SUAS RELAÇÕES COM PARÂMETROS DO CICLO	70
4.4 ANÁLISES DAS FUNÇÕES DE CUSTOS E SUAS RELAÇÕES COM PARÂMETROS DO CICLO	83
<b>CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES</b>	<b>89</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>91</b>

## SIMBOLOGIA

$A$	área de transferência de calor [m <sup>2</sup> ]
$c_p$	calor específico a pressão do fluido de trabalho [J/(kg.K)]
$C_{amb}$	função custos ambientais [u.m.n./s]
$C_{comb}$	função custos de combustíveis [u.m.n./s]
$\dot{C}_i$	taxa de condutância interna da planta de potência na forma de transferência de calor por unidade de temperatura [W/K]
$C_{inv}$	função custos de investimentos [u.m.n./s]
$C_{o\&m}$	função custos de operação e manutenção [u.m.n./s]
$C_{total}$	função custos totais [u.m.n./s]
$\dot{C}_p$	taxa de capacidade térmica a pressão constante do fluido de trabalho [kW/K]
$C_r$	razão entre taxa de capacidade mínima e taxa de capacidade mínima no trocador de calor [adimensional]
$F$	função termoeconômica [u.m.n.]
$h$	entalpia específica do fluido de trabalho [J/kg]
$k$	razão entre calores específicos do fluido de trabalho [adimensional]
$k_1$	coeficiente de custos relativo [adimensional]
$k_2$	coeficiente de custos relativo [adimensional]
$k_3$	coeficiente de custos relativo [adimensional]
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
$NUT$	número de unidades de transferência de calor [adimensional]
$p$	pressão [Pa]
$\Delta p$	variação de pressão [Pa]
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor [W]
$R$	constante específica de gases ideais [J/(kg.K)]

$\dot{S}_g$	taxa de geração de entropia [W/K]
$\Delta s$	variação de entropia específica do fluido de trabalho [J/(kg.K)]
$T$	temperatura [K]
$U$	coeficiente global de transferência de calor [W/(m <sup>2</sup> .K)]
$\dot{W}$	potência líquida [W]
$\bar{W}$	potência líquida adimensional [adimensional]

### *Símbolos gregos*

$\varepsilon$	efetividade dos trocadores de calor [adimensional]
$\phi$	relação isentrópica de temperaturas [adimensional]
$\eta$	eficiência isentrópica, eficiência térmica [adimensional]
$\tau$	relação entre as temperaturas dos reservatórios de alta e de baixa temperaturas [adimensional]
$\rho$	perda de carga [adimensional]
$\xi$	relação entre a taxa de condutância interna da planta e a taxa de capacidade térmica do fluido de trabalho [adimensional]
$\alpha$	coeficiente de custos de investimentos [u.m.n/(kW.m <sup>2</sup> )]
$\beta$	coeficiente de custos de combustíveis [u.m.n/kW]
$\gamma$	coeficiente de custos ambientais [u.m.n/kW]
$\lambda$	coeficiente de custos de operação e manutenção [u.m.n/kW]

### *Subscritos*

0	referente ao ambiente
a	referente à área total de troca térmica
c	referente ao compressor
F	referente ao lado frio do ciclo
i	referente ao vazamento de calor
max	referente ao valor máximo de determinado parâmetro
p	referente aos elementos de potência

$Q$	referente ao lado quente do ciclo
$R$	referente ao regenerador
$s$	processo isentrópico
$t$	referente à turbina
$T$	valor total de determinado parâmetro

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Diagrama $p$ - $v$ para o ciclo Brayton ar-padrão ideal	3
Figura 3.1– Componentes de um ciclo Brayton irreversível com inter-resfriamento, regeneração e reaquecimento	15
Figura 3.2 – Diagrama $T$ - $s$ do ciclo Brayton modelado	15
Figura 3.3 –Planta de potência com irreversibilidades devido às resistências térmicas e ao vazamento interno de calor	31
Figura 3.4 – Sequência de substituições e arranjos entre as temperaturas do ciclo modelado	41
Figura 3.5 – Início e papel da termoeconomia no cenário de otimizações termodinâmicas	45
Figura 4.1 – Potência líquida do ciclo em função da temperatura de controle para valores de $\tau$ variáveis	57
Figura 4.2 – Eficiência térmica em função da temperatura de controle para valores de $\tau$ variáveis	58
Figura 4.3 – Taxa de geração de entropia em função da temperatura de controle para valores de $\tau$ variáveis	59
Figura 4.4 – Função termoeconômica relativa em função da temperatura de controle para valores de $\tau$ variáveis. $k_1 = 0,5$ ; $k_2 = 0,05$ ; $k_3 = 0,1$ .	60
Figura 4.5 – Função custo totais em função da temperatura de controle para valores de $\tau$ variáveis	61
Figura 4.6 – Potência líquida em função da eficiência térmica para valores de $\tau$ variáveis	62
Figura 4.7 – Potência líquida adimensional em função da eficiência térmica para valores de $\tau$ variáveis	63
Figura 4.8 – Potência líquida em função da eficiência térmica para valores de $\varepsilon_R$ variáveis	64
Figura 4.9 – Potência líquida em função da eficiência térmica para valores de $\rho_T$ variáveis	65
Figura 4.10 – Taxa de geração de entropia em função da potência líquida para valores de $\tau$ variáveis	66

Figura 4.11 – Taxa de geração de entropia em função da eficiência térmica para valores de $\tau$ variáveis	66
Figura 4.12 – Taxa de geração de entropia em função da potência líquida para valores de $\varepsilon_R$ variáveis	67
Figura 4.13 – Taxa de geração de entropia em função da eficiência térmica para valores de $\varepsilon_R$ variáveis	68
Figura 4.14 – Taxa de geração de entropia em função da eficiência térmica para valores de $\rho_T$ variáveis	69
Figura 4.15 – Taxa de geração de entropia em função da eficiência térmica para valores de $\dot{C}_i/\dot{C}_p$ variáveis	69
Figura 4.16 – Função termoeconômica relativa em função da potência líquida para valores de $\tau$ variáveis	72
Figura 4.17 – Função termoeconômica relativa em função da potência líquida para valores de $\tau$ variáveis. Ciclo endorreversível	72
Figura 4.18 – Função termoeconômica relativa em função da taxa de geração de entropia para valores de $k_3$ variáveis	74
Figura 4.19 – Função termoeconômica relativa em função da taxa de geração de entropia para valores de $k_3$ variáveis. Ciclo endorreversível	74
Figura 4.20 – Função termoeconômica relativa em função da eficiência térmica para $\tau = 3$	76
Figura 4.21 – Função termoeconômica relativa em função da eficiência térmica para $\tau = 5$	76
Figura 4.22 – Função termoeconômica relativa em função da eficiência térmica para valores de $\varepsilon_R$ variáveis	77
Figura 4.23 – Função termoeconômica relativa em função da potência líquida adimensional para valores de $\eta_{t1}$ e $\eta_{t2}$ variáveis quando $\tau = 4$	78
Figura 4.24 – Função termoeconômica relativa em função da potência líquida adimensional para valores de $\eta_{c1}$ e $\eta_{c2}$ variáveis quando $\tau = 4$	79
Figura 4.25 – Função termoeconômica relativa em função da taxa de geração de entropia para valores de $\rho_T$ variáveis	80

Figura 4.26 – Função termoeconômica relativa em função dos custos totais para valores de $\tau$ variáveis	81
Figura 4.27 – Função termoeconômica relativa em função dos custos totais para valores de $\varepsilon_Q = \varepsilon_F$ variáveis	82
Figura 4.28 – Função termoeconômica relativa em função dos custos totais para valores de $\rho_T$ variáveis	83
Figura 4.29 – Funções de custos em função da temperatura $T_8$ para $k_1 = 0,5$ , $k_2 = 0,2$ e $k_3 = 0,1$	84
Figura 4.30 – Eficiência térmica em função dos custos totais para valores de $k_3$ variáveis, com $k_1 = 0,5$ e $k_2 = 0,05$	85
Figura 4.31 – Função de custos totais em função da potência líquida para valores de $k_2$ variáveis, com $k_1 = 0,5$ e $k_3 = 0,1$	86
Figura 4.32 – Custo total por quilojoule em função da potência líquida para valores de $\varepsilon_R$ variáveis	87
Figura 4.33 – Custo total por quilojoule em função da potência líquida para valores de $\varepsilon_Q = \varepsilon_F$ variáveis	88



**LISTA DE TABELAS**

Tabela 3.1 – Parâmetros construtivos do ciclo modelado	17
Tabela 4.1 – Valores dos parâmetros construtivos para análises	56
Tabela 4.2 – Alterações nos parâmetros para análises do ciclo endorreversível	71

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

### 1.1-PLANTAS DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA A TURBINA A GÁS

As plantas de produção de potência têm por finalidade a conversão de energia interna em energia mecânica a qual, posteriormente, é convertida em energia elétrica para alimentação de redes de transmissão. Tais centrais fazem uso de dispositivos de interações de energia na forma de trabalho e de calor, fazendo o fluido de trabalho passar por uma sequência de processos utilizada para geração de potência.

Em centrais de geração de potência a vapor d'água, o fluido de trabalho retorna ao seu estado inicial ao fim de um ciclo, denominado ciclo termodinâmico ou ciclo fechado, mantendo assim suas propriedades e composição química. Para turbinas a gás isto não ocorre. Diz-se, então, que este tipo de planta de geração de energia opera em ciclos mecânicos, nos quais há alterações da composição química do fluido de trabalho em razão dos processos de combustão, sendo necessário o descarte do fluido ao ambiente no final de um ciclo completo, denominado também de ciclo aberto.

De maneira geral, as turbinas a gás, além de serem comumente usadas para geração estacionária de potência, são de grande utilidade para aplicações na área de transporte por apresentarem uma vantajosa relação entre alta potência gerada e baixo peso de maquinário, sendo utilizadas tanto em propulsões de aeronaves quanto em plantas de potência marítimas.

Outras características a favor das centrais de potência a gás são a alta confiabilidade, a maior duração da vida do sistema, a versatilidade, e o tempo de partida muito mais curto, quando comparadas às plantas de potência a vapor d'água. Isto as torna ideais para atender demandas de pico ou providenciar potência

em situações de emergência, já que podem entrar em operação de carga máxima em apenas alguns minutos, enquanto uma planta a vapor levaria horas.

A operação de uma turbina a gás real envolve uma constante admissão de ar atmosférico através de um compressor operando em regime permanente, de tal forma que o fluido seja levado a um estado de alta pressão antes de sua entrada no combustor, dispositivo no qual ocorre a mistura do ar com o combustível e o processo de combustão em si, gerando uma mistura a elevada temperatura. A mistura sofre um processo de expansão na turbina, na qual a entalpia do fluido de trabalho é convertida em trabalho de eixo. Após a expansão, é necessário o descarte do fluido ao ambiente.

De forma a evitar análises da combustão e das mudanças na composição química do fluido, utiliza-se o modelo de ar-padrão para a modelagem do ciclo, simplificando consideravelmente a análise, baseando-se nas seguintes hipóteses:

- Os processos de combustão são substituídos por transferências de calor de uma fonte externa ao fluido de trabalho;
- Os processos de descarte e admissão são substituídos por uma rejeição de calor ao ambiente, resultando em um ciclo fechado;
- O fluido de trabalho é considerado uma massa fixa modelada como gás ideal;
- Os processos são internamente reversíveis;
- O calor específico do fluido é considerado constante e avaliado à temperatura ambiente (análise de ar-padrão frio).

O ciclo ar-padrão ideal para turbinas a gás recebe o nome de ciclo Brayton em homenagem a George Brayton. O ciclo Brayton ideal é composto por quatro processos, exibidos na Figura 1.1:

- Processo 1-2: compressão adiabática internamente reversível;
- Processo 2-3: adição de calor a pressão constante;
- Processo 3-4: expansão adiabática internamente reversível;
- Processo 4-1: rejeição de calor a pressão constante.

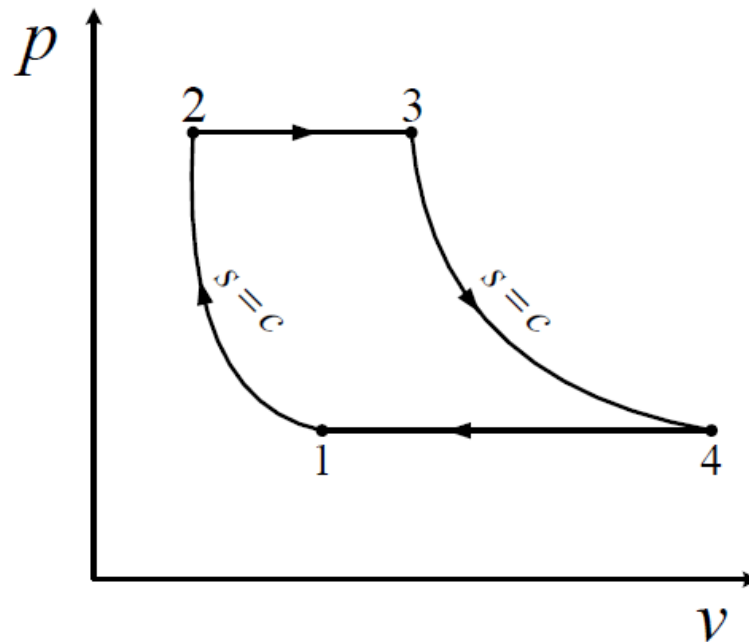


Figura 1.1 – Diagrama  $p$ - $v$  para o ciclo Brayton ar-padrão ideal.

A modelagem do ciclo, com um processo de adição de calor a partir de um reservatório externo a alta temperatura e com rejeição de calor a um reservatório externo a baixa temperatura, é utilizada também para turbinas a gás que operam em ciclo fechado, que é o caso de reatores nucleares, nos quais não há contato do fluido de trabalho com o combustível, não havendo necessidade de descartá-lo ao ambiente.

## 1.2-CRITÉRIOS DE OTIMIZAÇÃO E IRREVERSIBILIDADES

Desenvolver e projetar plantas de potência otimizadas é uma constante e antiga busca da engenharia de energia. Para tal, os modelos de ciclos foram constantemente aprimorados ao longo do tempo. Através de estudos que procuram incorporar funções que descrevam a realidade mais precisamente, o equacionamento de irreversibilidades presentes nos processos e dispositivos reais de interações de trabalho e calor se faz presente na literatura.

O modelo de Carnot funciona como um parâmetro máximo, não sendo alcançado na realidade. Segundo tal modelo, as transferências de calor entre o fluido de trabalho e os reservatórios ocorreriam sem diferença de temperatura, isto é, seriam necessários uma área e um tempo infinitos de transferência de calor.

Ademais, um ciclo de Carnot seria capaz de fornecer trabalho em um tempo infinitamente longo. Portanto, estudos de ciclos buscam modelos de funções e irreversibilidades que se aproximem mais da realidade e permitam direcionar o projeto de sistemas de potência com parâmetros mais significativos do que a eficiência de Carnot, considerando as interações finitas de trabalho e calor. Tal subdivisão da termodinâmica é denominada Termodinâmica de Tempo Finito.

Entre critérios de otimização desenvolvidos até então se pode citar a otimização de máxima potência, otimização de máxima densidade de potência, otimização ecológica e otimização termoeconômica.

A importância de estudos em que são investigadas as relações termoeconômicas de ciclos de potência tem se tornado cada vez maior com o aprimoramento das funções de custos utilizadas. Atualmente, são empregadas funções que relacionam não apenas custos de investimentos e combustíveis, como nos primeiros estudos do tema, mas também custos de operação e manutenção de equipamentos e custos ambientais, tema que tem obtido crescente relevância a cada dia.

A relevância do presente trabalho reside no fato de ser este o primeiro estudo disponível na literatura a contemplar um ciclo Brayton irreversível com inter-resfriamento, reaquecimento e regeneração, otimizado sob uma função termoeconômica que inclui custos de investimentos, de combustíveis, ambientais e de operação e manutenção.

### 1.3-OBJETIVOS

Esta dissertação tem como objetivo desenvolver uma modelagem matemática de um ciclo Brayton irreversível com inter-resfriamento, regeneração e reaquecimento, através do modelo ar-padrão frio, e otimizá-lo em relação a uma função objetivo termoeconômica, analisando o desempenho desta em função de parâmetros construtivos e parâmetros de interesse do ciclo, adicionando-se as possíveis irreversibilidades existentes em uma planta de geração de potência.

A função termoeconômica será detalhada, sendo composta pelas funções de custo a serem apresentadas no trabalho, contemplando diversos aspectos de uma planta de geração de potência, tais como potência líquida, os investimentos da

planta, o consumo de combustível, operação e manutenção dos equipamentos e a taxa de geração de entropia.

Serão considerados valores de irreversibilidades e parâmetros construtivos encontrados em literatura sobre o assunto. Objetiva-se estudar como variações destes afetam o comportamento de parâmetros de interesse do ciclo e da função termoeconômica, tornando possível estabelecer quais fatores construtivos e irreversibilidades apresentam maiores impactos sobre o ciclo.

Para uma abordagem completa da função termoeconômica e dos parâmetros de interesse do ciclo, as análises serão divididas em seções, as quais:

- Análise das relações entre parâmetros do ciclo e a temperatura de controle quando variados os parâmetros construtivos;
- Análise das relações entre parâmetros do ciclo quando variados parâmetros construtivos e irreversibilidades;
- Análise das relações entre a função termoeconômica e parâmetros do ciclo quando variados parâmetros construtivos e irreversibilidades;
- Análise das funções de custos em relação a parâmetros do ciclo, consideradas variações em irreversibilidades e parâmetros construtivos.

O conjunto de todas estas análises deve proporcionar uma orientação em relação a parâmetros de projeto de uma planta de geração de potência, servindo como um guia qualitativo de patamares e comportamentos de diversos parâmetros de interesse, quando considerado um ciclo que se aproxima da realidade através da consideração de diversos fatores de irreversibilidade.

## CAPÍTULO 2

# REVISÃO DE LITERATURA

Há uma ampla gama de problemas tecnológicos que precisam ser resolvidos para que a turbina a gás possa desempenhar o papel de tecnologia principal na geração elétrica a longo prazo. A introdução da flexibilidade em relação aos seus insumos energéticos (hoje restritos basicamente ao gás natural), o aumento da eficiência, a redução das emissões e a manutenção dos graus de confiabilidade e disponibilidade das plantas constituem barreiras tecnológicas importantes a serem ultrapassadas. Nesse sentido, a turbina a gás é uma tecnologia em transição e não apenas uma tecnologia para a fase de transição do mercado elétrico. Este fato introduz uma incerteza significativa acerca da evolução dessa tecnologia e, portanto, sobre a evolução do mercado elétrico no longo prazo.

Desse modo, o futuro da indústria de eletricidade vai depender da evolução dos esforços inovadores que estão sendo realizados hoje para superar as barreiras vigentes para o desenvolvimento da turbina a gás. Conhecer esses esforços, sua direção e intensidade, é fundamental na delimitação não só do futuro da indústria elétrica no mundo, como também, das possibilidades e restrições ao desenvolvimento da indústria elétrica brasileira.

A eficiência térmica é um importante parâmetro de desempenho de um ciclo Brayton e, na prática, tem um importante efeito no custo total. Estudos relacionados a otimização termoeconômica de tempo finito são restritos na literatura, estando ainda em pleno desenvolvimento. Estudos de otimização termoeconômica para máquinas térmicas têm sido realizados considerando como função objetivo a relação entre a potência líquida de saída e o custo total. A primeira aplicação da termoeconomia de tempo finito foi estudada por De Vos (1995). De Vos considerou uma planta de Novikov e realizou uma análise termoeconômica em seu trabalho. No seu estudo, a função objetivo utilizada foi a relação entre a potência líquida de saída e o custo total, obtendo como resultado que o ponto ótimo de trabalho estava entre

os pontos de Novikov ou Curzon-Ahlborn, sob máxima potência, e o ponto de Carnot, ligeiramente mais próximo dos primeiros do que deste último.

Após isso, De Vos (1997) considerou um modelo análogo para uma análise econômica, o qual foi chamado de modelo econômico de uma máquina térmica irreversível, constatando que as receitas tributárias indiretas para a economia desempenham o mesmo papel que a potência produzida por uma máquina para a termodinâmica.

Com um enfoque exergoeconômico, Wu et al. (1998) estudaram uma bomba de calor endorreversível de Carnot através de um modelo de tempo finito e mostraram que quando a margem de lucro para conversão energética é pequena, a máxima otimização do lucro ocorre próximo à mínima perda de energia de operação e que quando a energia é barata comparada ao preço do trabalho, o ponto operacional de lucro máximo é próximo ao ponto operacional de máxima potência.

Bera e Bandyopadhyay (1998) analisaram os efeitos da combustão em ciclo Otto e Brayton, irreversíveis, do ponto de vista do desempenho termoeconômico, o qual era prejudicado devido aos efeitos da combustão e concluíram que a eficiência do ciclo era menor do que a eficiência de Curzon-Ahlborn. Pouco depois, Bandyopadhyay et al. (2001) realizaram uma otimização termoeconômica de um ciclo de potência combinado e sugeriram que o desempenho termoeconômico de uma planta com ciclo combinado poderia ser consideravelmente melhorado se aumentada a faixa de temperatura de operação da planta e que, através de dados qualitativos, os primeiros trocadores de calor a serem aumentados seriam aqueles com menor coeficiente global de troca de calor. Devido ao modelo, foi constatado que a produção de potência é reduzida conforme o número de estágios do ciclo é aumentado, uma vez que a introdução de mais irreversibilidades apresentou um resultado de potência produzida abaixo do que seria produzido se fosse considerada apenas uma máquina térmica equivalente.

Sahin e Kodal (1999) estudaram uma função objetivo que relacionava carga de refrigeração e carga de aquecimento com os custos, tanto de investimento quanto de consumo de energia, para um refrigerador e uma bomba de calor endorreversíveis. Através da otimização da função foi possível determinar as condições ótimas de operação e parâmetros construtivos do projeto, discutindo os efeitos de um parâmetro definido como a relação entre o custo de investimento pelo custo de combustível.



Sahin e Kodal (2001) propuseram um novo critério de otimização termoeconômica para uma máquina térmica endorreversível. Os autores analisaram parâmetros de desempenho otimizados que maximizaram uma função objetivo termoeconômica a qual incluiu custos de investimentos e consumo de combustível e discutiram os efeitos de parâmetros de projeto nas condições ótimas de operação baseadas em um coeficiente de custo relativo de combustível, o qual indica se o projeto deve se aproximar de parâmetros que forneçam uma eficiência mais próxima da de Carnot ou da de Curzon-Ahlborn.

Analisando outros ciclos através do novo critério de otimização proposto em um trabalho anterior, Sahin e Kodal (2002) realizaram uma otimização através de uma função objetivo termoeconômica que relacionou carga de refrigeração com os custos anuais de investimento e de consumo de energia para um ciclo de refrigeração de duplo estágio combinado. Entre as maiores contribuições do estudo estão a identificação da independência das áreas otimizadas de troca térmica dos trocadores de calor com relação ao parâmetro econômico de custo relativo, a verificação de que quando o coeficiente global de transferência de calor que relaciona os dois ciclos tende ao infinito, as relações obtidas para o ciclo combinado endorreversível são idênticas às relações para um ciclo endorreversível de estágio único operando entre os mesmos limites de temperatura e a constatação de que a relação entre os coeficientes de performance otimizados de um ciclo combinado em relação a um ciclo de estágio único se aproxima da unidade conforme o parâmetro de custo relativo decresce.

Ainda promovendo estudos na área de otimizações termoeconômicas de motores térmicos, Kodal e Sahin (2003) realizaram uma análise de otimização de uma máquina térmica irreversível baseada em um novo critério de otimização termoeconômica com um modelo que considerou irreversibilidades como a troca de calor entre diferenças finitas de temperaturas, a perda devido ao calor trocado entre os reservatórios de calor e a dissipação interna do fluido de trabalho. Os autores obtiveram o máximo de uma função objetivo a qual relacionou potência líquida com custos de investimento e custos de combustíveis. Constataram, então, a forte influência de um parâmetro denominado custo relativo de combustível, o qual relaciona o custo de combustível com o custo de investimento total e tem um valor diferente para cada país, sendo necessário seu conhecimento para o projeto de uma máquina térmica.

Concomitantemente ao desenvolvimento de modelos termoeconômicos baseados em análises de Primeira Lei da Termodinâmica, Rosen e Dincer (2003), sugeriram e desenvolveram um estudo termoeconômico baseado também na Segunda Lei da Termodinâmica, com enfoque em perdas exergéticas do ciclo. No trabalho, os autores modelaram uma planta de geração de energia elétrica alimentada a carvão. Como principais contribuições estão a identificação do parâmetro relação taxa de perdas termodinâmicas (perdas energéticas e exergéticas) por custo de capital, o qual desempenhou papel significativo nas perdas consideradas. Também foi identificada uma correlação sistemática entre taxa de perdas exergéticas e custo de capital, mas não entre este e a taxa de perdas energéticas, sustentada na observação de que a distribuição relativa dos valores da razão entre taxa de perdas termodinâmicas e taxa de custo de capital para diferentes dispositivos é ampla para as perdas energéticas e menores quando consideradas as perdas exergéticas.

Casarosa et al. (2004) desenvolveram um modelo numérico para otimização termodinâmica e termoeconômica de um gerador de calor de recuperação de vapor (GCRV). No estudo, a otimização termodinâmica foi baseada na minimização das perdas exergéticas, enquanto a termoeconômica foi baseada na minimização do custo total do GCRV. Entre as contribuições do estudo podem ser citadas a identificação de que o uso de um trocador de calor com mais de um fluxo paralelo de água, juntamente com níveis de pressão tendendo à condição crítica, são elementos chave para melhora sensível na eficiência exergética e a possibilidade de alcançar eficiências termodinâmicas dos ciclos combinados próximas a 60% em plantas que já existem, apenas por se otimizar a recuperação de calor e os parâmetros operacionais do ciclo de vapor, sem modificar as características da turbina a gás ou tampouco melhorar a eficiência isentrópica da turbina a vapor.

Após alguns anos de pesquisa e desenvolvimento das técnicas e métodos de otimizações termoeconômicas, Göğüs (2005) apresentou em seu trabalho um compilado dos conceitos básicos de métodos já estabelecidos e também dos mais recentes à época, referentes à Termoeconomia. No trabalho, podem ser encontradas explicações sobre as funções de custo utilizadas, com conceitos específicos de economia detalhados de forma não encontrada em trabalhos anteriores. Um modelo de uma máquina irreversível de Carnot é desenvolvido e os

resultados da otimização termoeconômica são discutidos, esclarecendo a influência dos parâmetros termoeconômicos básicos.

Qin et al. (2005) modelaram um ciclo de refrigerador por absorção endorreversível com quatro reservatórios térmicos, considerando, para tanto, resistências térmicas na forma de trocadores de calor entre os reservatórios e o fluido de trabalho. Usaram como função objetivo o critério proposto por Kodál e Sahin (2003), o qual relaciona carga térmica de refrigeração com os custos de investimento e de consumo de energia elétrica. Um dos resultados mais relevantes do estudo foi delimitar uma zona de operação ótima, em que foi determinada uma faixa comum para o COP do ciclo, para a carga de refrigeração específica e para a função objetivo termoeconômica, com limites inferior e superior de operação.

Tyagi et al. (2005) realizaram um procedimento de otimização com relação às temperaturas do ciclo para um conjunto típico de operações e encontraram valores otimizados para as relações de pressão na expansão, na compressão e no inter-resfriamento de um ciclo Brayton. Com esses resultados, os autores analisaram uma função econômica definida como a relação entre a potência líquida de saída e os custos totais da planta.

Investigando a aplicação de uma nova função termoeconômica, Tyagi et al. (2006a) modelaram um ciclo Brayton regenerativo de refrigeração, cujo parâmetro escolhido para controle foi a temperatura de saída da expansão na turbina. Na função termoeconômica proposta encontram-se custos propostos de maneira diferente de estudos prévios de outros autores. As inovações foram tais como os custos de investimentos do evaporador e do condensador serem proporcionais às suas capacidades de transferência de calor e o fato de os custos de investimentos totais considerarem os dispositivos de compressão e expansão, sendo que os custos de investimentos destes são proporcionais à potência fornecida ao ciclo de refrigeração. Entre os resultados relevantes do trabalho está a identificação da forte influência dos parâmetros econômicos sobre o desempenho termoeconômico do ciclo, afirmando que países como China e Índia podem ter um desempenho consideravelmente superior a países desenvolvidos como EUA, países da União Europeia, Japão, entre outros.

Ainda estudando ciclos Brayton através de modelagem analítica paramétrica, Tyagi et al. (2006b) modelaram um ciclo Brayton irreversível com regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento. Entre as irreversibilidades consideradas estão

transferências de calor de tempo finito e eficiência isentrópica dos componentes de expansão e compressão do ciclo. O estudo paramétrico, embora com análises de cunho apenas termodinâmico, permitiu identificar o comportamento da potência de saída e eficiência térmica em relação a vários outros parâmetros do ciclo, tais como a temperatura de saída da turbina de baixa pressão, as efetividades dos diversos trocadores de calor, as taxas de capacidade térmica dos reservatórios externos, as eficiências dos componentes e a taxa de capacidade térmica do fluido de trabalho.

O critério de otimização termoeconômica para dispositivos térmicos é comumente descrito pelos custos de investimento, de operação e manutenção na literatura do assunto. Os parâmetros de projeto são então obtidos para minimizar esta função. Para o caso de trocadores de calor, os estudos gerais tentam determinar parâmetros os quais maximizem a economia monetária ou que minimizem o custo total para uma dada taxa de troca de calor. As funções objetivos mais comuns não contemplam perdas relacionados ao custo exergético da irreversibilidade referente às trocas de calor com temperaturas finitas. Para uma otimização ainda mais realística, a função objetivo desejada para otimização poderia incluir os custos da troca de calor, custos de investimentos e devido a perdas exergéticas, ao mesmo tempo.

Para tanto, Sahin et al. (2010) introduziram uma nova função objetivo definida como a relação entre a taxa de transferência de calor pelo custo de investimento total e de perdas exergéticas, a qual considera a economia, a Primeira e a Segunda Leis da Termodinâmica acopladas. Através da nova função termoeconômica, o modelo otimizou os parâmetros para um trocador de calor considerando apenas a irreversibilidade devido à troca de calor entre diferentes temperaturas.

Durmusoglu e Ust (2014) modelaram analiticamente um ciclo Brayton regenerativo com uma função termoeconômica objetiva que relacionou potência líquida com custos de investimento, de consumo de combustível, de operação e manutenção e de destruição de exergia, ou custo ambiental. No ciclo foram consideradas irreversibilidades devido a troca de calor entre diferentes temperaturas, ao comportamento não isentrópico dos componentes de expansão e compressão, a perdas de carga nos trocadores de calor e ao vazamento de calor para o reservatório de baixa temperatura. No estudo é possível observar o comportamento da função objetivo em relação a parâmetros construtivos do ciclo e parâmetros como potência líquida, taxa de entropia gerada, eficiência térmica do

ciclo e também a variação dos custos considerados na função em relação a parâmetros construtivos.

Com um enfoque na influência de parâmetros econômicos nos valores ótimos das variáveis de projeto de uma planta de ciclo combinado, Kotowicz e Bartela (2010) investigaram uma planta de potência com um gerador de vapor de recuperação de calor com triplo estágio de pressões. As variáveis otimizadas foram os níveis de pressão do meio de trabalho na parte de vapor do sistema e as diferenças de temperaturas características no gerador de vapor de recuperação de calor. A função objetiva levou em conta a eficiência econômica considerando o preço da eletricidade, e a otimização foi feita através de um programa baseado na teoria de algoritmos genéricos.

