

Universidade Federal de Juiz de Fora
Faculdade de Engenharia
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica

JANDERSON HONÓRIO MAZZINE AFONSO

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO TROCADOR DE CALOR
RECUPERADOR DE UMA MICROTURBINA A GÁS APLICADA À
PROPULSÃO HÍBRIDA**

Juiz de Fora

2021

JANDERSON HONÓRIO MAZZINE AFONSO

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO TROCADOR DE CALOR
RECUPERADOR DE UMA MICROTURBINA A GÁS APLICADA À
PROPULSÃO HÍBRIDA**

Trabalho de conclusão de curso apresentada a banca examinadora do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Orientadora: Prof. Dra. Yipsy Roque Benito

Juiz de Fora

2021

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Afonso, Janderson Honório Mazzine.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO TROCADOR DE CALOR RECUPERADOR DE UMA MICROTURBINA A GÁS APLICADA À PROPULSÃO HÍBRIDA / Janderson Honório Mazzine Afonso. -- 2021.

173 f. : il.

Orientadora: Yipsy Roque Benito

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2021.

1. Capstone C30. 2. Análise Paramétrica. 3. Destruição da Exergia. 4. Código Computacional. 5. Propriedades Termofísicas. I. Benito, Yipsy Roque, orient. II. Título.

JANDERSON HONÓRIO MAZZINE AFONSO

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO TROCADOR DE CALOR
RECUPERADOR DE UMA MICROTURBINA A GÁS APLICADA À
PROPULSÃO HÍBRIDA**

Trabalho de conclusão de curso apresentada a banca examinadora do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Aprovada em 11 de março de 2021

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dra. Yipsy Roque Benito - Orientadora
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr. Manuel Arturo Rendón Maldonado
Universidade Federal de Juiz de Fora

Dedico este trabalho à memória de minha avó, Albertina Ferreira Mazine. Por todo o carinho e amor que dedicou a mim, e o apoio incondicional aos meus estudos. Muito obrigado! Saudades eternas.

AGRADECIMENTOS

À sociedade brasileira, que através de seus impostos possibilita a existência da universidade pública e de qualidade.

Ao meu pai, Cléber Honório Afonso de Moura, por seu exemplo como pessoa honrada e justa, e por toda sua luta para permitir que eu concluísse meus estudos, sempre colocando esta meta acima de tudo.

À minha mãe, Vânia Aparecida Ferreira Mazzine Afonso, pelo incentivo, quando eu já havia desistido de cursar uma universidade federal, e por abrir minha mente para um horizonte mais vasto.

Ao meu irmão, Jaiderson Honório Mazzine Afonso, por sua admiração que me moveu sempre a ser o melhor possível, a fim de corresponder suas expectativas e lhe causar orgulho.

À minha amiga e companheira de vida, Juliane Abrahão de Mattos Moura, que me motivou a ir à UFJF e esteve ao longo de toda esta caminhada me apoiando, aconselhando, sendo ombro amigo e um porto seguro nos momentos que mais precisei.

Às minhas avós, Luísa Anna Moura Afonso e Albertina Ferreira Mazzine (em memória), por todo o apoio, amor e felicidade com os quais me recebiam, depois de longos períodos sem nos vermos.

Aos meus avôs, Elizeu Mazzine e João Afonso, pelos ensinamentos sobre as coisas simples da vida, e pelas verduras e legumes cultivados em suas hortas que fizeram parte da minha alimentação durante esses anos.

À minha orientadora, Prof. Yipsy Roque Benito, pelos ensinamentos e parceria ao longo dos anos, e por retirar meu trauma de ciências térmicas.

Aos integrantes do Grupo de Conversão Eletromecânica Mecânica da UFJF, pela prontidão de ajudar e contribuir com o trabalho sempre que necessário.

À equipe Escuderia UFJF de Fórmula SAE, pelas experiências e oportunidade de trabalhar com o que eu amo, e pelas amizades e parcerias formadas além universidade.

Aos colegas de curso da UFJF e da UFSJ, por terem partilhado do amor e do sonho de sermos engenheiros, e pela parceria ao longo desses anos.

Ao corpo docente da UFJF, por todos os ensinamentos compartilhados.

À todas as pessoas que contribuíram com o meu "chá de universitário", e acreditaram no meu potencial.

“Todas as energias térmicas são iguais, mas algumas energias térmicas
são mais iguais do que outras.”

Autor desconhecido, adaptado de G. Orwell.

RESUMO

Esta monografia se trata da simulação numérica de um trocador de calor recuperador de uma microturbina a gás, da marca Capstone modelo C30, localizada na bancada de testes para estudo de um sistema de propulsão híbrida para aeronaves. Este trabalho se insere em um estudo mais abrangente que tem como objetivo a gestão energética da propulsão híbrida, e para tal é necessário uma simulação detalhada dos componentes da microturbina, entre os quais está o recuperador que é o objeto de estudo do presente trabalho. As características geométricas e construtivas e as equações que modelam seu comportamento foram levantadas, e então um código computacional foi desenvolvido em MATLAB/Simulink[®] para simular o recuperador, de forma a compor a simulação geral da microturbina. Foram elaborados códigos auxiliares para determinação das propriedades termofísicas dos gases utilizados como fluido de trabalho nas simulações, em função das temperaturas e pressões. A simulação foi validada a partir de dados disponíveis na literatura e, em seguida, realizou-se uma análise paramétrica para estudar a influência de variáveis de entrada na efetividade e queda de pressão total do escoamento dos fluidos. Por fim, foi formulada a destruição da exergia no recuperador, contabilizando a contribuição da parcela de transferência de calor a uma diferença finita de temperaturas e da parcela referente à queda de pressão no escoamento, resultados estes que servirão como base a futuras análises termoeconômicas do sistema da bancada como um todo.

Palavras-chave: Capstone C30. Análise Paramétrica. Destruição de Exergia. Código Computacional. Propriedades Termofísicas.

ABSTRACT

This monograph describes a numerical simulation of a Capstone C30 microturbine's recuperator, located on the bench for testing a hybrid propulsion system for aircraft. This work is part of a more comprehensive study that aims at the energy management of the hybrid propulsion, and for that it is necessary a detailed simulation of the dynamic turbo components, among which is the stove that is the object of study of this work. The geometric and constructive characteristics and the equations that model their behavior were determined, and then a computational code was developed in MATLAB/Simulink® to simulate the recuperator, in order to compose the general simulation of microturbine. Auxiliary codes were developed to determine the physical properties of the gases used as a working fluid in the simulations, depending on the temperatures and pressures. The simulation was validated from data available in the literature and, then, a parametric analysis was performed to study the influence of input variables on the effectiveness and total pressure drop of the fluid flow. Finally, the destruction of exergy in the recuperator was formulated, accounting for the contribution of the heat transfer portion to a finite difference in temperatures and the portion related to the flow pressure drop, results that will serve as a basis for future thermoeconomic analyzes of the bench system as whole.

Key-words: Capstone C30. Parametric Analysis. Destruction of Exergy. Computational Code. Thermophysical Properties.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Topologia híbrida em série. Fonte: Adaptado de Salmasi (2007)	26
Figura 2 – Topologia híbrida em paralelo. Fonte: Adaptado de Salmasi (2007)	26
Figura 3 – Topologia híbrida em série-paralelo. Fonte: Adaptado de Salmasi (2007)	27
Figura 4 – Esquema simplificado do banco de testes de propulsão híbrida desenvolvido pelo GCEME. Fonte: Autor	28
Figura 5 – Esquema geral de uma microturbina com recuperação através de um recuperador de calor. Fonte: Autor.	30
Figura 6 – Variação da eficiência da turbina em função da efetividade do regenerador (esq.) e da queda de pressão relativa total do regenerador (dir.). (KANG; MCKEIRNAN, 2003)	31
Figura 7 – Componentes de uma microturbina Capstone C30. Fonte: Capstone (2019), adaptado	33
Figura 8 – Sentidos de escoamento dos fluidos em uma microturbina Capstone C30. Fonte: Justice (2007)	34
Figura 9 – Esquema simplificado de uma microturbina com regeneração com destaque aos pontos principais. Fonte: Autor	35
Figura 10 – Esquema de um trocador de calor regenerador de matriz rotativa (a) e fixa (b). Fonte: Thulukkanam (2013), modificado.	37
Figura 11 – Esquema das superfícies primárias (a) corrugado-cruzado (CC); (b) corrugado-ondulado (CU); e (c) onda cruzada (CW). Fonte: Xiao et al. (2017)	38
Figura 12 – Superfície de onda cruzada (CW) com dutos trapezoidais (a) e dutos ondulados (b). Fonte: Autor, adaptado de Xiao et al. (2017)	39
Figura 13 – Estudos de otimização da geometria dos canais de entrada de fluido conduzidos por Kang e McKeirnan (2003), avaliando a distribuição das velocidades dos fluidos. Fonte: Capstone (2008)	40
Figura 14 – Recuperador de uma microturbina a gás aplicada em um sistema de geração híbrido com célula de combustível. Fonte: Justice (2007), modificado.	41
Figura 15 – Recuperador anular tipo CWPS das microturbinas Capstone C30 e C65. Fonte: (CAPSTONE, 2008)	44
Figura 16 – Vista explodida de uma célula de ar individual que compõe o núcleo do recuperador. Fonte: Adaptado de Kang e Jr. (2006)	45
Figura 17 – Folha individual do recuperador, após o processo de estampagem. Fonte: Treece, Vessa e McKeirnan (2002).	45
Figura 18 – Célula de ar ou segmento do núcleo do recuperador após montagem. Fonte: Treece, Vessa e McKeirnan (2002)	46

Figura 19 – Seção formada por células de ar para a montagem do recuperador (a) e união das seções para a montagem final do recuperador (b). Fonte: Capstone (2008)	47
Figura 20 – Parâmetros geométricos de uma seção composta por uma célula de ar individual e a folha adjacente. Fonte: Autor	48
Figura 21 – Parâmetros geométricos de uma folha individual de uma célula de ar. Fonte: Autor	48
Figura 22 – Elemento individual utilizado no cálculo da área de troca do núcleo do recuperador. Fonte: Autor	49
Figura 23 – Representação do ângulo de virada do ar β . Fonte: Autor	51
Figura 24 – Pontos de interesse na queda de pressão do escoamento no recuperador. Fonte: Autor.	59
Figura 25 – Diagrama de blocos referente ao código de simulação do trocador de calor recuperador. Fonte: Autor	66
Figura 26 – Diagrama de blocos referente a sub-rotina do código de simulação do trocador de calor recuperador para o cálculo das temperaturas de saída. Fonte: Autor	67
Figura 27 – Janela de Scope do Simulink® ligada a temperatura de saída do fluido frio. Tem-se no eixo horizontal o tempo computacional de simulação e no eixo vertical a temperatura, em Kelvin. Fonte: Autor	70
Figura 28 – Gráfico comparativo entre a temperatura de saída do fluido frio em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor	72
Figura 29 – Gráfico comparativo entre a temperatura de saída do fluido frio em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009), para o modelo preliminar do recuperador presente no trabalho de Vieira (2019) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor	73
Figura 30 – Gráfico comparativo entre a temperatura de saída do fluido quente em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor	74
Figura 31 – Gráfico comparativo entre a temperatura de saída do fluido quente em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009), para o modelo preliminar do recuperador presente no trabalho de Vieira (2019) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor	75
Figura 32 – Gráfico comparativo entre a queda de pressão do fluido frio em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor	76

Figura 33 – Gráfico comparativo entre a queda de pressão do fluido frio em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009), para o modelo preliminar do recuperador presente no trabalho de Vieira (2019) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor	77
Figura 34 – Gráfico comparativo entre a queda de pressão do fluido frio em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor	78
Figura 35 – Gráfico comparativo entre a queda de pressão do fluido quente em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009), para o modelo preliminar do recuperador presente no trabalho de Vieira (2019) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor	79
Figura 36 – Gráfico de análise paramétrica da efetividade ϵ em função da temperatura de entrada do fluido frio $T_{c,i}$. Fonte: Autor	81
Figura 37 – Gráfico de análise paramétrica da taxa de transferência de calor q em função da temperatura de entrada do fluido frio $T_{c,i}$. Fonte: Autor	82
Figura 38 – Gráfico de análise paramétrica da efetividade ϵ em função da temperatura de entrada do fluido quente $T_{h,i}$. Fonte: Autor	82
Figura 39 – Gráfico de análise paramétrica da taxa de transferência de calor q em função da temperatura de entrada do fluido quente $T_{h,i}$. Fonte: Autor	83
Figura 40 – Gráfico de análise paramétrica da queda de pressão relativa total δP_{tot} em função função da temperatura de entrada do fluido frio $T_{c,i}$. Fonte: Autor	84
Figura 41 – Gráfico de análise paramétrica da queda de pressão relativa total δP_{tot} em função função da temperatura de entrada do fluido quente $T_{h,i}$. Fonte: Autor	85
Figura 42 – Gráfico de análise paramétrica da efetividade ϵ em função da vazão mássica de fluido frio \dot{m}_c . Fonte: Autor	86
Figura 43 – Gráfico de análise paramétrica da taxa de transferência de calor q em função da vazão mássica de fluido frio \dot{m}_c . Fonte: Autor	86
Figura 44 – Gráfico de análise paramétrica da efetividade ϵ em função da vazão mássica de fluido quente \dot{m}_h . Fonte: Autor	88
Figura 45 – Gráfico de análise paramétrica da taxa de transferência de calor q em função da vazão mássica de fluido quente \dot{m}_h . Fonte: Autor	89
Figura 46 – Gráfico de análise paramétrica da queda de pressão relativa total δP_{tot} em função função da vazão mássica do fluido frio \dot{m}_c . Fonte: Autor	90
Figura 47 – Gráfico de análise paramétrica da queda de pressão relativa total δP_{tot} em função função da vazão mássica do fluido quente \dot{m}_h . Fonte: Autor	90
Figura 48 – Diagrama de Grassmann ou diagrama de exergia para o recuperador de calor. Fonte: Autor	92

Figura 49 – Código em linguagem gráfica de blocos desenvolvido para a simulação do trocador. Fonte: Autor	103
Figura 50 – Ligação dos blocos para validação dos resultados. Fonte: Autor	157
Figura 51 – Bloco de determinação da variável dpq em função de N . Fonte: Autor	157
Figura 52 – Ligação dos blocos para análise paramétrica do recuperador. Fonte: Autor	162
Figura 53 – Alteração do bloco de determinação da vazão para análise paramétrica. Fonte: Autor.	162
Figura 54 – Ligação dos blocos para análise da destruição da exergia no escoamento do recuperador. Fonte: Autor	168
Figura 55 – Bloco referente ao recuperador no modelo simplificado da microturbina. Fonte: Vieira (2019)	171

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dimensões e parâmetros geométricos do recuperador da microturbina Capstone C30. Fonte: Adaptado de Cai, Huai e Xi (2018)	47
Tabela 2 – Massas molares das substâncias puras consideradas como componentes básicos do ar e dos gases de combustão segundo Bucker, Span e Wagner (2002)	52
Tabela 3 – Coeficientes para o cálculo da condutividade térmica em $Wm^{-1}K^{-1}$ de alguns gases com a Eq. (3.16)	53
Tabela 4 – Coeficientes para o cálculo da viscosidade dinâmica em $kgm^{-1}s^{-1}$ de alguns gases com a Eq. (3.16)	53
Tabela 5 – Coeficientes b_i para as equações 3.20, 3.21 e 3.22	54
Tabela 6 – Coeficientes $a_{k,i}$ para as equações 3.20, 3.21 e 3.22	55
Tabela 7 – Equações para queda de pressão no escoamento de cada fluido nos pontos do recuperador	61
Tabela 8 – Condições de teste durante os experimentos conduzidos por Xu et al. (2009) no recuperador.	70
Tabela 9 – Parâmetros de entrada no recuperador das microturbinas Capstone C30, segundo Cai, Huai e Xi (2018).	71
Tabela 10 – Temperaturas de saída do fluido frio calculadas a partir do código desenvolvido e obtidas pelo experimento de Xu et al. (2009), em Kelvin.	71
Tabela 11 – Temperaturas de saída do fluido quente calculadas a partir do código desenvolvido e obtidas pelo experimento de Xu et al. (2009), em Kelvin.	73
Tabela 12 – Queda de pressão no escoamento do fluido frio calculadas a partir do código detalhado desenvolvido e obtidas pelo experimento de Xu et al. (2009), em Pascal	76
Tabela 13 – Queda de pressão no escoamento do fluido quente calculadas a partir do código detalhado desenvolvido e obtidas pelo experimento de Xu et al. (2009), em Pascal	78
Tabela 14 – Efetividade e queda de pressão relativa total calculadas a partir do código desenvolvido e declaradas no relatório da Capstone (2008), para parâmetros operacionais da Capstone C30.	80
Tabela 15 – Valores das variáveis de entrada na análise paramétrica.	81
Tabela 16 – Valores de exergia, perdas e irreversibilidades obtidos através da simulação para determinação da destruição de exergia no recuperador.	91
Tabela 17 – Valores percentuais com relação à exergia de entrada e com relação às perdas totais de exergia, e a eficiência exergética do recuperador obtida através da simulação.	92