Najjar e Al-Absi (2013) analisaram, do ponto de vista termoeconômico, um sistema composto por duas turbinas. Foram utilizadas duas configurações, sendo as turbinas dispostas em série e em paralelo. A análise termoeconômica baseou-se nas análises energéticas e exergéticas do sistema e no custo capital de cada componente, combinado com as análises para avaliar o trabalho líquido e taxa de custo. A otimização foi feita considerando a taxa de compressão, a temperatura de entrada na turbina e os custos como sendo as variáveis operacionais mais relevantes. A comparação entre as duas configurações do sistema mostrou que o custo específico (custo por kW) é cerca de 4% maior para as turbinas em paralelo. Entretanto, na configuração em série, o custo total foi 7% maior, comparada à configuração em paralelo.

Em um estudo comparando resultados térmicos e econômicos, Nadir (2016) investigou o comportamento de parâmetros de projeto de um gerador de vapor para recuperação de calor e sua configuração ideal para uma faixa de temperatura de saída de 350°C a 650°C. O modelo desenvolvido considerou o trabalho específico por ciclo do vapor como um objetivo a ser otimizado; uma segunda otimização, do valor presente líquido; e uma terceira otimização, de ambos. Três configurações de gerador de calor com recuperação foram consideradas, com um, dois e três níveis de pressão com reaquecimento. Os resultados mostraram que a configuração com três níveis é a melhor do ponto de vista termodinâmico, enquanto sob a ótica econômica, a configuração com dois níveis de pressão é a mais recomendada para melhores custos do vapor.

O presente trabalho acopla a análise do ciclo com inter-resfriamento, reaquecimento e regeneração, proposto por Tyagi et al. (2006b), através da função termoeconômica utilizada por Durmusoglu e Ust (2014), já desenvolvida para contemplar quatro funções de custos, incluindo ao ciclo todas as irreversibilidades consideradas pelos últimos autores.

# CAPÍTULO 3

## MODELAGEM MATEMÁTICA

### 3.1-CICLO BRAYTON IRREVERSÍVEL COM INTER-RESFRIAMENTO, REGENERAÇÃO E REAQUECIMENTO

A modelagem matemática desenvolvida no presente capítulo tem como base um ciclo Brayton de potência a gás, com adição de um inter-resfriador entre os dois processos de compressão do ciclo, um trocador de calor para reaquecimento do fluido de trabalho entre os dois processos de expansão e um regenerador para aproveitamento da energia térmica dos gases a elevadas temperaturas na saída da turbina de baixa pressão do ciclo. A planta de produção de potência que será analisada encontra-se ilustrada na Figura 3.1, onde são visualizadas as taxas de transferência de calor, bem como a taxa de trabalho produzido.

A descrição dos processos envolvidos no ciclo é melhor realizada e compreendida através da utilização do diagrama  $T-s$  para um ciclo Brayton irreversível, com regeneração, reaquecimento e inter-resfriamento, conforme mostrado na Figura 3.2. A observação concomitante das Figuras 3.1 e 3.2 permite a identificação dos processos e suas sequências, sendo que no processo 1-2 o fluido de trabalho entra no primeiro compressor, denominado compressor de baixa pressão, no estado 1, e através do fornecimento de energia na forma de trabalho sofre uma compressão adiabática irreversível até o estado 2, sendo que o processo 1-2s indica o mesmo processo se este ocorresse de forma adiabática reversível, isto é, um processo isentrópico.

Na sequência, o processo 2-3 representa uma rejeição de energia na forma de calor  $\dot{Q}_{F2}$  do fluido de trabalho para um reservatório térmico a uma temperatura mais baixa,  $T_{F2}$ , através do inter-resfriador do ciclo, até atingir o estado 3.

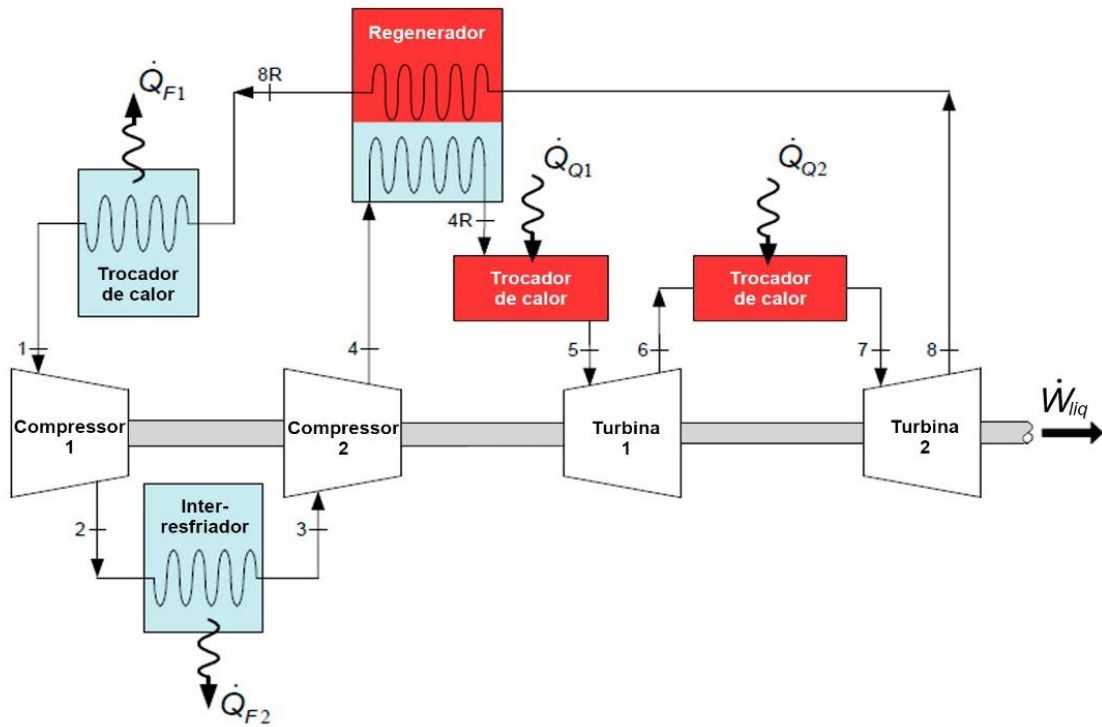


Figura 3.1 – Componentes de um ciclo Brayton irreversível com inter-resfriamento, regeneração e reaquecimento.

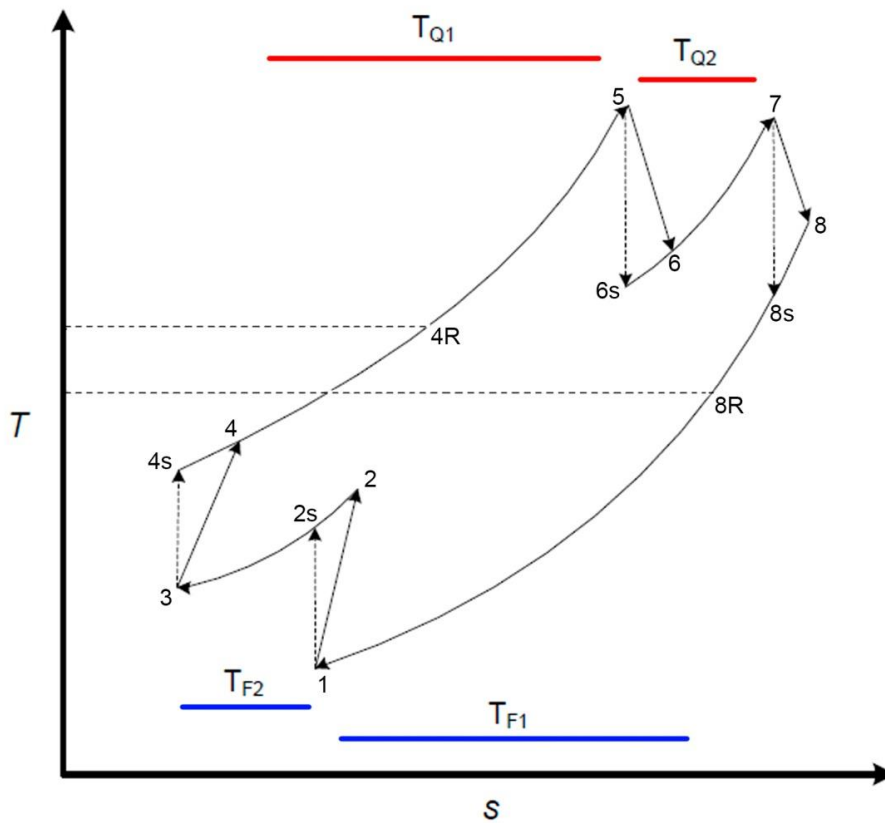


Figura 3.2 – Diagrama  $T$ - $s$  do ciclo Brayton modelado.



No estado 3, o fluido entra no segundo compressor, denominado compressor de alta pressão, sofrendo uma compressão adiabática irreversível de forma a alcançar o estado 4, a alta pressão. Uma compressão isentrópica está ilustrada pelo processo 3-4s caso esta ocorresse de forma adiabática e internamente reversível.

Seguindo à saída do segundo compressor, o fluido de trabalho entra no regenerador, onde este recebe energia térmica na forma de calor  $\dot{Q}_R$ , proveniente dos gases de saída da segunda turbina, a elevadas temperaturas, aproveitando, assim, o potencial exergético destes gases. O fluido de trabalho percorre o regenerador até o estado 4R.

O processo 4R-5 constitui a primeira adição de calor  $\dot{Q}_{Q1}$  do ciclo, modelada através de um trocador de calor em que o fluido de trabalho recebe energia térmica na forma de calor de um reservatório a alta temperatura  $T_{Q1}$  atingindo o estado 5, estando agora a elevada pressão e temperatura.

Em seguida, o fluido de trabalho entra na primeira turbina do ciclo no estado 5, denominada turbina de alta pressão, e sofre um processo de expansão adiabática irreversível até o estado 6, constituindo o processo 5-6. O processo 5-6s representa a expansão na turbina se esta ocorresse de forma isentrópica. O processo 5-6 fornece a maior parte do trabalho líquido do ciclo.

Para que seja possível um novo estágio de expansão é necessária uma nova adição de energia térmica na forma de calor ao fluido, realizada através do processo 6-7 em um trocador de calor onde é fornecido  $\dot{Q}_{Q2}$  por um reservatório à temperatura  $T_{Q2}$ , usualmente menor que ou igual à temperatura  $T_{Q1}$ . O fluido de trabalho, no estado 7, entra na segunda turbina, de baixa pressão, onde sofre uma expansão adiabática irreversível, percorrendo o processo 7-8, fornecendo a segunda parcela do trabalho líquido produzido pelo ciclo. O processo 7-8s indica a expansão que ocorreria de forma isentrópica.

Na saída da turbina de baixa pressão, o fluido de trabalho, no estado 8, entra no regenerador pelo lado quente e fornece energia na forma de calor para o próprio fluido de trabalho escoando pelo lado frio proveniente do segundo compressor, até atingir o estado 8R, constituindo o processo 8-8R. Finalmente, o ciclo é completado pelo processo 8R-1, uma rejeição de calor  $\dot{Q}_{F1}$  do fluido de trabalho para o

reservatório à baixa temperatura  $T_{F1}$  através de um trocador de calor.  $T_{F1}$ , usualmente, é igual a ou menor que  $T_{F2}$ .

De maneira a aproximar a modelagem matemática desse trabalho a operações de ciclos de potência reais, serão considerados os comportamentos não isentrópicos de compressão e de expansão através dos parâmetros de eficiência isentrópica dos compressores e turbinas; as transferências de calor de tempo e área finitos através das efetividades dos trocadores de calor presentes no ciclo; as transferências de calor dos componentes do ciclo entre si e com os reservatórios, denominado vazamento de calor, proposto por Bejan (1988); as perdas de cargas resultantes da dissipação de energia em decorrência do atrito nas tubulações conforme o fluido percorre os trocadores de calor do ciclo.

Por fim, é importante ressaltar que as relações termodinâmicas do ciclo são modeladas segundo o modelo de ar-padrão frio; os compressores, turbinas e trocadores de calor são considerados termicamente isolados das vizinhanças; e as variações de energia cinética e potencial do fluido de trabalho são consideradas desprezíveis.

As seções a seguir descrevem as relações termodinâmicas e particularidades de cada processo do ciclo. As equações que governam o funcionamento de cada componente serão apresentadas e as temperaturas serão explicitadas em função apenas de outras temperaturas e de parâmetros construtivos do ciclo. São considerados parâmetros construtivos, os quais determinam os componentes do ciclo, suas dimensões físicas e operacionais, aqueles inerentes aos componentes do ciclo, sejam eles elementos de potência, sejam de troca de calor, e aos reservatórios de energia térmica. Estes serão obtidos no Capítulo 3, sendo exibidos na Tabela 3.1:

Tabela 3.1 – Parâmetros construtivos do ciclo modelado.

$T_{Q1}$	$T_{Q2}$	$T_{F1}$	$T_{F2}$	$T_0$	$\eta_{c1}$
$\eta_{c2}$	$\eta_{t1}$	$\eta_{t2}$	$\phi_{c1}$	$\phi_{t1}$	$\varepsilon_R$
$\varepsilon_{Q1}$	$\varepsilon_{Q2}$	$\varepsilon_{F1}$	$\varepsilon_{F2}$	$\dot{C}_p$	$\xi$
$U_{Q1}$	$U_{Q2}$	$U_{F1}$	$U_{F2}$	$U_R$	$\tau$

### 3.2-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE COMPRESSÃO

O compressor é um dispositivo amplamente utilizado em ciclos de potência, de refrigeração ou bombas de calor, sendo utilizado para fornecer uma quantidade de energia na forma de trabalho ao fluido escoante, usualmente um gás, de forma a elevar a pressão e temperatura do mesmo.

No ciclo Brayton analisado há dois estágios de compressão separados por um estágio de inter-resfriamento, ao invés de um estágio compressivo único. A vantagem desta modificação no ciclo é alcançar o mesmo estado de temperatura e pressão, fornecendo, contudo, menos energia para o fluido de trabalho quando comparado ao ciclo com compressão única.

Em um processo real de compressão são encontradas irreversibilidades, as quais caracterizam perdas na quantidade de energia idealizada que o compressor poderia fornecer ao fluido de trabalho. Tais irreversibilidades ocorrem devido à dissipação de energia na forma de calor devido ao atrito entre partes móveis do compressor e são contabilizadas através de um parâmetro denominado eficiência isentrópica de compressão,  $\eta_c$ , definido como a relação entre a potência de entrada para um processo isentrópico e a potência de entrada para o mesmo processo não-isentrópico:

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c)_s}{\dot{W}_c} \quad (3.1)$$

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica no compressor de baixa pressão, considerando que este está termicamente isolado das vizinhanças, tem-se que o trabalho fornecido nos processos 1-2s e 1-2 pode ser escrito simplesmente como a variação de entalpia durante os processos, posto que a vazão mássica  $\dot{m}$  é a mesma em ambos. Então:

$$\eta_{c1} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.2)$$

Pela análise de ar-padrão frio, considerando que o fluido de trabalho se comporta como gás ideal e os calores específicos são considerados constantes e avaliados à temperatura mais baixa do ciclo, é possível escrever a Equação (3.2) da seguinte forma:

$$\eta_{c1} = \frac{c_p(T_{2s} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_2 - T_1)} \quad (3.3)$$

Na Equação (3.3),  $c_p$  é o calor específico à pressão constante do fluido de trabalho. De forma análoga e através das mesmas considerações, a eficiência isentrópica do compressor de alta pressão é dada por:

$$\eta_{c2} = \frac{c_p(T_{4s} - T_3)}{c_p(T_4 - T_3)} = \frac{(T_{4s} - T_3)}{(T_4 - T_3)} \quad (3.4)$$

A partir da Equação (3.3) obtém-se uma relação para  $T_2$  e da Equação (3.4) uma para  $T_{4s}$ :

$$T_2 = T_1 \left( 1 - \frac{1}{\eta_{c1}} \right) + \frac{T_{2s}}{\eta_{c1}} \quad (3.5)$$

$$T_{4s} = T_3(1 - \eta_{c2}) + T_4\eta_{c2} \quad (3.6)$$

É necessária a introdução de um novo parâmetro, que desempenha papel importante no número de relações independentes do ciclo, denominado de relação isentrópica de temperaturas do compressor de baixa pressão,  $\phi_{c1}$ , calculado a partir do conhecimento da variação de pressão do fluido de trabalho, ou seja, a pressão do fluido no estado antes e depois da passagem pelo compressor:

$$\phi_{c1} = \frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.7)$$

Na Equação (3.7),  $k$  é a relação entre o calor específico à pressão constante,  $c_p$ , e o calor específico a volume constante,  $c_v$ , do fluido de trabalho. A introdução deste parâmetro permite escrever uma nova relação entre temperaturas, explicitando  $T_{2s}$  na Equação (3.7):

$$T_{2s} = \phi_{c1} T_1 \quad (3.8)$$

Tem-se, assim, as temperaturas  $T_2$ ,  $T_{2s}$  e  $T_{4s}$  do ciclo escritas através de relações independentes.

### 3.3-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE EXPANSÃO

De maneira similar aos processos de compressão, a expansão idealizada não é atingida em processos reais, ocorrendo perdas também na forma de dissipação de energia na forma de calor e por atrito entre os componentes móveis da turbina. Entretanto, enquanto um compressor consome energia para fornecer trabalho ao fluido, o efeito desejado de uma turbina é o de extrair trabalho do ciclo, sendo o trabalho de um processo isentrópico idealizado o máximo, sendo relacionado a um trabalho real através do parâmetro de eficiência isentrópica de expansão da turbina, como se segue:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{(\dot{W}_t)_s} \quad (3.9)$$

Através da análise por ar-padrão frio, considerando o comportamento do fluido como gás ideal e os calores específicos constantes, é possível reescrever a Equação (3.9) aplicada à turbina de alta pressão como:

$$\eta_{t1} = \frac{\dot{m}(h_5 - h_6)}{\dot{m}(h_5 - h_{6s})} = \frac{c_p(T_5 - T_6)}{c_p(T_5 - T_{6s})} \quad (3.10)$$

A mesma análise, para a turbina de baixa pressão, fornece:

$$\eta_{t2} = \frac{\dot{m}(h_7 - h_8)}{\dot{m}(h_7 - h_{8s})} = \frac{c_p(T_7 - T_8)}{c_p(T_7 - T_{8s})} \quad (3.11)$$

Agora, torna-se possível a obtenção de mais duas relações para temperaturas do ciclo, uma relação para  $T_6$ , através da Equação (3.10), e uma relação para  $T_{8s}$ , através da Equação (3.11), resultando em:

$$T_6 = T_5(1 - \eta_{t1}) + \eta_{t1}T_{6s} \quad (3.12)$$

$$T_{8s} = T_7 \left( 1 - \frac{1}{\eta_{t2}} \right) + \frac{T_8}{\eta_{t2}} \quad (3.13)$$

Assim como para a modelagem dos processos de compressão, insere-se o parâmetro construtivo denominado relação isentrópica de temperaturas da turbina,  $\phi_{t1}$ , dependente apenas do conhecimento da variação de pressão do fluido de trabalho, ou seja, as pressões antes e depois da passagem pela turbina. Isso permite estabelecer uma nova relação para outra temperatura do ciclo, ou seja:

$$\phi_{t1} = \frac{T_5}{T_{6s}} = \left( \frac{p_5}{p_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.14)$$

Assim, através desta relação, é possível explicitar a temperatura  $T_{6s}$  do ciclo:

$$T_{6s} = \frac{T_5}{\phi_{t1}} \quad (3.15)$$

Desta forma, foram identificadas mais três temperaturas do ciclo,  $T_6$ ,  $T_{6s}$  e  $T_{8s}$ , escritas através de relações independentes e de parâmetros construtivos.

### 3.4-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE REGENERAÇÃO

Uma das modificações significativas em um ciclo Brayton é a adição de um regenerador entre a saída do compressor e entrada no trocador de calor com o reservatório térmico a elevada temperatura ou combustor, quando se trata de um ciclo aberto. A temperatura de saída dos gases em uma turbina a gás simples costuma ser muito superior à temperatura ambiente, isto é, os gases provenientes da turbina apresentam grande potencial exergético, que seria completamente desperdiçado se os gases fossem descartados ao ambiente.

A solução, de forma a aproveitar a exergia dos gases de saída da turbina, é a inserção de um regenerador, um trocador de calor que opera com o mesmo fluido de trabalho sendo o fluido frio e o fluido quente, sendo que o primeiro é proveniente da saída do segundo compressor, no caso de um ciclo com dois compressores, e o último é proveniente do resultado da expansão, ou seja, do estado da saída na segunda turbina. A transferência de calor ocorre de forma que parte da energia térmica do fluido quente é transferida na forma de calor para o fluido frio, elevando sua temperatura, o que faz com que o fluido entre no combustor a temperatura mais elevada do que ocorreria sem o regenerador, sendo necessária menor quantidade de energia térmica proveniente de combustíveis externos, aumentando, assim, a eficiência térmica do ciclo, por reduzir a quantidade de energia térmica na forma de calor fornecida ao ciclo.

A seleção de um regenerador é baseada na quantidade de energia que é transferida do fluido quente para o fluido frio, sendo necessária a avaliação de um parâmetro denominado efetividade, aplicável para todos os trocadores de calor do ciclo, assim como para o regenerador. A efetividade de um trocador de calor é a relação entre a transferência de calor real e a máxima taxa de transferência de calor possível que ocorreria, caso o trocador de calor opere de maneira reversível, ou seja:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (3.16)$$

Para um regenerador, a efetividade é definida como a razão entre o aumento real da entalpia do fluido de trabalho e o aumento máximo teórico da entalpia do fluido de trabalho, ou seja:

$$\varepsilon_R = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{\dot{m}(h_{4R} - h_4)}{\dot{m}(h_8 - h_4)} \quad (3.17)$$

A efetividade do regenerador também pode ser utilizada para relacionar a diminuição real da entalpia do fluido de trabalho e o aumento máximo teórico da entalpia, ou seja:

$$\varepsilon_R = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{\dot{m}(h_8 - h_{8R})}{\dot{m}(h_8 - h_4)} \quad (3.18)$$

Na prática, valores típicos para a efetividade de regeneradores estão na faixa de 60% a 80%, de tal forma que a temperatura da saída do regenerador mantém-se abaixo da temperatura de saída da turbina. Efetividades acima destes valores implicam em uma área de troca térmica maior e em maiores perdas de carga por atrito no regenerador, sendo inviáveis por eliminar as vantagens econômicas da redução de combustíveis, ou seja, a decisão de adicionar um regenerador ao ciclo é puramente econômica.

Através da análise de ar-padrão frio, expressa-se a efetividade do regenerador como:

$$\varepsilon_R = \frac{T_{4R} - T_4}{T_8 - T_4} = \frac{T_8 - T_{8R}}{T_8 - T_4} \quad (3.19)$$

Através da Equação (3.19) é possível escrever duas relações para explicitar as temperaturas  $T_{4R}$  e  $T_{8R}$ :

$$T_{4R} = T_4(1 - \varepsilon_R) + \varepsilon_R T_8 \quad (3.20)$$

$$T_{8R} = T_8(1 - \varepsilon_R) + \varepsilon_R T_4 \quad (3.21)$$

A efetividade, para um regenerador, relaciona-se com o número de unidades de transferência  $NUT$ , através da seguinte expressão:



$$\varepsilon_R = \lim_{C_r \rightarrow 1} \frac{1 - \exp[-NUT_R(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT_R(1 - C_r)]} \quad (3.22)$$

em que  $C_r$  é a relação entre a mínima taxa de capacidade térmica do fluido de trabalho e a máxima taxa de capacidade térmica do fluido de trabalho. Para um regenerador, por se tratar do mesmo fluido de escoamento,  $C_r$  é igual à unidade, sendo necessário aplicar o limite quando  $C_r$  tende a este valor na Equação (3.22). Pela regra de *L'Hopital* para limites, a Equação (3.22) é simplificada para:

$$\varepsilon_R = \frac{NUT_R}{1 + NUT_R} \quad (3.23)$$

O número de unidades de transferência para o regenerador, independentemente de sua configuração, é um adimensional dado por:

$$NUT_R = \frac{U_R A_R}{\dot{C}_p} \quad (3.24)$$

onde  $U_R$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $A_R$  é a área de troca térmica e  $\dot{C}_p$  é a taxa de capacidade térmica do fluido que escoar no regenerador. Através das relações termodinâmicas do regenerador, foi possível explicitar as temperaturas  $T_{4R}$  e  $T_{8R}$  do ciclo.

### 3.5-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE INTER-RESFRIAMENTO E REAQUECIMENTO

Os processos de compressão em múltiplos estágios com inter-resfriamento e de expansão em múltiplos estágios com reaquecimento são modificações da turbina a gás básica que aumentam o trabalho líquido produzido que, se usados em conjunto com a regeneração, podem fornecer melhorias substanciais na eficiência térmica.

Por questões metalúrgicas, a temperatura dos gases que entram na turbina deve ser limitada a certo valor, de forma a prevenir desgaste de componentes. Essa limitação pode ser superada inserindo maior quantidade de ar do que apenas o necessário para a queima do combustível no primeiro combustor. De tal forma, os gases que deixam o combustor ainda possuem ar suficiente para suportar um segundo processo de combustão, em um combustor adicional, aumentando a quantidade de trabalho líquido por unidade de massa do fluido de trabalho.

Apesar do aumento de trabalho líquido produzido com o processo de reaquecimento, a eficiência térmica pode não aumentar necessariamente, em razão da necessidade de fornecer mais combustível ao ciclo. Todavia, a temperatura de saída da segunda turbina é maior do que a temperatura de saída da turbina de um ciclo sem reaquecimento, o que aumenta o potencial para regeneração. Assim, quando se utiliza reaquecimento e regeneração em conjunto, pode-se conseguir aumentos significativos na eficiência térmica do ciclo.

É possível também aumentar o trabalho líquido produzido diminuindo a quantidade de energia necessária fornecida à compressão do fluido de trabalho. O processo de inter-resfriamento baseia-se em resfriar o fluido de trabalho entre os estágios de compressão do ciclo, diminuindo o volume específico e reduzindo a quantidade de energia gasta para elevar a mesma quantidade de fluido até uma determinada pressão.

Novamente, somente o processo de inter-resfriamento não significaria um aumento na eficiência térmica, pois reduziria a temperatura do gás na saída do compressor e, conseqüentemente, na entrada do combustor. Porém, quando utilizado em conjunto com um regenerador, essa diminuição na temperatura de saída do compressor aumenta o potencial para regeneração, fornecendo, então, aumento nos valores de eficiência térmica.

Considerando o reaquecedor um trocador de calor operando em contracorrente, o fluido de trabalho entra no trocador no estado 6, onde recebe uma transferência de calor de um reservatório térmico à temperatura constante  $T_{Q2}$ , até atingir o estado 7, pronto para entrar no segundo estágio de expansão. A efetividade  $\varepsilon_{Q2}$  do trocador de calor pode ser relacionada com o  $NUT_{Q2}$  de forma análoga ao feito para o regenerador. Avaliando um trocador que opera em contracorrente, em que o fluido de trabalho, o fluido frio, possui uma taxa de capacidade térmica muito

inferior quando comparado ao reservatório térmico, o qual mantém sua temperatura constante, vê-se que o parâmetro  $C_r$  se iguala a zero. Assim:

$$\varepsilon_{Q2} = \frac{1 - \exp[-NUT_{Q2}(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT_{Q2}(1 - C_r)]} = 1 - \exp(-NUT_{Q2}) \quad (3.25)$$

Na Equação (3.25):

$$NUT_{Q2} = \frac{U_{Q2}A_{Q2}}{\dot{C}_p} \quad (3.26)$$

em que  $U_{Q2}A_{Q2}$  é um parâmetro construtivo, sendo o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área efetiva de troca térmica do trocador de calor.

A taxa de transferência de calor ao fluido de trabalho pode ser escrita a partir de sua variação de entalpia, simplificando-se, através da análise ar-padrão frio, para:

$$\dot{Q}_{Q2} = \dot{C}_p(T_7 - T_6) = \dot{C}_p \varepsilon_{Q2}(T_{Q2} - T_6) \quad (3.27)$$

A partir da Equação (3.27) é possível obter uma relação para mais uma temperatura do ciclo,  $T_7$  :

$$T_7 = T_6(1 - \varepsilon_{Q2}) + \varepsilon_{Q2}T_{Q2} \quad (3.28)$$

Tratando-se do processo de inter-resfriamento, o fluido de trabalho, no estado 2, rejeita uma quantidade de energia na forma de calor para um reservatório a temperatura mais baixa,  $T_{F2}$ , através de um trocador de calor operando em contracorrente com efetividade  $\varepsilon_{F2}$ . Relaciona-se a efetividade com o parâmetro construtivo  $NUT_{F2}$  através da seguinte equação:

$$\varepsilon_{F2} = \frac{1 - \exp[-NUT_{F2}(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT_{F2}(1 - C_r)]} = 1 - \exp(-NUT_{F2}) \quad (3.29)$$

em que  $C_r$  é igual a zero devido ao fluido de trabalho apresentar taxa de capacidade térmica muito inferior à do reservatório térmico. Na Equação (3.29):

$$NUT_{F2} = \frac{U_{F2}A_{F2}}{\dot{C}_p} \quad (3.30)$$

e  $U_{F2}A_{F2}$  é o parâmetro construtivo que relaciona o coeficiente global de transferência de calor com a área efetiva de troca térmica do trocador.

A taxa de transferência de calor rejeitada pelo fluido de trabalho para o reservatório de baixa temperatura pode ser relacionada com a efetividade do trocador:

$$\dot{Q}_{F2} = \dot{C}_p(T_2 - T_3) = \dot{C}_p \varepsilon_{F2}(T_2 - T_{F2}) \quad (3.31)$$

A Equação (3.31) permite obter uma relação para mais uma temperatura,  $T_3$ :

$$T_3 = T_2(1 - \varepsilon_{F2}) + \varepsilon_{F2}T_{F2} \quad (3.32)$$

Ciclos com mais de dois estágios de compressão e expansão raramente são utilizados, pois o ganho na eficiência térmica do ciclo não compensa, economicamente, os custos de investimentos e de operação e manutenção de mais um compressor e uma turbina. Ambos os processos, reaquecimento e inter-resfriamento, fornecem um aumento de eficiência térmica quando utilizados em conjunto com o processo de regeneração.

### 3.6-ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS IRREVERSÍVEIS DE ADIÇÃO DE CALOR $\dot{Q}_{Q1}$ E REJEIÇÃO DE CALOR $\dot{Q}_{F1}$

O processo de adição de calor ao fluido de trabalho operando em um ciclo Brayton pode ocorrer de duas formas. Quando uma mistura de combustível e ar em excesso sofre uma combustão em uma câmara específica e o fluido é descartado ao ambiente após expansão em uma turbina, diz-se que o ciclo é aberto. Entretanto,

algumas aplicações, como a geração de potência com reatores nucleares resfriados a gás e a geração de potência espacial, não há necessidade de uma mistura do fluido de trabalho com combustível, possibilitando, desta forma, que o fluido de trabalho opere continuamente no sistema sem necessidade de descarte à atmosfera, caracterizando-se um ciclo do tipo fechado, como na Figura 3.1, na Seção 3.1.

Na configuração fechada, a adição de calor ao ciclo e a rejeição de calor pelo fluido de trabalho ocorrem em trocadores de calor. Uma taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_{Q1}$  é adicionada ao fluido de trabalho que sai do regenerador no estado 4R, por meio de um trocador em contato com reservatório a alta temperatura constante  $T_{Q1}$ , até o estado 5.

Após o processo em que o fluido cede parte de sua energia térmica a ele mesmo, ao passar pelo regenerador, há a necessidade de se retirar calor do ciclo a uma taxa  $\dot{Q}_{F1}$ . O fluido de trabalho, no estado 8R, rejeita calor por meio de um trocador de calor a um reservatório à baixa temperatura  $T_{F1}$ , constante, até atingir seu estado 1, completando um ciclo termodinâmico Brayton com todas as modificações explicadas neste capítulo.

A capacidade de o fluido de trabalho absorver e rejeitar calor e sua quantificação na forma de taxas de transferência de calor relacionam-se com a efetividade dos trocadores de calor responsáveis por cada respectiva função, na seguinte forma:

$$\varepsilon_{Q1} = 1 - \exp(-NUT_{Q1}) \quad (3.33)$$

$$\varepsilon_{F1} = 1 - \exp(-NUT_{F1}) \quad (3.34)$$

As Equações (3.33) e (3.34) encontram-se na forma simplificada por motivo similar à Equação (3.29), em que  $NUT_{Q1}$  e  $NUT_{F1}$  são, respectivamente:

$$NUT_{Q1} = \frac{U_{Q1}A_{Q1}}{\dot{C}_p} \quad (3.35)$$

$$NUT_{F1} = \frac{U_{F1} A_{F1}}{\dot{C}_p} \quad (3.36)$$

As taxas de transferências de calor ao e pelo fluido de trabalho podem, então, ser apresentadas como:

$$\dot{Q}_{Q1} = \dot{C}_p(T_5 - T_{4R}) = \dot{C}_p \varepsilon_{Q1}(T_{Q1} - T_{4R}) \quad (3.37)$$

$$\dot{Q}_{F1} = \dot{C}_p(T_{8R} - T_1) = \dot{C}_p \varepsilon_{F1}(T_{8R} - T_{F1}) \quad (3.38)$$

Com estas relações termodinâmicas, é possível obter mais duas relações para temperaturas do ciclo:

$$T_5 = T_{4R}(1 - \varepsilon_{Q1}) + \varepsilon_{Q1}T_{Q1} \quad (3.39)$$

$$T_1 = T_{8R}(1 - \varepsilon_{F1}) + \varepsilon_{F1}T_{F1} \quad (3.40)$$

### 3.7-ANÁLISE TERMODINÂMICA DA IRREVERSIBILIDADE DEVIDO AO VAZAMENTO DE CALOR

Uma irreversibilidade de grande importância, proposta por Bejan (1988), é o vazamento interno de calor, denominado de “*internal heat leak*”. O autor fornece três situações que exemplificam essa irreversibilidade: a primeira seria a transferência de calor perdida através da parede de uma caldeira ou de uma câmara de combustão, a segunda, a transferência de calor removida pelo sistema de arrefecimento de um motor de combustão interna e, como última, o vazamento de calor convectivo proveniente de um trocador de calor contracorrente em direção ao ambiente em um ciclo Brayton regenerativo.

Esta transferência de calor proposta ocorreria então entre os componentes da planta e o ambiente e/ou entre os reservatórios térmicos, não sendo aproveitada para aumentar a entalpia específica do fluido de trabalho, não contribuindo, portanto para a produção de energia na forma de trabalho. O modelo mais simples do

vazamento interno de calor, o qual é consistente com modelos lineares, que é o caso de transferência de calor por convecção como apresentado no presente estudo, pode ser escrito como:

$$\dot{Q}_i = \dot{C}_i(T_Q - T_F) \quad (3.41)$$

em que  $\dot{Q}_i$  é a taxa de vazamento de calor e  $\dot{C}_i$  é a taxa de condutância interna da planta de potência e sua unidade é taxa de transferência de calor por unidade de temperatura. Os trabalhos posteriores que incorporam essa irreversibilidade estabelecem uma relação entre a taxa de condutância interna e a taxa de capacidade térmica do fluido de trabalho na seguinte forma:

$$\frac{\dot{C}_i}{\dot{C}_p} = \xi \quad (3.42)$$

Para o caso do ciclo em estudo, introduzindo-se o parâmetro da Equação (3.42) é possível reescrever a taxa de vazamento de calor, agora em função da taxa de capacidade térmica do fluido de trabalho, obtendo-se:

$$\dot{Q}_i = \xi \dot{C}_p(T_{Q1} - T_{F1}) \quad (3.43)$$

A irreversibilidade pode ser quantificada, assim, como uma taxa de transferência de calor que cruza o reservatório a alta temperatura em direção ao reservatório de baixa temperatura, sem influência sobre o fluido de trabalho e a produção de potência, por consequência. A Figura 3.3 exemplifica o vazamento de calor em uma planta de potência operando entre dois reservatórios:

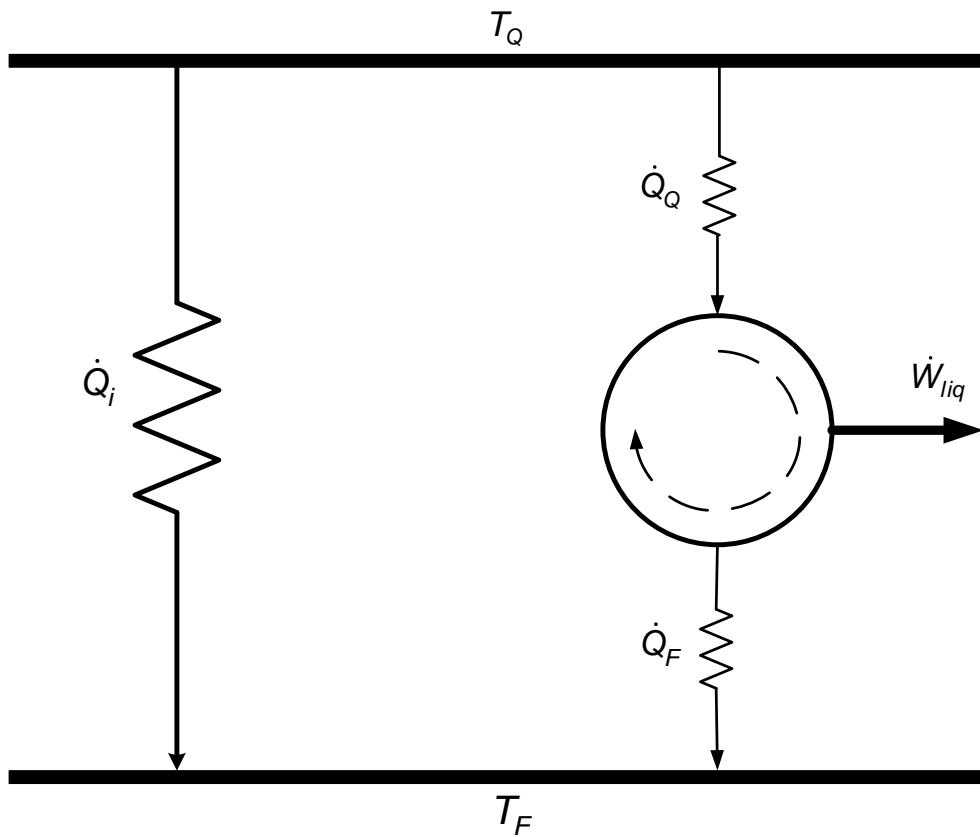


Figura 3.3 – Planta de potência com irreversibilidades devido às resistências térmicas e ao vazamento interno de calor.

Com esta irreversibilidade introduzida, é possível expressar a quantidade total de calor fornecida pelos reservatórios térmicos como a soma das quantidades fornecidas individualmente por cada reservatório térmico de elevada temperatura diretamente ao fluido de trabalho e da transferência de calor diretamente do reservatório térmico de elevada para o reservatório de baixa temperatura, na forma:

$$\dot{Q}_{QT} = \dot{Q}_{Q1} + \dot{Q}_{Q2} + \dot{Q}_i \quad (3.44)$$

De forma análoga, escreve-se a quantidade total de calor rejeitada como a soma das parcelas das quantidades rejeitadas pelo fluido de trabalho para cada reservatório térmico de baixa temperatura e da transferência de calor rejeitada diretamente do reservatório térmico de elevada temperatura, obtendo-se:

$$\dot{Q}_{FT} = \dot{Q}_{F1} + \dot{Q}_{F2} + \dot{Q}_i \quad (3.45)$$



### 3.8-ANÁLISE GLOBAL DO CICLO ATRAVÉS DA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA

Antes de introduzir a irreversibilidade devido às perdas de cargas nas tubulações, uma análise global do ciclo é realizada através da Primeira Lei da Termodinâmica para estabelecer a relação entre a potência líquida produzida, a taxa de calor fornecida e a eficiência térmica do ciclo, relacionando, assim, o vazamento de calor apresentado com parâmetros de grande importância do ciclo estudado.

O caminho percorrido pelo fluido de trabalho, explicado na Seção 3.1, somado ao fato de o fluido recircular no sistema sem alteração de sua composição química, caracterizam um ciclo termodinâmico quando o fluido retorna a certo estado, em que independentemente dos processos de compressão ou expansão, adição ou rejeição de calor, as propriedades do fluido de trabalho neste estado permanecem constante.

Logo, pode-se considerar que o sistema opera em regime permanente e a relação entre calor e trabalho, por uma unidade de tempo, é escrita pela Primeira Lei da Termodinâmica como:

$$\oint \delta \dot{W} = \oint \delta \dot{Q} \quad (3.46)$$

A Equação (3.46) expressa que calor e trabalho, embora sejam dependentes dos processos, são iguais quando integrados ao longo de um ciclo. Reescrevendo a Equação (3.46) para os processos de fronteira do ciclo como um todo, obtém-se:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{Q}_{QT} - \dot{Q}_{FT} \quad (3.47)$$

É importante ressaltar que  $\dot{Q}_R$  não é contabilizado na Equação (3.47) por se tratar de um processo interno ao ciclo, em que a taxa de transferência de calor fornecida pelo fluido quente é absorvida pelo próprio fluido de trabalho escoando pelo lado frio.

Substituindo as Equações (3.44) e (3.45) na Equação (3.47), a potência de saída do ciclo é dada por:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{Q}_{Q1} + \dot{Q}_{Q2} + \dot{Q}_i - \dot{Q}_{F1} - \dot{Q}_{F2} - \dot{Q}_i \quad (3.48)$$

Fica evidente que, uma vez anulada na Equação (3.48), a irreversibilidade devido ao vazamento de calor não tem influência sobre a produção de potência do ciclo.

Substituindo na Equação (3.48) as taxas de transferências de calor que se relacionam com as efetividades de cada trocador de calor nas Equações (3.37), (3.27), (3.38) e (3.31), tem-se que a potência de saída é escrita em função das efetividades e das temperaturas do ciclo como:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{C}_p \varepsilon_{Q1} (T_{Q1} - T_{4R}) + \dot{C}_p \varepsilon_{Q2} (T_{Q2} - T_6) - \dot{C}_p \varepsilon_{F1} (T_{8R} - T_{F1}) - \dot{C}_p \varepsilon_{F2} (T_2 - T_{F2}) \quad (3.49)$$

A eficiência térmica do ciclo é dada pela relação entre a potência líquida de saída e a taxa de calor total fornecida pelos reservatórios térmicos de elevada temperatura:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{QT}} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{Q1} + \dot{Q}_{Q2} + \dot{Q}_i} \quad (3.50)$$

Nota-se na Equação (3.50) a taxa de transferência de calor perdida por vazamento no denominador da equação, concluindo-se que, embora o vazamento de calor não influencie na potência produzida pelo ciclo, maior quantidade de calor é necessária para a produção da mesma potência, reduzindo, portanto, a eficiência térmica do ciclo quando comparada à uma situação em que não há este tipo de irreversibilidade.

A quantidade de calor total fornecida escrita em função das efetividades dos trocadores e das temperaturas do ciclo é obtida substituindo as Equações (3.37), (3.27) e (3.43) na Equação (3.44):

$$\dot{Q}_{QT} = \dot{C}_p \varepsilon_{Q1} (T_{Q1} - T_{4R}) + \dot{C}_p \varepsilon_{Q2} (T_{Q2} - T_6) + \xi \dot{C}_p (T_{Q1} - T_{F1}) \quad (3.51)$$

### 3.9-ANÁLISE DA IRREVERSIBILIDADE DEVIDO ÀS PERDAS DE CARGA DURANTE O ESCOAMENTO

Até o momento, a modelagem matemática, de forma a aproximar o ciclo modelado de um ciclo real, considerou:

- Irreversibilidades devido ao comportamento não-isentrópico dos compressores e das turbinas, através dos parâmetros de eficiência isentrópica desses componentes;
- Irreversibilidades devido às transferências de calor finitas entre o fluido de trabalho e os reservatórios térmicos de altas e baixas temperaturas, através dos parâmetros de efetividade dos trocadores de calor onde ocorrem essas transferências;
- Irreversibilidades devido à taxa de perda de calor da planta de potência que não é aproveitada pelo fluido de trabalho, denominada vazamento de calor.

Por fim, nesta seção, introduz-se a última fonte de irreversibilidade do sistema, a perda de carga do fluido de trabalho ao longo do escoamento. As perdas de carga durante o escoamento ocorrem devido à dissipação de energia na forma de atrito entre as partículas do fluido e entre o fluido e as paredes das tubulações. Para o modelo em estudo, perdas de carga foram consideradas nos trocadores de calor que participam dos processos de adição e rejeição de calor, considerando que a pressão na saída de um trocador de calor é sempre menor do que a pressão na entrada.

No ciclo analisado da Figura 3.1, considera-se perda de carga desde a entrada no regenerador, estado 4, até a saída do trocador de calor em contato com o reservatório à temperatura  $T_{Q1}$ , estado 5. A diferença entre as pressões nos dois estados é denominada  $\Delta p_{Q1}$ , e a perda de carga é quantificada através de um parâmetro  $\rho_{Q1}$  utilizado por Sánchez-Orgaz et al. (2010) para introduzir irreversibilidade de perdas de carga em um ciclo Brayton na forma:

$$\rho_{Q1} = \left( \frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left( \frac{p_{Q1} - \Delta p_{Q1}}{p_{Q1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.52)$$

em que  $p_5$  e  $p_4$  são as pressões nos estados 5 e 4, respectivamente, e  $k$  a relação entre calores específicos do fluido de trabalho.

Considerando o processo de reaquecimento no trocador de calor em que o fluido entra no estado 6 e sai no estado 7, o parâmetro de perda de carga é quantificado na forma:

$$\rho_{Q2} = \left( \frac{p_7}{p_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left( \frac{p_{Q2} - \Delta p_{Q2}}{p_{Q2}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.53)$$

sendo  $p_7$  e  $p_6$  as pressões nos estados 7 e 6, respectivamente.

Após a saída da turbina de baixa pressão, o fluido passa novamente pelo regenerador no lado frio e pelo trocador de calor em contato com o reservatório à baixa temperatura  $T_{F1}$ , caracterizando uma nova perda carga do estado 8 até atingir o estado 1:

$$\rho_{F1} = \left( \frac{p_1}{p_8} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left( \frac{p_{F1} - \Delta p_{F1}}{p_{F1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.54)$$

em que  $p_1$  é a pressão no estado 1 e  $p_8$  a pressão no estado 8.

O último processo que caracteriza perda de carga é o processo de inter-resfriamento, no qual o fluido rejeita calor a um reservatório à  $T_{F2}$  por um trocador de calor, indo do estado 2 ao estado 3:

$$\rho_{F2} = \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left( \frac{p_{F2} - \Delta p_{F2}}{p_{F2}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.55)$$

sendo  $p_3$  e  $p_2$  as pressões nos estados 3 e 2, respectivamente.

### 3.10-ANÁLISE GLOBAL DO CICLO ATRAVÉS DE 2ª LEI DA TERMODINÂMICA

A aplicação de um balanço de entropia para um volume de controle operando em regime permanente, considerando externos todos os reservatórios térmicos, onde não há fluxo de massa para dentro ou fora do volume de controle, em termos de taxa temporal, é dada pela Segunda Lei da Termodinâmica como:

$$\frac{dS}{dt} = \int \frac{\delta \dot{Q}_T}{T} + \dot{S}_g = 0 \quad (3.56)$$

A taxa de geração de entropia,  $\dot{S}_g$ , é dada apenas pelas interações de calor que ocorrem entre o fluido de trabalho e os reservatórios, ora cruzando a fronteira em direção ao fluido de trabalho, no caso dos reservatórios térmicos de elevada temperatura, ora cruzando a fronteira do volume de controle a partir do fluido em direção aos reservatórios térmicos de baixa temperatura. Considerando a temperatura de cada reservatório constante, a resolução da integral na Equação (3.56) fornece que:

$$\dot{S}_g = -\int \frac{\delta \dot{Q}_T}{T} = \frac{\dot{Q}_{F1}}{T_{F1}} + \frac{\dot{Q}_{F2}}{T_{F2}} + \frac{\dot{Q}_i}{T_{F1}} - \frac{\dot{Q}_{Q1}}{T_{Q1}} - \frac{\dot{Q}_{Q2}}{T_{Q2}} - \frac{\dot{Q}_e}{T_{Q1}} \quad (3.57)$$

É possível verificar a influência da irreversibilidade devido ao vazamento de calor na taxa de geração de entropia, por se tratar de interações de calor cruzando as fronteiras dos reservatórios térmicos.

Para escrever a taxa de geração de entropia em função de parâmetros construtivos e temperaturas do ciclo substituem-se as Equações (3.27), (3.31), (3.37), (3.38) e (3.43) na Equação (3.57), obtendo-se:

$$\dot{S}_g = \dot{C}_p \left( \frac{\varepsilon_{F1}(T_{8R} - T_{F1})}{T_{F1}} + \frac{\varepsilon_{F2}(T_2 - T_{F2})}{T_{F2}} - \frac{\varepsilon_{Q1}(T_{Q1} - T_{4R})}{T_{Q1}} - \frac{\varepsilon_{Q2}(T_{Q2} - T_6)}{T_{Q2}} + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right) \quad (3.58)$$

em que  $\tau$  é a razão entre a temperatura do primeiro reservatório térmico à  $T_{Q1}$  e a temperatura do reservatório térmico à  $T_{F1}$ , ou seja:

$$\tau = \frac{T_{Q1}}{T_{F1}} \quad (3.59)$$

### 3.11-RELAÇÃO ENTRE TEMPERATURAS A PARTIR DA VARIAÇÃO NA ENTROPIA ESPECÍFICA DO FLUIDO

Mais uma relação para as temperaturas do ciclo é necessária para relacionar os parâmetros que quantificam as perdas de carga do ciclo, obtida através da variação de entropia específica do fluido de trabalho.

Para esta relação, considera-se que o fluido de trabalho percorre apenas os processos isentrópicos de expansão e compressão. Conforme procedimento utilizado por Tyagi et al. (2006b) e Oliveira et al. (2015), a sequência de um ciclo é dada pelos processos na ordem 1-2s-3-4s-4R-5-6s-7-8s-8R-1. Por questão de simplicidade, os processos 4s-4R-5 são considerados apenas um processo (4s-5) e os processos 8s-8R-1 um processo (8s-1). Assim, a variação de entropia específica do fluido de trabalho ao longo de um ciclo é dada por:

$$\sum \Delta s = \Delta s_{1-2s} + \Delta s_{2s-3} + \Delta s_{3-4s} + \Delta s_{4s-5} + \Delta s_{5-6s} + \Delta s_{6s-7} + \Delta s_{7-8s} + \Delta s_{8s-1} = 0 \quad (3.60)$$

Na Equação (3.60) os processos de expansão e compressão são isentrópicos, isto é:

$$\Delta s_{1-2s} = \Delta s_{3-4s} = \Delta s_{5-6s} = \Delta s_{7-8s} = 0 \quad (3.61)$$

Os demais componentes da Equação (3.60) são processos de adições e rejeições de calor em que há variação de entropia específica do fluido de trabalho, sendo que, através da análise ar-padrão frio, a variação de entropia em cada processo pode ser relacionada com temperatura e pressão na forma:

$$\Delta s_{2s-3} = c_p \ln\left(\frac{T_3}{T_{2s}}\right) - R \ln\left(\frac{p_3}{p_2}\right) \quad (3.62)$$

$$\Delta s_{4s-5} = c_p \ln\left(\frac{T_5}{T_{4s}}\right) - R \ln\left(\frac{p_5}{p_4}\right) \quad (3.63)$$

$$\Delta s_{6s-7} = c_p \ln\left(\frac{T_7}{T_{6s}}\right) - R \ln\left(\frac{p_7}{p_6}\right) \quad (3.64)$$

$$\Delta s_{8s-1} = c_p \ln\left(\frac{T_1}{T_{8s}}\right) - R \ln\left(\frac{p_1}{p_8}\right) \quad (3.65)$$

nas quais  $R$  é a constante do gás.

Substituindo as Equações (3.61) a (3.65) na Equação (3.60) e considerando que a variação da propriedade entropia específica do fluido de trabalho ao longo de um ciclo é nula, obtém-se:

$$c_p \ln\left(\frac{T_3}{T_{2s}}\right) - R \ln\left(\frac{\rho_3}{\rho_2}\right) + c_p \ln\left(\frac{T_5}{T_{4s}}\right) - R \ln\left(\frac{\rho_5}{\rho_4}\right) \\ + c_p \ln\left(\frac{T_7}{T_{6s}}\right) - R \ln\left(\frac{\rho_7}{\rho_6}\right) + c_p \ln\left(\frac{T_1}{T_{8s}}\right) - R \ln\left(\frac{\rho_1}{\rho_8}\right) = 0 \quad (3.66)$$

Separando os termos que contêm temperaturas de um lado e os termos que contêm pressões de outro, na Equação (3.66), obtém-se:

$$\ln\left(\frac{T_3}{T_{2s}} \frac{T_5}{T_{4s}} \frac{T_7}{T_{6s}} \frac{T_1}{T_{8s}}\right) = \frac{R}{c_p} \ln\left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \frac{\rho_5}{\rho_4} \frac{\rho_7}{\rho_6} \frac{\rho_1}{\rho_8}\right) \quad (3.67)$$

Utilizando  $R/c_p = (k-1)/k$  e propriedades logarítmicas, a Equação (3.67) simplifica-se para:

$$\left(\frac{T_3}{T_{2s}} \frac{T_5}{T_{4s}} \frac{T_7}{T_{6s}} \frac{T_1}{T_{8s}}\right) = \left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \frac{\rho_5}{\rho_4} \frac{\rho_7}{\rho_6} \frac{\rho_1}{\rho_8}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.68)$$

Na Equação (3.68) pode-se ver as definições dadas aos parâmetros de perda de carga  $\rho_{Q1}$ ,  $\rho_{Q2}$ ,  $\rho_{F1}$ ,  $\rho_{F2}$ , das Equações (3.52) a (3.55), e os parâmetros  $\phi_{c1}$  e  $\phi_{t1}$ , das Equações (3.7) e (3.14), respectivamente. Fazendo a substituição destes parâmetros na Equação (3.68), obtém-se a última relação para temperaturas do ciclo:

$$\frac{T_3 T_7}{T_{4s} T_{8s}} = \rho_T \frac{\phi_{c1}}{\phi_{t1}} \quad (3.69)$$

em que  $\rho_T$  é o produto das perdas de carga em cada de trocador de calor:

$$\rho_T = \rho_{Q1}\rho_{Q2}\rho_{F1}\rho_{F2} \quad (3.70)$$

As Equações (3.69) e (3.70) mostram que o efeito total das perdas de carga, quando considerados todos os trocadores de calor, pode ser significativo, visto que o parâmetro  $\rho_T$  é o produto de quatro parâmetros com valores inferiores à unidade.

### 3.12-ANÁLISE PARA DETERMINAÇÃO DA RELAÇÃO ENTRE TEMPERATURAS

Nas seções anteriores, foram definidas treze relações independentes entre as temperaturas do ciclo. Como pode ser observado na Figura 3.2, são quatorze temperaturas no ciclo todo, consideradas também as temperaturas dos estados isentrópicos. Assim, um método de análise, tendo em vista posterior otimização, consiste em escrever treze temperaturas do ciclo em função de apenas uma, denominada temperatura de controle. Através da variação deste parâmetro ao longo de uma faixa, é possível determinar a variação das demais temperaturas e, conseqüentemente, calcular os valores das taxas de transferência de calor, potência líquida produzida, taxa de geração de entropia e eficiência térmica do ciclo.

A função objetivo escolhida a ser otimizada e analisada foi uma função termoeconômica que relaciona a potência líquida produzida com os custos totais da planta de potência e será descrita em outra seção.

As treze relações entre temperaturas estabelecidas previamente, na ordem em que abaixo constam, são dadas pelas Equações (3.21), (3.40), (3.8), (3.5), (3.32), (3.6), (3.20), (3.39), (3.15), (3.12), (3.28), (3.13) e (3.69):

$$T_{8R} = T_8(1 - \varepsilon_R) + \varepsilon_R T_4$$

$$T_1 = T_{8R}(1 - \varepsilon_{F1}) + \varepsilon_{F1} T_{F1}$$

$$T_{2s} = \phi_{c1} T_1$$

$$T_2 = T_1 \left( 1 - \frac{1}{\eta_{c1}} \right) + \frac{T_{2s}}{\eta_{c1}}$$



$$T_3 = T_2(1 - \varepsilon_{F2}) + \varepsilon_{F2}T_{F2}$$

$$T_{4s} = T_3(1 - \eta_{c2}) + T_4\eta_{c2}$$

$$T_{4R} = T_4(1 - \varepsilon_R) + \varepsilon_R T_8 \quad (3.71)$$

$$T_5 = T_{4R}(1 - \varepsilon_{Q1}) + \varepsilon_{Q1}T_{Q1}$$

$$T_{6s} = \frac{T_5}{\phi_{t1}}$$

$$T_6 = T_5(1 - \eta_{t1}) + \eta_{t1}T_{6s}$$

$$T_7 = T_6(1 - \varepsilon_{Q2}) + \varepsilon_{Q2}T_{Q2}$$

$$T_{8s} = T_7 \left( 1 - \frac{1}{\eta_{t2}} \right) + \frac{T_8}{\eta_{t2}}$$

$$\frac{T_3 T_7}{T_{4s} T_{8s}} = \rho_T \frac{\phi_{c1}}{\phi_{t1}}$$

Nas treze equações destacadas é possível observar que as temperaturas são funções de outras temperaturas e de parâmetros construtivos do ciclo. Desta forma, objetiva-se, num primeiro momento, expressar todas as temperaturas em função de  $T_4$  e  $T_8$ .

A ordem apresentada das equações auxilia a percepção deste procedimento. Na Equação (3.21), para  $T_{8R}$ , identificam-se as temperaturas  $T_4$  e  $T_8$ ; na Equação (3.40), em sequência, para  $T_1$ , identifica-se a temperatura  $T_{8R}$  e, por consequência,  $T_4$  e  $T_8$ . O procedimento continua até a temperatura  $T_{8s}$ , explicado através de um fluxograma mostrado na Figura 3.4:

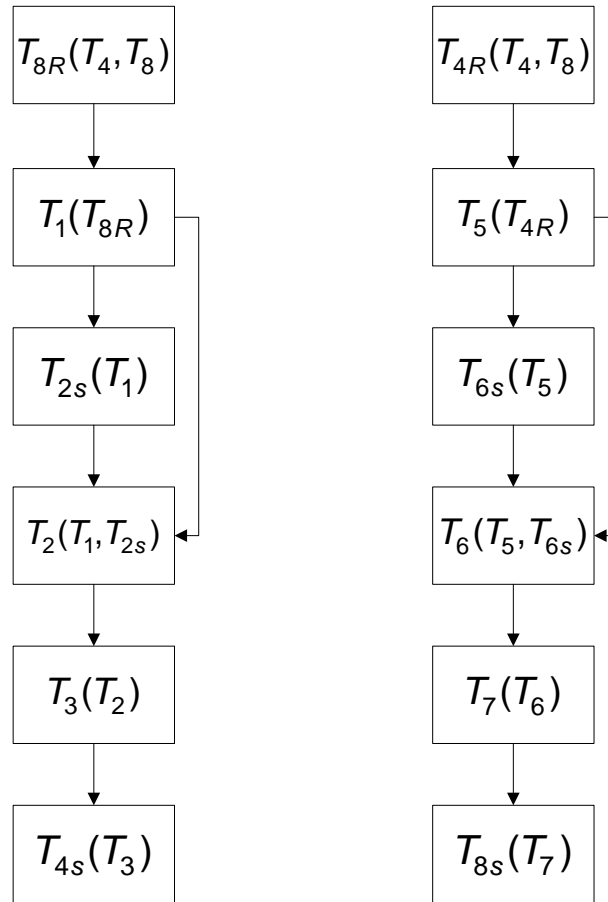


Figura 3.4 – Sequência de substituições e arranjos entre as temperaturas do ciclo modelado.

A manipulação de cada equação, constituindo o processo de substituição conforme exibido na Figura 3.4, é realizada através de um *software* de operações simbólicas denominado *Maple Software®*, utilizando as treze equações exibidas nesta seção.