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ACI	Inserções de canais de ar (em inglês, <i>air channel insert</i>)
Avgas	Gasolina de aviação
CAD	Desenho assistido por computador (em inglês, <i>computer aided design</i>)
CC	Cruzado-corrugado (em inglês, <i>cross-corrugated</i>)
CFD	Dinâmica dos fluidos computacional (em inglês, <i>computational fluid dynamics</i>)
CRES	Aço resistente à corrosão (em inglês, <i>corrosion-resistant steel</i>)
CU	Corrugado-ondulado (em inglês, <i>corrugated-undulated</i>)
CW	Onda cruzada (em inglês, <i>cross-wavy</i>)
EME	Motor elétrico
GCEME	Grupo de Conversão Eletromecânica de Energia
GCI	Inserções de canais de gás (em inglês, <i>gas channel insert</i>)
GE	Gerador Elétrico
HEV	Veículos elétrico híbridos (em inglês, <i>hybrid electric vehicle</i>)
HX	Trocador de calor (em inglês, <i>heat exchanger</i>)
ICE	Motor de combustão interna (em inglês, <i>internal combustion engine</i>)
ISO	Organização Internacional de Normalização (em inglês, <i>International Organization for Standardization</i>)
IUPAC	União Internacional de Química Pura e Aplicada (em inglês, <i>International Union of Pure and Applied Chemistry</i>)
LAPHE	Laboratório de Propulsão Híbrido-Elétrica.
MTG	Microturbina a gas
PS	Superfície primária (em inglês, <i>primary-surface</i>)
PSR	Recuperador de superfície Primária (em inglês, <i>primary-surface recuperator</i>)
SEP	Sistema de engrenagens planetárias

SSS	Espaçadores (em inglês, <i>stiffener support spacer</i>)
T/SC	Acoplador de torque e velocidades (em inglês, <i>torque and speed coupler</i>)
TC	Trocador de calor
TG	Turbina a gás
UFJF	Universidade Federal de Juiz de Fora
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
VE	Veículos elétricos

LISTA DE SÍMBOLOS

A_s	Área de seção transversal, em m^2
A_{tr}	Área de transferência de calor, em m^2
C	Capacidades caloríficas, em W/K
CG	Coefficiente global de transferência de calor, em K/W
cp	Calor específico a pressão constante, em $J/(kg \cdot K)$
Dh	Diâmetro hidráulico, em m
\dot{e}	Exergia específica, em J/kg
\dot{E}	Exergia, em W
f	Fator de atrito, adimensional
h	Entalpia específica, em J/kg
\dot{I}	Irreversibilidade, ou parcela da exergia destruída, em W
k	Condutividade térmica do fluido, em $W/(m \cdot K)$
\dot{L}	Exergia destruída total, em W
\dot{m}	Vazão mássica, em kg/s
M	Massa molar, em g/mol
Nu	Número de Nusselt, adimensional
NUT	Numero de unidades de transferência, adimensional
P	Pressão, em Pa
P_0	Pressão do estado morto, ou de referência, em Pa
Pr	Número de Prandlt, adimensional
Pw	Perímetro molhado, em m
q	Taxa de transferência de calor, em W
R	Constante dos gases, $8.314462 \text{ m}^3 \cdot Pa/(kg \cdot Mol)$
Re	Número de Reynolds, adimensional
s	Entropia específica, em $J/(kg \cdot K)$

T	Temperatura, em K
T_0	Temperatura do estado morto, ou de referência, em K
\bar{u}	Velocidade média do escoamento, em m/s
x	Fração molar, adimensional

Letras gregas

α	Coeficiente convectivo $W/(m^2 \cdot K)$
δP	Queda de pressão relativa, adimensional
ΔP	Queda de pressão, em Pa
ΔT	Diferença de temperaturas, em K
ϵ	Efetividade, adimensional
μ	Viscosidade dinâmica, em $kg/(m \cdot s)$
ψ	Eficiência exergética
ρ	Densidade, em kg/m^3
σ	Entropia gerada, em W/K

Sub-índices

c	Fluido frio
$cell$	Célula de ar
ch	Canais CW
h	Fluido quente
i	Entrada
min	Máximo
min	Mínimo
mix	Mistura
o	Saída

<i>r</i>	Médio
<i>surr</i>	Arredores
<i>tot</i>	Total

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	21
1.2	MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA	22
1.3	OBJETIVOS	22
1.3.1	Objetivo Geral	22
1.3.2	Objetivos Específicos	22
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1	PROPULSÃO HÍBRIDA	25
2.1.1	Grupo de Conversão Eletromecânica de Energia UFJF	27
2.1.2	Modelo termodinâmico em simplificado da Microturbina Capstone C30 .	28
2.2	MICROTURBINAS A GÁS COM RECUPERAÇÃO	30
2.2.1	Desenvolvimento histórico dos recuperadores de calor de superfície primária para microturbinas	31
2.3	MICROTURBINA CAPSTONE C30	33
2.4	TROCADORES DE CALOR	35
2.4.1	Classificação de trocadores de calor	35
2.4.2	Trocadores de calor de superfície primária	38
2.5	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE TROCADORES DE CALOR DE SUPERFÍCIE PRIMÁRIA	39
2.6	ANÁLISE DA DESTRUIÇÃO DA EXERGIA EM TROCADORES DE CALOR	41
3	MODELO MATEMÁTICO	43
3.1	HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS	43
3.2	LEVANTAMENTO DOS DADOS GEOMÉTRICOS	44
3.2.1	Componentes e fabricação do recuperador	44
3.2.2	Obtenção dos dados geométricos	47
3.3	MODELAGEM DAS PROPRIEDADES FÍSICAS DOS FLUIDOS	51
3.3.1	Densidade	51
3.3.2	Condutibilidade e Viscosidade	52
3.3.3	Calor específico, Entalpia e Entropia	54
3.4	MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	56
3.5	MODELAGEM DA QUEDA DE PRESSÃO	59
3.6	DESTRUIÇÃO DA EXERGIA EM TROCADORES DE CALOR	63

4	SIMULAÇÃO	66
4.1	METODOLOGIA	66
4.2	VALIDAÇÃO DA SIMULAÇÃO DO RECUPERADOR	69
4.2.1	Análise dos resultados obtidos na validação	71
4.3	ANÁLISE PARAMÉTRICA DO RECUPERADOR	80
4.3.1	Análise dos resultados da análise paramétrica	81
4.4	ANÁLISE DA DESTRUIÇÃO DA EXERGIA	91
4.4.1	Análise dos resultados do cálculo das irreversibilidades	91
5	CONCLUSÕES	94
5.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS	94
5.2	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	96
	REFERÊNCIAS	98
	APÊNDICE A – Código gráfico em blocos desenvolvido para simulação do recuperador a partir do modelo detalhado	103
	APÊNDICE B – Códigos para calculo de propriedades termo- dinâmicas dos gases	140
B.1	Código para o bloco de cálculo do calor específico	141
B.2	Código para o bloco de cálculo da entalpia	143
B.3	Código para o bloco de cálculo da entropia	146
B.4	Código para o bloco de cálculo da densidade	149
B.5	Código para o bloco de cálculo da viscosidade	151
B.6	Código para o bloco de cálculo da condutividade	154
	APÊNDICE C – Código de chamada para validação de resul- tados	157
	APÊNDICE D – Código de chamada para análise paramétrica	162
	APÊNDICE E – Código de chamada para análise da destrui- ção da exergia	168
	ANEXO A – Código em linguagem gráfica do modelo simpli- ficado da microturbina Capstone C30, desenvol- vida pelo GCEME UFJF	171
	ANEXO B – TERMO DE AUTENTICIDADE	173

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

No desenvolvimento de soluções de propulsão híbrida para veículos automotores o setor aeronáutico comercial representa um forte desafio de engenharia. É necessário o desenvolvimento de soluções que tornem o sistema híbrido seguro e viável financeiramente. Dados os custos de desenvolvimento e riscos envolvidos, se faz necessário o estudo e testes para a seleção e validação de equipamentos, combustíveis e demais componentes do sistema antes da construção de um protótipo. Para isso a engenharia dispõe de ferramentas de simulação que são capazes, a um custo inferior ao de prototipagem, determinar o comportamento de um sistema em estudo para uma dada entrada.

Tendo em vista o crescimento em pesquisa no mundo todo na área de propulsão híbrida-aeronáutica, o Grupo de Conversão Eletromecânica de Energia - GCEME da Universidade Federal de Juiz de Fora montou um laboratório para o estudo da hibridação da propulsão de aeronaves. Este laboratório conta com uma bancada de testes, que é composta por um motor a combustão interna, um gerador elétrico, um banco de baterias, conversores eletrônicos de potência, um motor elétrico e uma hélice, além de todos os componentes de medição, controle e gerenciamento necessários para o funcionamento dos mesmos. Como motor a combustão interna foi escolhida uma microturbina Capstone modelo C30.

As microturbinas apresentam alto grau de eficiência combinada (térmica e energética) (CAPSTONE, 2019). Grande parte desta eficiência elevada se deve ao trocador de calor recuperador ¹ existente no conjunto que recupera parte do calor rejeitado pela exaustão da turbina, transferindo-o para o ar de admissão seguindo assim um ciclo recuperativo, mais eficiente que o ciclo simples que não possui um elemento recuperador (MCDONALD, 1972).

Desta forma, o presente trabalho descreve o estudo e a modelagem numérica do um trocador de calor recuperador de uma microturbina Capstone C30, que integra a bancada de simulação de propulsão híbrida.

A ferramenta desenvolvida neste trabalho contribui com um estudo maior realizado pelo GCEME no desenvolvimento de soluções para a propulsão híbrida para aeronaves.

¹Alguns trabalhos adotam como sinônimos recuperadores e regeneradores. No presente estudo os regeneradores e recuperadores foram diferenciados, conforme indicado na literatura especializada (MCDONALD; WILSON, 1996; SHAH; SEKULIC, 1998; UTRIAINEN; SUNDÉN, 2001; HESSELGREAVES, 2001; KAKAC; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012; THULUKKANAM, 2013). Maiores detalhes sobre recuperadores e regeneradores serão discutidos na Subseção 2.4.1).

1.2 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

A engenharia nos dias de hoje conta com ferramentas computacionais para o aumento da produtividade, da precisão e otimização de seus processos. Durante o desenvolvimento de um projeto, a fase de experimentos e prototipagem pode ser muito dispendiosa em termos de tempo, custo e pessoal.

No caso do estudo da hibridação desenvolvido pelo GCEME por exemplo, caso fosse executado apenas de forma experimental, os custos seriam demasiadamente elevados para submeter o sistema as mais distintas condições de operação. Neste ponto, a simulação computacional do sistema se torna essencial. Com uma fração do tempo e custo é possível submeter o sistema a uma gama de faixas de operação, e desta forma definir as melhores condições para operação do mesmo.

Tendo isto em vista, uma simulação simplificada da microturbina foi desenvolvida a partir de modelos simplificados dos componentes. A partir dos dados obtidos com este modelo foram desenvolvidos os controladores necessários para o funcionamento da microturbina na bancada de testes (VIEIRA, 2019).

Porém, devido a necessidade de aprofundamento dos estudos uma modelagem mais detalhada da microturbina se faz necessária, de forma que a simulação produza valores mais próximos aos observados experimentalmente. Além disso, existe a necessidade da utilização de modelos que levem em consideração as características construtivas dos componentes, de forma que seja possível verificar a influência de cada parâmetro na saída do sistema, e desta forma executar otimizações caso necessário.

Esta necessidade de melhoria no detalhamento da simulação se torna mais crítica quando se trata de um componente de tamanha importância para eficiência da microturbina. Com isso em vista, o presente trabalho apresenta uma proposta de melhoria do código desenvolvido para simulação do recuperador da microturbina.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo Geral

O trabalho terá como objetivo geral a simulação numérica do trocador de calor recuperador da microturbina Capstone C30. A simulação desenvolvida deverá possuir intercambialidade com a simulação simplificada desenvolvida pelo GCEME para a microturbina, de forma a substituir o módulo de cálculo do trocador de calor simplificado.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Determinar as características construtivas e geométricas do recuperador.

- Selecionar o conjunto de equações e correlações mais adequadas para a modelagem, segundo a aplicação do componente.
- Desenvolver o código em Simulink[®] para a simulação numérica do trocador de calor.
- Validar a simulação desenvolvida a partir de dados experimentais disponíveis na literatura, nos relatórios técnicos da Capstone (2008) e no artigo de Cai, Huai e Xi (2018).
- Analisar parametricamente o recuperador de forma a determinar o como os parâmetros de entrada influenciam nos valores de efetividade, transferência de calor e queda de pressão relativa total.
- Verificar a contribuição de cada parcela da destruição de exergia no recuperador para a irreversibilidade total no componente.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

No Capítulo 1, uma breve introdução ao tema é apresentada, bem como o contexto no qual o presente trabalho se insere, suas motivações e objetivos.

O Capítulo 2, apresenta uma revisão bibliográfica sobre os tópicos abordados no trabalho, bem como o desenvolvimento histórico que culminou na produção do recuperador em estudo.

No Capítulo 3 encontram-se as hipóteses simplificadores, a base matemática sobre a qual a simulação foi desenvolvida, bem como o aprofundamento nas características construtivas do trocador de calor recuperador. Também apresentam-se os modelos utilizados para a obtenção das propriedades termo-físicas das misturas gasosas tipicamente envolvidas no escoamento em um recuperador.

O Capítulo 4 apresenta o algoritmo desenvolvido, bem como os dados para a validação da simulação, análise paramétrica e análise da destruição de exergia (irreversibilidades) no recuperador, e a análise dos dados obtidos nestes estudos.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões obtidas no trabalho, além de sugestões para trabalhos futuros que podem utilizar como base a ferramenta desenvolvida na presente monografia.

No Apêndice A encontra-se o código desenvolvido em linguagem gráfica Simulink[®] para a simulação detalhada do recuperador.

O Apêndice B apresenta os códigos desenvolvidos para os cálculos das propriedades dos fluidos, em função das pressões e temperaturas.

No Apêndice C encontra-se o código desenvolvido para a validação da simulação desenvolvida. Os resultados dessa validação se encontram no ??.

O Apêndice D apresenta o código desenvolvido para análise paramétrica do recuperador, e as modificações necessárias para execução do modelo.

No Apêndice E encontra-se o código desenvolvido para a obtenção da exergia destruída total e suas parcelas devido a transferência de calor entre os fluidos, a uma diferença de temperaturas finitas, e devido à queda de pressão no escoamento.

Por fim, no Anexo A pode ser visualizado o código baseado no modelo simplificado sobre o qual o presente trabalho se baseia.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PROPULSÃO HÍBRIDA

Høyer (2008) em seu trabalho descreve o surgimento e a evolução da propulsão elétrica e híbrida-elétrica em carros e como seu desenvolvimento remonta ao próprio surgimento dos carros e seu desaparecimento e ressurgimento ao longo das décadas esteve intrinsecamente relacionado as limitações técnicas e mercadológicas.

Quando os automóveis leves que viriam a ser chamados de carros surgem no final do século XIX, existia uma incerteza sobre qual tipo de propulsão prevaleceria: elétrica, motor a combustão ou vapor (JUNIOR, 2011). Devido a baixa performance dos primeiros motores a combustão interna e demais componentes de transmissão, os veículos elétricos e movidos a vapor detinham os recordes de velocidade à época.

Porém o desenvolvimento posterior dos motores a combustão interna (ICE) possibilitaram o desenvolvimento do setor automotivo, e podem ser considerados um marco do desenvolvimento tecnológico humano. Sua maior potência, autonomia e os baixos custos de produção frente as demais alternativas os mantiveram como principal forma de propulsão para veículos automotor. Porém, como consequência, houve o agravamento dos problemas ambientais como o aquecimento global e a diminuição da qualidade do ar, o que diminui a qualidade de vida humana (EHSANI et al., 2004).

Em face disso, regulamentações mais restritivas em relação a emissões e acordos de substituição dos veículos movidos por motores a combustão por elétricos vem sendo constantemente firmados. Porém, ainda hoje não é possível atingir grandes autonomias com os veículos com propulsão elétrica devido as restrições de capacidade e velocidade de recarga das baterias atuais e ausência de infraestrutura para suporte destes tipos de veículos, como postos de recarga. Desta forma, a propulsão híbrida se torna uma solução de transição adequada para proporcionar maior autonomia, menor consumo e emissões, visto que possibilita um melhor gerenciamento de energia para diferentes condições de operação (MIERLO; MAGGETTO; LATAIRE, 2006).

Os veículos elétricos híbridos ou HEV podem ser classificados de acordo com a topologia híbrida utilizada, que indica a disposição dos elementos do sistema e como cada um dos elementos atua para a saída de potência de eixo. As principais topologias são a série, paralelo e série-paralelo.

Na topologia tipo série, o motor a combustão interna (ICE) está conectado a um gerador elétrico (GE) que por sua vez está conectado ao motor elétrico (EME) que transmite a potência ao sistema de transmissão. A alimentação do motor elétrico pode ser tanto pelo gerador quanto pela bateria. Neste caso, não há ligação direta entre o ICE e o sistema de transmissão. O esquema esta topologia pode ser visto na Figura 1.