As temperaturas  $T_{8R}$  e  $T_{4R}$ , utilizadas como ponto de partida para o procedimento de substituições, já são funções de  $T_4$  e  $T_8$ , ou seja:

$$T_{8R} = \varepsilon_R T_4 + (1 - \varepsilon_R) T_8 \quad (3.72)$$

$$T_{4R} = (1 - \varepsilon_R) T_4 + \varepsilon_R T_8 \quad (3.73)$$

Assim, busca-se expressar todas as temperaturas do ciclo na forma:

$$T_j = f_x T_4 + f_y T_8 + f_z \quad (3.74)$$

em que  $T_j$  é a temperatura em um determinado estado  $j$  e  $f_x$ ,  $f_y$  e  $f_z$  são os coeficientes originários de manipulações simbólicas. As temperaturas, como função de  $T_4$  e  $T_8$ , são:

$$T_1 = f_1 T_4 + f_2 T_8 + f_3 \quad (3.75)$$

$$T_{2s} = \phi_{c1} (f_1 T_4 + f_2 T_8 + f_3) \quad (3.76)$$

$$T_2 = f_4 T_4 + f_5 T_8 + f_6 \quad (3.77)$$

$$T_3 = f_7 T_4 + f_8 T_8 + f_9 \quad (3.78)$$

$$T_{4s} = f_{10} T_4 + f_{11} T_8 + f_{12} \quad (3.79)$$

$$T_5 = f_{13} T_4 + f_{14} T_8 + f_{15} \quad (3.80)$$

$$T_{6s} = \frac{f_{13} T_4 + f_{14} T_8 + f_{15}}{\phi_{t1}} \quad (3.81)$$

$$T_6 = f_{16} T_4 + f_{17} T_8 + f_{18} \quad (3.82)$$

$$T_7 = f_{19} T_4 + f_{20} T_8 + f_{21} \quad (3.83)$$

$$T_{8s} = f_{22} T_4 + f_{23} T_8 + f_{24} \quad (3.84)$$

Os coeficientes  $f_1$  a  $f_{24}$ , provenientes das manipulações entre as temperaturas, são apresentados a seguir:

$$f_1 = \varepsilon_R (1 - \varepsilon_{F1}) \quad f_2 = (1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_{F1}) \quad f_3 = \varepsilon_{F1} T_{F1}$$

$$\begin{aligned}
f_4 &= \left(1 - \frac{1}{\eta_{c1}} + \frac{\phi_{c1}}{\eta_{c1}}\right) f_1 & f_5 &= \left(1 - \frac{1}{\eta_{c1}} + \frac{\phi_{c1}}{\eta_{c1}}\right) f_2 & f_6 &= \left(1 - \frac{1}{\eta_{c1}} + \frac{\phi_{c1}}{\eta_{c1}}\right) f_3 \\
f_7 &= (1 - \varepsilon_{F2}) f_4 & f_8 &= (1 - \varepsilon_{F2}) f_5 & f_9 &= (1 - \varepsilon_{F2}) f_6 + \varepsilon_{F2} T_{F2} \\
f_{10} &= (1 - \eta_{c2}) f_7 + \eta_{c2} & f_{11} &= (1 - \eta_{c2}) f_8 & f_{12} &= (1 - \eta_{c2}) f_9 \\
f_{13} &= (1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_{Q1}) & f_{14} &= \varepsilon_R(1 - \varepsilon_{Q1}) & f_{15} &= \varepsilon_{Q1} T_{Q1} \\
f_{16} &= \left(1 - \eta_{t1} + \frac{\eta_{t1}}{\phi_{t1}}\right) f_{13} & f_{17} &= \left(1 - \eta_{t1} + \frac{\eta_{t1}}{\phi_{t1}}\right) f_{14} & f_{18} &= \left(1 - \eta_{t1} + \frac{\eta_{t1}}{\phi_{t1}}\right) f_{15} \\
f_{19} &= (1 - \varepsilon_{Q2}) f_{16} & f_{20} &= (1 - \varepsilon_{Q2}) f_{17} & f_{21} &= (1 - \varepsilon_{Q2}) f_{18} + \varepsilon_{Q2} T_{Q2} \\
f_{22} &= \left(1 - \frac{1}{\eta_{t2}}\right) f_{19} & f_{23} &= \left(1 - \frac{1}{\eta_{t2}}\right) f_{20} + \frac{1}{\eta_{t2}} & f_{24} &= \left(1 - \frac{1}{\eta_{t2}}\right) f_{21}
\end{aligned}$$

Até então, as temperaturas dos diversos estados do fluido de trabalho estão em função de duas temperaturas. Todavia, deseja-se reduzir o número de variáveis de controle para apenas uma temperatura,  $T_8$ , que é a temperatura na saída da segunda turbina, parâmetro de mais fácil medição do que  $T_4$ . Assim, é necessária uma relação para escrever a temperatura no estado 4 como uma função de  $T_8$ . O procedimento, utilizado em diversos trabalhos na literatura tais como Ust et al. (2005), Tyagi et al. (2005), Tyagi et al. (2006b) e Oliveira et al. (2015), consiste em escrever um polinômio de segundo grau para  $T_4$  na forma:

$$AT_4^2 + BT_4 + C = 0 \quad (3.85)$$

Os coeficientes  $A$ ,  $B$  e  $C$  são obtidos manipulando algebricamente a última relação entre temperaturas disponível, Equação (3.69), substituindo-se nesta as temperaturas dadas pelas Equações (3.78), (3.79), (3.83) e (3.84), obtendo-se:

$$A = \rho_T \phi_{c1} f_{10} f_{22} - \phi_{t1} f_{19} f_7$$

$$B = \left[ \rho_T \phi_{c1} (f_{10} f_{23} + f_{11} f_{22}) - \phi_{t1} (f_{19} f_8 + f_{20} f_7) \right] T_8 + \rho_T \phi_{c1} (f_{10} f_{24} + f_{12} f_{22}) - \phi_{t1} (f_{19} f_9 + f_{21} f_7)$$

$$C = (\rho_T \phi_{c1} f_{11} f_{23} - \phi_{t1} f_{20} f_8) T_8^2 \\ + \left[ \rho_T \phi_{c1} (f_{11} f_{24} + f_{12} f_{23}) - \phi_{t1} (f_{20} f_9 + f_{21} f_8) \right] T_8 + \rho_T \phi_{c1} f_{12} f_{24} - \phi_{t1} f_{21} f_9$$

Resolvendo a Equação (3.85) é obtida uma solução para  $T_4$  em função de  $T_8$ , dada por:

$$T_4 = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (3.86)$$

A solução que fornece a raiz negativa da Equação (3.85) foi desconsiderada por não apresentar um sentido físico aplicável, após obtenção e análise de resultados numéricos. Assim, todas as temperaturas do ciclo são funções dependentes apenas de  $T_8$ , uma vez que  $T_4$  tornou-se também função de  $T_8$ .

### 3.13-OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA

#### 3.13.1-Função termoeconômica

A aplicação de análises de segunda lei trouxe para a engenharia de energia a questão sobre os limites da perfeição em dispositivos como trocadores de calor. Em teoria, poder-se-ia reduzir a destruição de exergia ilimitadamente se os investimentos financeiros fossem gratuitos e ilimitados. Na realidade, este não é o caso e os esforços de engenheiros buscando processos reversíveis são afetados por condições econômicas. (GÖGÜS, 2005, p.560-561).

A decisão da aplicação da termoeconomia, sua importância e fatores a serem levados em consideração são exibidos através do fluxograma na Figura 3.5, a seguir:

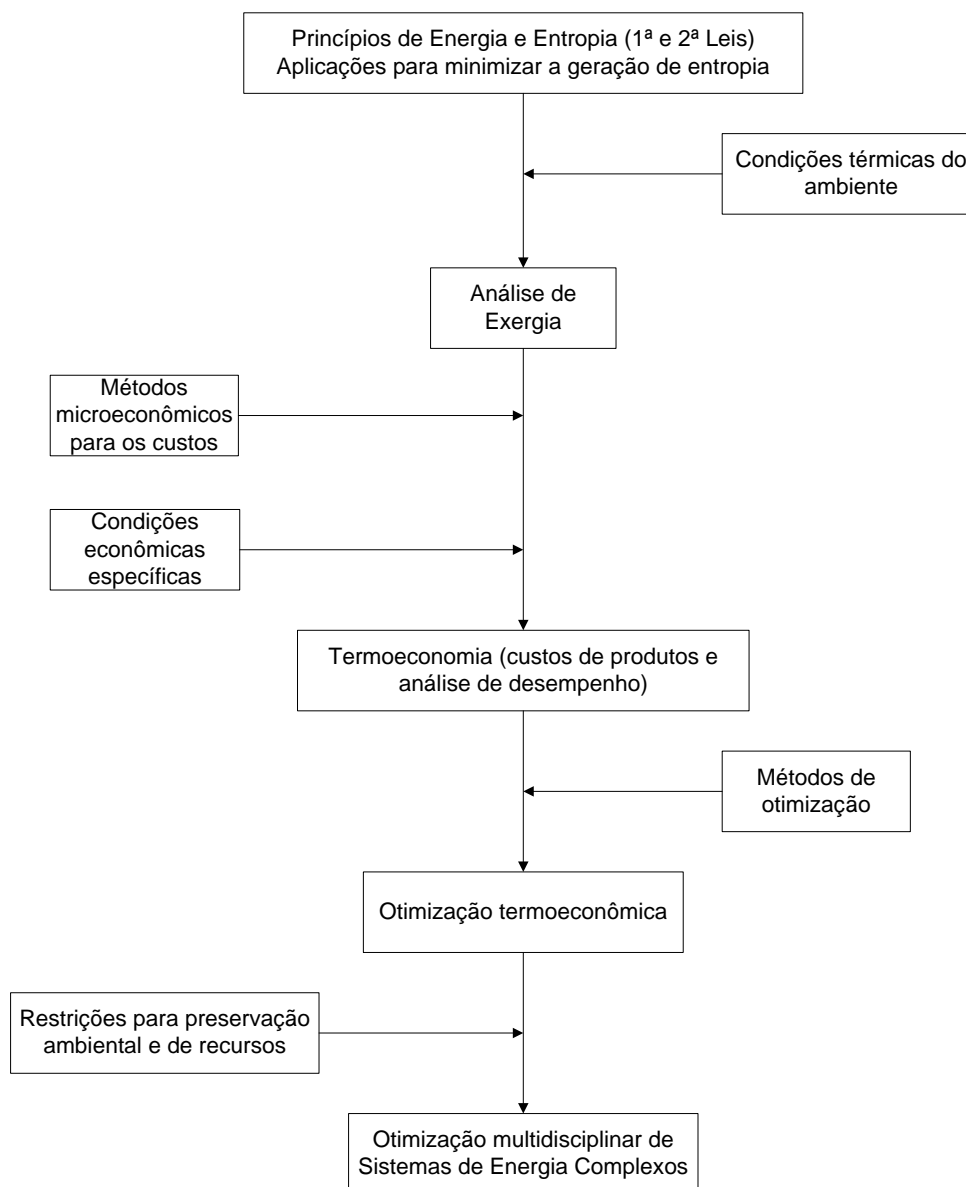


Figura 3.5 – Início e papel da termoeconomia no cenário de otimizações termodinâmicas. Fonte: Gögüs (2005).

Os estudos de otimização de ciclos foram iniciados com enfoque na maximização da potência líquida produzida, ou, para ciclos de refrigeração e bombas de calor, objetivou-se maximizar a carga térmica de refrigeração ou de aquecimento dos ciclos. Neste quesito, Curzon e Ahlborn (1975) foram os primeiros a investigar o comportamento de um ciclo, analisando sua eficiência térmica quando operando sob condições de máxima potência líquida. Em segunda instância, surgiram outros critérios de otimização, tais como a densidade de potência, proposto inicialmente por Sahin et al. (1995) como uma relação entre a potência líquida de saída e o maior volume específico apresentado pelo ciclo, e a função ecológica,

introduzida por Angulo-Brown (1991). A otimização destes critérios objetiva a encontrar uma configuração ótima em que o ciclo apresente a melhor relação entre alta potência e um motor térmico de proporções reduzidas e a melhor relação entre alta potência e baixa taxa de geração de entropia, respectivamente.

A função objetivo estudada neste trabalho é uma função termoeconômica que relaciona a potência líquida de saída com diversos tipos de custos presentes em uma planta de geração de potência. Como discutido no Capítulo 2, as análises termoeconômicas iniciaram-se com De Vos (1995) considerando os custos de investimentos de uma planta de potência e custos devido ao fornecimento de calor e foram sendo aprimoradas com o passar do tempo por diversos autores. Sahin e Kodal (2001) incorporaram os custos de consumo de energia à função termoeconômica.

Tyagi et al. (2006) propuseram os custos de investimentos de forma inovadora, considerando uma parcela para os processos de troca térmica representada por um coeficiente de custos para as transferências de calor e uma parcela para os processos de potência representada por um coeficiente de custos para a potência líquida obtida. Sahin et al. (2010) incluíram na função termoeconômica os custos referentes às perdas exergéticas no ciclo, também denominados custos ambientais, relacionados à taxa de geração de entropia. Por fim, Durmusoglu e Ust (2014) consideraram os custos de operação e manutenção dos processos de potência através de um coeficiente de custos para a potência líquida do ciclo.

A função termoeconômica relaciona a potência líquida de saída e os custos de uma planta de potência na forma:

$$F = \frac{W_{liq}}{C_{inv} + C_{comb} + C_{amb} + C_{o\&m}} \quad (3.87)$$

em que  $C_{inv}$ ,  $C_{comb}$ ,  $C_{amb}$  e  $C_{o\&m}$  são, respectivamente, os custos de investimentos, os custos de consumo de combustível, os custos ambientais e os custos de operação e manutenção. A soma de todos os custos da Equação (3.87) é denominada custos totais, ou seja:

$$C_{total} = C_{inv} + C_{comb} + C_{amb} + C_{o\&m} \quad (3.88)$$

### 3.13.1.1-Função custos de investimentos

A função custos de investimentos foi a primeira função a ser investigada nas otimizações termoeconômicas. Os primeiros trabalhos na literatura de interesse, os quais analisaram como o objetivo do ciclo termodinâmico, fosse ele de potência, de refrigeração ou de bomba de calor, se relacionava com o capital investido nos equipamentos principais da planta, propuseram a função custos investimentos de forma a contabilizar o tamanho da planta através de um produto entre o máximo calor fornecido ao ciclo, em joule, e um coeficiente de custos, cuja dimensão era dada em unidade monetária por joule, resultando em uma unidade monetária de interesse.

Trabalhos posteriores passaram a considerar um produto entre a área total de troca térmica e um coeficiente de custos, representando os custos de investimentos para trocadores de calor e um produto distinto para os custos de investimentos para elementos de potência na forma de um produto entre a potência líquida do ciclo e um coeficiente de custos, resultando em uma unidade monetária.

Exemplificando, as formas como são encontradas na literatura os custos de investimentos, em ordem cronológica de pesquisa, são:

$$C_{inv,a} = \alpha \dot{Q}_{m\acute{a}x} \quad (3.89)$$

$$C_{inv,b} = \alpha_a A_{total} + \alpha_p \dot{W}_{liq} \quad (3.90)$$

Na Equação (3.89),  $\alpha$  é o coeficiente de custos que multiplica o calor máximo, cuja unidade é unidade monetária nacional por quilowatt, ( $u.m.n./kW$ ). Na Equação (3.90),  $\alpha_a$  é o coeficiente de custos que multiplica a área total de troca térmica dado em  $u.m.n./(kWm^2)$  e  $\alpha_p$  é o coeficiente de custos que multiplica a potência líquida do ciclo dado em  $u.m.n./kW$ .

A função apresentada na Equação (3.90) é escolhida para este trabalho por apresentar distinção entre elementos de troca de calor e elementos de produção e



consumo de potência, aplicável ao ciclo Brayton modelado. Assim, a função custos de investimentos considerada é:

$$C_{inv} = \alpha_a A_{total} + \alpha_p \dot{W}_{liq} \quad (3.91)$$

### 3.13.1.2-Função custos de combustíveis

Uma análise termoeconômica só ganha real sentido quando considera os custos devido ao consumo de combustíveis, no caso de uma planta de geração de potência, ou os custos devido ao consumo de energia, no caso de um ciclo de refrigeração ou de bomba de calor. Logo nos primeiros estudos, com De Vos (1995), a função custos de consumo de combustíveis foi estudada na função objetivo termoeconômica através de um produto entre um coeficiente de custos e o calor total fornecido ao ciclo, este representando os combustíveis necessários para o funcionamento do ciclo. Os estudos posteriores adotam a mesma função, sendo esta, portanto, escolhida para o modelo do presente trabalho. A função de consumo de combustíveis é dada por:

$$C_{comb} = \beta \dot{Q}_{QT} \quad (3.92)$$

em que  $\dot{Q}_{QT}$  é a taxa de transferência de calor fornecida ao ciclo pelos reservatórios 1 e 2, somadas à taxa de calor perdido devido ao vazamento, em  $kW$ ; e  $\beta$  é o coeficiente de custos relativo aos combustíveis, dado em  $u.m.n./kW$ .

Os custos devido ao consumo de combustíveis são considerados os mais relevantes de uma planta de potência, sendo os demais custos relativizados a este, em um procedimento apresentado após as demais funções de custo.

### 3.13.1.3-Função custos de perdas exergéticas

A função custos de perdas exergéticas foi proposta por Sahin et al. (2010) para contabilizar custos devido à destruição de exergia dos processos ao longo de um ciclo. Nesta função está presente um produto entre um coeficiente de custos e

um termo de destruição de exergia, composto pela temperatura do estado morto, considerado o ambiente, e a taxa de geração de entropia, sendo, por isto, denominada também de função de custos ambientais. A função, proporcional à taxa de destruição de exergia, indica maiores valores monetários de perda quanto maior for a taxa de geração de entropia do ciclo e é dada por:

$$C_{amb} = \gamma T_0 \dot{S}_g \quad (3.93)$$

em que  $T_0 \dot{S}_g$  é a taxa de destruição de exergia e  $\gamma$  é o coeficiente de custos ambientais, dado em *u.m.n./kW*.

#### 3.13.1.4-Função custos de operação e manutenção

Esta função de custos foi incorporada às análises termoeconômicas em uma tentativa de representar os valores monetários que uma planta de potência despenderia com operação e manutenção de alguns dispositivos. Foi considerada por Durmusoglu e Ust (2014) uma função simples, constituída por um produto entre um coeficiente de custos e a potência líquida do ciclo, com intuito de representar os custos com operação e manutenção dos elementos de potência, considerados os mais relevantes do sistema. A função de custos de operação e manutenção adotada neste trabalho segue o proposto pelos autores, na forma:

$$C_{o\&m} = \lambda \dot{W}_{liq} \quad (3.94)$$

#### 3.13.1.5-Função termoeconômica relativa

Até o momento, foram apresentadas as quatro funções de custos que compõem a função termoeconômica. Substituindo as Equações (3.91) a (3.94) na Equação (3.87), obtém-se:

$$F = \frac{\dot{W}_{liq}}{\alpha_a A_{total} + \alpha_p \dot{W}_{liq} + \lambda \dot{W}_{liq} + \gamma T_0 \dot{S}_g + \beta \dot{Q}_{QT}} \quad (3.95)$$

Em uma análise termoeconômica de uma planta de geração de potência, os custos de combustíveis são considerados os mais relevantes e os mais simples de serem mensurados, sendo, portanto, interessante a relativização dos demais custos em relação a este, através da divisão de cada coeficiente de custo pelo coeficiente  $\beta$ . Na Equação (3.95), para obter a relativização e garantir a integridade da função é necessário multiplicar e dividir o denominador da função por  $\beta$ , obtendo:

$$\beta F = \frac{\dot{W}_{liq}}{k_1 A_{total} + k_2 \dot{W}_{liq} + k_3 T_0 \dot{S}_g + \dot{Q}_{QT}} \quad (3.96)$$

onde  $k_1 = \alpha_a / \beta$ ,  $k_2 = (\alpha_p + \lambda) / \beta$  e  $k_3 = \gamma / \beta$ .

Uma análise dimensional da Equação (3.96) fornece que a função  $\beta F$  é adimensional, motivo pelo qual os parâmetros  $\dot{W}_{liq}$ ,  $\dot{S}_g$ ,  $\dot{Q}_{QT}$  e todas as temperaturas do ciclo são apresentados de forma dimensional.

Os parâmetros que constituem a função termoeconômica relativa, escritos em função de coeficientes e parâmetros construtivos, são apresentados a seguir, com equações escritas na forma:

$$\chi = g_x T_4 + g_y T_8 + g_z \quad (3.97)$$

em que  $\chi$  é um parâmetro de interesse e  $g_x$ ,  $g_y$  e  $g_z$  são os coeficientes originários das manipulações simbólicas.

Para obtenção da potência líquida em função de coeficientes substituem-se as Equações (3.72), (3.73), (3.77) e (3.82) na Equação (3.49), resultando em:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{C}_p (g_1 T_4 + g_2 T_8 + g_3) \quad (3.98)$$

onde:

$$g_1 = (\varepsilon_R - 1) \varepsilon_{Q1} - \varepsilon_{Q1} f_{16} - \varepsilon_{F1} \varepsilon_R - \varepsilon_{F2} f_4 \quad (3.99)$$

$$g_2 = -\varepsilon_{Q1}\varepsilon_R - \varepsilon_{Q2}f_{17} - (1 - \varepsilon_R)\varepsilon_{F1} - \varepsilon_{F2}f_5 \quad (3.100)$$

$$g_3 = \varepsilon_{Q1}T_{Q1} + (T_{Q2} - f_{18})\varepsilon_{Q2} + T_{F1}\varepsilon_{F1} - (f_6 - T_{F2})\varepsilon_{F2} \quad (3.101)$$

A taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_{QT}$  na Equação (3.96) refere-se às transferências de calor somadas dos reservatórios de calor com o vazamento. Para a taxa de transferência total de calor, utilizam-se as Equações (3.73) e (3.82) na Equação (3.51), resultando, após manipulações simbólicas, em:

$$\dot{Q}_{QT} = \dot{C}_p (g_4 T_4 + g_5 T_8 + g_6) \quad (3.102)$$

onde:

$$g_4 = (\varepsilon_R - 1)\varepsilon_{Q1} - \varepsilon_{Q2}f_{16} \quad (3.103)$$

$$g_5 = -\varepsilon_{Q1}\varepsilon_R - \varepsilon_{Q2}f_{17} \quad (3.104)$$

$$g_6 = \varepsilon_{Q1}T_{Q1} + (T_{Q2} - f_{18})\varepsilon_{Q2} + \xi(T_{Q1} - T_{F1}) \quad (3.105)$$

A taxa de geração de entropia é escrita substituindo as Equações (3.72), (3.73), (3.77), (3.82) na Equação (3.58):

$$\dot{S}_g = \dot{C}_p (g_7 T_4 + g_8 T_8 + g_9) \quad (3.106)$$

onde:

$$g_7 = \frac{\varepsilon_{F1}\varepsilon_R}{T_{F1}} + \frac{\varepsilon_{F2}f_4}{T_{F2}} - \frac{(\varepsilon_R - 1)\varepsilon_{Q1}}{T_{Q1}} + \frac{\varepsilon_{Q2}f_{16}}{T_{Q2}} \quad (3.107)$$

$$g_8 = \frac{(1 - \varepsilon_R)\varepsilon_{F1}}{T_{F1}} + \frac{\varepsilon_{F2}f_5}{T_{F2}} + \frac{\varepsilon_{Q1}\varepsilon_R}{T_{Q1}} + \frac{\varepsilon_{Q2}f_{17}}{T_{Q2}} \quad (3.108)$$

$$g_9 = -\varepsilon_{F1} + \frac{(f_6 - T_{F2})\varepsilon_{F2}}{T_{F2}} - \varepsilon_{Q1} - \frac{(T_{Q2} - f_{18})\varepsilon_{Q2}}{T_{Q2}} + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \quad (3.109)$$

A área total de troca térmica,  $A_{total}$ , é considerada a soma das áreas de troca térmica dos trocadores de calor do ciclo, sendo:

$$A_{total} = A_{Q1} + A_{Q2} + A_{F1} + A_{F2} + A_R \quad (3.110)$$

Para trocadores de calor operando em contracorrente com fator  $C_r$  nulo, nos quais se encaixam os trocadores de calor entre o fluido de trabalho e os reservatórios, as áreas de troca térmica são relacionadas com a efetividade do trocador na forma:

$$A = \frac{\dot{C}_p}{U} \ln\left(\frac{1}{1 - \varepsilon}\right) \quad (3.111)$$

Desta forma, as áreas dos coeficientes de calor são escritas na forma:

$$A_{Q1} = \dot{C}_p a_{Q1} \quad (3.112)$$

$$A_{Q2} = \dot{C}_p a_{Q2} \quad (3.113)$$

$$A_{F1} = \dot{C}_p a_{F1} \quad (3.114)$$

$$A_{F2} = \dot{C}_p a_{F2} \quad (3.115)$$

nas quais:

$$a_{Q1} = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - \varepsilon_{Q1}}\right)}{U_{Q1}} \quad (3.116)$$

$$a_{Q2} = \frac{\ln\left(\frac{1}{1-\varepsilon_{Q2}}\right)}{U_{Q2}} \quad (3.117)$$

$$a_{F1} = \frac{\ln\left(\frac{1}{1-\varepsilon_{F1}}\right)}{U_{F1}} \quad (3.118)$$

$$a_{F2} = \frac{\ln\left(\frac{1}{1-\varepsilon_{F2}}\right)}{U_{F2}} \quad (3.119)$$

Para o regenerador, o qual opera em contracorrente com fator  $C_r$  igual à unidade, a área de troca térmica se relaciona com a efetividade do trocador de calor na forma:

$$A_R = \dot{C}_p a_R \quad (3.120)$$

onde:

$$a_R = \frac{\left(\frac{\varepsilon_R}{1-\varepsilon_R}\right)}{U_R} \quad (3.121)$$

Assim, tendo definido todas as áreas de trocas térmicas, a área total de troca térmica é escrita como:

$$A_{total} = \dot{C}_p (a_{Q1} + a_{Q2} + a_{F1} + a_{F2} + a_R) \quad (3.122)$$

Para expressar, por fim, a função termoeconômica em função dos coeficientes, substituem-se as Equações (3.98), (3.102), (3.106) e (3.122) na Equação (3.96), resultando em:

$$\beta F = \frac{g_1 T_4 + g_2 T_8 + g_3}{k_1 (a_{Q1} + a_{Q2} + a_{F1} + a_{F2} + a_R) + k_2 (g_1 T_4 + g_2 T_8 + g_3) + k_3 T_0 (g_7 T_4 + g_8 T_8 + g_9) + (g_4 T_4 + g_5 T_8 + g_6)} \quad (3.123)$$

Nota-se, na Equação (3.123), que a função termoeconômica é independente do tipo de fluido de trabalho, ressalvado que a análise é feita através do modelo de ar-padrão frio. O denominador do lado direito da Equação (3.123) é a definição do custo total,  $C_{total}$ , apresentado na Equação (3.88). Outros parâmetros importantes do ciclo, os quais são objetos de análise, são a taxa de transferência total de calor pelos reservatórios térmicos de elevada temperatura do sistema, incluindo o vazamento de calor e a eficiência térmica do ciclo.

A eficiência, já definida como a relação entre a potência líquida e a taxa de transferência total de calor fornecida ao ciclo, é calculada substituindo as Equações (3.98) e (3.102) na Equação (3.50), obtendo-se:

$$\eta = \frac{g_1 T_4 + g_2 T_8 + g_3}{g_4 T_4 + g_5 T_8 + g_6} \quad (3.124)$$

Ao longo deste capítulo foram apresentadas diversas relações termodinâmicas em busca da identificação e isolamento adequado de temperaturas do ciclo, relacionando-as com os parâmetros construtivos. O procedimento de manipulação das temperaturas direcionou a escolha da temperatura que ficaria como variável central do modelo, denominada variável de controle, a partir da qual foi possível controlar todas as demais. As temperaturas e, conseqüentemente, parâmetros, tais como potência líquida, eficiência térmica, taxa de geração de entropia e função termoeconômica, foram escritos a partir da temperatura de controle, permitindo que, através de variações em  $T_8$ , seja possível determinar o comportamento dos demais parâmetros e as relações entre eles.

# CAPÍTULO 4

## RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo destina-se a estudar o comportamento da função termoeconômica relativa, dos parâmetros de interesse do ciclo e de suas relações entre si e entre os parâmetros construtivos apresentados na Tabela 3.1. Os valores dos parâmetros construtivos e suas faixas de variação, assim como seus valores máximos e mínimos, foram obtidos da literatura, Kodál e Sahin (2003), Qin et al. (2005), Tyagi et al. (2006a), Tyagi et al. (2006b), Sahin e Ust (2010), Sahin et al. (2010) e Durmusoglu e Ust (2014). As razões dos atuais limites serão discutidas em momento oportuno.

### 4.1-ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE PARÂMETROS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE CONTROLE $T_8$

As relações termodinâmicas apresentadas no Capítulo 3 contribuíram para que fosse possível determinar todas as temperaturas do ciclo e o comportamento de parâmetros de interesse a partir de uma única temperatura, denominada temperatura de controle,  $T_8$ , tendo conhecimento somente dos parâmetros construtivos. Através de uma variação imposta a esta temperatura é possível obter a variação das demais temperaturas e parâmetros do ciclo, sendo, portanto, possível estabelecer qual o comportamento de cada parâmetro.

Esta seção tem como objetivo apresentar o comportamento dos principais parâmetros de interesse do ciclo, como a potência líquida, a taxa de geração de entropia, a eficiência térmica e a função termoeconômica relativa, em função da temperatura  $T_8$ , com um arranjo de parâmetros construtivos tidos como atuais, respeitando as limitações tecnológicas e metalúrgicas.



Os valores dos parâmetros construtivos para os gráficos a seguir estão listados na Tabela 4.1, sendo que o parâmetro  $\tau$ , o qual representa a razão entre a temperatura do primeiro reservatório térmico de elevada temperatura e a temperatura do primeiro reservatório térmico de baixa temperatura, quando não explícito na análise, é considerado igual a cinco, mantido fixo o valor da temperatura do primeiro reservatório térmico de baixa temperatura.

Tabela 4.1 – Valores dos parâmetros construtivos para análises.

$T_{Q1} = 900; 1200; 1500(K)$	$T_{Q2} = T_{Q1}$	$T_{F1} = 300(K)$
$T_{F2} = T_{F1}$	$T_0 = 300(K)$	$\eta_{c1} = 0,85$
$\eta_{c2} = 0,85$	$\eta_{t1} = 0,90$	$\eta_{t2} = 0,90$
$\phi_{c1} = 1,5$	$\phi_{t1} = 1,5$	$\varepsilon_R = 0,80$
$\varepsilon_{Q1} = 0,90$	$\varepsilon_{Q2} = 0,90$	$\varepsilon_{F1} = 0,90$
$\varepsilon_{F2} = 0,90$	$\rho_T = 0,97$	$\xi = 0,02$
$\tau = 3; 4; 5$	$\dot{C}_p = 1,0(kW/K)$	
$k_1 = 0,5$	$k_2 = 0,05$	$k_3 = 0,1$
$U_{Q1} = U_{Q2} = U_{F1} = U_{F2} = U_R = 0,5[kW/(m^2.K)]$		

Na Figura 4.1 observa-se o comportamento da potência líquida do ciclo,  $\dot{W}_{liq}$ , em função da temperatura  $T_8$  para variações de  $\tau$ . É facilmente identificada a forte influência deste parâmetro na potência produzida pela planta. Quando  $\tau = 3$  obtém-se uma potência líquida da ordem de 130 kW, enquanto um aumento na temperatura dos reservatórios térmicos de alta temperatura de 900 K para 1500 K, quando  $\tau = 5$ , fornece cerca de 490 kW, um considerável aumento de 276,9%. A escolha de  $\tau = 5$  representa o limite metalúrgico atual, sendo que temperaturas acima de 1500 K na turbina causariam desgastes e avarias aos componentes. Um valor de  $\tau$  menor do que cinco causaria um aproveitamento aquém do que a planta poderia oferecer. A temperatura  $T_8$  que maximiza a potência líquida produzida está na faixa de 650 K para  $\tau = 3$  e aumenta com o aumento deste, chegando a cerca de 950 K para  $\tau = 5$ .

Trabalhar com temperaturas acima deste valor causaria uma diminuição na potência líquida obtida. Valores de  $T_8$  muito próximos de 300 K, próximos ou superiores a 1500 K não apresentam um significado físico, uma vez que estas são as temperaturas dos reservatórios térmicos de baixa e alta temperaturas, respectivamente, constando no gráfico apenas para fins ilustrativos.