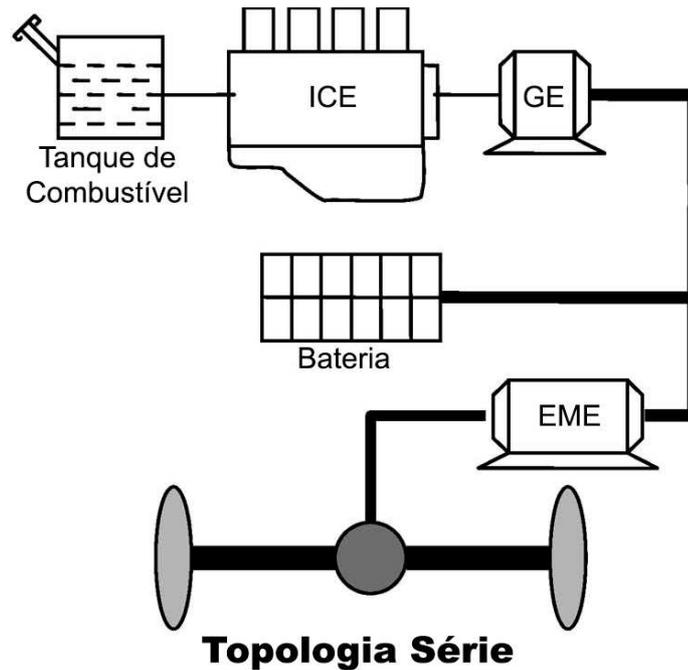


Figura 1 – Topologia híbrida em série. Fonte: Adaptado de Salmasi (2007)

Já na topologia híbrida paralela, tanto o motor a combustão interna quanto o motor elétrico estão conectados a transmissão. Neste caso o sistema não possui um gerador e a alimentação do motor elétrico é exclusivamente feita pela bateria. Um acoplador de torque e velocidades (T/SC) determina o quanto de torque será utilizado de cada uma das fontes motrizes. A Figura 3 demonstra o esquema desta topologia.

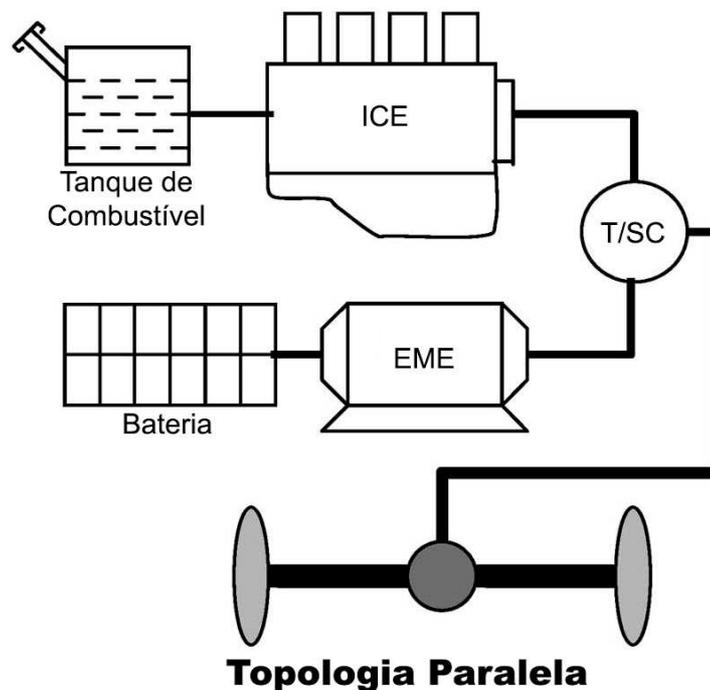


Figura 2 – Topologia híbrida em paralelo. Fonte: Adaptado de Salmasi (2007)

Na topologia híbrida série-paralelo (Figura 3), tanto o motor elétrico como o motor

a combustão interna encontram-se ligados a um sistema de engrenagens planetárias (SEP) que determina o quanto de torque será utilizado de cada fonte motriz, tal qual ocorre na topologia paralela. A diferença está na presença de um gerador elétrico acoplado também ao sistema de engrenagens planetárias, o qual direciona a energia gerada para a carga da bateria ou utilização no motor elétrico.

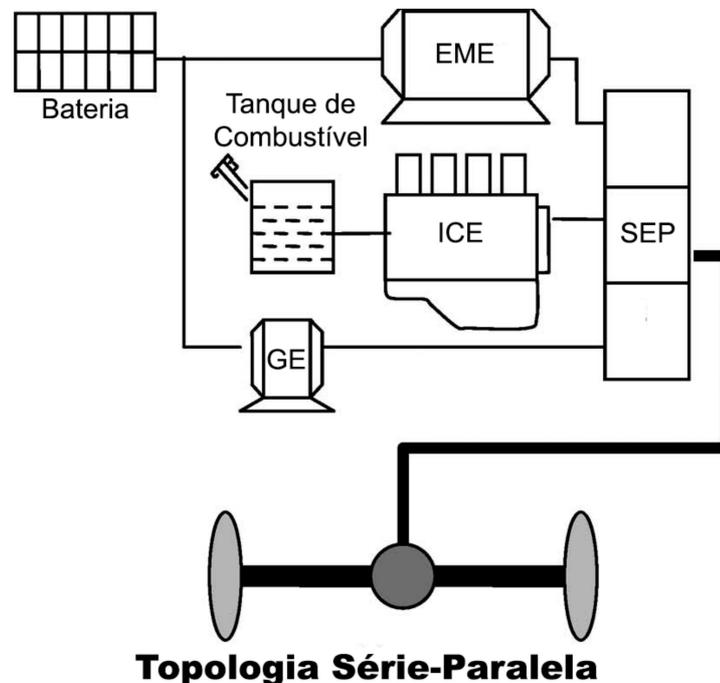


Figura 3 – Topologia híbrida em série-paralelo. Fonte: Adaptado de Salmasi (2007)

2.1.1 Grupo de Conversão Eletromecânica de Energia UFJF

Tendo em vista a necessidade crescente de desenvolvimento de sistemas de propulsão híbrida para aeronaves foi fundado o Grupo de Conversão Eletromecânica de Energia da Universidade de Juiz de Fora (GCEME UFJF). Este grupo interdisciplinar formado por discentes e docentes das faculdades de engenharia da UFJF montou uma bancada de testes para o estudo da propulsão híbrido-elétrica para aeronaves, adotando a topologia em série. Este projeto culminou também na construção do LAPHE - Laboratório de Propulsão Híbrido-Elétrica.

O banco de ensaios consiste em uma microturbina a gás de 30 kW, modelo Capstone C30, conversores eletrônicos, um banco de baterias, um motor elétrico e uma hélice acoplada ao motor elétrico, além dos sistemas auxiliares de monitoramento e controle. Um esquema simplificado está representado na Figura 4

Trabalhos desenvolvidos pelos membros da equipe técnica do GCEME serviram como base para o desenvolvimento da bancada, podendo-se destacar o trabalho de Maldonado (2010) no qual descreve o desenvolvimento de uma metodologia para a obtenção de modelos matemáticos paramétricos de microturbinas a gás, em operação paralela à rede.

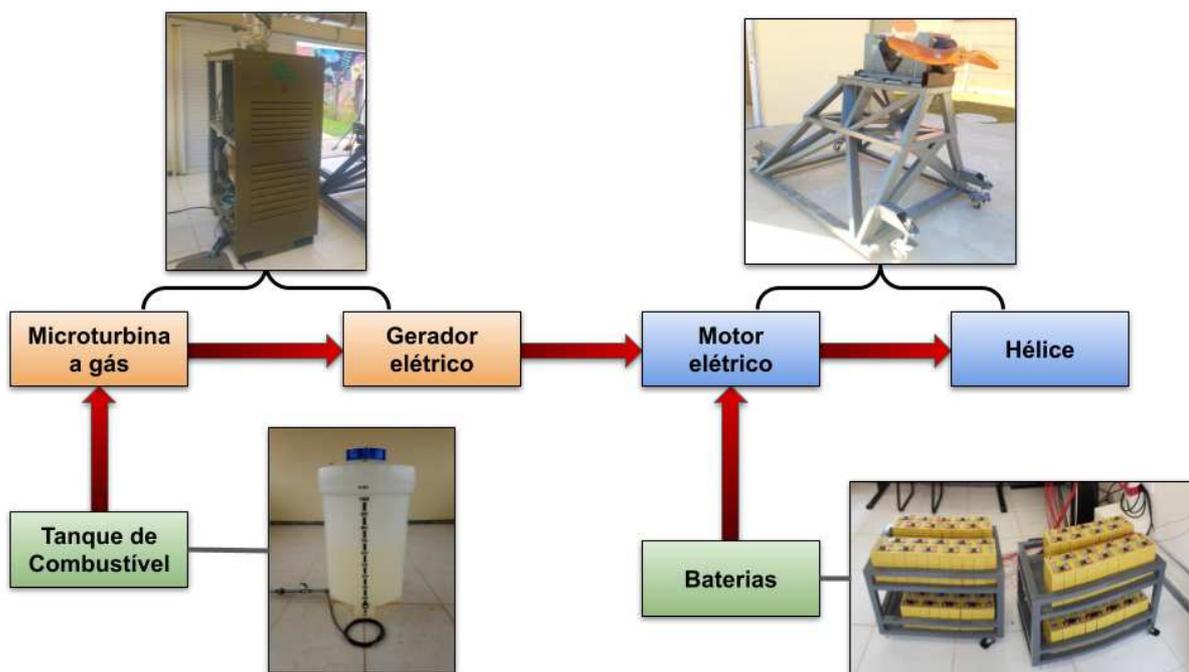


Figura 4 – Esquema simplificado do banco de testes de propulsão híbrida desenvolvido pelo GCEME. Fonte: Autor

Tais modelos foram obtidos e validados na bancada de testes do Laboratório de Turbinas a Gás da Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) composta por uma microturbina Capstone modelo C30 (30 kW).

Destaca-se também o trabalho de Machado (2019), desenvolve um estudo termoeconômico da propulsão híbrida para aeronaves a partir do estudo de caso da bancada em desenvolvimento pelo GCEME, inicialmente partindo de um modelo preliminar do sistema obtido através dos balanços de energia e exergia em cada componente. Posteriormente, é determinado o grau de hibridação ótima para cada ponto de um plano de vôo e em seguida uma comparação do sistema híbrido com seus equivalentes a combustão e elétricos.

E diretamente ligado ao presente estudo, destaca-se o trabalho de Vieira (2019), no qual se apresenta uma alternativa de controle de injeção de combustível para microturbina a gás Capstone C30 utilizando combustível líquido. Para o desenvolvimento dessa alternativa, foi desenvolvido um código para simulação da microturbina em linguagem gráfica Simulink® partindo de modelos simplificados e baseados em dados experimentais.

2.1.2 Modelo termodinâmico em simplificado da Microturbina Capstone C30

O modelo proposto pela aluna Ariele T. Ferraz, da Faculdade de Engenharia da UFJF, e ajustado por Vieira (2019) para descrever o comportamento termodinâmico da microturbina pode ser visto no Anexo A. Este modelo é composto por 5 principais blocos que representam os componentes da microturbina, sendo eles:

1. compressor,
2. trocador de calor (recuperador),
3. câmara de combustão,
4. turbina,
5. gerador elétrico.

Devido o enfoque do presente trabalho ser o desenvolvimento de um código detalhado do recuperador para a simulação, somente o bloco correspondente ao recuperador será explorado.

O código gráfico em blocos para o recuperador de calor da MTG baseado no modelo simplificado pode ser visto no Anexo A. Este modelo é constituído de 4 blocos de equações que calculam as temperaturas de saída e a queda de pressão para cada fluido que escoar no interior do recuperador. Sendo um modelo simplificado, algumas considerações acabam por comprometer a precisão dos dados obtidos para diferentes faixas de operação. Pode-se citar:

1. não é considerada a efetividade do recuperador, mas sim uma eficiência fixa, independente do regime de operação;
2. o calor específico a pressão constante dos fluidos não variam com a temperatura dos fluidos, nem levam em conta a composição químicas dos mesmos;
3. a queda de pressão é obtida através de uma formulação que não leva em consideração as particularidades da geometria interna do trocador.

Estas simplificações comprometem a simulação do recuperador, pois como será abordado nos capítulos subsequentes, existe uma correlação entre as propriedades dos fluidos e as temperaturas bem como entre as características geométricas do recuperador e as características do escoamento do fluido no interior do recuperador. Estas correlações implicam diretamente nos resultados de efetividade e queda de pressão no recuperador, isto é, influenciam diretamente nos valores das temperaturas e pressões de saída do recuperador e conseqüentemente na eficiência da microturbina.

Estudos acerca da modelagem dos fluidos envolvidos no funcionamento de turbinas a gás evidenciaram que não observação da variação das propriedades dos fluidos possuem impactos significativos nos cálculos de performance e emissões das mesmas (KYPRIANIDIS et al., 2009a; KYPRIANIDIS et al., 2009b; KYPRIANIDIS et al., 2011).

2.2 MICROTURBINAS A GÁS COM RECUPERAÇÃO

A fim de atender as demandas de energia de pequena potência como por exemplo em localidades de difícil acesso onde o atendimento pela rede geral é dificultada, ou mesmo nos casos onde o fornecimento deve ser ininterruptos, o conceito de geração distribuída vem ganhando destaque.

A geração distribuída designa a energia gerada próxima da unidade de consumo, ou seja, a energia elétrica é gerada in loco para atender a demanda específica da unidade consumidora. Os equipamentos mais utilizados para este fim são o motor a diesel e a microturbina, sendo que atualmente as microturbinas tem ganhado espaço devido ao sistema compacto e da menor manutenção quando comparado aos motores diesel gerando a mesma potência (SHAH, 2005).

As microturbinas possuem o mesmo esquema de uma turbina a gás convencional, divergindo apenas no tamanho e forma de seus componentes. Porém, vale destacar que comparada a uma turbina convencional, as MTGs possuem uma eficiência baixa, sendo ela em torno de 20% para uma microturbina sem recuperação de calor e entre 25 e 30% para os equipamentos com recuperação (MELO, 2010).

Nas turbinas recuperadas, o calor dos gases de combustão que antes seria rejeitado para o ambiente é utilizado para aumentar a temperatura do ar antes da câmara de combustão. Isto se reflete em um menor consumo, maior eficiência e conseqüentemente, menor emissão de poluentes (MELO, 2010). Esta recuperação pode ser feita utilizando um trocador de calor do tipo regenerador ou do tipo recuperador.

A Figura 5 demonstra o esquema geral de uma microturbina com regeneração a partir de um recuperador de calor.

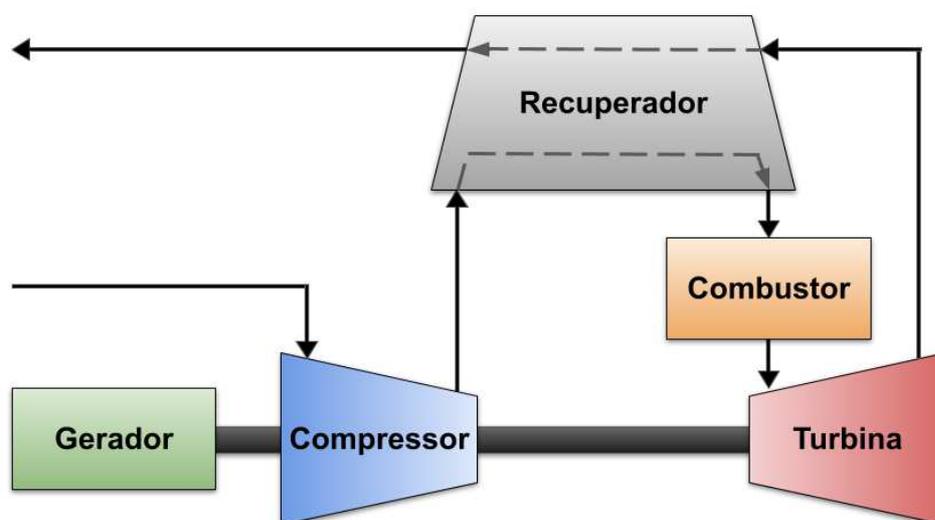


Figura 5 – Esquema geral de uma microturbina com recuperação através de um recuperador de calor. Fonte: Autor.

Dois parâmetros importantes do trocador de calor que estão diretamente ligados a eficiência da turbina são a efetividade e a queda de pressão no trocador. No caso de microturbinas, os trocadores de calor aplicados como recuperadores devem ser projetados para um compromisso ótimo entre efetividade e queda de pressão utilizando equipamentos compactos (XIAO et al., 2017). Para o aumento da efetividade, uma das estratégias é utilizar maiores áreas de transferência. Porém, este aumento implicam numa maior queda de pressão no recuperador. E esta queda deverá ser compensada com um aumento da pressão de saída do compressor, o que diminui a eficiência da turbina. Tal comportamento pode ser visualizado na Figura 6.

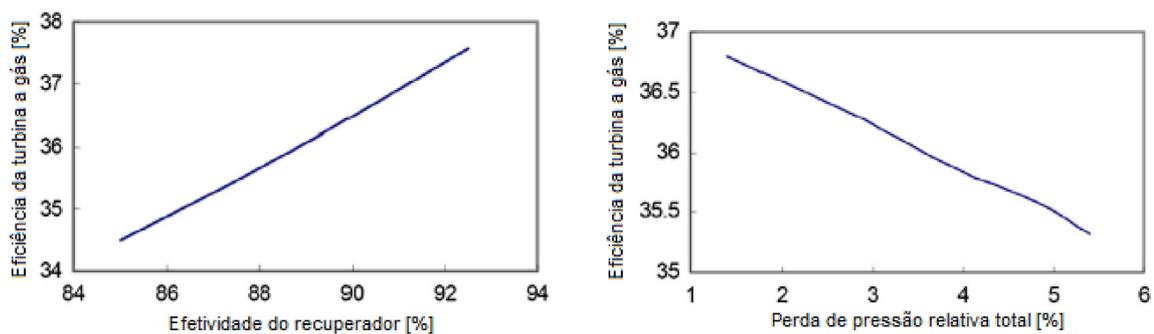


Figura 6 – Variação da eficiência da turbina em função da efetividade do regenerador (esq.) e da queda de pressão relativa total do regenerador (dir.). (KANG; MCKEIRNAN, 2003)

McDonald (2000) aponta em seu trabalho, que os avanços tecnológicos na construção dos recuperadores permitirá alcançar uma eficiência de 50% em uma microturbina com um recuperador com efetividade de 95%. Ele também destaca, que um recuperador eficiente e de baixo custo para uma microturbina deve ser do tipo superfície primária, altamente compactos e apresentarem características térmicas e de escoamento otimizadas.