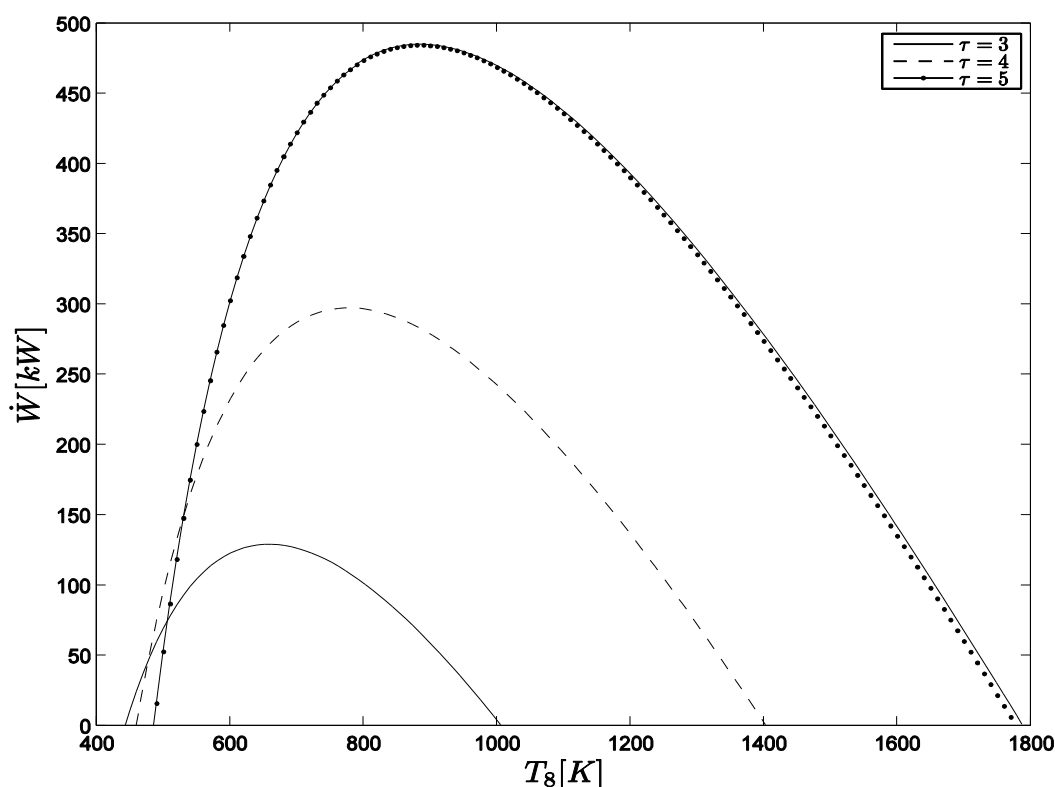


Figura 4.1 – Potência líquida do ciclo em função da temperatura de controle para valores de  $\tau$  variáveis.

A Figura 4.2 exibe curvas de eficiência térmica em função de  $T_8$ , nas quais é possível observar comportamentos similares aos apresentados pela potência líquida. Uma grande inclinação das curvas para valores baixos de  $T_8$  é obtida, indicando que pequenos aumentos desta temperatura aumentam consideravelmente a eficiência térmica do ciclo para uma determinada faixa de operação. A razão  $\tau$  apresenta grande influência também sobre a eficiência térmica, elevando-se de aproximadamente 0,25 quando  $\tau = 3$  para cerca de 0,47 quando  $\tau = 5$ . Entretanto, a faixa de valores de  $T_8$  que maximiza a eficiência térmica, estando entre 750 K e 1100 K, difere da faixa que maximiza a potência líquida, encontrando-se em um patamar um pouco mais elevado.

Observa-se, portanto, uma otimização seletiva entre potência líquida e eficiência térmica, sendo necessário a redução de um para a maximização do outro.

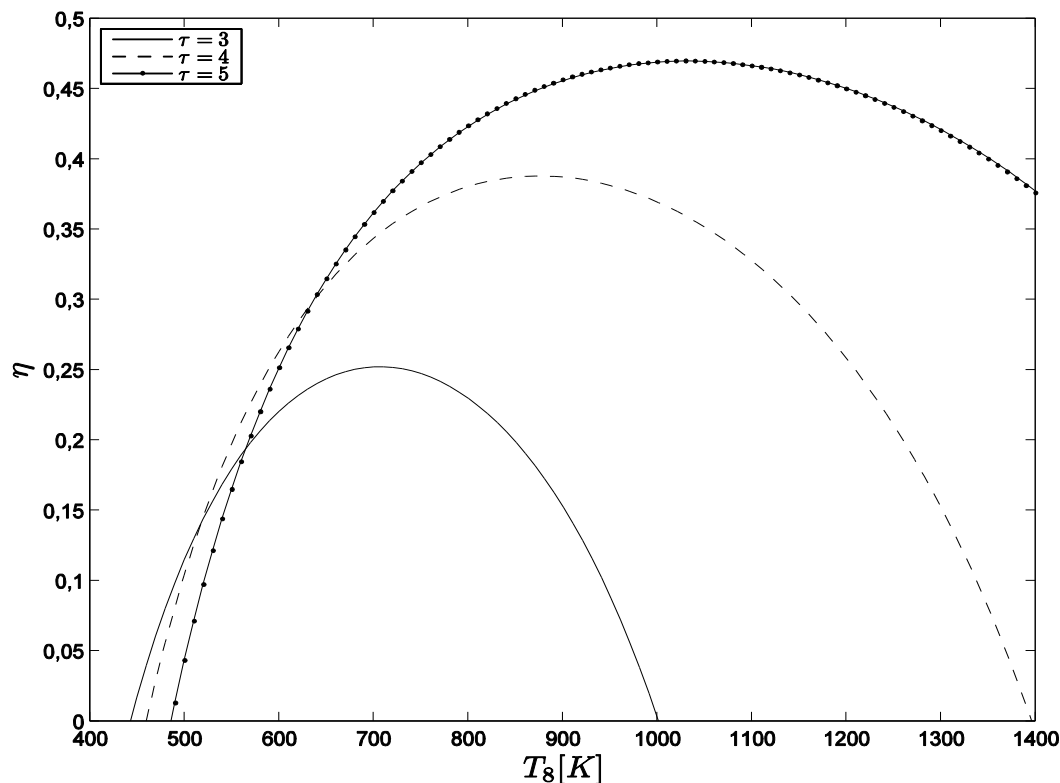


Figura 4.2 – Eficiência térmica em função da temperatura de controle para valores de  $\tau$  variáveis.

Analisando a taxa de entropia gerada pelo ciclo, é possível observar na Figura 4.3 que a razão  $\tau$  apresenta influência considerável sobre este parâmetro para baixos valores de  $T_8$ , sendo que esta influência diminui para valores acima de 1000 K, próxima à faixa de mínima taxa de geração de entropia. É importante ressaltar que altos valores de geração de entropia são encontrados nas faixas onde tanto a potência líquida do ciclo quanto a eficiência térmica são baixas. Para minimizar a taxa de geração de entropia, diretamente relacionada com a taxa de destruição de exergia e tida como fator determinante dos custos ambientais, é necessário operar em uma faixa conciliando alta potência líquida e alta eficiência térmica. Devido à menor taxa de geração de entropia encontrar-se em valores de  $T_8$  variando entre 900 K a 1000 K, conclui-se que priorizar a eficiência térmica em detrimento da máxima potência apresenta melhor resultado ambiental.

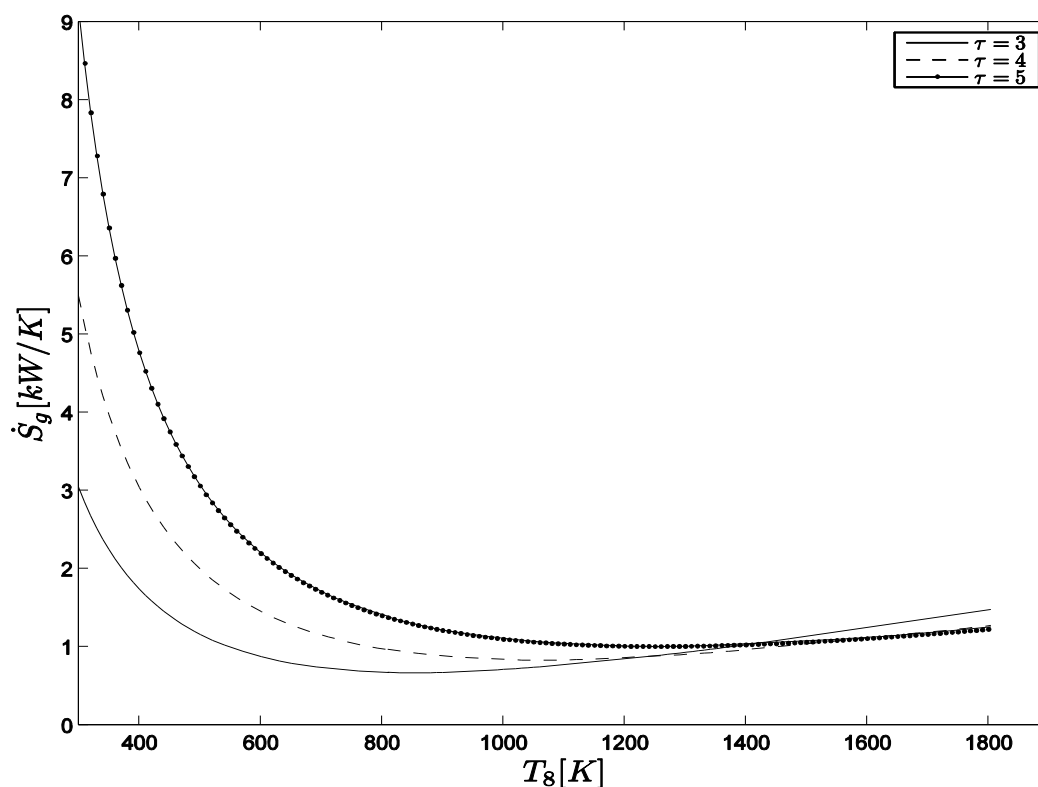


Figura 4.3 – Taxa de geração de entropia em função da temperatura de controle para valores de  $\tau$  variáveis.

A avaliação do comportamento da função objetivo termoeconômica relativa proposta neste trabalho, em função da temperatura de controle, é feita através da Figura 4.4. Para a maior razão  $\tau$ , a temperatura de controle que maximiza a função termoeconômica, que é uma relação entre a potência líquida e custos totais da planta, encontra-se na faixa de 1000 K a aproximadamente 1100 K, sugerindo, novamente, que a otimização entre potência e custos totais é encontrada mais próxima à operação com máxima eficiência térmica do que à operação sob máxima potência líquida, visto a grande semelhança entre o comportamento das curvas na Figura 4.4 e 4.2, mesmo sendo a potência líquida um fator de alta importância na função termoeconômica. Na Figura 4.4 é possível observar novamente a influência de  $\tau$ , contribuindo com o significativo aumento no valor máximo da função termoeconômica relativa de cerca de 104% quando  $\tau = 5$ , comparado ao valor de 0,23 quando  $\tau = 3$ .

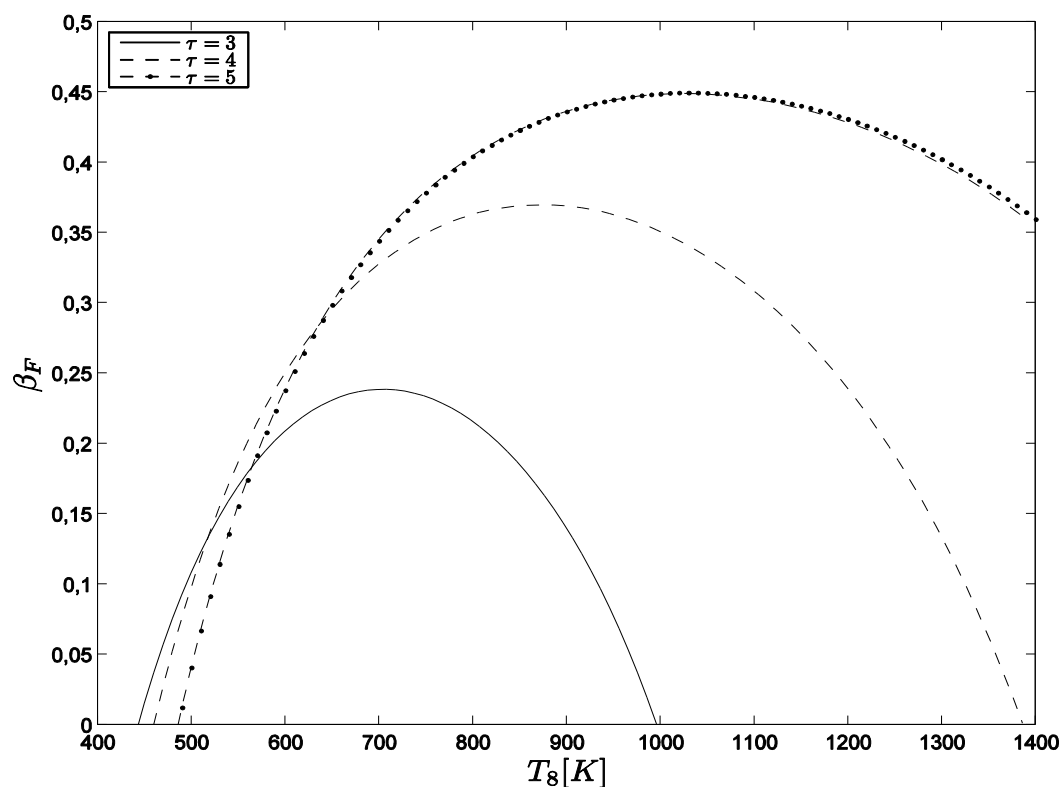


Figura 4.4 – Função termoeconômica relativa em função da temperatura de controle para valores de  $\tau$  variáveis.  $k_1 = 0,5$ ;  $k_2 = 0,05$ ;  $k_3 = 0,1$ .

O fato de função termoeconômica ser otimizada mais próxima à faixa de máxima eficiência térmica pode ser explicado através do comportamento dos custos totais em função de  $T_8$ , o denominador da função termoeconômica, ilustrado na Figura 4.5. Nesta, pode-se observar que a função custos totais apresenta um coeficiente de declinação considerável. Assim, para valores próximos a 1100 K os custos totais são consideravelmente menores que para valores na ordem de 900 K, justificando a otimização da função termoeconômica próximo a valores de eficiência máxima. É importante ressaltar que a operação com maiores razões  $\tau$  implica em maiores custos totais de planta, influenciados principalmente pelos custos de investimentos, devido a trocadores de calores maiores, isto é, com maior área de troca térmica e pelos maiores custos de combustíveis para alcançar temperaturas mais elevadas. Para correta interpretação dos custos, é necessário considerar que temperaturas próximas a 1400 K não podem ser atingidas na saída da segunda expansão, não sendo, portanto, o custo mínimo real localizado nesta faixa e sim na faixa operacional entre 800 K e 1100 K.

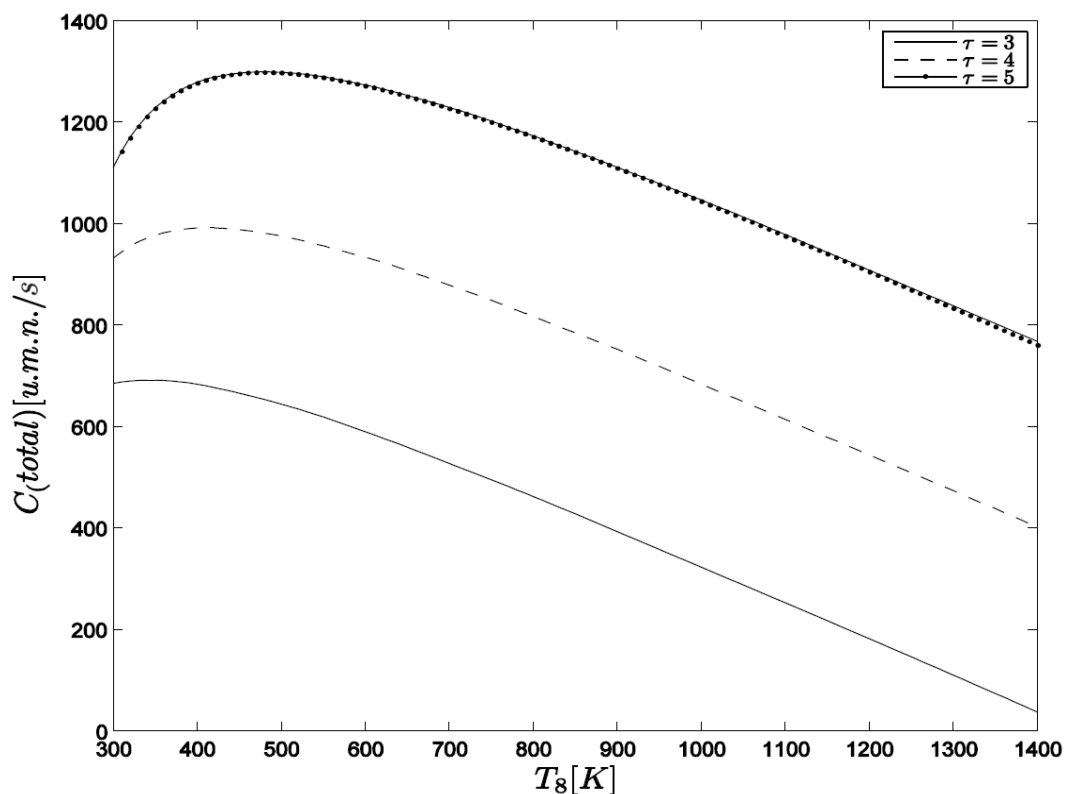


Figura 4.5 – Função custo totais em função da temperatura de controle para valores de  $\tau$  variáveis.

#### 4.2-ANÁLISE DAS RELAÇÕES ENTRE PARÂMETROS DO CICLO

Até o momento foram discutidos os comportamentos dos principais parâmetros do ciclo em relação à temperatura de controle. Esta seção destina-se a estabelecer os comportamentos entre potência líquida, taxa de geração de entropia e eficiência térmica quando variados outros parâmetros construtivos do ciclo. Os valores de parâmetros construtivos seguem os mesmos da Tabela 4.1, modificando-se apenas o parâmetro analisado em cada figura. Foi considerado  $\tau=5$  em figuras que não analisam variações deste parâmetro, para melhor representar a capacidade metalúrgica atual.

As Figuras 4.6 e 4.7 exibem a relação entre potência líquida e eficiência térmica do ciclo para valores variáveis de  $\tau$ . É interessante notar que tanto a potência líquida quanto a eficiência térmica aumentam significativamente com o aumento da razão  $\tau$  apresentando comportamento similar a um laço. Para maiores valores de razão  $\tau$ , fica mais fácil identificar os pontos máximos de cada parâmetro, analisados mais

facilmente através da Figura 4.7, a qual exibe a potência líquida adimensional em função da eficiência térmica do ciclo. A potência líquida foi adimensionalizada dividindo todos os pontos do vetor pelo ponto de máximo valor deste. Através da Figura 4.7 fica evidente que o ponto de máxima potência não coincide com o ponto de máxima eficiência térmica, sendo que esse distanciamento pouco varia com o aumento da relação  $\tau$ . Para  $\tau = 5$ , operar em máxima potência líquida implica um sacrifício de aproximadamente 9,4% da eficiência térmica máxima do ciclo, enquanto a operação em máxima eficiência térmica sacrificaria apenas 4,5% da máxima potência líquida obtida. Para  $\tau = 3$ , as proporções são praticamente mantidas.

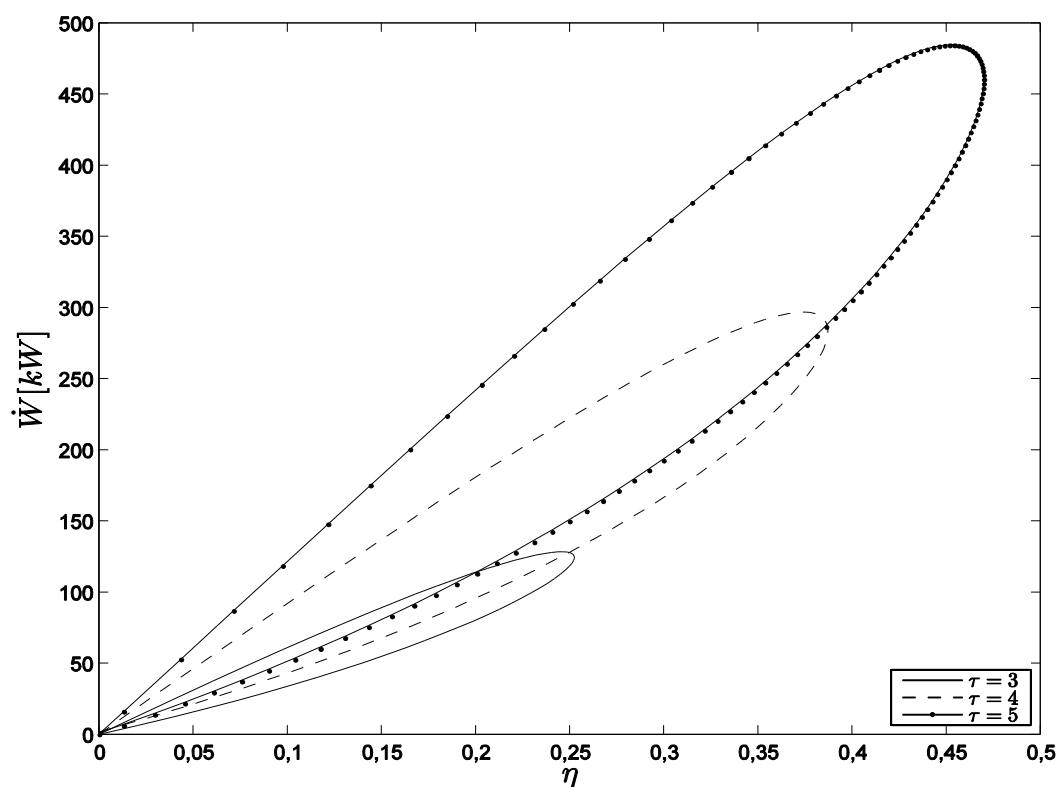


Figura 4.6 – Potência líquida em função da eficiência térmica para valores de  $\tau$  variáveis.

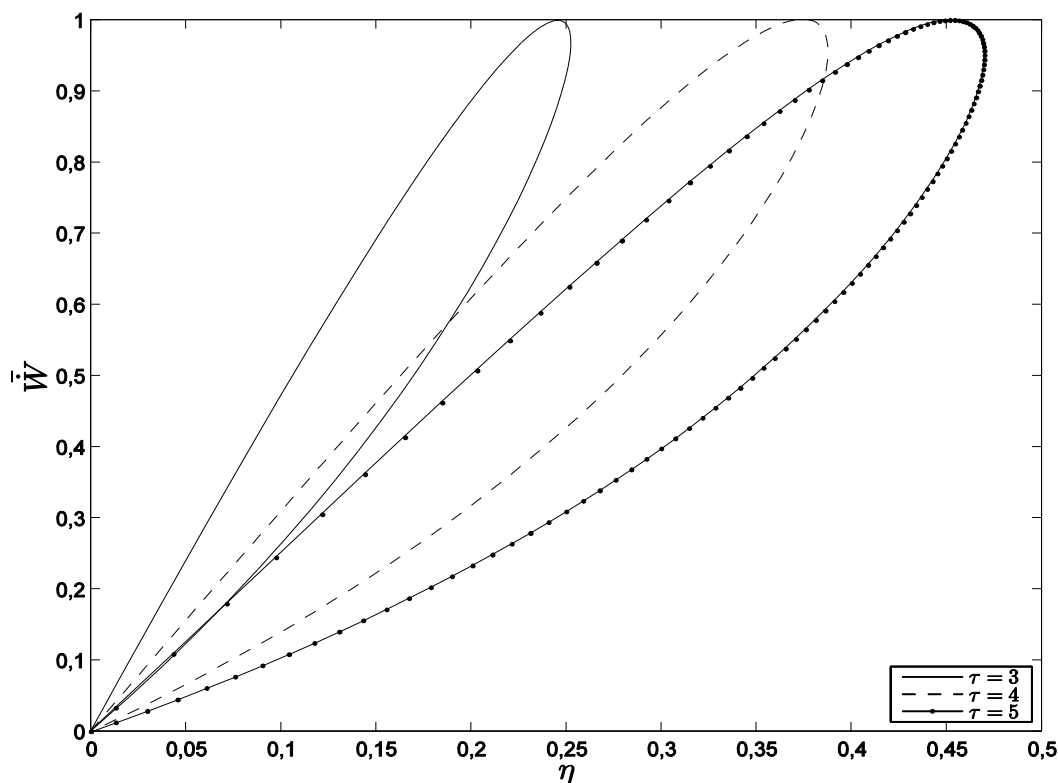


Figura 4.7 – Potência líquida adimensional em função da eficiência térmica para valores de  $\tau$  variáveis.

A Figura 4.8 exibe o comportamento entre a potência líquida e eficiência térmica quando se varia a efetividade do regenerador do ciclo. É interessante observar que a potência líquida máxima permanece inalterada para diferentes valores de efetividade, enquanto a eficiência térmica varia de aproximadamente 0,44 quando  $\varepsilon_R = 0,7$ , para cerca de 0,51 quando  $\varepsilon_R = 0,9$ , um aumento de aproximadamente 15,9%. Assim, conclui-se que a adição do regenerador no ciclo justifica-se para aumento de eficiência térmica e não de potência líquida, em decorrência da transferência de calor entre o próprio fluido de trabalho, em seu lado quente e frio no regenerador.



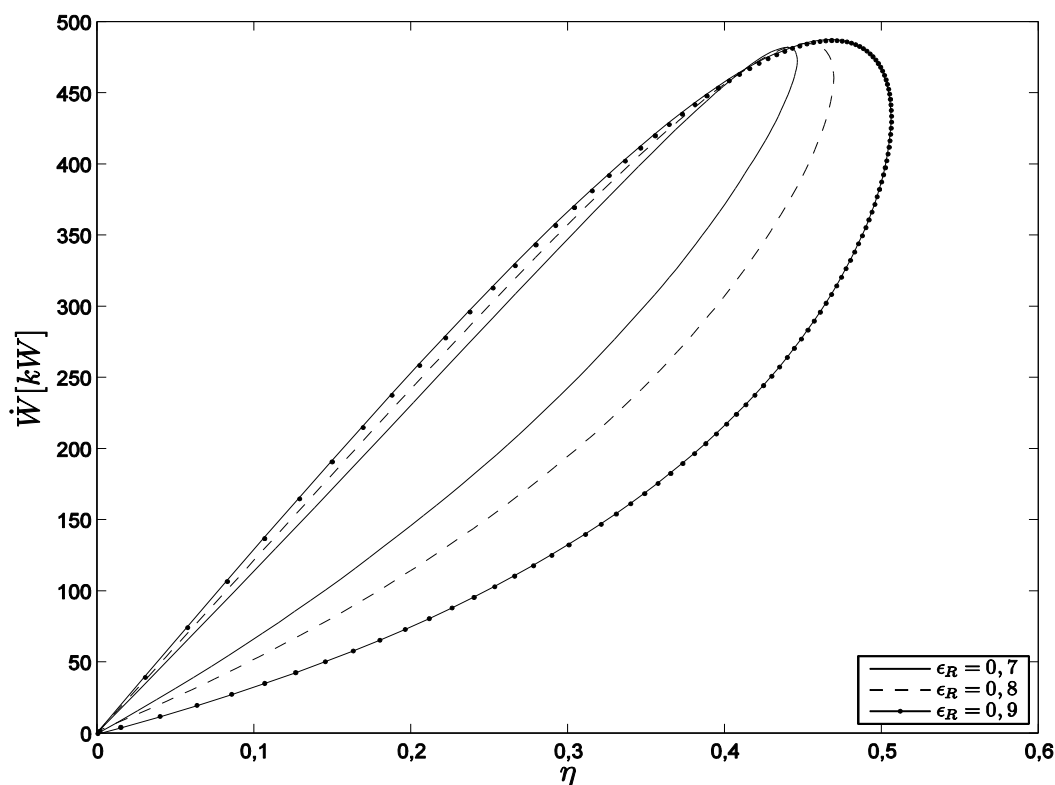


Figura 4.8 – Potência líquida em função da eficiência térmica para valores de  $\epsilon_R$  variáveis.

A perda de carga ao longo do escoamento do fluido de trabalho é uma irreversibilidade com efeitos consideráveis sobre o ciclo. Segundo a definição da perda de carga total apresentada no Capítulo 3, quanto mais próximo da unidade for este parâmetro, menos o ciclo experimenta perda de energia ao longo do escoamento. Os comportamentos da potência líquida e da eficiência térmica, quando se varia a perda de carga total, podem ser observados na Figura 4.9. É possível observar que o aumento de perda de carga até um fator  $\rho_T = 0,8$  gera prejuízos consideráveis tanto para eficiência térmica quanto para potência líquida quando comparados à operação hipotética sem perda de carga,  $\rho_T = 1$ . Há, na situação comparativa, uma redução na potência líquida máxima de aproximadamente 500 kW para 340 kW e uma redução de eficiência máxima de 0,49 para 0,35, representando uma redução de 32% e 28,6%, respectivamente, sendo o efeito das perdas de carga ainda mais gravoso sobre a potência.

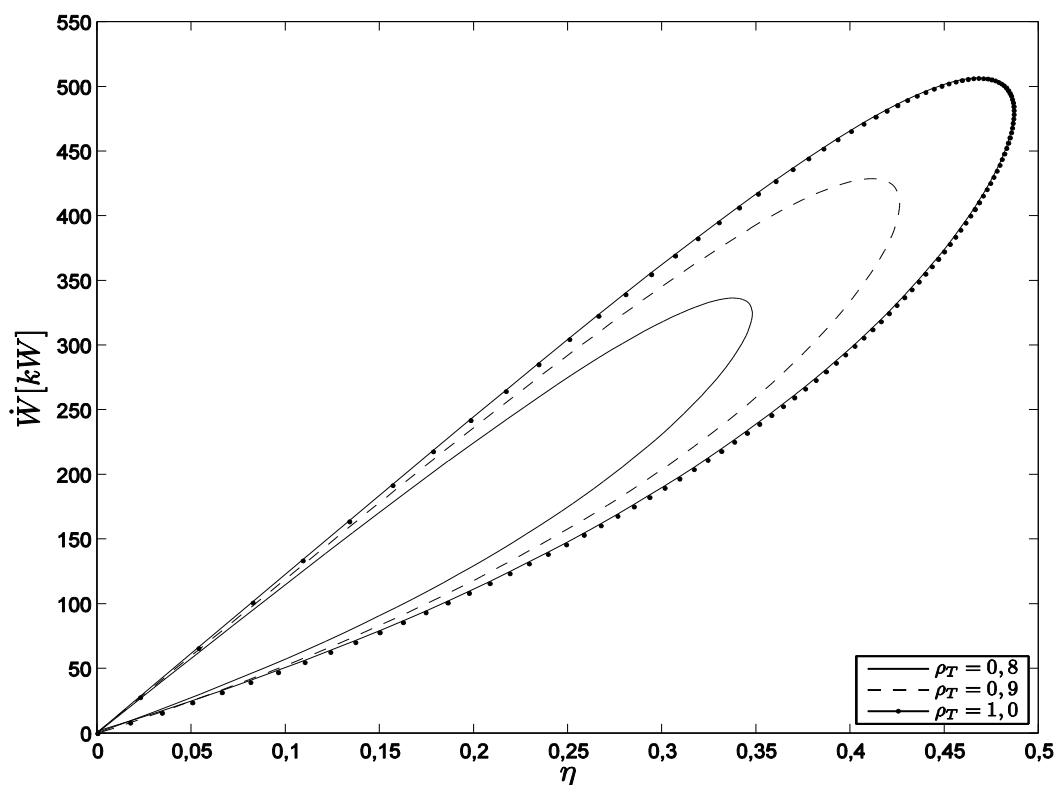


Figura 4.9 – Potência líquida em função da eficiência térmica para valores de  $\rho_T$  variáveis.

Outro parâmetro de importante verificação é a taxa de geração de entropia do ciclo em função da potência e da eficiência térmica. Nas Figuras 4.10 e 4.11 observa-se o comportamento da taxa de geração de entropia quando se varia a razão  $\tau$ . A taxa de geração de entropia relaciona-se diretamente com a taxa de destruição de exergia, definida como fator determinante na quantificação de custos ambientais. Logo, a operação com menor taxa de destruição exérgica representaria a maior conservação ambiental possível. A observação das Figuras 4.10 e 4.11 permite a conclusão de que o ponto de operação sob menor geração de entropia não coincide com a operação sob máxima potência, nem sob máxima eficiência térmica, estando, contudo, mais próximo desta do que daquela, corroborando o discutido na Figura 4.3. Operar na melhor condição ambiental reduziria a potência máxima de 485 kW para 360 kW e a eficiência térmica de 0,47 para aproximadamente 0,43, quando  $\tau = 5$ , respectivamente, uma redução de 25,8% e 8,5%. Conclui-se que priorizar as condições ambientais tem um impacto significativamente maior sobre a potência líquida do que sobre a eficiência térmica.