Myakishev et al. (2020) em seu artigo de revisão sobre o atual estado das pesquisas em microtubinas destaca a nível mundial os estudos conduzidos pela Capstone Corporation, pelo Intituto de Engenharia Termofísica da Academia Chinesa de Ciência e pela Universidade de Inha na Coreia do Sul.

2.2.1 Desenvolvimento histórico dos recuperadores de calor de superfície primária para microturbinas

Em seu trabalho, McDonald (1972) apresentava os avanços e desafios no desenvolvimento de recuperadores para turbinas a gás. Os trocadores tubulares convencionais, regeneradores rotativos e de placas atendiam as demandas da época, porém eram pouco implementados devido a baixa confiabilidade, alto custo de produção e aquisição, e ta-

manho. Recuperadores compactos ficavam restritos a aplicações militares e não eram economicamente atrativos para indústria em geral.

No final dos anos 60, a Caterpillar Tractor Co. iniciou o desenvolvimento de recuperadores de superfície primária em conjunto com o desenvolvimento de sua linha de turbinas industriais (PARSONS, 1985). O primeiro recuperador de superfície primária fruto do desenvolvimento da Caterpillar era constituído por núcleos (*cores*) com 466 células de ar (placas) cada.

As primeiras turbinas a receberem o recuperador de superfície primária foram os modelos T-450, T-700 e T-1200 em 1970. A turbina 5650 recuperada começou a ser produzida em 1975 utilizava um recuperador dois núcleos (PARSONS, 1985). Com a compra da Solar Turbines em 1981, os recuperadores de superfície primária foram implementados nas turbinas da linha Saturn e Centaur (WARD; HOLMAN, 1992). A linha Saturn utilizava um recuperador de um núcleo enquanto o da Centaur possuía 3 núcleos (PARSONS, 1985).

O período entre 1975 e 1985 houve um período de desenvolvimento intenso dos recuperadores (MCDONALD; WILSON, 1996). As horas de operação das turbinas da linha 5650, Saturn e Centaur forneceram uma base sólida acerca das vantagens dos recuperadores de superfície primária. Assim, a Solar Turbines iniciou o desenvolvimento de um recuperador para a turbina Lycoming (Honeywell) AGT1500 utilizada no tanque de batalha M1/M1A1 Abrams (MCDONALD; WILSON, 1996; WARD; HOLMAN, 1992), que integrava o exército estadunidense desde 1980. O recuperador desenvolvido para essa turbina, devido requisitos de projeto do M1, deveria possuir um perfil anular.

Desenvolveu-se então um recuperador de perfil anular e constituído por placas onduladas, com escoamento contracorrente. Este trocador apresentava uma alta efetividade e queda de pressão relativamente baixas, e acumulou mais de 6 milhões de horas de operação, estando presente em mais de 10 mil turbinas produzidas (KADAMBI; ETEMAD; RUSSO, 1992). A diminuição de consumo aliada ao ganho de potência, baixo custo para fabricação em massa e área de transferência de calor elevada para um pequeno volume, evidenciaram a aplicabilidade deste modelo de trocador para aplicações veiculares de turbinas a gás (MCDONALD; WILSON, 1996).

Durante o desenvolvimento da microturbina C30, a Capstone adotou inicialmente um recuperador cujo processo de fabricação principal era a brasagem (TREECE; VESSA; MCKEIRNAN, 2002), que possuía um custo elevado de fabricação e baixa confiabilidade. Desta forma, entre 1995 e 2001 a empresa optou por adquirir recuperadores desenvolvidos e fabricados pela Solar Turbines, fabricados em aço inoxidável e com montagem totalmente soldada.

A partir de 2001 a Capstone obteve uma licença para produzir o recuperador

desenvolvido pela Solar Turbines, implementando um processo produção e montagem automatizado a fim de diminuir custos e aumentar a produção e qualidade. Treece, Vessa e McKeirnan (2002) ressalta que durante todo o desenvolvimento, produção e utilização das C30, não houve nenhuma falha do recuperador.

Posteriormente, com a base e experiência obtida na produção dos recuperadores para suas microturbinas C30 e C65 que compartilhavam o mesmo recuperador, a Capstone desenvolveu um recuperador próprio para o uso em sua microturbina de 200kW (KANG; JR., 2006; CAPSTONE, 2008).

2.3 MICROTURBINA CAPSTONE C30

A Microturbina Capstone C30 é uma microturbina multicomcombustível com regeneração por recuperador de calor que gera 30 kW de potência com uma eficiência de 26% em condições de operação ISO, utilizando gás natural. Esta turbina possui alta confiabilidade e baixo nível de emissões (CAPSTONE, 2019). Um esquema desta microturbina evidenciando seus componentes pode ser visto na Figura 7

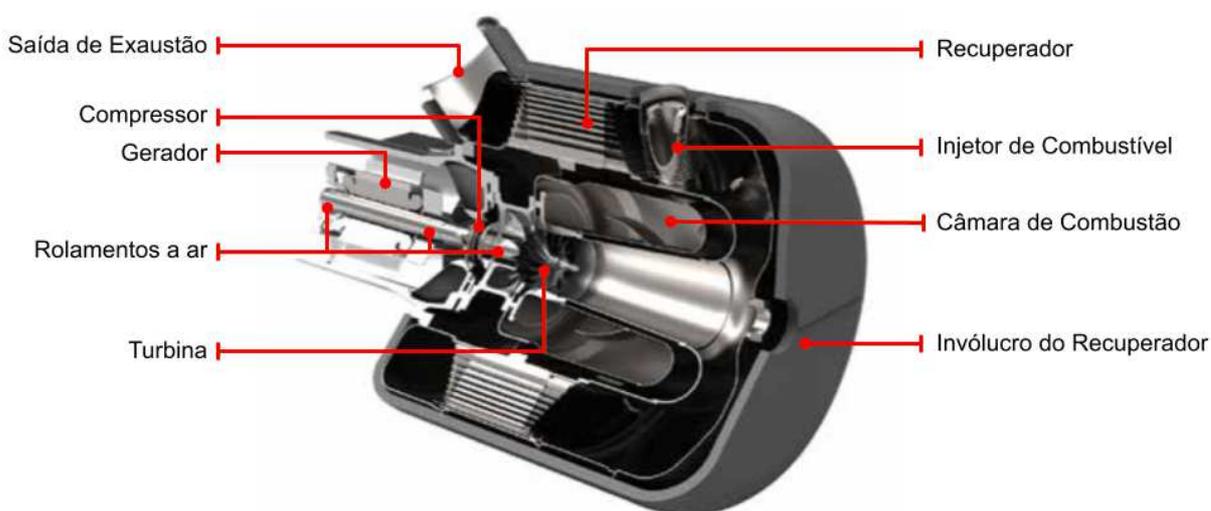


Figura 7 – Componentes de uma microturbina Capstone C30. Fonte: Capstone (2019), adaptado

A microturbina possui um compressor centrífugo e uma turbina radial de simples estágio, montados sobre um eixo simples no qual está acoplado um gerador de ímã permanente de alta rotação. A combustão ocorre em uma câmara de combustão anular e a energia térmica dos gases de combustão é recuperada para o ar de admissão a partir de um recuperador anular contracorrente. Rolamentos a ar são empregados no eixo, que dispensam lubrificantes e fluidos refrigerantes (CAPSTONE, 2019).

O escoamento na microturbina pode ser verificado na Figura 9. O ar admitido entra paralelamente ao eixo e no entorno do gerador, o que auxilia na refrigeração do mesmo. Em seguida, o ar é comprimido no compressor centrífugo e entra no circuito de escoamento do fluido frio do recuperador, no qual terá sua temperatura aumentada devido a troca de calor com os gases de combustão. O ar pré aquecido sai do recuperador e entra na câmara de combustão anular, onde é feita a queima da mistura ar-combustível. Os gases resultantes da queima escoam então para a turbina, na qual sua expansão se converte em potência de eixo a ser utilizada pelo gerador e compressor. Após a expansão, os gases entram no circuito de fluido quente do recuperador, onde são resfriados pela troca de calor com o ar do circuito frio. Em seguida, os gases seguem para a exaustão onde são descarregados no ambiente, ou em um sistema de reaproveitamento térmico externo.

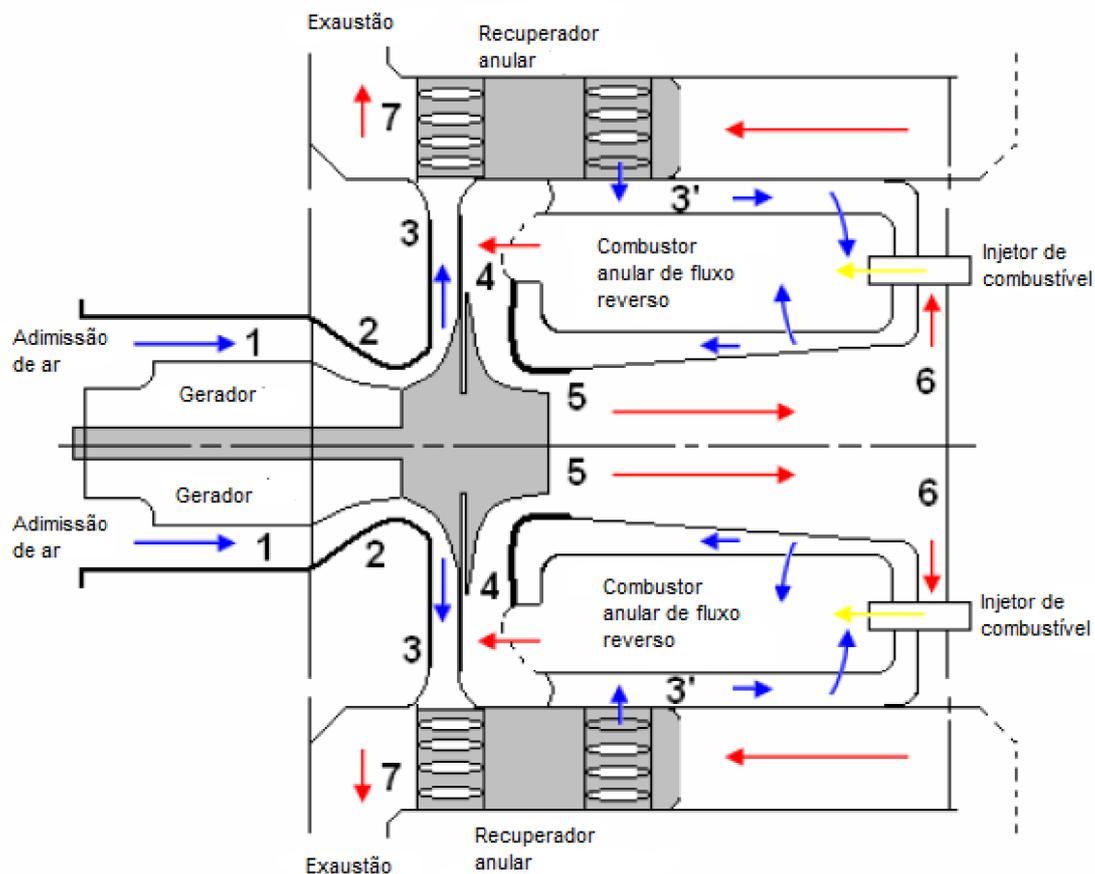


Figura 8 – Sentidos de escoamento dos fluidos em uma microturbina Capstone C30. Fonte: Justice (2007)

Os pontos notáveis da turbina, utilizados na nomenclatura do presente trabalho e do trabalhos de Vieira (2019) podem ser vistos na Figura 9.

- Ponto 1: Entrada de ar no compressor.
- Ponto 2: Saída de ar do compressor e entrada no circuito de fluido frio do recuperador.

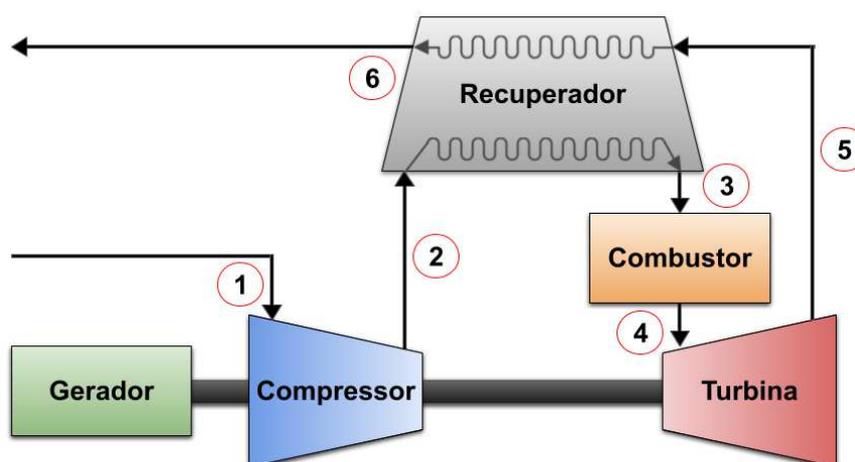


Figura 9 – Esquema simplificado de uma microturbina com regeneração com destaque aos pontos principais. Fonte: Autor

- Ponto 3: Saída de ar do circuito de fluido frio do recuperador e entrada na câmara de combustão.
- Ponto 4: Saída dos gases de combustão do combustor e entrada na turbina.
- Ponto 5: Saída dos gases de combustão da turbina e entrada no circuito de fluido quente do recuperador.
- Ponto 6: Saída dos gases de combustão do circuito de fluido quente do recuperador e descarga dos gases para o ambiente.

O recuperador de calor, objeto de estudo do presente trabalho será detalhado na Seção 3.2.

2.4 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são equipamentos nos quais ocorre a troca de calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas (INCROPERA et al., 2014).

2.4.1 Classificação de trocadores de calor

Kakac, Liu e Pramuanjaroenkij (2012) classificam inicialmente os trocadores de calor em recuperadores ou regeneradores. Nos recuperadores, ou trocadores de calor convencionais o fluido frio recupera parte do calor, isto é, ocorre a transferência de calor do fluido quente para o fluido frio através de uma parede ou por contato direto. Já nos regeneradores, ou trocadores de calor de armazenamento, os fluidos se alternam no escoamento em uma matriz: durante o escoamento do fluido quente a matriz absorve e

armazena o calor, e durante o escoamento do fluido frio esse calor armazenado é transferido para o fluxo de fluido frio. Essa diferenciação caracteriza os ciclos como recuperativos quando adotando um recuperador, ou regenerativo quando utilizando um regenerador (MCDONALD; WILSON, 1996).

No presente trabalho, o termo trocadores de calor será utilizado para os convencionais (recuperadores), sendo explicitado quando referir-se aos regeneradores.

Segundo Thulukkanam (2013), os trocadores de calor de aplicação industrial são classificados de acordo com:

- Construção;
- Processo de transferência;
- Grau de compactação;
- Sentido e direção do escoamento;
- Numero de passes;
- Fase dos fluidos;
- Mecanismos de transferência de calor.

Segundo a construção, podem ser principalmente classificados em tipo tubular, de placa plana, ou regeneradores.

O trocador de calor de construção tubular consiste basicamente em uma matriz tubular (ou um único tubo) envolta por um casco. Um fluido esco internamente a matriz, enquanto o outro fluido esco externamente no interior do casco. Durante a operação deste tipo de trocador não ocorre a alternância dos fluidos interno e externo (THULUKKANAM, 2013).

A construção do tipo placas planas tem por característica ser constituída por diversas placas de material de boa condutividade térmica sobrepostas. O escoamento dos fluidos se dá no espaço formado entre duas placas vizinhas, sendo sempre um lado da placa exposto ao fluido frio e o outro ao fluido quente (KAKAC; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012). Estas placas podem possuir superfícies estendidas de forma a aumentar a área de transferência de calor. Assim como nos tipos tubulares, não há alternância entre os fluidos para um mesmo canal.

Existem ainda os trocadores de calor de superfície primária que consistem em uma construção semelhante ao de placas planas, composto por chapas finas de metal estampada (MCDONALD, 2000) em perfis visando o aumento da área de troca térmica. Estes trocadores de calor serão abordados com maiores detalhes na Subseção 2.4.2.

Os regeneradores conforme já citado, trabalham de forma periódica e alternada diferentemente dos trocadores de calor convencionais. Para que haja a alternância no escoamento, estes equipamentos contam com partes móveis em sua construção. Basicamente, consistem em uma matriz na qual ambos os fluidos escoam pelos mesmos canais de forma alternada, podendo esta ser fixa ou rotativa (THULUKKANAM, 2013). A Figura 10 apresenta o esquema de um regenerador de matriz rotativa (a) e fixa (b).

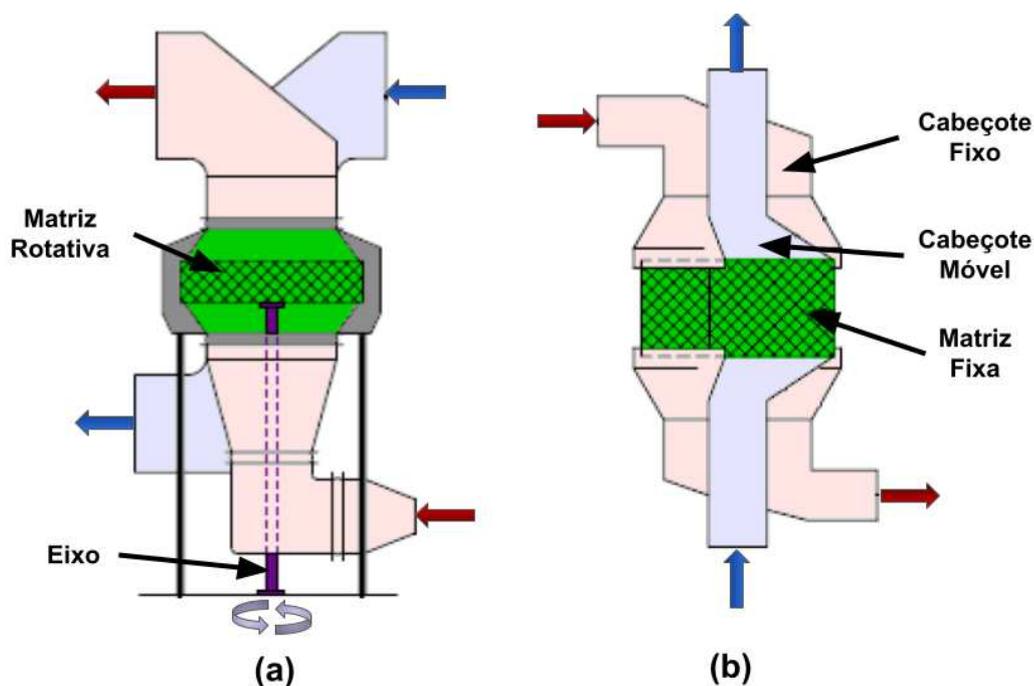


Figura 10 – Esquema de um trocador de calor regenerador de matriz rotativa (a) e fixa (b). Fonte: Thulukkanam (2013), modificado.

De acordo com o processo de transferência de calor podem ser de contato indireto ou direto. No contato indireto os fluidos encontram-se separados por uma parede ou escoam de maneira alternada nos canais. Já o de contato direto não há divisão entre os fluidos no interior do trocador de calor.

Os trocadores de calor compactos por sua vez se caracterizam por uma alta densidade de superfície (razão entre área de troca térmica e volume do trocador de calor) (HESSELGREAVES, 2001). O valor desta densidade para considerar um trocador de calor compacto varia de acordo com a fase dos fluidos e do mecanismo de transferência presentes, sendo estes valores limite descritos em Shah e Sekulic (2003).

Em relação ao sentido do escoamento, os trocadores de calor podem ser de fluxo paralelo, contracorrente ou cruzado. No escoamento em paralelo ambos os fluidos possuem o mesmo sentido e direção de escoamento no trocador. No trocador contracorrente os fluidos possuem mesma direção no escoamento, porém sentidos opostos. Já no trocador cruzado os fluidos possuem direções diferentes. Os trocadores de escoamento do fluido em um trocador cruzado pode ser do tipo não-misturado, quando seu escoamento é impedido

em alguma direção diferente da principal, e misturado caso contrario (INCROPERA et al., 2014).

Em relação a fase dos fluidos o trocador pode ser classificado como gás-gás, gás-líquido, e líquido-líquido. Os mecanismos de transferência de calor podem ser classificados como convecção sem mudança de fase, convecção com mudança de fase, ou convecção com radiação (THULUKKANAM, 2013).

2.4.2 Trocadores de calor de superfície primária

Os trocadores de calor de superfície primária consistem basicamente em equipamentos os quais a superfície de interface entre os fluidos é fabricada a partir de uma chapa fina de metal estampada de forma a aumentar sua área. Estas são então dobradas, brasadas ou mesmo soldadas entre si de forma a separar o escoamento dos fluidos.

Existem três principais de recuperadores de superfície (XIAO et al., 2017) primária, o corrugado-cruzado (*cross-corrugated*, CC), o corrugado-ondulado (*corrugated-undulated*, CU) e o onda cruzada (*cross-wavy*, CW). Um esquema dessas superfícies pode ser visualizado na Figura 11.

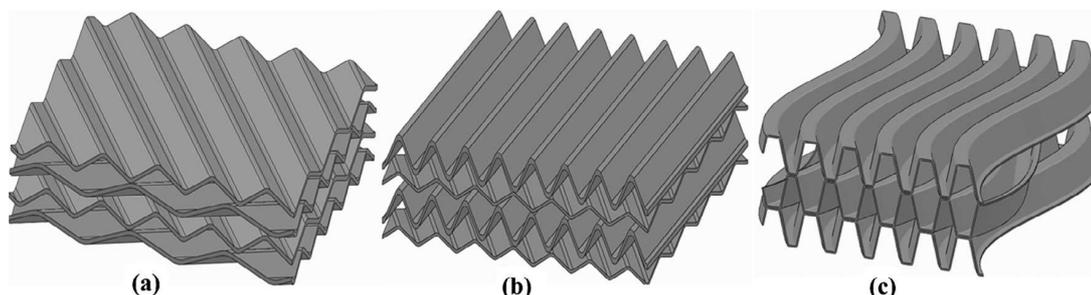


Figura 11 – Esquema das superfícies primárias (a) corrugado-cruzado (CC); (b) corrugado-ondulado (CU); e (c) onda cruzada (CW). Fonte: Xiao et al. (2017)

A superfície CW pode ainda ser dividida em trapezoidal (UTRIAINEN; SUNDÉN, 2000) e ondulada (UTRIAINEN; SUNDÉN, 2002). Na trapezoidal o seção transversal é formada por linhas retas, enquanto a ondulada possui um perfil arredondado. Tais características podem ser vistas na Figura 12.

Os trocadores de calor de superfície primária possuem vantagens construtivas em relação aos demais tipos de trocador de calor:

- Máxima efetividade, devido a inexistência de superfícies estendidas (MCDONALD, 2003)
- Seu processo produtivo pode ser facilmente automatizado, com o mínimo de trabalho humano, diminuindo assim os custos de fabricação (MCDONALD, 2000).

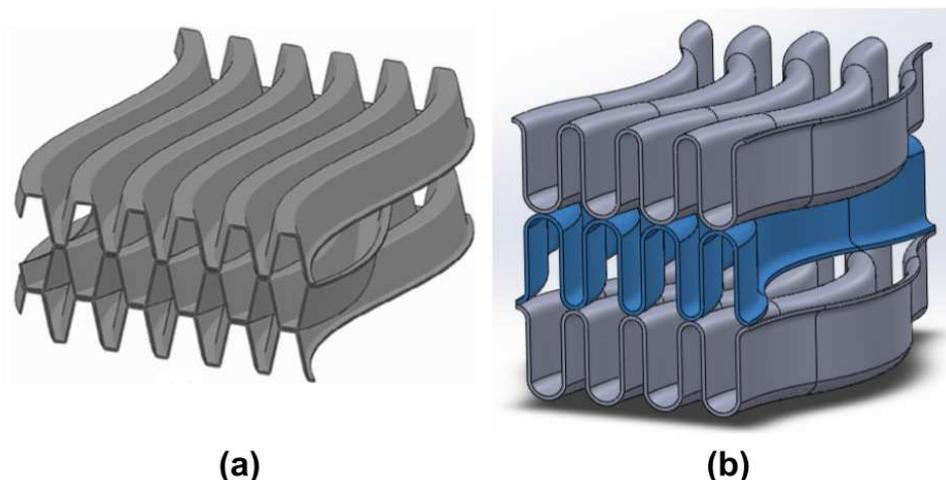


Figura 12 – Superfície de onda cruzada (CW) com dutos trapezoidais (a) e dutos ondulados (b). Fonte: Autor, adaptado de Xiao et al. (2017)

- Alta densidade de superfície, isto é, a razão entre área de transferência e volume (XIAO et al., 2017).

Apesar da possibilidade de automação na produção, ainda se apresenta como um desafio o alto custo de fabricação devido a necessidade de muitas chapas. Esta característica aumenta ainda a chance de falhas devido a vazamentos nas fixações e deformação nas chapas devido a pressão de trabalho. No entanto, muitas fabricantes de microturbinas vêm adotando recuperadores de superfície primária (XIAO et al., 2017).

Através de simulações e otimizações, recuperadores com efetividade em torno de 90% com queda de pressão relativa total inferior a 5% vêm sendo desenvolvidos (KANG; MCKEIRNAN, 2003), e em operação contínua alguns modelos tem apresentado alta confiabilidade durante centenas de milhares de ciclos e milhões de horas de operação (TREECE; VESSA; MCKEIRNAN, 2002).

2.5 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE TROCADORES DE CALOR DE SUPERFÍCIE PRIMÁRIA

A simulação numérica se apresenta como uma ferramenta indispensável no desenvolvimento atual de trocadores recuperadores. Através dela é possível prever e analisar o comportamento de um trocador de calor, efetuar os ajustes necessários e até mesmo otimizar o equipamento sem a necessidade de prototipagem e testes.

Utriainen e Sundén (2000) conduz um estudo numérico tridimensional em fluido dinâmica computacional (CFD) para avaliar a performance térmica e hidráulica de superfícies primárias do tipo onda cruzada com dutos trapezoidais (*trapezoidal cross wavy, TCW*), avaliando o número de Nusselt e o produto entre o número de Reynolds e fator de

atrito para diferentes configurações geométricas dos dutos, assumindo escoamento laminar ($Re < 2250$).

Utriainen e Sundén (2002) conduz também, um estudo em CFD para determinar os número de Nusselt e o produto entre o número de Reynolds e fator de atrito para avaliar a performance térmica e hidráulica de superfícies primárias do tipo onda cruzada com dutos ondulados, para diferentes configurações de geometria, para numeros de Reynolds menores que 1500.

Kang e McKeirnan (2003) utilizaram-se de uma abordagem analítica, e posterior simulação numérica em CFD para o projeto de um recuperador para uma microturbina de 200kW desenvolvida pela Capstone (CAPSTONE, 2008). O modelo analítico utilizado envolveu a abordagem efetividade-NTU para trocadores contra-corrente e a queda de pressão, e a simulação CFD foi utilizada para otimizar a geometria (Figura 13). Como resultado, os testes em bancada do recuperador apontaram efetividade de 90% e queda de pressão relativa total de menos de 2,5%.

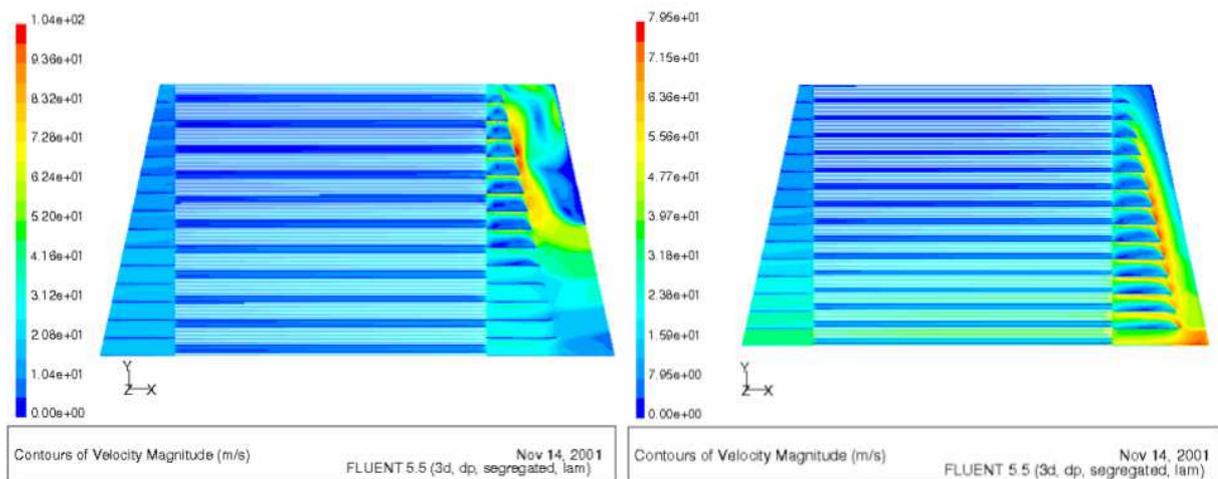


Figura 13 – Estudos de otimização da geometria dos canais de entrada de fluido conduzidos por Kang e McKeirnan (2003), avaliando a distribuição das velocidades dos fluidos. Fonte: Capstone (2008)

Justice (2007) em sua tese apresenta a modelagem e simulação um sistema híbrido de geração de híbrida de 250 kW, composto por uma microturbina de acoplada com uma célula de combustível, em Simulink[®]. A microturbina do sistema foi modelada e validada separadamente, tendo entre seus componentes um recuperador de calor anular de superfície primária (*Primary Surface Recuperator*, PSR) com uma geometria trapezoidal e dutos paralelos, como pode ser visto na Figura 14.

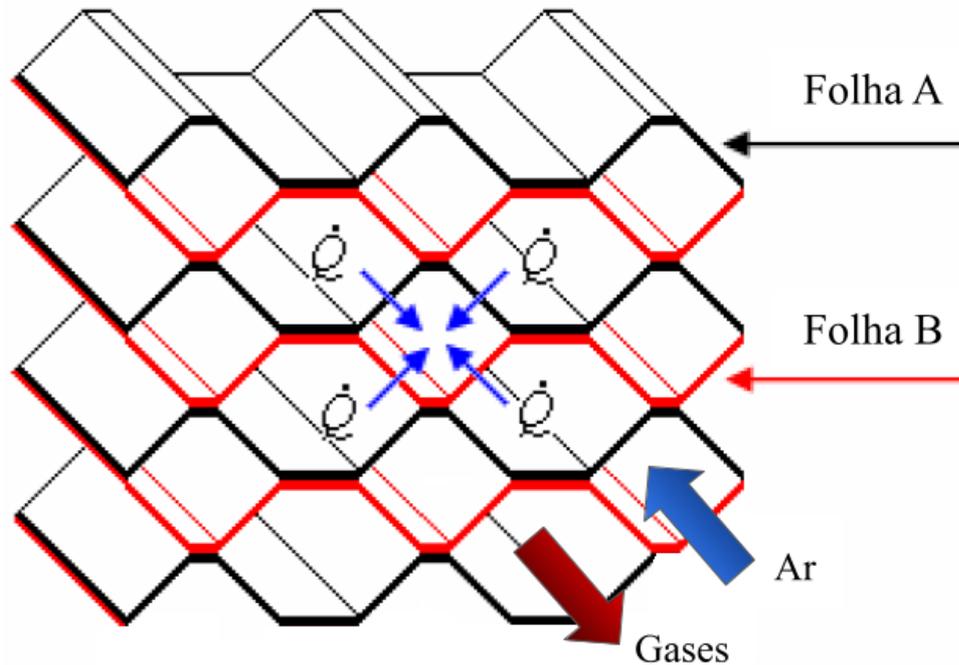


Figura 14 – Recuperador de uma microturbina a gás aplicada em um sistema de geração híbrido com célula de combustível. Fonte: Justice (2007), modificado.

Melo (2010) em sua tese, apresenta uma análise paramétrica e econômica de um recuperador de calor para turbinas a gás, com base no estudo de caso de um recuperador de uma microturbina de 600kW utilizando gás natural e syngás, e posteriormente otimizar o recuperador através de estudos de CFD.

Cai, Huai e Xi (2018) em seu trabalho desenvolve um modelo computacional para a otimização de um recuperador anular de superfície primária, com perfil de onda cruzada (*cross wavy primary surface, CWPS*), utilizando algoritmos genéticos. Em seguida aplica a ferramenta para um estudo de caso de uma microturbina de 300kW.

2.6 ANÁLISE DA DESTRUIÇÃO DA EXERGIA EM TROCADORES DE CALOR

Kotas (1980) define a exergia para um fluxo de matéria como o trabalho máximo que seria possível obter levando o fluxo de seu estado inicial ao estado morto através de um processo reversível. O estado morto é então definido como a condição de equilíbrio térmico, mecânico e químico com o ambiente. A exergia pode ser determinada a partir das variações de entropia e entalpia que ocorrem no processo em análise (BEJAN, 2002).

A exergia ao contrario da energia em um processo, não se conserva, mas sim se destrói por conta das irreversibilidades. Esta destruição da exergia verificada no processo tem relação direta com a entropia gerada, tendo assim relação com a segunda lei da termodinâmica. Desta forma a destruição da exergia devido às irreversibilidades internas é responsável pelos processos e sistemas apresentarem uma eficiência termodinâmica menor

que a teórica (BEJAN, 2002).

No Capítulo 3 de seu livro, Hesselgreaves (2001) descreve diferentes modelos de análise exergetica de trocadores de calor como parte de um sistema, de acordo com as simplificações e características do escoamento dos trocadores.

(BEJAN, 2002) descreve o método de análise de exergia baseado na minimização da destruição de exergia, que pode ser utilizado para otimizar o desempenho termodinâmico de um sistema segundo suas restrições.

Benito (2012) em sua tese modela e simula a aplicação de nanofluidos em sistemas de refrigeração indireta e determina o valor mínimo para o custo de operação, otimizando a concentração de nanopartículas segundo o método de coeficientes estruturais. Este método avalia o como as irreversibilidades locais alteram as irreversibilidades globais em um sistema.