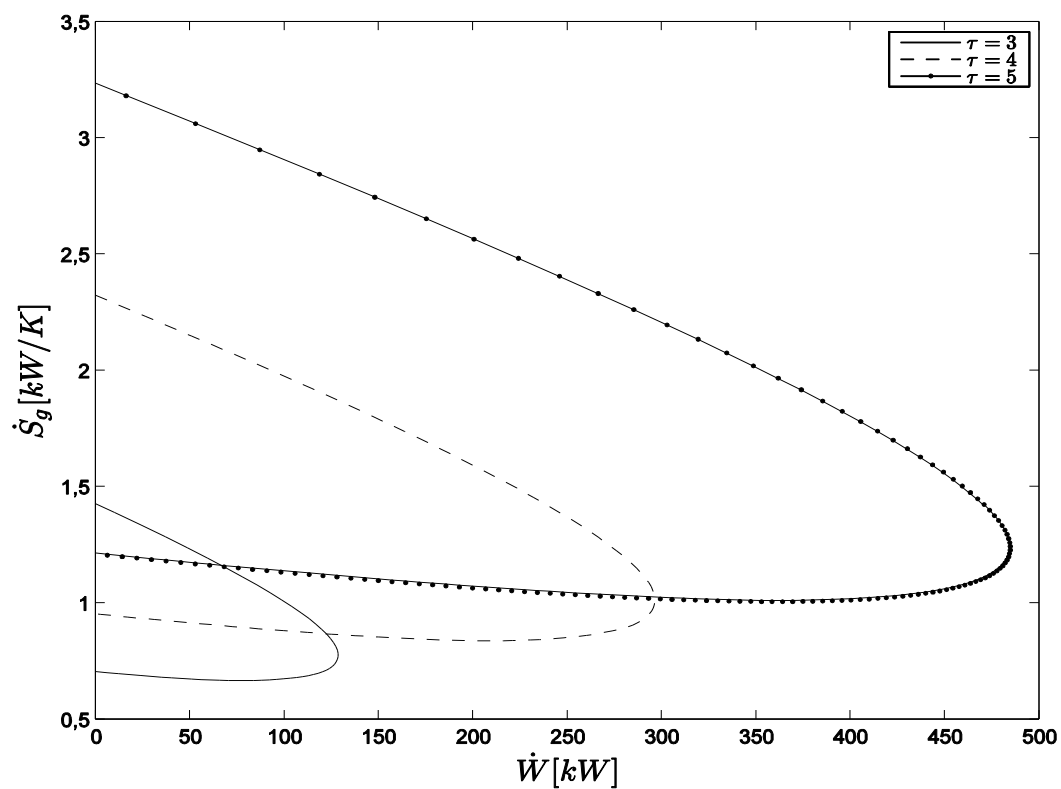


Figura 4.10 – Taxa de geração de entropia em função da potência líquida para valores de  $\tau$  variáveis.

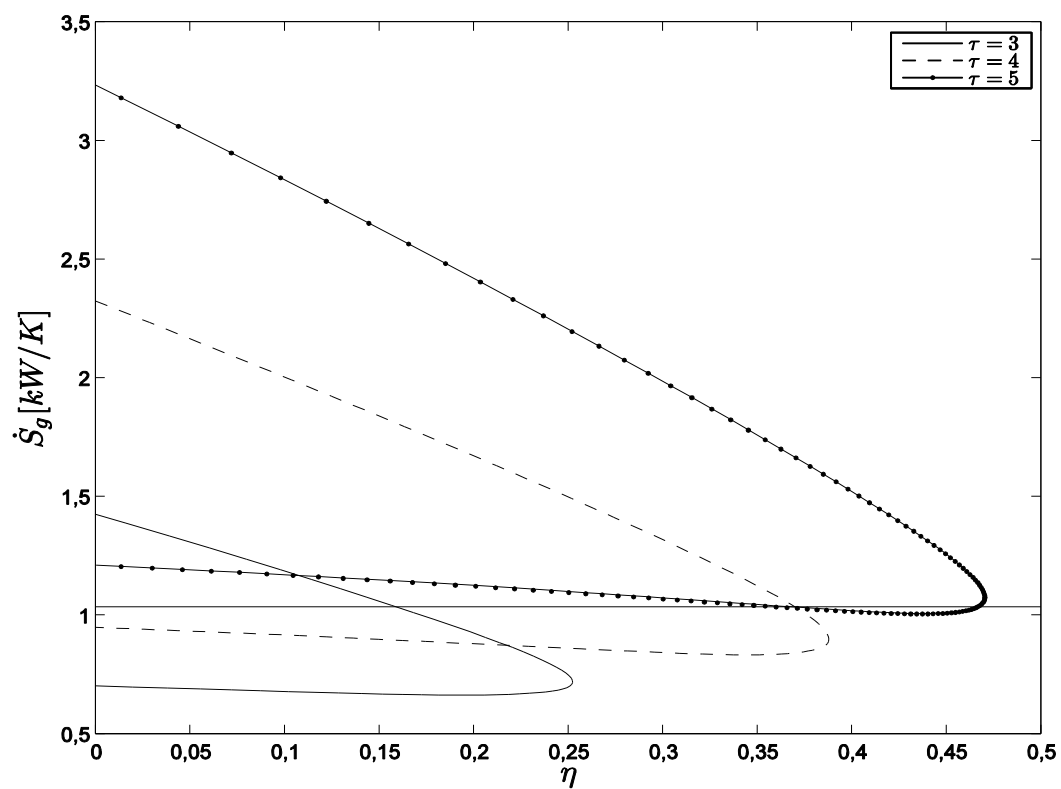


Figura 4.11 – Taxa de geração de entropia em função da eficiência térmica para valores de  $\tau$  variáveis.

As Figuras 4.12 e 4.13 exibem o comportamento da taxa de geração de entropia também em função da potência líquida e da eficiência térmica, porém, variando-se a efetividade do regenerador. Pode-se notar comportamento similar ao observado para as Figuras 4.10 e 4.11, sendo interessante destacar que operar em faixas que maximizam a potência não resulta em redução significativa da taxa de geração de entropia, mesmo elevando-se o parâmetro  $\varepsilon_R$  de 0,7 para 0,9, enquanto que, feitas as mesmas alterações neste parâmetro sob operação de máxima eficiência, produzir-se-ia uma redução de aproximadamente 1,4 kW/K, quando  $\varepsilon_R = 0,7$ , para cerca de 1,1 kW/K, quando  $\varepsilon_R = 0,8$ , e para 0,80 kW/K, quando  $\varepsilon_R = 0,9$ . Como o limite atual para efetividade de regeneração está na faixa de  $\varepsilon_R = 0,8$ , observa-se uma grande possibilidade de redução na taxa de geração de entropia quando alcançados novos patamares tecnológicos e metalúrgicos, os quais implicarão em uma preservação ambiental melhorada.

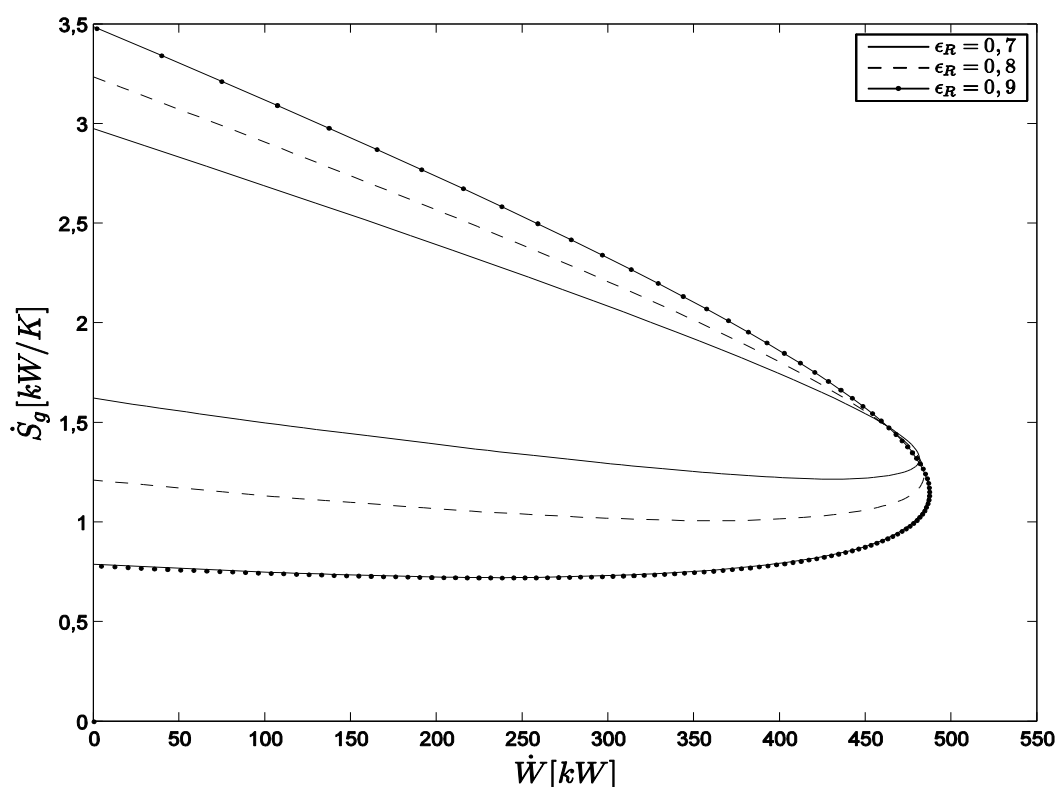


Figura 4.12 – Taxa de geração de entropia em função da potência líquida para valores de  $\varepsilon_R$  variáveis.

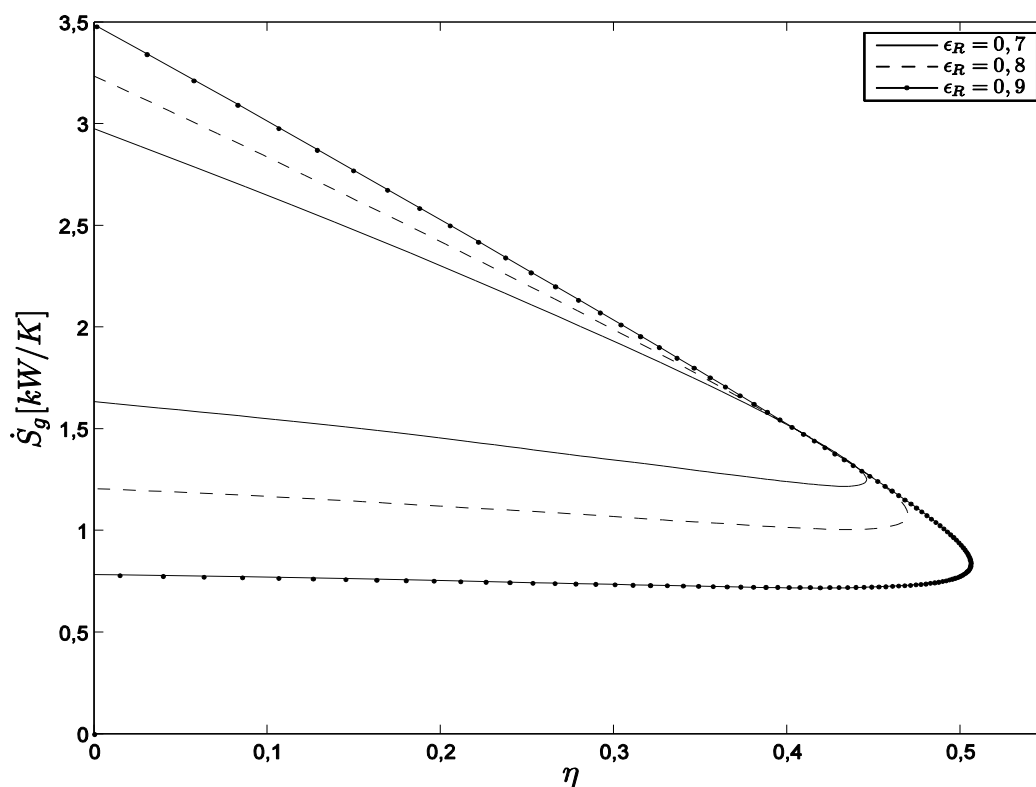


Figura 4.13 – Taxa de geração de entropia em função da eficiência térmica para valores de  $\epsilon_R$  variáveis.

Por fim, analisando-se as perdas de carga e o vazamento de calor, as Figuras 4.14 e 4.15 mostram o comportamento da taxa de geração de entropia quando são variados os parâmetros  $\rho_T$  e  $\dot{C}_i/\dot{C}_p$ , que são, respectivamente, o fator de perda de carga total e a razão entre a taxa de condutância interna e a de capacidade térmica do fluido, definida na Equação (3.42). A observação concomitante das duas figuras permite concluir que a irreversibilidade devido às perdas de cargas ao longo do escoamento desempenha papel de maior relevância do que a irreversibilidade devido ao vazamento de calor, com efeitos redutivos praticamente equivalentes sobre a eficiência térmica do ciclo e a taxa de geração de entropia, quando analisadas em seus pontos máximos e mínimos, respectivamente. É interessante ressaltar que um aumento no vazamento de calor diminui a eficiência térmica do ciclo, como apresentado pela Equação (3.50), e aumenta a taxa de geração de entropia, como apresentado na Equação (3.58).

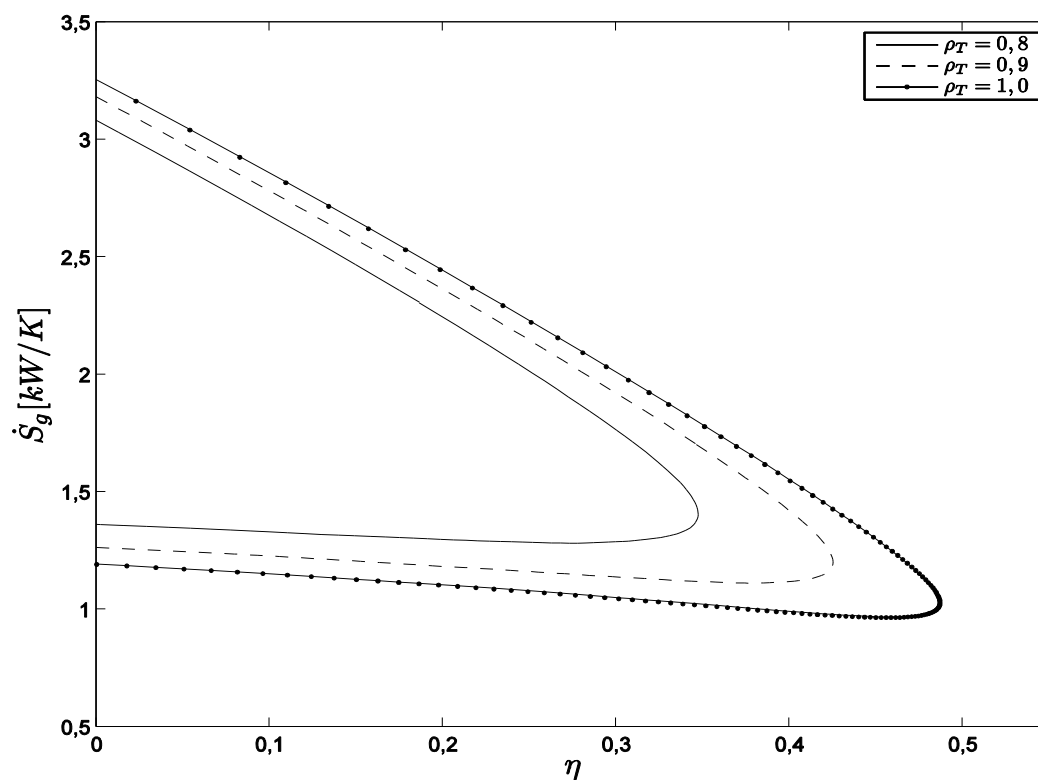


Figura 4.14 – Taxa de geração de entropia em função da eficiência térmica para valores de  $\rho_T$  variáveis.

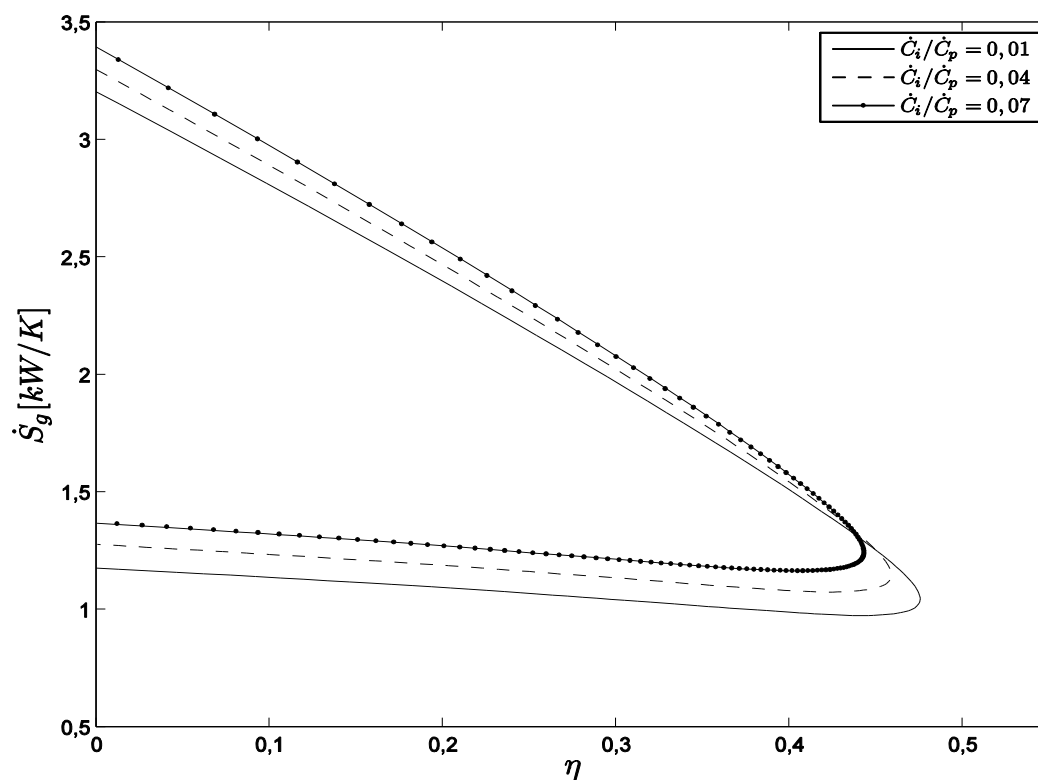


Figura 4.15 – Taxa de geração de entropia em função da eficiência térmica para valores de  $\dot{C}_i/\dot{C}_p$  variáveis.

### 4.3 ANÁLISES DA FUNÇÃO TERMOECONÔMICA E SUAS RELAÇÕES COM PARÂMETROS DO CICLO

O objetivo principal deste trabalho concentra-se nas análises da função termoeconômica relativa proposta e suas relações com parâmetros do ciclo, construtivos ou não. Esta Seção destina-se, portanto, ao estudo da função termoeconômica e seu comportamento em relação a parâmetros do ciclo, estudando variações entre as diversas configurações construtivas possíveis.

Para iniciar as análises, introduz-se o conceito de ciclo endorreversível, estudado na literatura por De Vos (1995), Wu (1998) e outros autores da época. O ciclo endorreversível surgiu como um modelo para melhorar o ciclo ideal de Carnot, que é isento de irreversibilidades. As irreversibilidades introduzidas, de forma a aproximar os ciclos do que acontece na realidade, foram exclusivamente em razão das trocas de calor a uma diferença finita de temperatura entre os reservatórios de elevadas e de baixas temperaturas e o fluido de trabalho, considerando, portanto, área e tempo de troca térmica finitos. A nomenclatura “endorreversível” surgiu devido à inexistência de qualquer outra irreversibilidade dentro do ciclo, qualquer que seja a máquina térmica ou arranjo de máquinas térmicas considerados. A escolha do ciclo endorreversível, ao invés do ciclo ideal de Carnot, foi feita devido à função termoeconômica contemplar os custos de investimentos dos equipamentos, os quais, para trocadores de calor, são baseados na área de troca térmica, tornando-se inviável estabelecer Carnot como limite superior, já que este operaria com uma área de troca térmica infinita.

Para o ciclo modelado, transformá-lo em um ciclo endorreversível significaria estabelecer um limite superior para quaisquer parâmetros de interesse, tendo, portanto, análises termoeconômicas de uma situação de máximo desempenho. Da Tabela 4.1, restariam como irreversibilidades apenas as efetividades dos trocadores de calor, resultando na Tabela 4.2. Nesta, é possível notar que as turbinas e compressores do ciclo agora apresentam comportamento isentrópico, não há mais vazamento de calor entre os reservatórios térmicos e as perdas de cargas devido ao escoamento do fluido de trabalho são consideradas nulas.

Tabela 4.2 – Alterações nos parâmetros para análises do ciclo endorreversível.

$\eta_{c1} = 1$	$\eta_{c2} = 1$	$\eta_{t1} = 1$
$\eta_{t2} = 1$	$\xi = 0$	$\rho_T = 1$

As análises a seguir estabelecem comparativos entre o desempenho do ciclo endorreversível e o desempenho do ciclo modelado com todas as irreversibilidades, já comentando os resultados obtidos do ciclo de interesse. Para situações em que a razão  $\tau$  não é analisada, é considerada a razão igual a cinco.

Na Figura 4.16 é exibida a relação entre função termoeconômica relativa e a potência líquida do ciclo. Nota-se um considerável aumento nos valores máximos da função termoeconômica com o aumento de  $\tau$ , passando de 0,25 quando  $\tau = 3$  para aproximadamente 0,45 quando  $\tau = 5$ , uma melhora de 80%. Analisando o comportamento das três curvas, é possível notar também que operar sob condições de máxima potência não corresponde à operação que otimiza a função termoeconômica, sendo que o ponto máximo da função significa operar com cerca de 455 kW de potência, quando o valor máximo desta é da ordem de 485 kW, representando um sacrifício de aproximadamente 6,2% na potência para operar sob condições termoeconômicas máximas. É possível estabelecer na Figura 4.16 os custos totais da função termoeconômica para cada ponto, posto que esta é composta pela potência no numerador e pelos custos totais no denominador.

A Figura 4.17 também exhibe a relação entre função termoeconômica relativa e a potência líquida, mas para o ciclo endorreversível. O mais interessante desta comparação é notar que o comportamento das curvas não é alterado da Figura 4.16 para a Figura 4.17, indicando que as irreversibilidades não determinam o comportamento da função termoeconômica e sim os patamares alcançados por esta, sendo o máximo termoeconômico de 0,57 com potência em cerca de 660 kW para o ciclo endorreversível, comparado ao máximo termoeconômico de 0,45 com potência em cerca de 455 kW para o ciclo irreversível. Nota-se que ignorar as irreversibilidades gera consideráveis erros nos patamares da função termoeconômica e da potência.



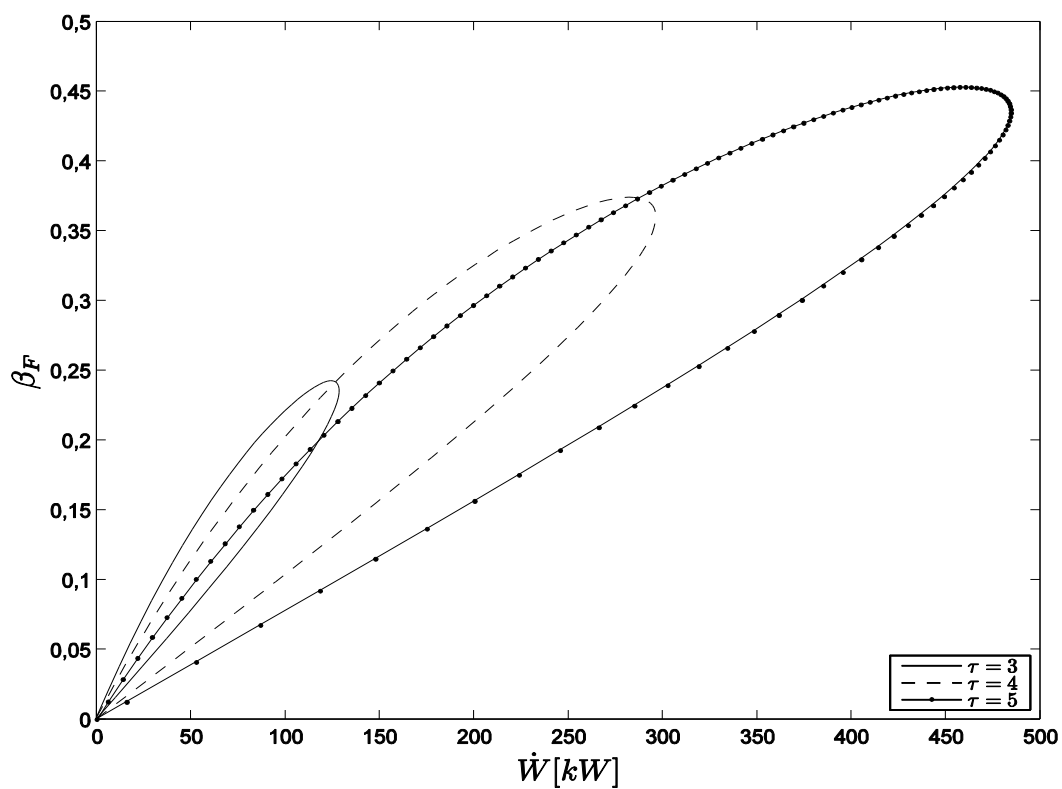


Figura 4.16 – Função termoeconômica relativa em função da potência líquida para valores de  $\tau$  variáveis.

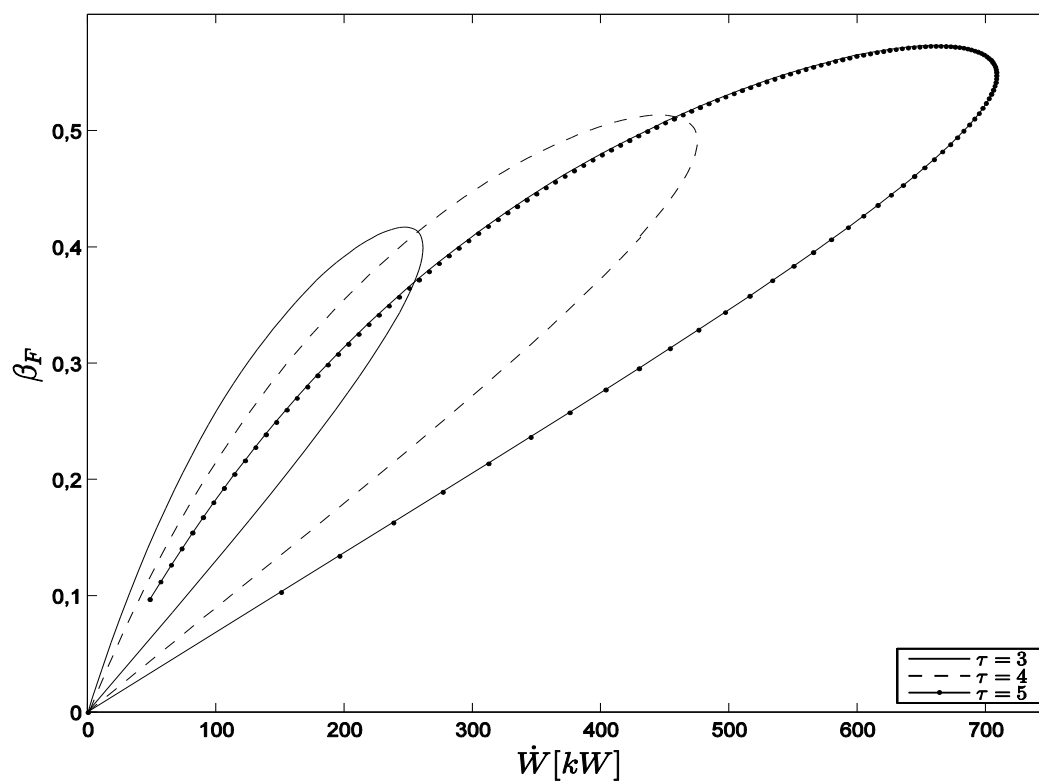


Figura 4.17 – Função termoeconômica relativa em função da potência líquida para valores de  $\tau$  variáveis. Ciclo endorreversível.

As Figuras 4.18 e 4.19 apresentam o comportamento da função termoeconômica relativa em função da taxa de geração de entropia do ciclo, para valores de  $k_3$  variáveis. O índice  $k_3$  foi escolhido justamente por ser o coeficiente de custos ambientais relativo ao coeficiente de custos de combustíveis, o qual multiplica a taxa de geração de entropia, segundo Equação (3.96). Através da Figura 4.18 nota-se que aumentar o coeficiente de custos ambientais relativo resulta em prejuízo para a função termoeconômica, para um mesmo valor de taxa de geração de entropia, sendo esta diminuição mais acentuada nas faixas de operações ótimas da função, amenizando-se para operações afastadas dos pontos ótimos. Quando  $k_3 = 0,1$ , nota-se que o máximo da função está em torno de 0,46, com taxa de geração de entropia de aproximadamente 1,3 kW/K, enquanto para  $k_3 = 0,3$ , para a mesma taxa de geração de entropia, tem-se aproximadamente 0,42 para a função termoeconômica.

A observação do ciclo endorreversível, na Figura 4.19, corrobora o discutido sobre as irreversibilidades não alterarem o comportamento dos parâmetros e suas relações, e sim os patamares destes. Nota-se que um valor ainda maior de função termoeconômica seria atingido para um valor ainda menor de taxa de geração de entropia, cerca de 0,55 daquela para 1,0 kW/K.

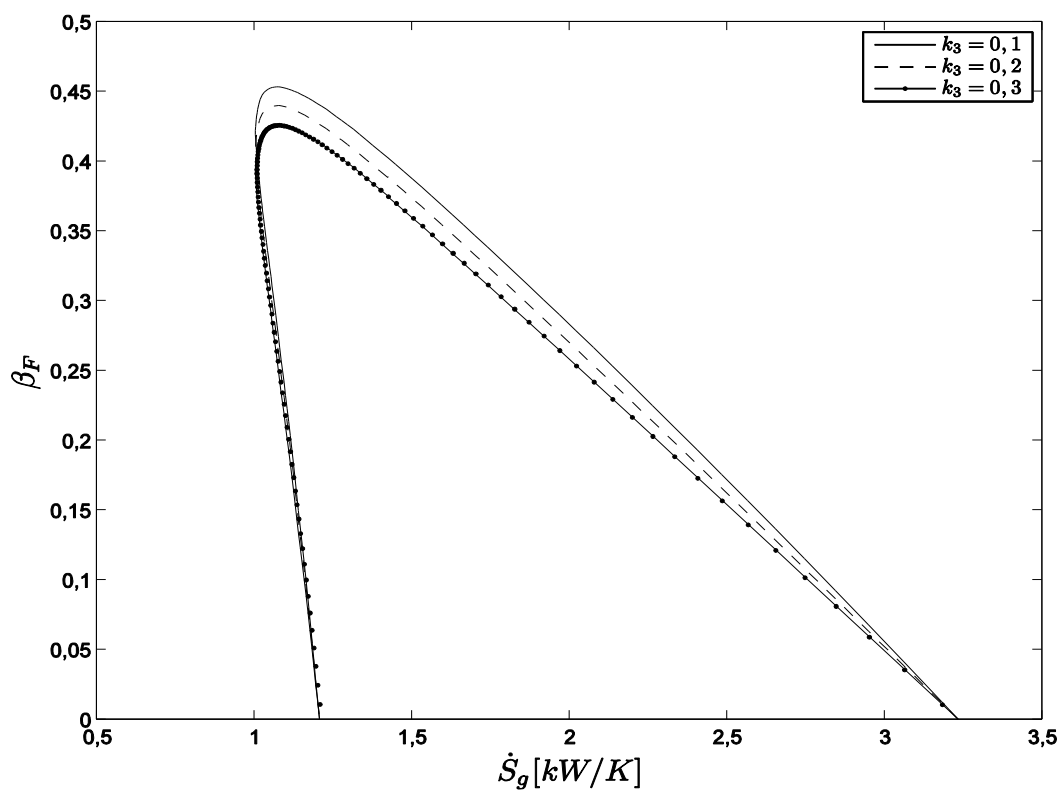


Figura 4.18 – Função termoeconômica relativa em função da taxa de geração de entropia para valores de  $k_3$  variáveis.