Em seu artigo, Paniagua et al. (2013) descreve a formulação de um método simplificado para estimar a destruição da exergia em trocadores de calor, a partir de parâmetros que podem, de maneira mais simples, serem estimados ou determinados durante a fase de projeto de um trocador. Em seu método ele levanta três fontes de destruição de exergia (irreversibilidades) em um trocador de calor:

- exergia destruída durante a transferência de calor do fluido quente para o fluido frio;
- exergia destruída devido ao escoamento dos fluidos no trocador;
- exergia devido a transferência de calor entre o trocador de calor e o ambiente.

A eficiência exergetica é a eficiência baseada na segunda lei, sendo definida como a razão entre a exergia dos produtos e a exergia de entrada no processo. Ela oferece uma visão mais refinada do desempenho de um sistema que a eficiência energética baseada na primeira lei, pois atribui pesos diferentes à diferentes fontes de energia, de acordo com o máximo trabalho teórico possível (DINCER; ROSEN, 2007). Desta forma a eficiência exergetica destaca a necessidade da redução das irreversibilidades para o aumento do desempenho.

Tsatsaronis (2007) destaca as diferentes nomenclaturas e símbolos utilizados para análises exergeticas e exergoeconômicas. No presente estudo, a nomenclatura e simbologia utilizada será explicitada na Seção 3.6, bem como suas referências, de forma a não causar conflito com as simbologias adotadas nas demais partes do trabalho.

3 MODELO MATEMÁTICO

3.1 HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS

Algumas hipóteses simplificadoras serão utilizadas na análise do recuperador em questão, a fim de possibilitar a implementação dos modelos adequadamente. Estas idealizações são baseadas nas hipóteses levantadas por Shah e Sekulic (1998). São elas:

1. O recuperador opera em regime permanente, isto é, a vazão dos fluidos e suas temperaturas de entrada e saída não variam com o tempo.
2. O recuperador é adiabático, isto é, as perdas de calor para as vizinhanças são desprezíveis .
3. A troca térmica ocorre apenas no núcleo do recuperador, e não em seus componentes de entrada e saída dos fluidos.
4. Não há geração nem perda de calor no interior do recuperador.
5. A temperatura e a velocidade dos fluidos é uniforme ao longo de qualquer seção transversal.
6. As propriedades dos fluidos são constantes ao longo do trocador, sendo avaliadas a temperatura média entre a entrada e a saída.
7. Os coeficientes de transferência de calor são constantes ao longo do trocador.
8. Os fluidos são distribuídos uniformemente ao longo da área de troca térmica.
9. A vazão dos fluidos é distribuída uniformemente no recuperador, não havendo má distribuição, estratificação ou vazamentos no escoamento, sendo a mesma determinada pela velocidade média na seção transversal do duto em análise.
10. A resistência das paredes à condução é desprezível.
11. Não ocorre transferência de calor no sentido longitudinal do recuperador.
12. As variações na seção transversal não serão consideradas, sendo os cálculos baseados na seção transversal de entrada e saída.
13. Não ocorre dissociação nos produtos da combustão.
14. Os fluidos de trabalho (ar e gases de combustão) apresentam composições simplificadas, adotadas de forma a possibilitar a comparação dos resultados calculados com os dados experimentais.
15. A variação das pressões devido ao aumento das temperaturas e vazões dos fluidos é desprezível quando comparada as pressões de trabalho média do recuperador.

3.2 LEVANTAMENTO DOS DADOS GEOMÉTRICOS

Devido as limitações técnicas e de pessoal para que o recuperador pudesse ser desmontado e as medidas e parâmetros geométricos determinados diretamente, utilizou-se do método indireto obtendo tais dados através de pesquisas envolvendo as patentes publicadas, relatórios técnicos da fabricante e outros trabalhos acadêmicos sobre o equipamento.

3.2.1 Componentes e fabricação do recuperador

Segundo o relatório técnico final de desenvolvimento da microturbina Capstone C200 (CAPSTONE, 2008), as microturbinas Capstone C30 e C65 possuem o mesmo recuperador anular tipo CWPS, que pode ser visto na Figura 15.



Figura 15 – Recuperador anular tipo CWPS das microturbinas Capstone C30 e C65. Fonte: (CAPSTONE, 2008)

O recuperador em questão é composto por 169 células de ar (CAPSTONE, 2008), também chamadas de segmentos de núcleo do recuperador ou RCS, do inglês *Recuperator Core Segment*. Estes seguimentos são formados pelos seguintes componentes, que podem ser visualizados na Figura 16:

- Duas folhas do recuperador, ou HX Foil (do inglês *Heat Exchanger Foil*), que são chapas de aço inoxidável austenítico cromo níquel 347 (CRES 347) com 0,0032 polegadas ($8,128 \times 10^{-2}$ mm) de espessura, estampadas com o perfil ondulatório característico do recuperador CWPS com dutos arredondados. Uma folha do recuperador após a estampagem pode ser vista na Figura 17

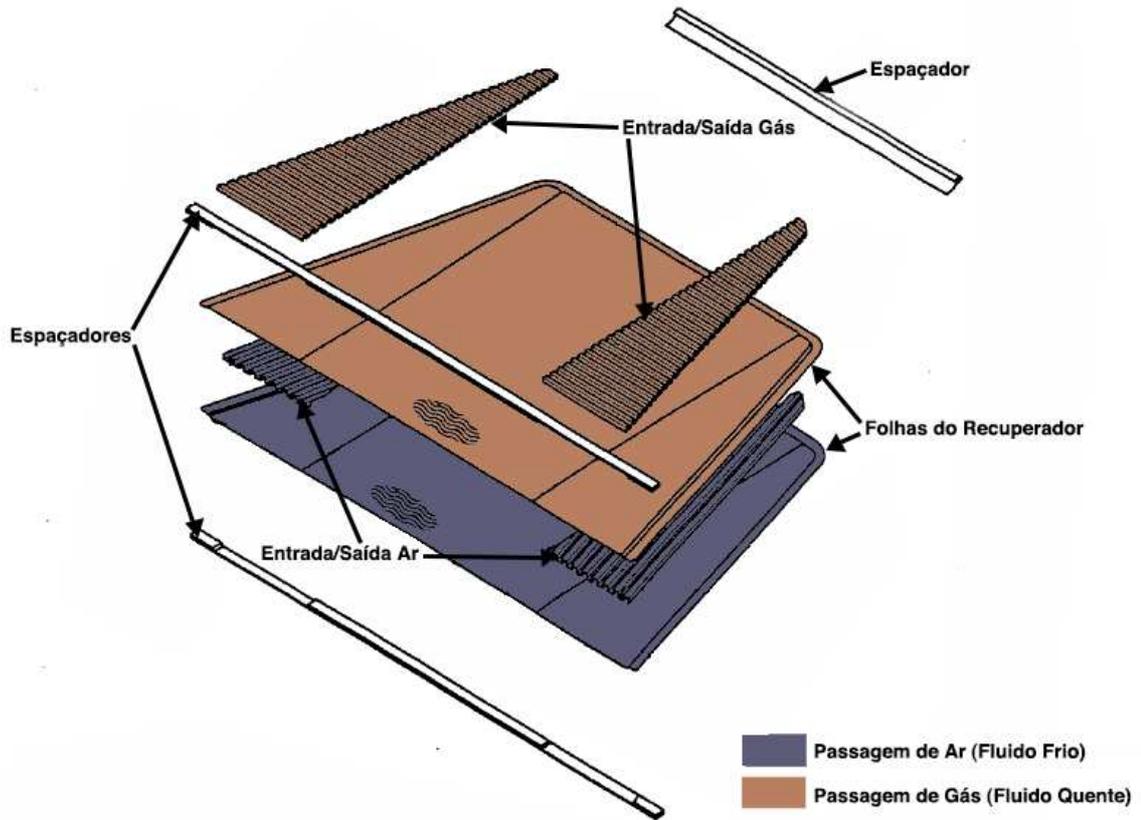


Figura 16 – Vista explodida de uma célula de ar individual que compõe o núcleo do recuperador. Fonte: Adaptado de Kang e Jr. (2006)



Figura 17 – Folha individual do recuperador, após o processo de estampagem. Fonte: Treece, Vessa e McKeirnan (2002).

- Inserções de canais de ar, ou ACI (do inglês *Air Channel Insert*), que são os canais responsáveis pela entrada e saída do fluido frio, o ar no recuperador. Estas peças são fabricadas com chapas de CRES 347, com 0,005 polegadas ($1,270 \times 10^{-2}$ mm) de espessura conformadas com o perfil dos dutos de entrada e saída de ar.
- Inserções de canais de gás, ou GCI (do inglês *Gas Channel Insert*), que são os canais responsáveis pela entrada e saída do fluido quente, o gás no recuperador. Tal qual as ACI, são fabricadas com chapas de CRES 347, com 0,005 polegadas ($1,270 \times 10^{-2}$ mm) de espessura conformadas com o perfil dos dutos de entrada e saída de gás.
- Espaçadores, ou SSS (do inglês *Stiffener Support Spacer*), que possuem a função de reforço estrutural de cada segmento bem como de manter o espaçamento adequado entre os componentes e segmentos do recuperador. São fabricados a partir de um fio de seção retangular, também em CRES 347, com uma seção transversal de 0,250 polegadas de largura por 0,095 polegadas de altura ($6,350 \text{ mm} \times 2,413 \text{ mm}$), conformado de acordo com as medidas necessárias.

O aço inoxidável austenítico cromo níquel 347 (CRES 347), possui excelente resistência a corrosão e a oxidação até 1500° F ($1088,706 \text{ Kelvin}$) (RMP, 2021).

Os componentes são unidos por soldas entre os espaçadores e as folhas do recuperador, de forma a compor um seguimento, ou célula de ar (Figura 18).



Figura 18 – Célula de ar ou segmento do núcleo do recuperador após montagem. Fonte: Treece, Vessa e McKeirnan (2002)

O espaço compreendido entre as duas folhas do recuperador que formam a célula determinam a região de escoamento do ar (fluido frio). As regiões externas que farão interface com os seguimentos vizinhos formam a região de escoamento do gás (fluido quente). Estas regiões de passagem podem ser verificadas na Figura 16.

As células de ar são então soldadas entre si de forma a compor seções do recuperador (Figura 19a) e posteriormente estas são soldadas de forma a concluir a montagem do recuperador (Figura 19b).

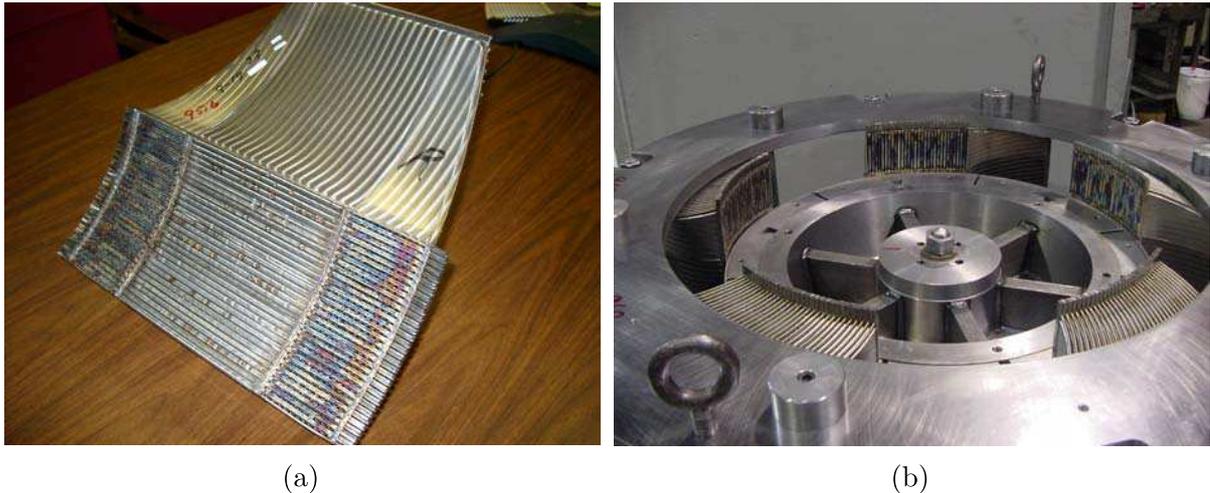


Figura 19 – Seção formada por células de ar para a montagem do recuperador (a) e união das seções para a montagem final do recuperador (b). Fonte: Capstone (2008)

Após a união das seções, o recuperador passa por inspeções dimensionais e testes de vedação. Montado, o recuperador em questão possui uma massa de aproximadamente 29,48 kg e um diâmetro total aproximado de 457,20 mm (TREECE; VESSA; MCKEIRNAN, 2002).

3.2.2 Obtenção dos dados geométricos

Com base nas características construtivas enunciadas no tópico anterior, nas medidas da Tabela 1 apresentadas no trabalho de Cai, Huai e Xi (2018) e com auxílio de um software de CAD, as áreas e medidas de interesse para os cálculos de transferência de calor e queda de pressão apresentadas nas seções seguintes foram determinadas.

Tabela 1 – Dimensões e parâmetros geométricos do recuperador da microturbina Capstone C30. Fonte: Adaptado de Cai, Huai e Xi (2018)

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
A [mm]	35	B [mm]	130	C [mm]	112	D [mm]	5
E [mm]	124	n_{cell}	169	n_{ch}	75	h_{cw} [mm]	2,25
R_c [mm]	0,25	R_h [mm]	0,42	W_c [mm]	0,5	W_h [mm]	0,8
P [mm]	1,5	λ_{ch} [mm]	10	R_w [mm]	4,5	A_w [mm]	1,5

A indicação da referência das medidas da Tabela 1 pode ser verificada na Figura 20 e na Figura 21. O parâmetro n_{cell} se refere ao número de segmentos ou células de ar do recuperador (RCS) enquanto n_{ch} se refere ao número de canais de ar em cada célula.

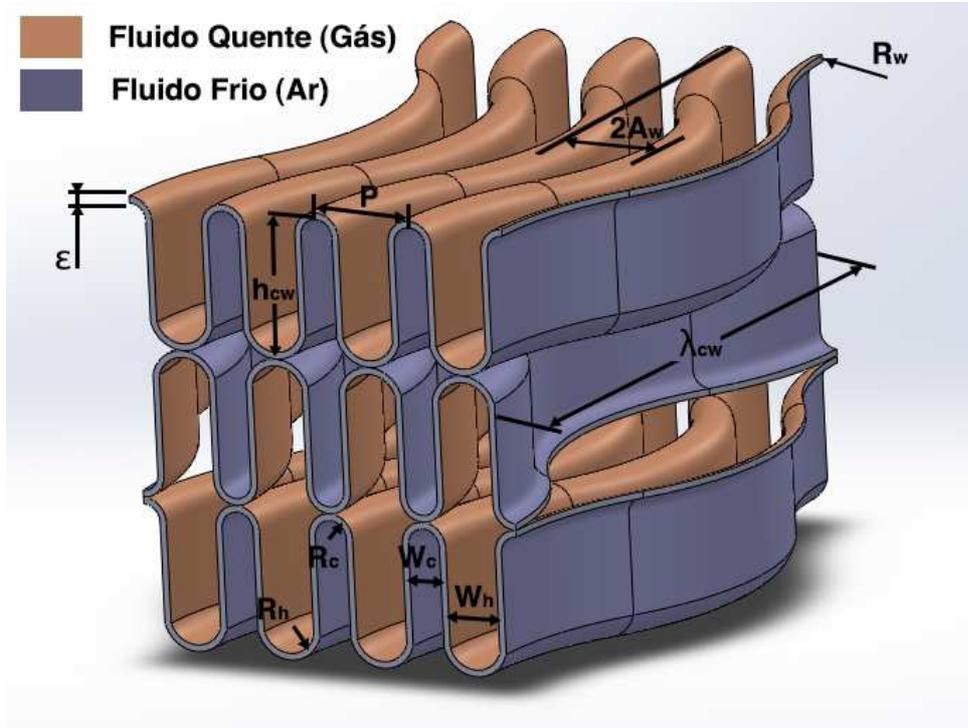


Figura 20 – Parâmetros geométricos de uma seção composta por uma célula de ar individual e a folha adjacente. Fonte: Autor

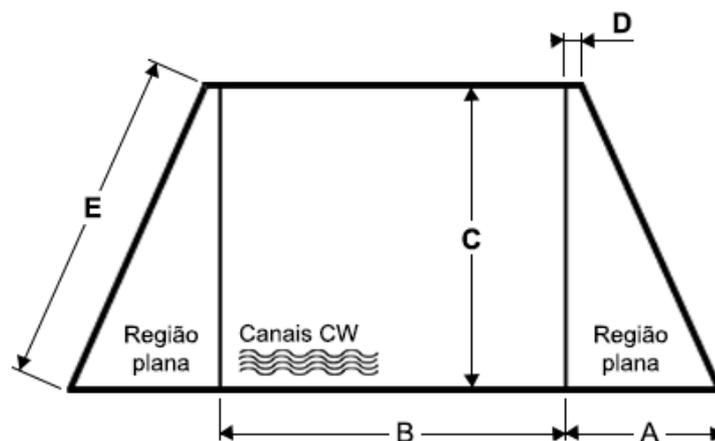


Figura 21 – Parâmetros geométricos de uma folha individual de uma célula de ar. Fonte: Autor

Para determinação da área de transferência de calor considerou-se que a troca térmica ocorre apenas na região estampada com perfil ondulatório das folhas do recuperador. Com o auxílio do software de CAD SOLIDWORKS®, um elemento do canal ondulado foi confeccionado, e a partir da ferramenta de medição, suas áreas foram determinadas.

Dado que:

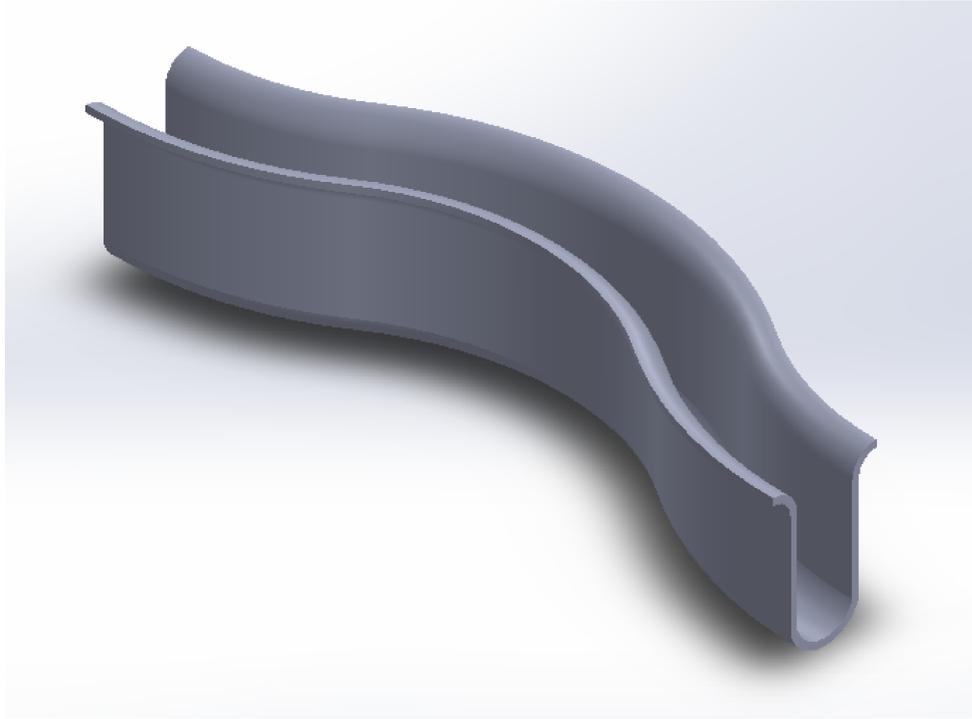


Figura 22 – Elemento individual utilizado no cálculo da área de troca do núcleo do recuperador. Fonte: Autor

- existem no recuperador a mesma quantidade de interfaces de ar e gás, que equivalem a quantidade de células de ar;
- cada célula de ar possui canais que são determinados pelos perfis ondulatórios estampados nas folhas do recuperador;
- o elemento representado na Figura 22 constitui uma oscilação completa do perfil ondulatório;

a área de transferência de calor para cada fluido será dada pela Eq. (3.1),

$$A_{tr} = 2 \times n_{cell} \times n_{ch} \times \frac{B}{\lambda_{ch}} \times A_{elem} \quad (3.1)$$

onde A_{elem} refere-se a área do elemento da Figura 22 para o fluido quente ou frio.

Para os canais CW, a área de seção transversal aproximada para o fluido frio pode ser obtida da Eq. (3.2), enquanto o perímetro molhado aproximado pode ser obtido através da Eq. (3.3), para entrada e saída.

$$A_{sch,c} = W_c(2h_{ch} - W_h) - \pi r_c^2 \quad (3.2)$$

$$Pw_{ch,c} = (W_c + W_h)(\pi - 2) + 4h_{ch} \quad (3.3)$$

Para o fluido quente nos canais CW se utiliza a Eq. (3.4) e a Eq. (3.5), sendo a última equivalente à Eq. (3.3).

$$As_{ch,h} = W_h(2h_{ch} - W_c) - \pi r_h^2 \quad (3.4)$$

$$Pw_{ch,h} = Pw_{ch,c} = (W_c + W_h)(\pi - 2) + 4h_{ch} \quad (3.5)$$

Para os canais de entrada e saída de ar (ACI), considerando que os dutos estampados têm apenas a função de direcionar o escoamento do ar (escoamento não misturado), a área de seção transversal aproximada para o fluido frio pode ser obtida da Eq. (3.6) e o perímetro molhado aproximado pode ser obtido através da Eq. (3.7) para a entrada de ar no ACI de entrada e saída de ar no ACI de saída.

$$As_{c,i} = As_{c,o} = A \times 2h_{ch} \quad (3.6)$$

$$Pw_{c,i} = Pw_{c,o} = 2(A + 2h_{ch}) \quad (3.7)$$

Para a entrada e saída dos GCI de entrada e saída considerando também que os dutos estampados têm apenas a função de direcionar o escoamento do fluido, utiliza-se a Eq. (3.8) para o cálculo da área de seção transversal aproximada a Eq. (3.9) para o cálculo do perímetro molhado aproximado.

$$As_{h,i} = As_{h,o} = C \times 2h_{ch} \quad (3.8)$$

$$Pw_{h,i} = Pw_{h,o} = 2(C + 2h_{ch}) \quad (3.9)$$

Com as áreas de seções e perímetros molhados podemos definir o diâmetro hidráulico nas seções do recuperador conforme a Eq. (3.10)

$$Dh = \frac{4As}{Pw} \quad (3.10)$$

O ângulo de virada do ar β (Figura 23) é o ângulo da mudança de direção do escoamento do ar durante a passagem pelos dutos de entrada ou saída de ar (ACI). Este ângulo é obtido em graus pela Eq. (3.11).

$$\beta = \arctan\left(\frac{A - D}{C}\right) + 90^\circ \quad (3.11)$$

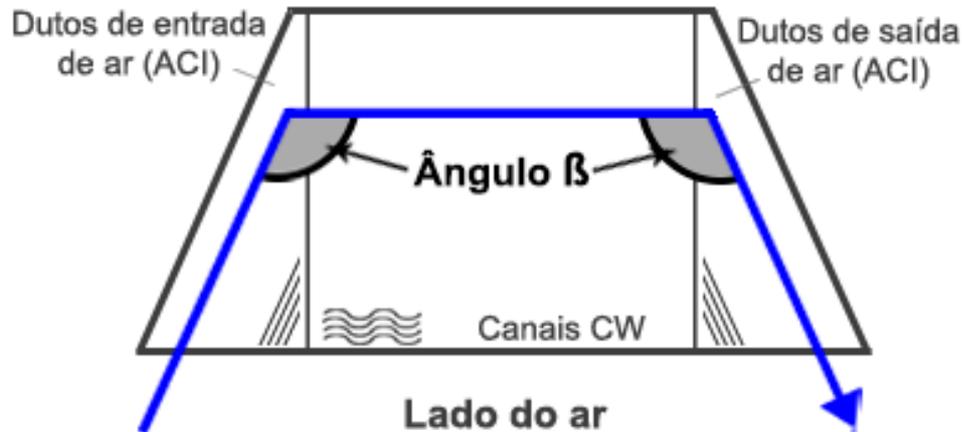


Figura 23 – Representação do ângulo de virada do ar β . Fonte: Autor

3.3 MODELAGEM DAS PROPRIEDADES FÍSICAS DOS FLUIDOS

3.3.1 Densidade

A densidade de uma substância é definida como o quociente entre a massa sobre o volume, como pode-se verificar na Eq. (3.12).

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.12)$$

Considerando a equação de Clausius, também conhecida como equação de estado dos gases perfeitos (Eq. (3.13)), temos que:

$$PV = nRT \quad (3.13)$$

Na qual P é a pressão, V o volume, n é a quantidade de matéria, R a constante particular do gás e T a temperatura absoluta.

A quantidade de matéria é definida como $n = m/M$, sendo m a massa de gás em gramas e M a massa molar do gás em gramas por mol. Substituindo na Eq. (3.13) e isolando o quociente m/V que define densidade obtém-se a Eq. (3.14):

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{PM}{RT} \quad (3.14)$$

sendo $R=8.314462 \text{ m}^3\text{Pa kg}^{-1}\text{Mol}^{-1}$.

Para o cálculo da densidade de uma mistura gasosa de n componentes, deve-se calcular a massa molar da mesma, conforme a Eq. (3.15),

$$M_{mix} = \sum_{i=1}^n M_i x_i \quad (3.15)$$

onde M_n e x_n são, respectivamente, a massa molar e a fração molar de cada componente i da mistura. A massa molar de cada componente pode ser obtida através da soma dos pesos de cada átomo que compõe as moléculas das substâncias puras que compõem a mistura. A massa molar de cada átomo pode ser obtida de tabelas periódicas.

No presente trabalho, o cálculo das massas molares foi baseado nos valores apresentados nos trabalhos de Meija et al. (2016) e IUPAC (2018) para os isótopos mais abundantes de cada átomo, que atualmente definem os valores utilizados pela International Union of Pure and Applied Chemistry (IUPAC) em sua tabela periódica.

Os valores das massas molares das substâncias puras consideradas como componentes básicos do ar e dos gases de combustão em uma turbina a gás segundo Bucker, Span e Wagner (2002) encontram-se na Tabela 2.

Tabela 2 – Massas molares das substâncias puras consideradas como componentes básicos do ar e dos gases de combustão segundo Bucker, Span e Wagner (2002)

Substância	Composição	Massa molar (g/mol)
Nitrogênio	N_2	28.014
Oxigênio	O_2	31.998
Argônio	Ar	39.950
Neônio	Ne	20.180
Água	H_2O	18.015
Dióxido de Carbono	CO_2	44.009
Monóxido de Carbono	CO	28.010
Dióxido de Enxofre	SO_2	64.058

3.3.2 Condutibilidade e Viscosidade

Para modelagem da condutividade e da viscosidade o presente trabalho utilizou-se do modelo apresentado por Matos (1998) em seu relatório técnico no qual calcula e apresenta expressões e coeficientes de regressão para o cálculo de propriedades termo-físicas de diferentes gases, entre eles os gases puros que compõem a maior parte dos fluidos de trabalho de uma microturbina a gás. Tal modelo entretanto, não contempla o gás Neônio, o que não causa interferência no presente estudo. Como vantagem ele apresenta uma expressão única para o cálculo das propriedades de forma que sua implementação em um código computacional fosse mais simplificada e conseqüentemente um possuísse um menor custo computacional.

A Eq. (3.16) apresenta a expressão de regressão utilizada para o cálculo tanto da condutividade térmica, em $Wm^{-1}K^{-1}$ utilizando os coeficientes da Tabela 3, quanto a viscosidade dinâmica em $kgm^{-1}s^{-1}$ utilizando os coeficientes da Tabela 4, para uma substância k , sendo T a temperatura do gás em Kelvin.

$$prop_k = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 \quad (3.16)$$

Tabela 3 – Coeficientes para o cálculo da condutividade térmica em $Wm^{-1}K^{-1}$ de alguns gases com a Eq. (3.16)

Esp	a_0	a_1	a_2	a_3	T (K)
N_2	0.47088×10^{-2}	0.78562×10^{-4}	-0.26266×10^{-7}	0.55540×10^{-11}	250 - 1500
O_2	0.33470×10^{-2}	0.81930×10^{-4}	-0.16987×10^{-7}	0.29881×10^{-11}	250 - 1500
Ar	0.27132×10^{-2}	0.55394×10^{-4}	-0.21772×10^{-7}	0.55268×10^{-11}	110 - 1500
Ne	NA	NA	NA	NA	NA
H_2O	-0.79293×10^{-2}	0.76030×10^{-4}	0.31270×10^{-7}	-0.10805×10^{-10}	400 - 1500
CO_2	-0.95947×10^{-2}	0.92700×10^{-4}	-0.19366×10^{-7}	0.32189×10^{-11}	250 - 1500
CO	0.10224×10^{-2}	0.89079×10^{-4}	-0.32557×10^{-7}	0.89390×10^{-11}	250 - 1500
SO_2	-0.80851×10^{-2}	0.63433×10^{-4}	-0.13817×10^{-7}	0.23028×10^{-11}	300 - 1700

Tabela 4 – Coeficientes para o cálculo da viscosidade dinâmica em $kgm^{-1}s^{-1}$ de alguns gases com a Eq. (3.16)

Esp	a_0	a_1	a_2	a_3	T (K)
N_2	0.31619×10^{-5}	0.56192×10^{-7}	-0.24148×10^{-10}	0.6137×10^{-14}	250 - 1500
O_2	0.26918×10^{-5}	0.68519×10^{-7}	-0.29857×10^{-10}	0.756×10^{-14}	250 - 1500
Ar	0.50458×10^{-5}	0.63459×10^{-7}	-0.17506×10^{-10}	0.37009×10^{-14}	250 - 1300
Ne	NA	NA	NA	NA	NA
H_2O	-0.41991×10^{-5}	0.45336×10^{-7}	-0.50749×10^{-11}	0.15526×10^{-14}	400 - 1500
CO_2	-0.16636×10^{-5}	0.63064×10^{-7}	-0.26223×10^{-10}	0.58813×10^{-14}	250 - 1500
CO	0.30012×10^{-5}	0.56504×10^{-7}	-0.23998×10^{-10}	0.62734×10^{-14}	250 - 1500
SO_2	-0.3793×10^{-6}	0.46450×10^{-7}	-0.72760×10^{-11}	0	170 - 1700

Para a condutividade térmica, o modelo possui aplicabilidade a pressões inferiores a 10000 mmHg (13.33 bar), enquanto para viscosidade dinâmica, o modelo possui aplicabilidade à pressões inferiores a 10 bar, que contemplam as pressões esperadas nos pontos de interesse conforme a bibliografia descreve (CAI; HUAI; XI, 2018). Poling, Prausnitz, O'connell et al. (2001) citam que nessa região a variação da viscosidade e da condutividade em relação a temperatura é muito pequena, além dos mecanismos cinéticos químicos que explicam essa pequena variação nessa faixa.

Para o cálculo da condutibilidade térmica e da viscosidade dinâmica de mistura de gases utiliza-se a formula semi empírica de Wilke (Eq. (3.17) e Eq. (3.18)), que segundo

Bird, Stewart e Lightfoot (2002) possuem uma boa correlação para ambas propriedades:

$$k_{mix} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i k_i}{\sum_j x_j \Phi_{i,j}} \quad (3.17)$$

$$\mu_{mix} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i \mu_i}{\sum_j x_j \Phi_{i,j}} \quad (3.18)$$

onde x_i , k_i e μ_i são respectivamente a fração molar, a viscosidade e a condutibilidade do componente i da mistura, e $\Phi_{i,j}$ é definida para ambas propriedades pela Eq. (3.19),

$$\Phi_{i,j} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j}\right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j}\right)^{1/2} \left(\frac{M_j}{M_i}\right)^{1/4}\right]^2 \quad (3.19)$$

onde M é a massa molar, e os subscritos i e j indicam as espécies envolvidas na mistura, ou seja, em uma mistura com n componentes as frações (i/j) indicam a razão entre a propriedade do componente i , em relação ao componente j da mistura. Assim sendo, quando $i=j$, a fração retorna o valor 1.

3.3.3 Calor específico, Entalpia e Entropia

Para o cálculo das propriedades intensivas calor específico a pressão constante, entalpia e entropia dos fluidos envolvidos no sistema, utilizou-se a modelagem proposta por Bucker, Span e Wagner (2002) em seu trabalho, que definiu novas equações técnicas para a determinação destas propriedades para alguns dos principais gases envolvidos no processo de combustão em uma turbina a gás e suas misturas entre 200 e 3300 K. Os gases contemplados por este modelo encontram-se listados na Tabela 2.

Para o cálculo do calor específico a pressão constante (c_p) de cada componente puro, em $Jmol^{-1}K^{-1}$, é definida a relação da Eq. (3.20),

$$c_{p,k}^0 = \sum_{i=1}^{10} a_{k,i} \left(\frac{T}{T_0}\right)^{b_i} \quad (3.20)$$

onde k denota o componente, b_i e $a_{k,i}$ são coeficientes descritos nas Tabelas 5 e 6, T é a temperatura do gás e $T_0 = 273,15$ K.