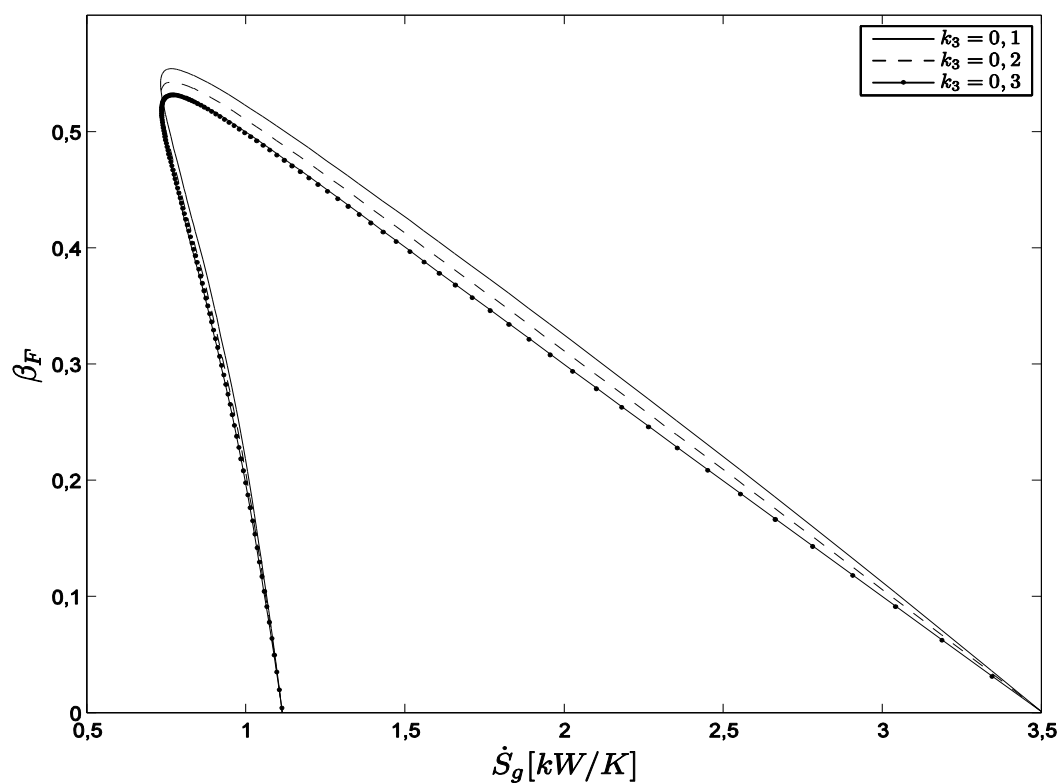


Figura 4.19 – Função termoeconômica relativa em função da taxa de geração de entropia para valores de  $k_3$  variáveis. Ciclo endorreversível.

Um dos parâmetros mais importantes do ciclo, a eficiência térmica, e sua relação com a função termoeconômica, são estudadas nas Figuras 4.20 e 4.21. Observa-se, nas figuras, um comportamento praticamente linear entre a função termoeconômica e a eficiência térmica, bem distinto dos comportamentos exibidos entre a função e potência líquida ou taxa de entropia gerada. Este comportamento linear é explicado através de uma análise das Equações (3.50) e (3.96), respectivamente, eficiência térmica e função termoeconômica relativa. Nestas equações, podem-se notar similaridades, como ambas serem uma razão entre potência líquida,  $\dot{W}_{liq}$ , e um denominador, sendo que neste denominador, em ambas as equações, está presente a taxa de transferências de calor total,  $\dot{Q}_{QT}$ . A diferença, portanto, entre a função termoeconômica e a eficiência térmica não reside em questão de comportamento, mas de patamares, uma vez que a função termoeconômica alcançará valores menores do que a eficiência térmica devido aos demais termos presentes no denominador de sua equação, Equação (3.96).

A questão dos patamares fica evidenciada ao observar que, na Figura 4.20, o ponto de máxima função termoeconômica não chega a atingir 0,25, enquanto a eficiência térmica chega a aproximadamente 0,27, quando  $\tau = 3$ . Quando  $\tau = 5$ , a função termoeconômica obtém valores de 0,45 e a eficiência térmica 0,48 em seus pontos máximos, observados na Figura 4.21. Portanto, considerando a relação linear, fica evidente que o ponto de otimização termoeconômica é muito próximo ao ponto de operação sob máxima eficiência, sendo essa proximidade ainda maior do que à faixa que maximiza a potência líquida. As figuras foram separadas para melhor visualização individual do comportamento das curvas.

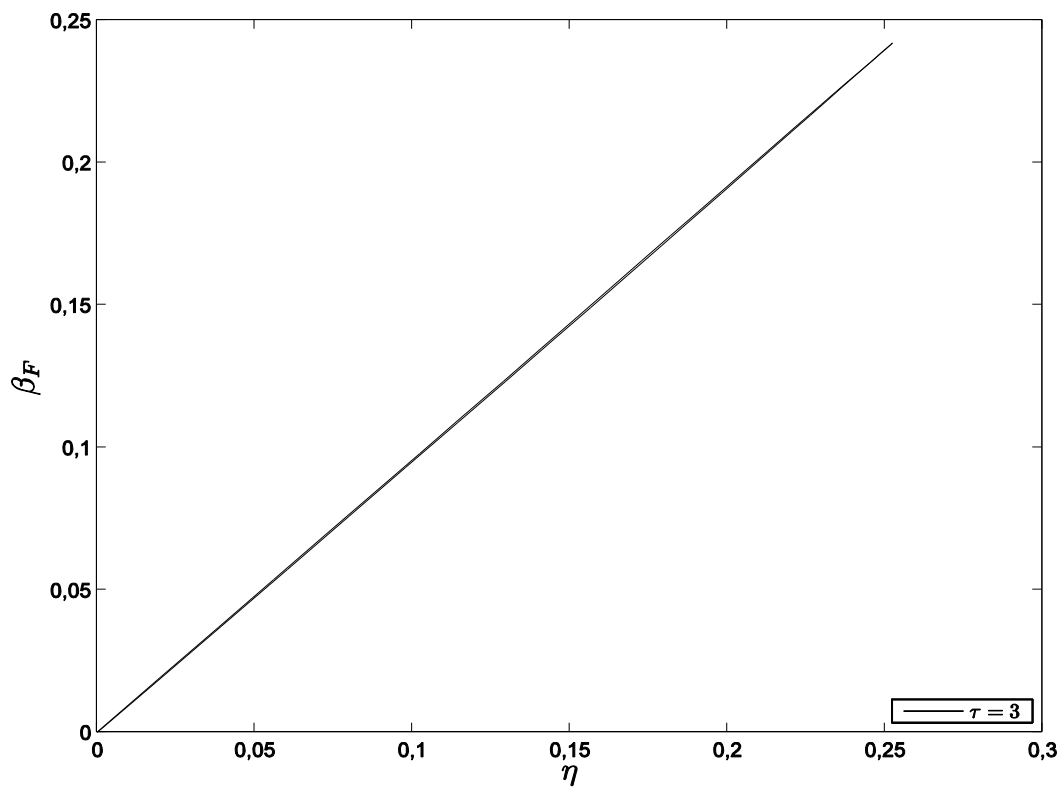


Figura 4.20 – Função termoeconômica relativa em função da eficiência térmica para  $\tau = 3$ .

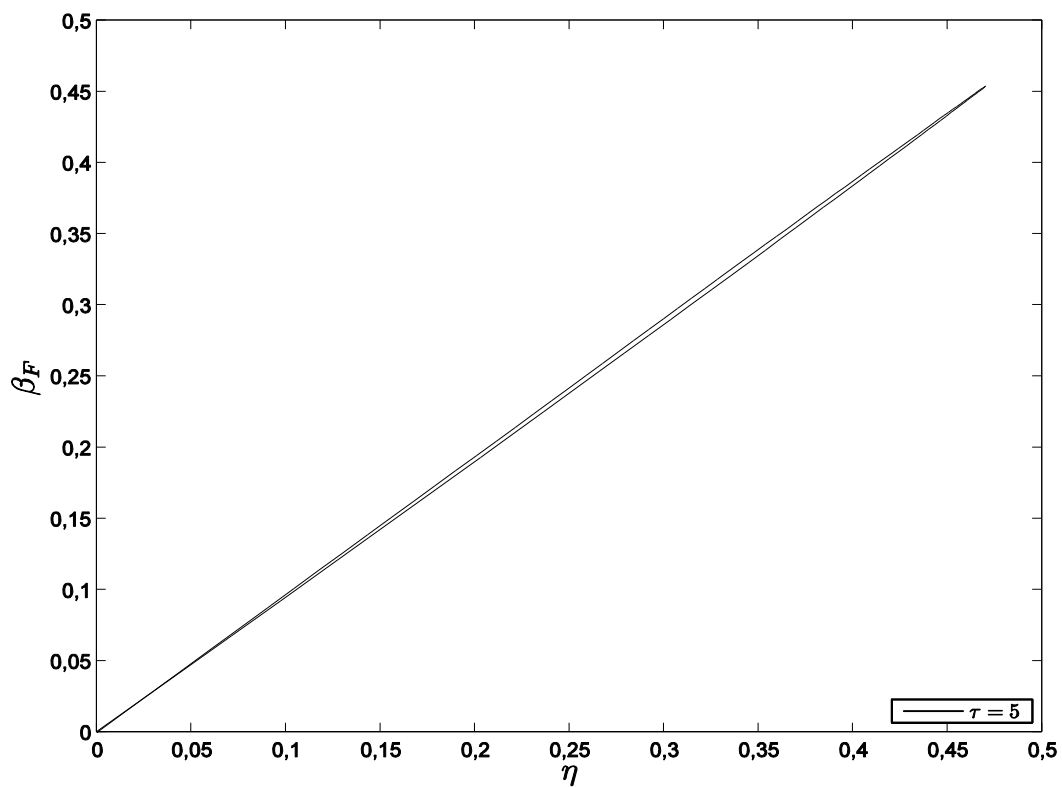


Figura 4.21 – Função termoeconômica relativa em função da eficiência térmica para  $\tau = 5$ .

A Figura 4.22 fornece o comportamento da função termoeconômica e sua relação com a eficiência térmica, quando variados os valores de efetividade térmica de regeneração. Obteve-se o mesmo comportamento, próximo à linearidade, observado nas Figuras 4.20 e 4.21. Nota-se, contudo, grande diferença de patamares tanto para a função termoeconômica quanto para a eficiência, com  $\varepsilon_R = 0,6$  e  $\varepsilon_R = 0,9$ , sendo os máximos valores termoeconômicos aproximadamente 0,41 para aquele e 0,49 para este, evidenciando a importância de um processo eficiente de regeneração para melhor desempenho termoeconômico do ciclo.

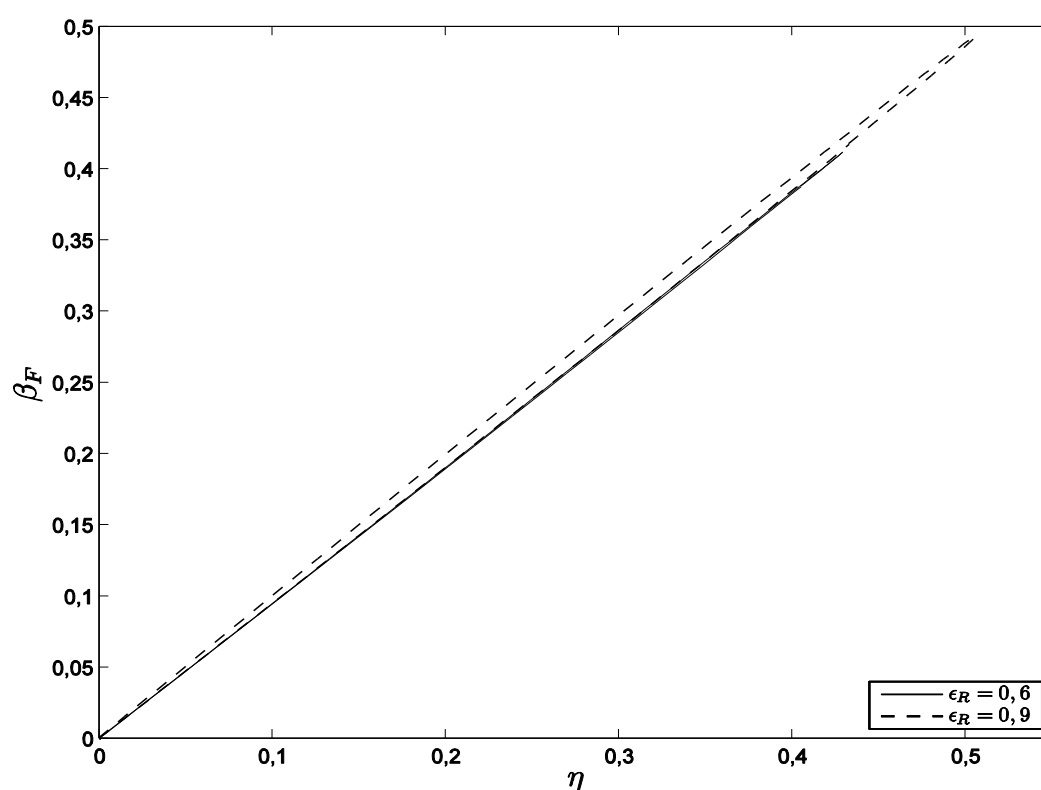


Figura 4.22 – Função termoeconômica relativa em função da eficiência térmica para valores de  $\varepsilon_R$  variáveis.

A potência líquida do ciclo Brayton irreversível, como já definida no Capítulo 3, é dada como a diferença entre a potência obtida pelas expansões nas turbinas e a potência necessária para acionamento dos compressores. Como as expansões nas turbinas representam um elemento de potência consideravelmente mais significativo do que os processos de compressão, a relevância do comportamento não isentrópico

das turbinas também prevalece sobre a relevância do comportamento dos compressores. A Figura 4.23, a seguir, exhibe o comportamento da função termoeconômica em função da potência líquida adimensional, quando variados os valores das eficiências isentrópicas das duas turbinas presentes no ciclo. Nota-se que uma expansão com grandes perdas de energia na forma de atrito, quando  $\eta_{t1} = \eta_{t2} = 0,8$ , gera prejuízos consideráveis no máximo valor de função termoeconômica obtido quando comparada a uma construção melhorada das turbinas, a qual forneceria  $\eta_{t1} = \eta_{t2} = 0,9$ , reduzindo a máxima da função de aproximadamente 0,37 para cerca de 0,31. O máximo valor possível da função seria obtido caso as turbinas apresentassem um comportamento completamente isentrópico.

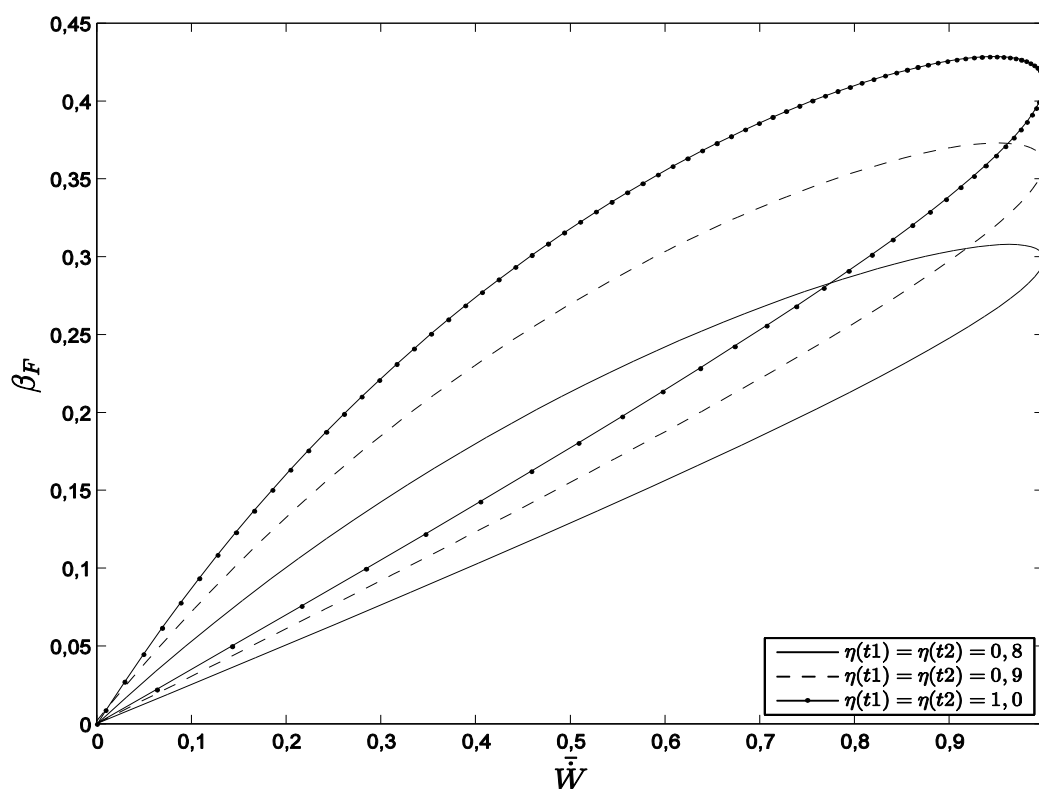


Figura 4.23 – Função termoeconômica relativa em função da potência líquida adimensional para valores de  $\eta_{t1}$  e  $\eta_{t2}$  variáveis quando  $\tau = 4$ .

Para corroborar a discutida menor relevância dos elementos de compressão, a mesma análise feita pela Figura 4.23 é feita para os compressores do ciclo, através da Figura 4.24. Nesta, é possível observar que a redução na função termoeconômica

seria de aproximadamente 0,39 para 0,37, quando as eficiências  $\eta_{c1} = \eta_{c2} = 0,9$  fossem diminuídas para  $\eta_{c1} = \eta_{c2} = 0,8$ , redução consideravelmente menor do que a obtida nas análises das turbinas. Novamente, o patamar máximo de função termoeconômica seria obtido caso os compressores apresentassem comportamentos isentrópicos idealizados.

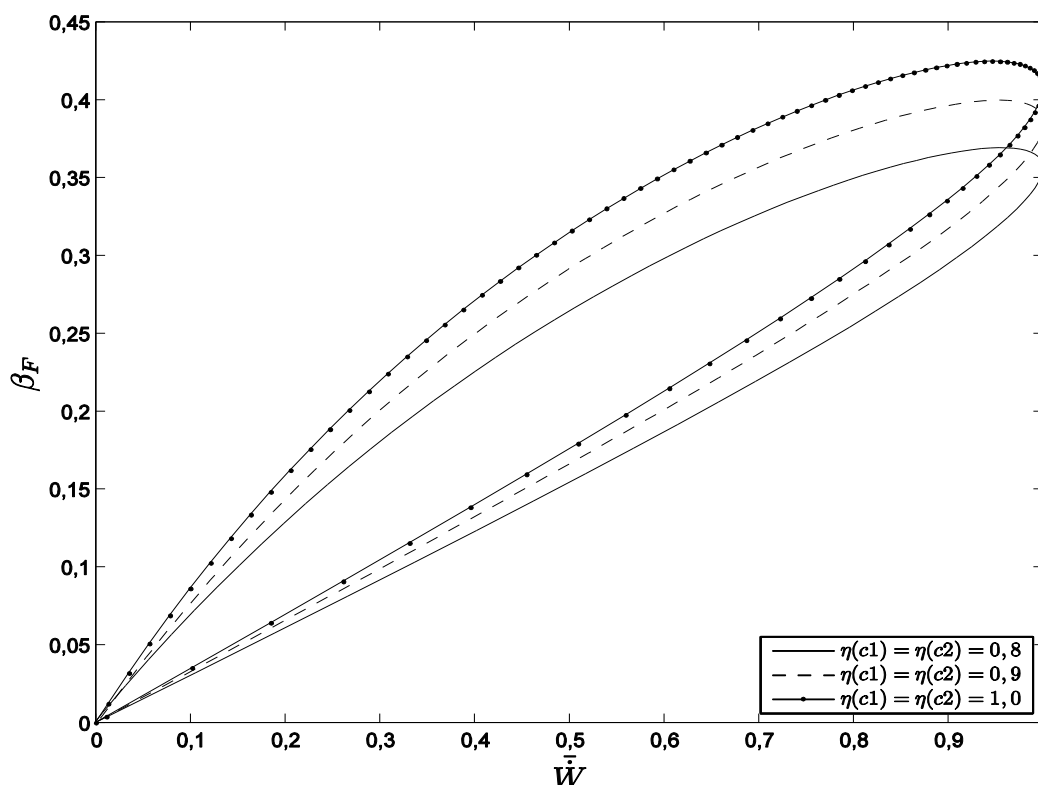


Figura 4.24 – Função termoeconômica relativa em função da potência líquida adimensional para valores de  $\eta_{c1}$  e  $\eta_{c2}$  variáveis quando  $\tau = 4$ .

Analisando a irreversibilidade devido às perdas de carga, os efeitos desta sobre potência líquida e eficiência térmica do ciclo já foram estudados na Figura 4.9. A seguir, a Figura 4.25 estabelece a relação entre a função termoeconômica relativa e a taxa de geração de entropia, para diferentes valores de perdas de cargas associadas ao escoamento do fluido de trabalho. O limite inferior de  $\rho_T = 0,76$  representa uma situação operacional de acentuada perda de energia de escoamento, enquanto o limite superior de  $\rho_T = 0,94$  representa operação com perdas moderadas, porém existentes. Nesta variação, pode-se observar na Figura 4.25 que aumentar as perdas



de carga significa diminuir consideravelmente a função termoeconômica e aumentar a taxa de geração de entropia, isto é, dois efeitos indesejados para qualquer operação. A taxa de geração de entropia aumenta de cerca de 1,1 kW/K para aproximadamente 1,5 kW/K nos pontos de máxima função termoeconômica, o qual é reduzido de 0,44 para cerca de 0,28, quando as perdas de carga aumentam de  $\rho_T = 0,94$  para  $\rho_T = 0,76$ . Com o aumento da taxa de geração de entropia, aumenta-se a taxa de destruição de exergia e, por consequência, os custos ambientais da planta de potência.

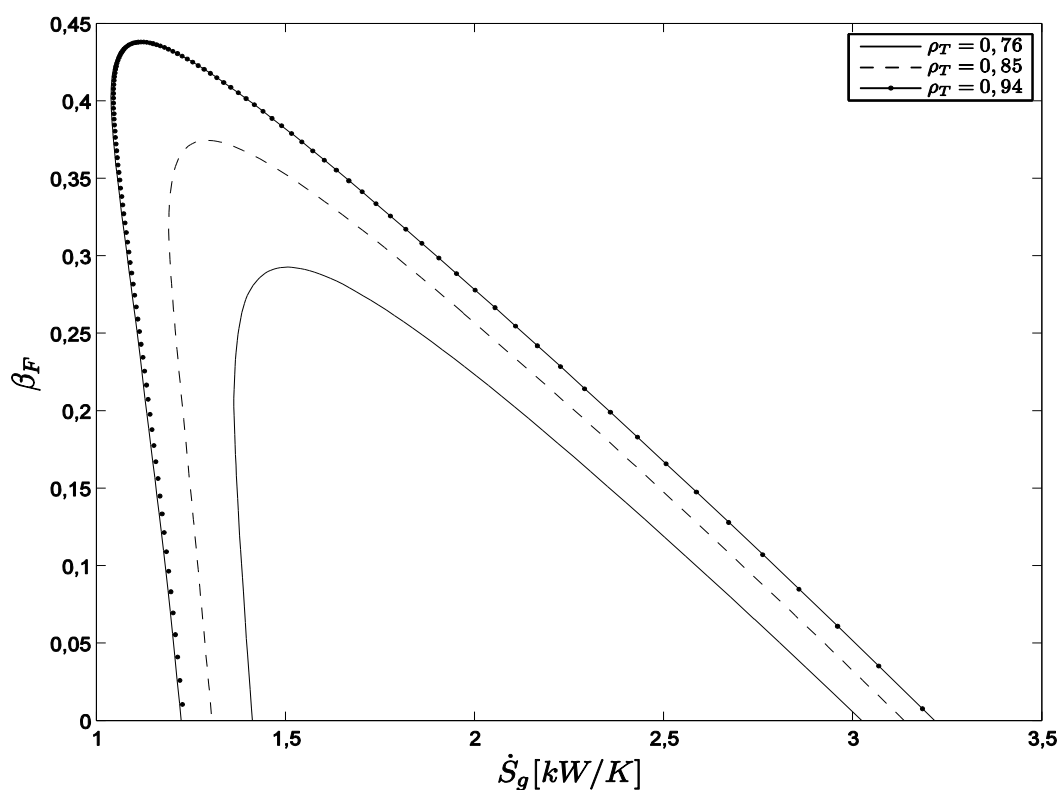


Figura 4.25 – Função termoeconômica relativa em função da taxa de geração de entropia para valores de  $\rho_T$  variáveis.

A função termoeconômica e suas relações com diversos parâmetros construtivos foram estudadas envolvendo a potência líquida obtida, a eficiência térmica e a taxa de geração de entropia do ciclo. É necessário estabelecer, também, o papel que a função de custos totais desempenha no comportamento da função termoeconômica, feito através da Figura 4.26. Através desta, é possível concluir que a razão  $\tau$  aumenta consideravelmente o patamar da função termoeconômica e dos

custos totais, conforme discutido nas Figuras 4.4 e 4.5. É interessante notar o deslocamento horizontal sofrido pelas curvas com o aumento de  $\tau$  e que, embora os custos totais para operações sob máxima função termoeconômica aumentem, o valor máximo da função alcançado também aumenta, justificado pelo aumento da potência líquida com o aumento de  $\tau$ , discutido na Figura 4.1. Assim, fica claro que analisar apenas variações nos custos totais não é o suficiente para estabelecer aumentos ou reduções na função termoeconômica do ciclo, a qual depende também da potência líquida obtida em uma determinada configuração operacional.

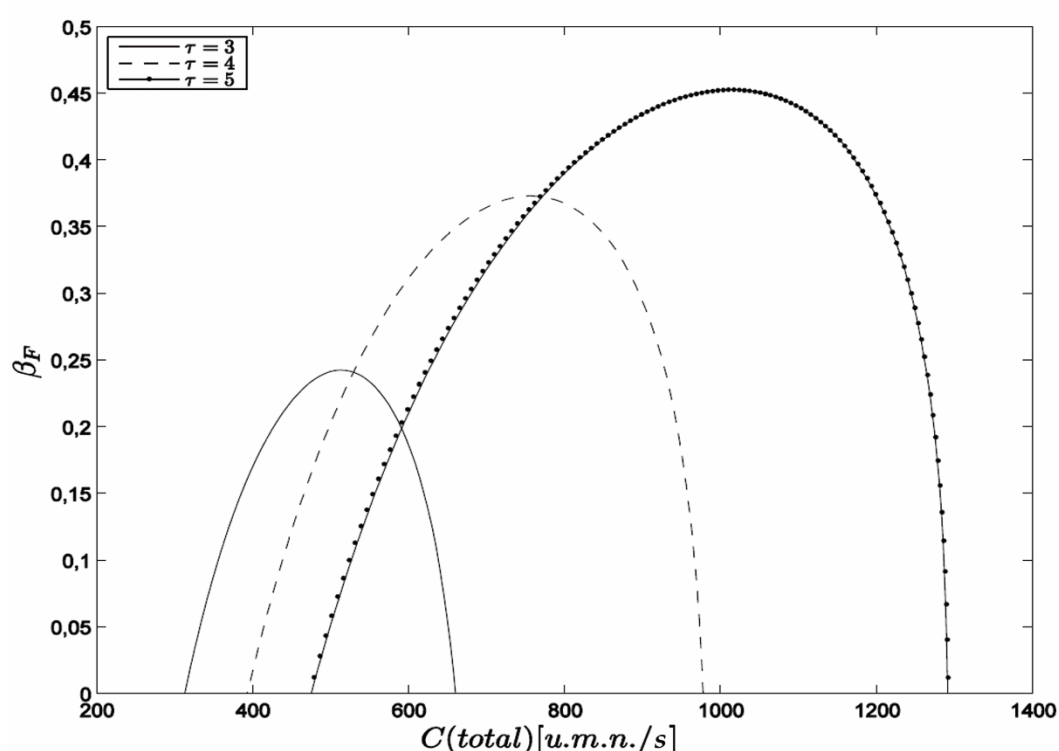


Figura 4.26 – Função termoeconômica relativa em função dos custos totais para valores de  $\tau$  variáveis.

A Figura 4.27 ilustra a relação entre a função termoeconômica relativa e os custos totais quando variadas as efetividades dos trocadores de calor entre o fluido de trabalho e os reservatórios de elevadas e de baixas temperaturas. Melhorar as efetividades destes trocadores significaria reduzir as irreversibilidades externas e conseguir fornecer e rejeitar uma taxa de calor maior ao fluido e pelo fluido de trabalho, respectivamente. Contudo, é necessário analisar os impactos que maiores trocadores de calor e taxas de transferências de calor mais elevadas provocariam sobre os custos

totais de uma planta de potência. Novamente, observa-se que o aumento da efetividade destes trocadores de calor gera aumento dos valores máximos da função termoeconômica e amplia as faixas de operação ótimas para este parâmetro, aumentando, contudo, os custos totais da planta consideravelmente, de cerca de 900 u.m.n./s em operação máxima termoeconômica, quando  $\varepsilon_Q = \varepsilon_F = 0,80$ , para aproximadamente 1150 u.m.n./s, quando  $\varepsilon_Q = \varepsilon_F = 1$ , explicado pelo fato de que maiores efetividades requerem maior área de troca térmica nos trocadores e aumentariam as taxas de calor fornecidas ao fluido de trabalho, aumentando os custos de investimentos e os custos de combustíveis. O valor de  $\varepsilon_Q = \varepsilon_F = 1$  representa a situação de menor irreversibilidade possível.

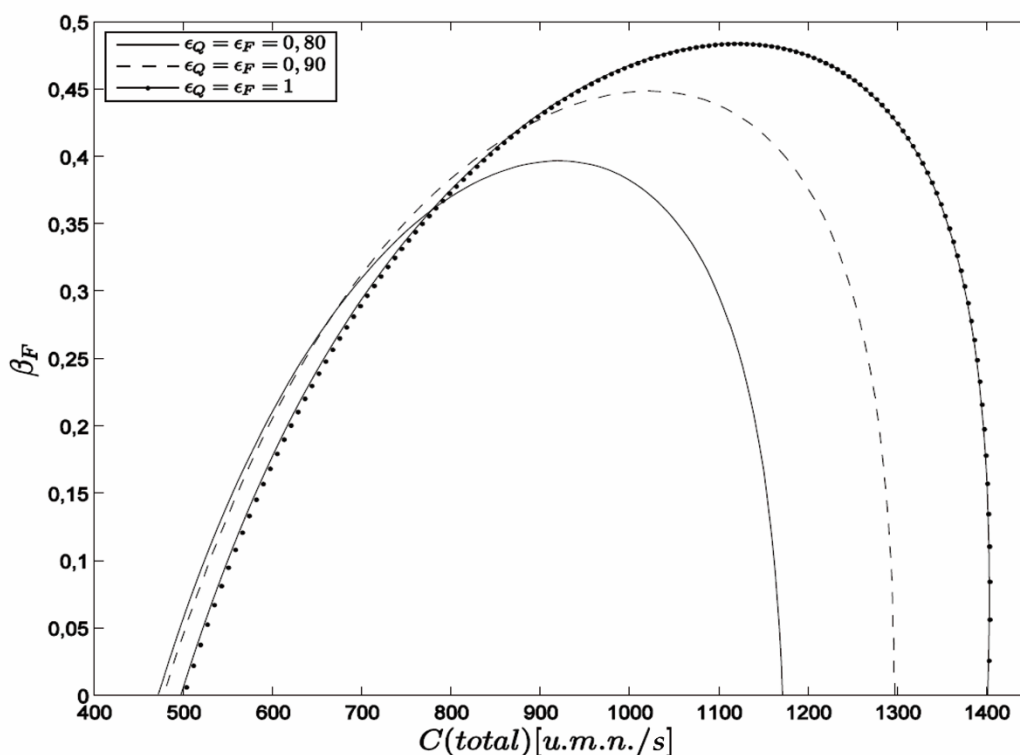


Figura 4.27 – Função termoeconômica relativa em função dos custos totais para valores de  $\varepsilon_Q = \varepsilon_F$  variáveis.

A Figura 4.28 exibe os efeitos das perdas de carga sobre a relação entre custos totais e a função termoeconômica. Através desta é possível observar o quão prejudicial é a irreversibilidade devido às perdas de carga, na qual um aumento destas corresponde a uma grande redução nos valores alcançados da função termoeconômica, sem reduzir significativamente, contudo, os custos totais da planta,

isto é, a redução dos patamares termoeconômicos ocorre exclusivamente pela redução na potência líquida obtida no ciclo. Quando  $\rho_T$  é variado de 0,94 para 0,76, a função termoeconômica diminui de cerca de 0,45 para 0,29, uma redução de 35,6%, enquanto os custos totais diminuem de aproximadamente 1000 u.m.n./s para 950 u.m.n./s, representando apenas uma redução de 5%.

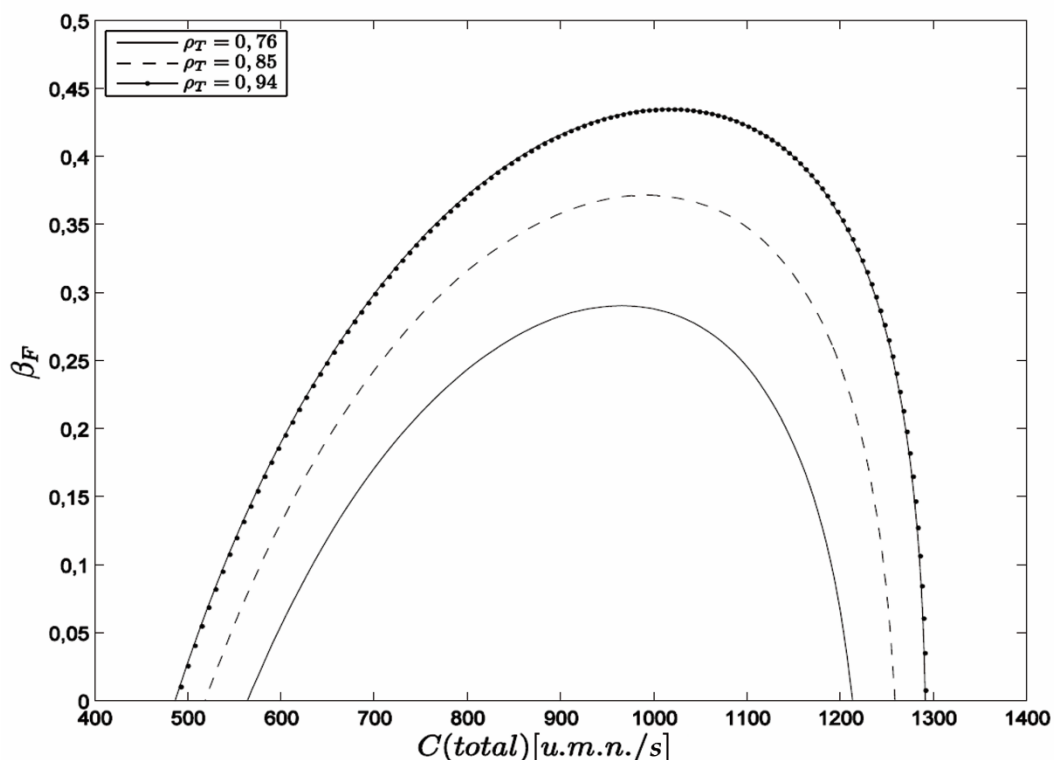


Figura 4.28 – Função termoeconômica relativa em função dos custos totais para valores de  $\rho_T$  variáveis.

#### 4.4 ANÁLISES DAS FUNÇÕES DE CUSTOS E SUAS RELAÇÕES COM PARÂMETROS DO CICLO

Esta Seção tem como objetivo analisar funções de custos, apresentadas no Capítulo 3, e o comportamento destas em relação à temperatura de controle e a parâmetros do ciclo. Como as funções de custos desempenham papel fundamental na função termoeconômica, analisada na Seção 4.3, vê-se a necessidade de estudar os parâmetros de maior e menor influência sobre tais custos, analisados através das figuras a seguir.

A Figura 4.29 apresenta o comportamento das funções de custos individualmente em relação a variações na temperatura  $T_8$ . É interessante notar que, primeiramente, o comportamento da função de custos totais é fortemente determinado pelo comportamento da função de custos de combustíveis, o qual por sua vez apresenta um patamar de unidades monetárias nacional por segundo (u.m.n./s) muito superior às demais funções individuais de custo, corroborando a escolha desta como os custos mais relevantes para a relativização da função termoeconômica. Destaca-se o fato de que para baixos valores de  $T_8$ , em que ciclo operaria com baixa eficiência térmica, os custos ambientais, sendo eles proporcionais à taxa de geração de entropia, assumem seus valores mais elevados, reduzindo-se à medida que o ciclo se aproxima da faixa de máxima eficiência. Como esperado, os custos de investimentos são mais elevados que os custos de operação e manutenção e os custos totais sobrepõem-se como a soma de todos os custos individuais, ponto a ponto, na Figura 4.29.

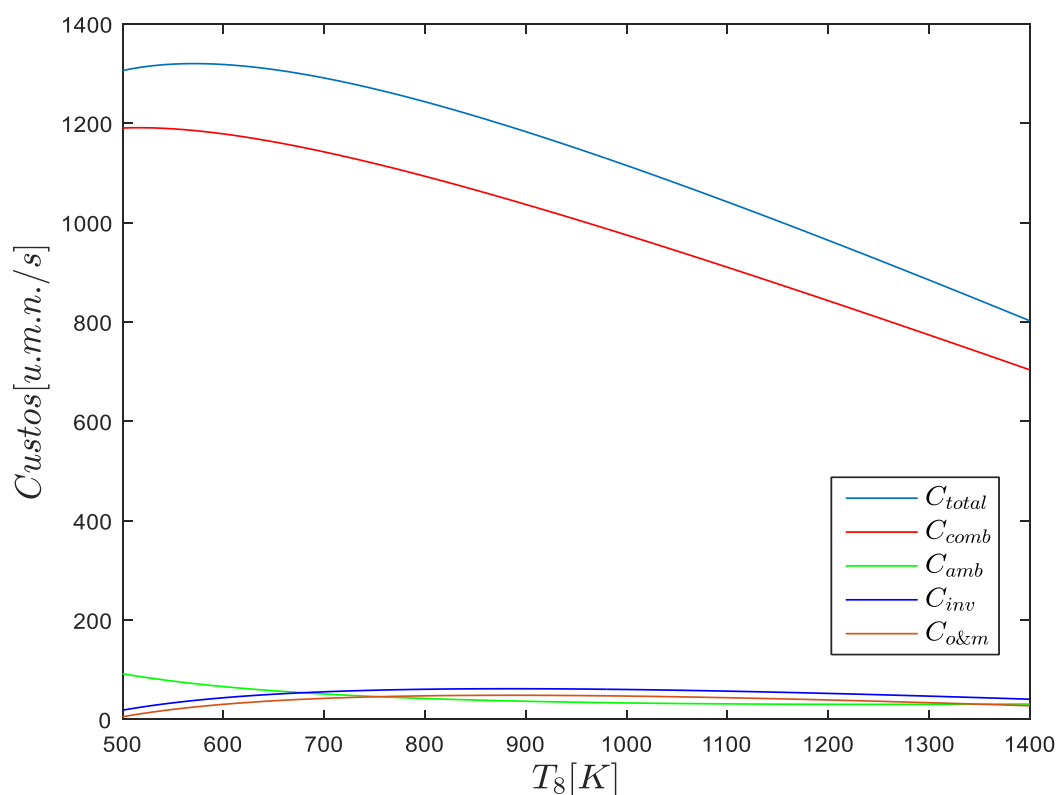


Figura 4.29 – Funções de custos em função da temperatura  $T_8$  para  $k_1 = 0,5$ ,

$$k_2 = 0,2 \text{ e } k_3 = 0,1.$$

A Figura 4.30 mostra como varia a função de custos totais quando variada a eficiência térmica, para diferentes valores de  $k_3$ . É possível notar que, para um mesmo valor de custos totais, a eficiência térmica diminui à medida que ocorre um aumento no coeficiente de custos relativo  $k_3$ , indicando a importância dos custos ambientais e a relação entre taxa de entropia gerada e eficiência térmica. Essa redução é menor conforme o ciclo se aproxima da operação sob máxima eficiência, sendo anulada neste ponto.

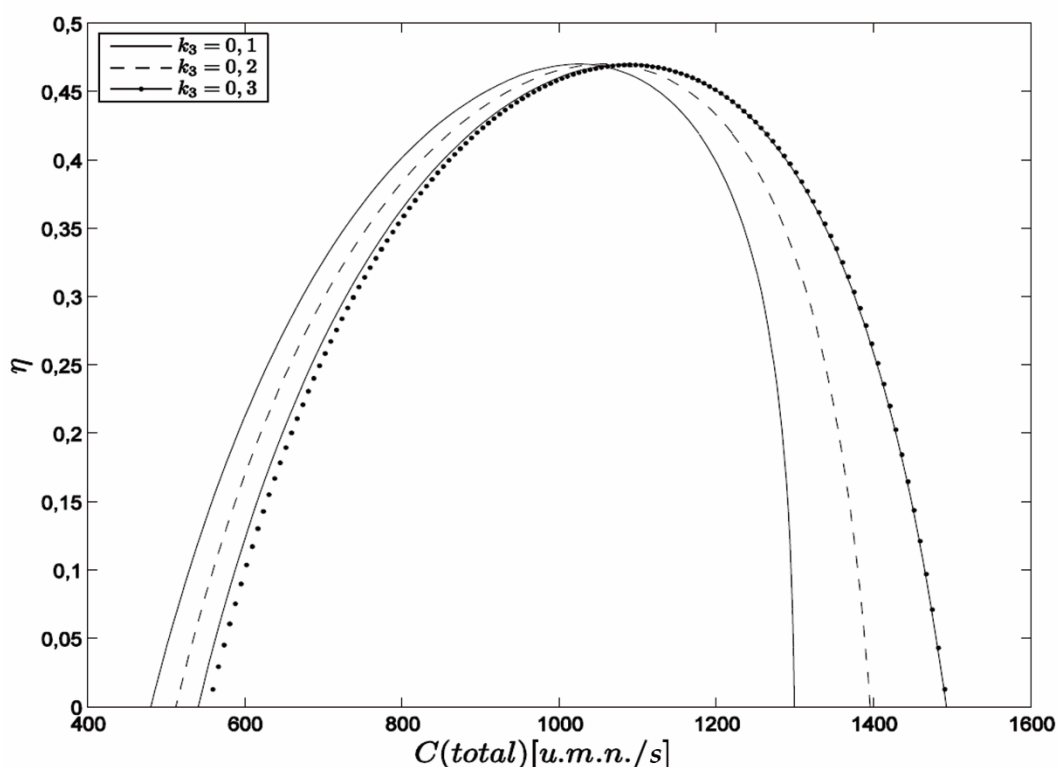


Figura 4.30 – Eficiência térmica em função dos custos totais para valores de  $k_3$  variáveis, com  $k_1 = 0,5$  e  $k_2 = 0,05$ .

A Figura 4.31 relaciona os custos totais com a potência líquida quando alterado o coeficiente de custos  $k_2$ , relacionado diretamente com a potência líquida, de acordo com a Equação (3.96). É válido ressaltar que  $k_2$  representa uma parcela de custos de investimentos, referente aos elementos de potência, somada aos custos de operação e manutenção. A observação da Figura 4.31 permite-nos concluir que, para um mesmo valor de potência líquida, os custos totais de uma planta aumentariam com aumento do coeficiente  $k_2$ , sendo pequeno este aumento para baixos valores de

potência líquida e crescendo, conforme o ciclo se aproxima da operação sob máxima potência. Nota-se que triplicar o valor de  $k_2$  não produz alteração proporcionalmente significativa nos custos totais da planta de potência.

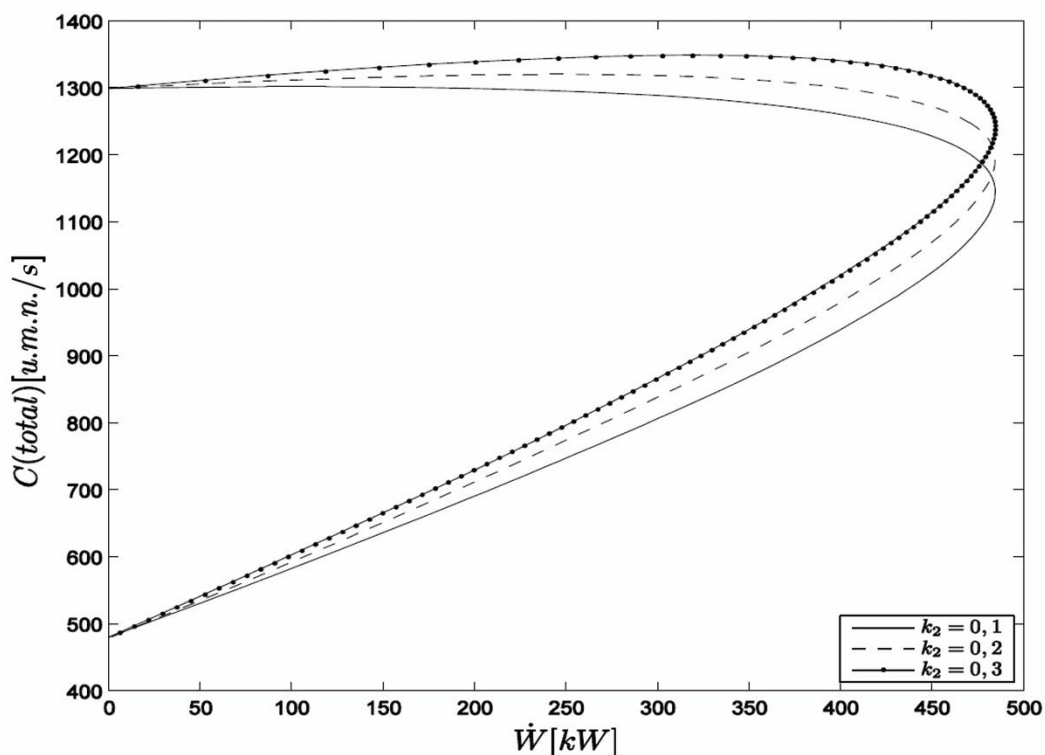


Figura 4.31 – Função de custos totais em função da potência líquida para valores de  $k_2$  variáveis, com  $k_1 = 0,5$  e  $k_3 = 0,1$ .

Ainda investigando o comportamento dos custos, a figura 4.32 exibe o valor monetário total dispendido para a produção de um quilojoule de energia, para cada faixa ou valor de potência considerados, quando variada a efetividade de regeneração. As curvas são formadas a partir da parte superior. É interessante notar que o menor custo por unidade de energia é encontrado em cerca de 97% da máxima potência, para a menor efetividade de regeneração, e em cerca de 89%, para a maior efetividade. Em nenhuma configuração o menor custo por unidade de energia coincidiu com a máxima potência, afastando-se ainda mais desta à medida que aumentados os valores de efetividade de regeneração. Para a condição em que  $\varepsilon_R = 0,9$ , operar na potência máxima, 487,2 kW, representaria um custo de 2,25 unidades monetárias para cada quilojoule produzido, enquanto que a operação com

o menor custo total, 2,07 unidades monetárias para cada quilojoule, significaria produção de aproximadamente 434 kW de potência.

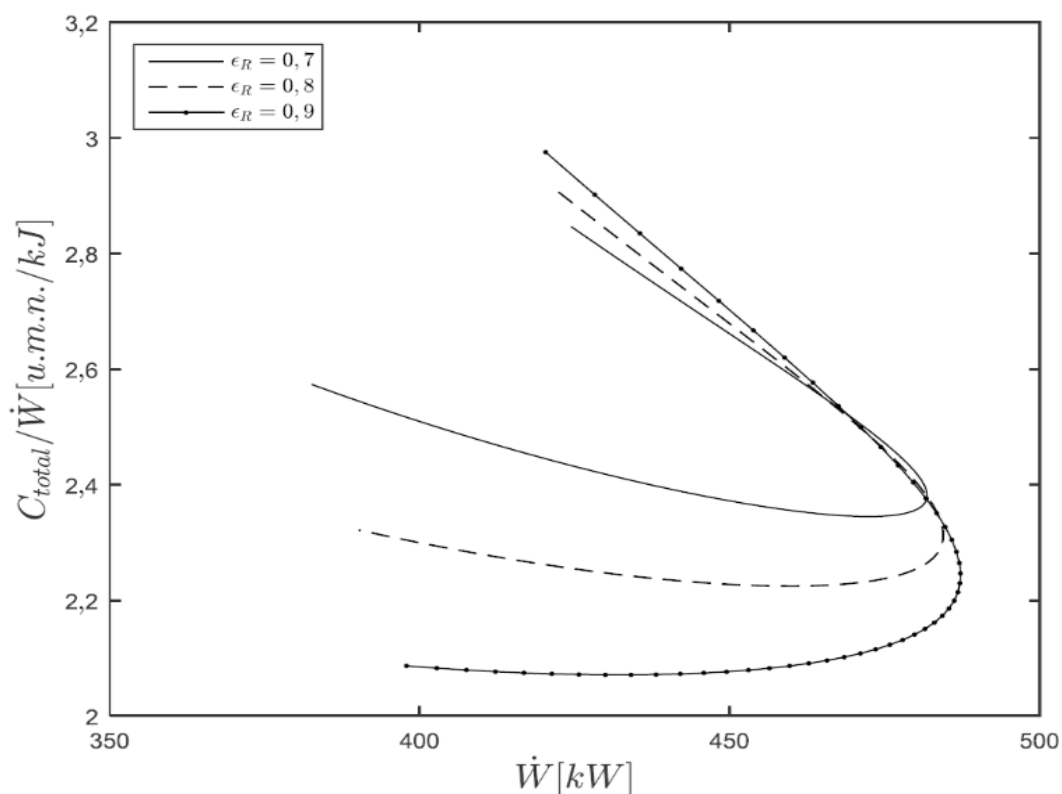


Figura 4.32 – Custo total por quilojoule em função da potência líquida para valores de  $\epsilon_R$  variáveis.

Por fim, a figura 4.33 apresenta o comportamento do custo total por cada quilojoule em função da potência líquida, quando variadas as efetividades dos trocadores de calor entre os reservatórios e o fluido de trabalho. Pode ser observado novamente que o ponto de menor custo total é encontrado em operação abaixo da capacidade de máxima produção de potência. É interessante notar que diminuir as irreversibilidades nos fornecimentos de calor ao fluido e nas rejeições de calor deste aos reservatórios, representado pelo aumento nas efetividades, aumenta significativamente as faixas máximas de potência ao mesmo tempo que diminui o custo total por unidade de energia. Por comparação, o ponto de máxima potência quando  $\epsilon_Q = \epsilon_F = 0,9$ , 482 kW, fornece custo de 2,32 unidades monetárias por quilojoule, enquanto esse mesmo valor de custo, na configuração em que  $\epsilon_Q = \epsilon_F = 1$ , forneceria cerca de 556 kW, representando um ganho de potência de cerca de 15%.



Vê-se a importância de se reduzir estas irreversibilidades ao constatar-se que maior quantidade de potência pode ser produzida com custo total por quilojoule ainda menor.

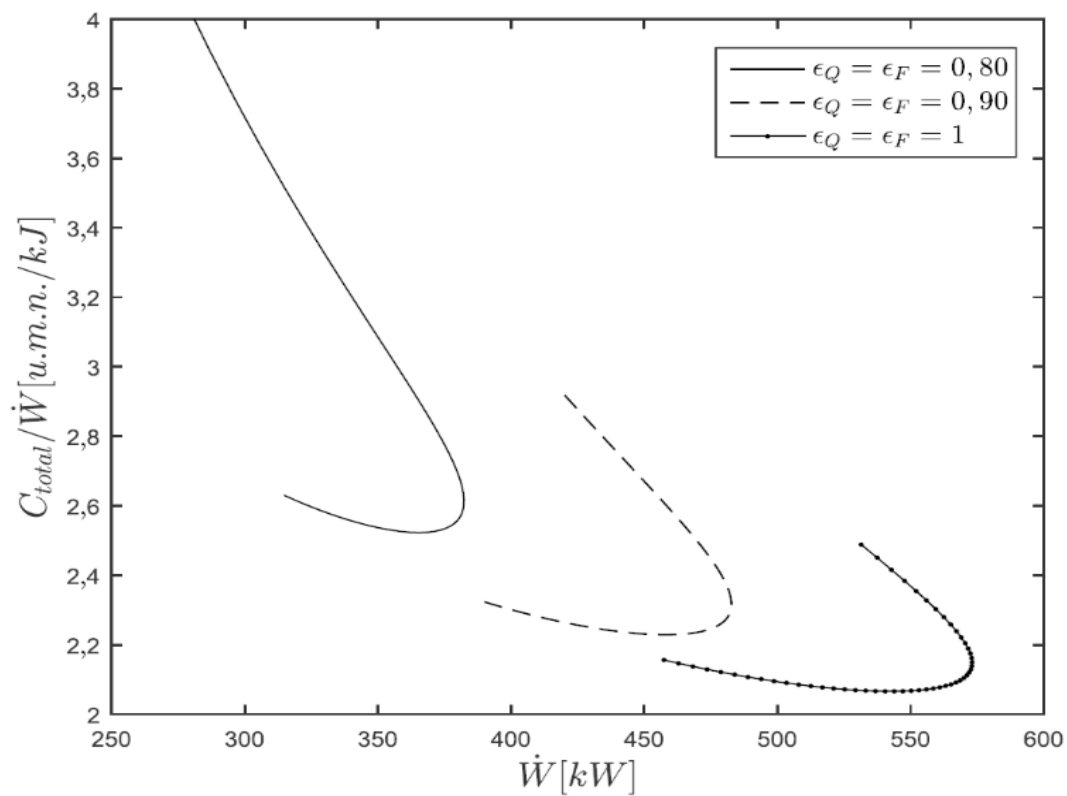


Figura 4.33 – Custo total por quilojoule em função da potência líquida para valores de  $\epsilon_Q = \epsilon_F$  variáveis.

# CAPÍTULO 5

## CONCLUSÕES

Os resultados desta dissertação correlacionam variações em parâmetros de interesse e na função termoeconômica quando consideradas variações em parâmetros construtivos e em irreversibilidades adicionadas ao ciclo. Como principais conclusões dos resultados apresentados, destacam-se:

- A temperatura  $T_8$  desempenha papel satisfatório como parâmetro de controle, apresentando, em sua faixa útil, resultados condizentes com o comportamento de parâmetros do ciclo;
- O parâmetro  $\tau$  é decisivo para um bom desempenho e aproveitamento do ciclo, apresentando influência significativa sobre todos os parâmetros analisados, sendo o valor máximo deste limitado por condições metalúrgicas dos componentes das turbinas;
- As perdas de carga sobrepõem-se ao vazamento interno de calor, apresentando grandes prejuízos à potência líquida e à função termoeconômica. Quanto às irreversibilidades dos componentes, o comportamento não isentrópico de expansão é mais relevante do que o de compressão e as resistências térmicas nos trocadores de calor entre os reservatórios e o fluido apresentam-se como a maior fonte de irreversibilidade, influenciando significativamente a função termoeconômica;
- A função de custos totais é fortemente influenciada pela função de custos de combustíveis, tendo seu comportamento determinado por esta e seu patamar determinado pela soma das demais funções de custos, para os coeficientes de custos considerados;
- Devido ao comportamento similar apresentado entre função termoeconômica e eficiência térmica, aquela possui um ponto máximo, o qual se aproxima do

ponto de máxima eficiência térmica, sendo esta proximidade maior do que ao ponto de máxima potência líquida;

- A efetividade de regeneração, mesmo não apresentando influência sobre a potência líquida produzida, mostrou-se um parâmetro de grande influência para o aumento na eficiência térmica do ciclo e, conseqüentemente, da função termoeconômica e também para redução na taxa de geração de entropia do ciclo;
- Priorizar as condições ambientais, através da operação com mínima geração de entropia, provoca uma redução significativamente maior sobre a potência líquida do que sobre a eficiência térmica.

Como sugestão para trabalhos futuros, destaca-se:

- Modelar o ciclo através da análise de ar-padrão, considerando a variação do calor específico do fluido de trabalho em função de variações na temperatura deste;

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANGULO-BROWN, F. An ecological optimization criterion for finite-time heat engines. **Journal of Applied Physics**, v. 69, n. 11, p. 7465-7469, 1991.

BANDYOPADHAYAY, S.; BERA, N.C.; BHATTACHARYYA, S. Thermoeconomic optimization of combined cycle power plants. **Energy Conversion and Management**, v. 4, p. 359-371, 2001.

BEJAN, A. Theory of heat transfer – irreversible power plants. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 31, p. 1211-1219, 1998.

BERA, N. C.; BANDYOPADHYAY, S. Effect of combustion on the economic operation of endoreversible Otto and Joule-Brayton engine. **International Journal of Energy Research**, v. 2, p.249-256, 1998.

CASAROSA, C.; DONATINI, F.; FRANCO, A. Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. **Energy**, v. 29, p. 389-414, 2004.

CURZON, F. L.; AHLBORN, B. Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. **American Journal of Physics**, v. 43, p. 22-24, 1975.

DE VOS, A. Endoreversible thermoeconomics. **Energy Conversion and Management**, v. 3, p. 1-5, 1995.

DE VOS, A. Endoreversible economics. **Energy Conversion and Management**, v.1, p. 311-317, 1997.

DURMUSOGLU, Y.; UST, Y. Thermodynamic optimization of an irreversible regenerative closed Brayton cycle based on a thermoeconomic performance criterion. **Applied Mathematical Modeling**, v.38, p. 5174-5186, 2014.

GÖGÜS, Y. A. Thermo-economic optimization. **International Journal of Energy Research**, v. 29, p. 559-580, 2005.

KODAL, A.; SAHIN, B. Finite size thermo-economic optimization for irreversible heat engines. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 4, p. 777-782, 2003.

KOTOWICZ, J.; BARTELA, L. The influence of economic parameters on the optimal values of the design variables of a combined cycle plant. **Energy**, v. 35, p. 911-919, 2010.

NADIR, M., GHENAIET, A., CARCASCI, C. Thermo-economic optimization of heat recovery steam generator for a range of gas turbine exhaust temperatures. **Applied Thermal Engineering**, v.106, p. 811-826, 2016.

NAJJAR, Y. S. H.; AL-ABSI, S. Thermo-economic optimization for green multi-shaft gas turbine engines. **Energy**, v.56, p. 39-45, 2013.

OLIVEIRA, S. D. R.; SCALON, V. L.; REPINALDO, V. P. Ecological optimization of an irreversible Brayton cycle with regeneration, inter-cooling and reheating. **Applied Mathematical Modeling**, v. 39, p. 6830-6844, 2015.

QIN, X.; CHEN, L.; SUN, F.; WU, C. Thermo-economic optimization of an endoreversible four-heat-reservoir absorption-refrigerator. **Applied Energy**, v. 81, p. 420-433, 2005.

ROSEN, M., A.; DINCER, I. Thermo-economic analysis of power plants: an application to a coal fired electrical generating station. **Energy Conversion and Management**, v. 44, p. 2734-2761, 2013.

SAHIN, B.; KODAL, A. Finite time thermodynamic optimization for endoreversible refrigerator and heat pumps. **Energy Conversion and Management**, v. 4, p. 951-960, 1999.

SAHIN, B.; KODAL, A. Performance analysis of an endoreversible heat engine based on a new thermoeconomic optimization criterion. **Energy Conversion and Management**, v. 4, p. 1085-1093, 2001.

SAHIN, B.; KODAL, A. Thermoeconomic optimization of a two stage combined refrigeration system: a finite-time approach. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 872-877, 2002.

SAHIN, B.; KODAL, A.; HASBI, Y. Efficiency of a Joule-Brayton engine at maximum power density. **J. Phys. D: Appl. Phys.**, v. 28, p.1309-1313, 1995.

SAHIN, B.; UST, Y.; TEKE, I.; ERDEM, H. H. Performance analysis and optimization of heat exchangers: a new thermoeconomic approach. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 104-109, 2010.

SÁNCHEZ-ORGAZ, S.; MEDINA, A.; CALVO HERNÁNDEZ, A. Thermodynamic model and optimization of a multi-step irreversible Brayton cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 51, p. 2134-2143, 2010.

TYAGI, S. K.; CHEN, J.; LIN, S. C.; KAUSHIK, S. C. Effect of several irreversibilities on the thermo-economic performance of a realistic Brayton heat engine cycle. **International Journal of Pure and Applied Physics**, v. 43, p. 612-619, 2005.

TYAGI, S. K.; CHEN, G. M.; WANG, Q.; KAUSHIK, S. C. A new thermoeconomic approach and parametric study of an irreversible regenerative Brayton refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, p. 1167-1174, 2006a.

TYAGI, S. K.; CHEN, G. M.; WANG, Q.; KAUSHIK, S. C. Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat Brayton cycle. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 45, p. 829-840, 2006b.

UST, Y.; SAFA, A.; SAHIN, B. Ecological performance analysis of an endoreversible regenerative Brayton heat-engine. **Applied Energy**, v. 80, p. 247-260, 2005.

WU, C.; CHEN, L.; SUN, F. Effects of heat transfer law on finite time exergoeconomic performance of Carnot heat pump. **Energy Conversion and Management**, v. 39, p. 579-588, 1998.