Tabela 5 – Coeficientes b_i para as equações 3.20, 3.21 e 3.22

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
b_i	0	21.5	21.25	20.75	20.5	20.25	0.25	0.5	0.75	1

Tabela 6 – Coeficientes $a_{k,i}$ para as equações 3.20, 3.21 e 3.22

i	Nitrogênio	Oxigênio	Argônio	Neônio
I	4.305300363×10^8	5.295253592×10^7	-5.677745067×10^3	-5.677745067×10^3
II	-4.085709350×10^6	-7.353805669×10^5		
1	2.475830346×10^6	6.408242565×10^5	2.078618000×10^1	2.078618000×10^1
2	-2.815239891×10^4	-1.599937045×10^3		
3	1.116401165×10^5	9.984801256×10^3		
4	-8.147644187×10^5	-1.280873444×10^5		
5	2.185120405×10^6	4.186599156×10^5		
6	-2.978031305×10^6	-6.720142804×10^5		
7	-1.308008001×10^6	-3.799977202×10^5		
8	4.305948510×10^5	1.378691801×10^5		
9	-8.082302563×10^4	-2.806954185×10^4		
10	6.622545214×10^3	2.459943097×10^3		
i	Água	Dióxido de Carbono	Monóxido de Carbono	Dióxido de Enxofre
I	-7.574888563×10^8	2.042361458×10^8	4.306836224×10^8	-3.845730250×10^8
II	7.373724814×10^6	-1.912121053×10^6	-4.203685809×10^6	3.543224735×10^6
1	-4.747782033×10^6	1.103695150×10^6	2.670755728×10^6	-2.076653674×10^6
2	4.799919289×10^4	-1.365096910×10^4	-2.715629936×10^4	2.589571253×10^4
3	-1.931588954×10^5	5.357704944×10^4	1.096509012×10^5	-1.012523438×10^5
4	1.460728340×10^6	-3.816063864×10^5	-8.303525865×10^5	7.161863952×10^5
5	-4.000075762×10^6	1.008950325×10^6	2.269213594×10^6	-1.889754780×10^6
6	5.576209858×10^6	-1.352938737×10^6	-3.151865706×10^6	2.535020356×10^6
7	2.570488297×10^6	-5.701809626×10^5	-1.438126165×10^6	1.082842148×10^6
8	-8.670521019×10^5	1.828513133×10^5	4.824833432×10^5	3.524395911×10^5
9	1.666429390×10^5	-3.329618224×10^4	-9.227524508×10^4	6.552035769×10^4
10	-1.396634620×10^4	2.635366727×10^3	7.701550175×10^3	-5.325634796×10^3

Para o cálculo da entalpia de cada componente em $Jmol^{-1}$, Buckler, Span e Wagner (2002) estabelece a Eq. (3.21), que consiste na integração da Eq. (3.20) com relação a temperatura.

$$h_k^0 = a_{k,I} + \sum_{i=1}^{10} a_{k,i} \frac{T_0}{b_i + 1} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_i+1} \quad (3.21)$$

Sendo $a_{k,I}$ a constante de integração de forma que a entalpia do componente se iguale a zero quando $T = T_0 = 273,15$ K. Estas constantes para cada componente encontram-se na tabela 6.

A Eq. (3.22) é então definida para o cálculo da entropia em $Jmol^{-1}K^{-1}$ de cada componente:

$$s_k^0 = a_{k,II} - R_m \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) + a_{k,I} \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) + \sum_{i=2}^{10} \frac{a_{k,i}}{b_i} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_i+1} \quad (3.22)$$

na qual $p_0 = 0,101325$ MPa, $a_{k,II}$ é a constante para qual a entropia do componente

se iguale a zero quando $T = T_0 = 273,15$ K e $p = p_0 = 0,101325$ MPa, presente na Tabela 6, e R_m é a constante dos gases ($8,314472 Jmol^{-1}K^{-1}$).

Para misturas de gases, as propriedades termodinâmicas podem ser obtidas através do somatório das propriedades dos gases puros que compõe a mistura, levando em conta sua fração molar. O calor específico a pressão constante e a entalpia das misturas pode ser calculada a partir da Eq. (3.23) e Eq. (3.24):

$$c_{p,mix}^0 = \sum_{k=1}^8 x_k c_{p,k}^0 \quad (3.23)$$

$$h_{mix}^0 = \sum_{k=1}^8 x_k h_k^0 \quad (3.24)$$

onde x_k indica a fração molar de cada componente k da mistura.

A entropia de uma mistura pode ser calculada de forma semelhante, conforme a Eq. (3.25),

$$s_{mix}^0 = \sum_{k=1}^8 x_k h_k^0 + \Delta^{mix} s^0 \quad (3.25)$$

sendo o fator de correção da mistura $\Delta^{mix} s^0$ dado pela Eq. (3.26).

$$\Delta^{mix} s^0 = -R_m \sum_{k=1}^8 x_k \ln(x_k) \quad (3.26)$$

Os valores das propriedades obtidos através das expressões anteriores encontram-se em base molar, de forma que para se obter as propriedades em base mássica deve-se considerar a massa molar (vide Tabela 2) de cada componente nos coeficientes $a_{k,i}$ e a massa molar da total da mistura nos componentes $a_{k,I}$ e $a_{k,II}$.

3.4 MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A modelagem do processo de transferência de calor foi baseada no modelo proposto por Cai, Huai e Xi (2018), no qual a fim de simplificar os cálculos da transferência de calor, a geometria dos canais CW foi aproximada como um canal micro-retangular para o cálculo do número de Nusselt, e o escoamento como sendo integralmente contra-corrente para o cálculo da efetividade. Porém para o cálculo das áreas de seção transversal, área de transferência de calor, perímetros e diâmetros hidráulicos considerou-se o formato real dos dutos.

Para o cálculo do número de Nusselt foi utilizada a Eq. (3.27) desenvolvida por Zhang, Xin e Yang (1995) para o cálculo do escoamento em canais micro-retangulares, apresentada no trabalho de Cai, Huai e Xi (2018).

$$Nu = 0.0031 \cdot Re^{1,18} Pr^{0,4} (H/W)^{0,19} \quad (3.27)$$

A Eq. (3.27) refere-se ao escoamento em um canal de altura H e largura W , e possui aplicabilidade para $Re < 1000$. Em trocadores de calor compactos utilizados como recuperadores para microturbinas a gás, o regime laminar é predominante devido à baixa velocidade de escoamento e às pequenas dimensões da geometria (MCDONALD, 2003).

O número de Reynolds pode ser obtido através da Eq. (3.28) para cada escoamento:

$$Re = \frac{\dot{m}}{n_{cel} n_{ch}} \frac{Dh}{As} \frac{1}{\mu} \quad (3.28)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica e μ é a viscosidade dinâmica do fluido, n_{ch} e n_{cell} são respectivamente o numero de canais e de células de ar que compõe o núcleo do recuperador, As é a área de seção transversal e Dh é o diâmetro hidráulico de cada canal, dado pela Eq. (3.10)

O número de Prandlt por sua vez pode ser obtido através da Eq. (3.29)

$$Pr = \frac{cp \cdot \mu}{k} \quad (3.29)$$

na qual cp é o calor específico a pressão constante, μ é a viscosidade dinâmica e k é a condutividade térmica.

Devido à baixa espessura de parede construída com material de alta condutividade térmica, a resistência à condução na parede foi assumida como desprezível, assim o coeficiente global de transferência de calor no recuperador no presente trabalho pode se calculado pela Eq. (3.30)

$$CG = \frac{1}{\alpha_c A_{tr,c}} + \frac{1}{\alpha_h A_{tr,h}} \quad (3.30)$$

onde $A_{tr,c}$ e $A_{tr,h}$ são as áreas de troca térmica do recuperador, que podem ser obtidas através dos dados da Tabela 1. Os coeficientes convectivos α_c e α_h podem ser obtidos da Eq. (3.31)

$$\alpha = \frac{Nu \cdot k}{Dh} \quad (3.31)$$

sendo k a condutividade térmica do ar ou dos gases de combustão a temperatura média.

Define-se as capacidades caloríficas de um fluido como sendo o produto entre o calor específico e a vazão mássica deste, conforme a Eq. (3.32) e Eq. (3.33)

$$C_c = (\dot{m}_h \cdot cp_c) \quad (3.32)$$

$$C_h = (\dot{m}_c \cdot cp_h) \quad (3.33)$$

Dadas as capacidades caloríficas de cada fluido, define-se a capacidade calorífica mínima como sendo o mínimo valor entre C_c e C_h . A razão entre as capacidades caloríficas é obtida conforme a Eq. (3.34)

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m} \cdot cp)_{min}}{(\dot{m} \cdot cp)_{max}} \quad (3.34)$$

A taxa de transferência de calor máxima, descrita na Eq. (3.35), consiste em uma idealização na qual ambos os fluidos escoam em um trocador de calor contracorrente de comprimento infinito, mantendo sua vazão e temperaturas de entrada. Neste caso, a temperatura de saída de ambos os fluidos se igualaria a temperatura de entrada do outro.

$$q_{max} = C_{min}(Th, i - Tc, i) \quad (3.35)$$

Pode-se então definir um termo chamado efetividade o qual correlaciona a taxa de transferência real de calor no trocador de calor e taxa de transferência de calor máxima. pode ser obtida também através da Eq. (3.36):

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.36)$$

Considerando-se que a energia térmica não pode ser destruída, e que o trocador de calor é adiabático, temos que a quantidade de calor liberada pelo fluido quente, será absorvida pelo fluido frio. A taxa de transferência de calor real pode então ser definida a partir da Eq. (3.37).

$$q = \epsilon q_{max} = (\dot{m}_c \cdot cp_c)(T_{c,o} - T_{c,i}) = (\dot{m}_h \cdot cp_h)(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.37)$$

Com as Eq. (3.37), Eq. (3.36) e Eq. (3.35) pode-se também definir a efetividade conforme a Eq. (3.38).

$$\epsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.38)$$

O número de unidades de transferência, NUT, parâmetro adimensional de análise de trocadores de calor é definido conforme a Eq. (3.39).

$$NUT = \frac{1}{CG \cdot C_{min}} \quad (3.39)$$

Um dos métodos de análise dos trocadores de calor é chamado efetividade-NUT, no qual apresentam-se correlações entre a efetividade e NUT para diferentes configurações de trocadores de calor.

Para os trocadores de calor contracorrentes, a correlação de efetividade em função do NUT é dada pela Eq. (3.40)

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (3.40)$$

3.5 MODELAGEM DA QUEDA DE PRESSÃO

No relatório técnico de desenvolvimento da turbina de 200 kW (CAPSTONE, 2008), cujo recuperador foi desenvolvido com base no modelo que equipa as microturbinas C30 e C65 são destacadas os pontos de interesse para queda de pressão no escoamento, para cada fluido (ar como fluido frio e gases de combustão como fluido quente). Tais pontos podem ser observadas na Figura 24.

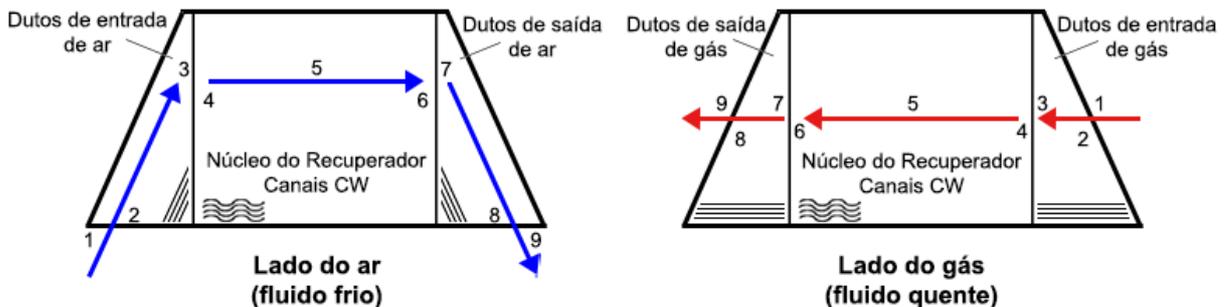


Figura 24 – Pontos de interesse na queda de pressão do escoamento no recuperador. Fonte: Autor.

Cai, Huai e Xi (2018) apresenta um modelo para o cálculo da queda de pressão nos recuperadores anulares Capstone segundo suas características construtivas. Tal modelo considera aspectos do escoamento ao longo de todo o trajeto no recuperador incluindo as regiões de entrada e saída dos fluidos, apresentando uma equação para o cálculo da queda de pressão em cada uma destas. Tais equações encontram-se descritas na Tabela 7.

As equações para queda de pressão do lado do fluido frio são:

1. ΔP_{c1} refere-se a resistência causada pela mudança de seção transversal entre os pontos 1 e 2 (entrada nos canais de entrada do ar do recuperador) do escoamento do fluido frio.
2. ΔP_{c2} refere-se a resistência ao escoamento do fluido frio nos canais de entrada do ar, região 2.
3. ΔP_{c3} refere-se a resistência causada pela mudança de seção transversal entre os pontos 3 e 4 (entre a seção transversal dos canais de entrada de ar e a seção transversal núcleo do recuperador) do escoamento do fluido frio.
4. ΔP_{c4} refere-se a resistência causada pela mudança de direção do escoamento fluido frio entre os pontos 2 e 4 (entre o escoamento nos canais de entrada de ar e o escoamento no núcleo do recuperador).
5. ΔP_{c5} refere-se a resistência ao escoamento do fluido frio dentro do núcleo do recuperador (canais ondulados), entre os pontos 4 e 6, na região 5.
6. ΔP_{c6} refere-se a resistência causada pela mudança de seção transversal entre os pontos 6 e 7 (entre a seção transversal núcleo do recuperador e a seção transversal dos canais de saída de ar) do escoamento do fluido frio.
7. ΔP_{c7} refere-se a resistência causada pela mudança de direção do escoamento fluido frio entre os pontos 8 e 6 (entre o escoamento no núcleo do recuperador e o escoamento nos canais de saída de ar).
8. ΔP_{c8} refere-se a resistência ao escoamento do fluido frio nos canais de saída do ar, região 8.
9. ΔP_{c9} refere-se a resistência causada pela mudança de seção transversal entre os pontos 8 e 9 (saída dos canais de saída do ar do recuperador) do escoamento do fluido frio.
10. ΔP_{c10} refere-se a uma queda de pressão adicional devido ao aumento da velocidade causada pela diminuição da densidade durante o escoamento no recuperador, causado pelo aumento de temperatura do fluido frio.

Pelo lado do fluido quente:

1. ΔP_{h1} refere-se a resistência causada pela mudança de seção transversal entre os pontos 1 e 2 (entrada nos canais de entrada do gás do recuperador) do escoamento do fluido quente.
2. ΔP_{h2} refere-se a resistência ao escoamento do fluido quente nos canais de entrada do gás, região 2.

3. ΔP_{h3} refere-se a resistência causada pela mudança de seção transversal entre os pontos 3 e 4 (entre a seção transversal dos canais de entrada de gás e a seção transversal núcleo do recuperador) do escoamento do fluido quente.
4. ΔP_{h4} refere-se a resistência ao escoamento do fluido quente dentro do núcleo do recuperador (canais ondulados), entre os pontos 4 e 6, na região 5.
5. ΔP_{h5} refere-se a resistência causada pela mudança de seção transversal entre os pontos 6 e 7 (entre a seção transversal núcleo do recuperador e a seção transversal dos canais de saída de gás) do escoamento do fluido quente.
6. ΔP_{h6} refere-se a resistência ao escoamento do fluido quente nos canais de saída do gás, região 8.
7. ΔP_{h7} refere-se a resistência causada pela mudança de seção transversal entre os pontos 8 e 9 (saída dos canais de saída do gás do recuperador) do escoamento do fluido quente.
8. ΔP_{h8} refere-se a uma queda de pressão adicional devido a diminuição da velocidade causada pelo aumento da densidade durante o escoamento no recuperador, causada pela diminuição de temperatura do fluido quente.

Tabela 7 – Equações para queda de pressão no escoamento de cada fluido nos pontos do recuperador

Lado do ar	Lado gás
$\Delta P_{c1} = \xi_{c1} \cdot \frac{\rho_{c,i} \bar{u}_{c,i}^2}{2}$	$\Delta P_{h1} = \xi_{h1} \cdot \frac{\rho_{h,i} \bar{u}_{h,i}^2}{2}$
$\Delta P_{c2} = f_{c,i} \cdot \frac{E}{2 \cdot Dh_{c,i}} \cdot \frac{\rho_{c,i} \bar{u}_{c,i}^2}{2}$	$\Delta P_{h2} = f_{h,i} \cdot \frac{A+D}{2 \cdot Dh_{h,i}} \cdot \frac{\rho_{h,i} \bar{u}_{h,i}^2}{2}$
$\Delta P_{c3} = \xi_{c2} \cdot \frac{\rho_{c,i} \bar{u}_{c,i}^2}{2}$	$\Delta P_{h3} = \xi_{h2} \cdot \frac{\rho_{h,i} \bar{u}_{h,i}^2}{2}$
$\Delta P_{c4} = \xi_{c3} \cdot \frac{\rho_{c,i} \bar{u}_{c,i}^2}{2}$	$\Delta P_{h4} = f_{h,ch} \cdot \frac{B}{Dh_{h,ch}} \cdot \frac{\bar{\rho}_{h,ch} \bar{u}_{h,ch}^2}{2}$
$\Delta P_{c5} = f_{c,ch} \cdot \frac{B}{Dh_{c,ch}} \cdot \frac{\bar{\rho}_{c,ch} \bar{u}_{c,ch}^2}{2}$	$\Delta P_{h5} = \xi_{h3} \cdot \frac{\rho_{h,o} \bar{u}_{h,o}^2}{2}$
$\Delta P_{c6} = \xi_{c4} \cdot \frac{\rho_{c,o} \bar{u}_{c,o}^2}{2}$	$\Delta P_{h6} = f_{h,o} \cdot \frac{A+D}{2 \cdot Dh_{h,o}} \cdot \frac{\rho_{h,o} \bar{u}_{h,o}^2}{2}$
$\Delta P_{c7} = \xi_{c5} \cdot \frac{\rho_{c,o} \bar{u}_{c,o}^2}{2}$	$\Delta P_{h7} = \xi_{h4} \cdot \frac{\rho_{h,o} \bar{u}_{h,o}^2}{2}$
$\Delta P_{c8} = f_{c,o} \cdot \frac{E}{2 \cdot Dh_{c,o}} \cdot \frac{\rho_{c,o} \bar{u}_{c,o}^2}{2}$	$\Delta P_{h8} = \rho_{h,i} \bar{u}_{h,i}^2 - \rho_{h,o} \bar{u}_{h,o}^2$
$\Delta P_{c9} = \xi_{c6} \cdot \frac{\rho_{c,o} \bar{u}_{c,o}^2}{2}$	
$\Delta P_{c10} = \rho_{c,o} \bar{u}_{c,o}^2 - \rho_{c,i} \bar{u}_{c,i}^2$	

Para as equações apresentados na Tabela 7, A, B, D e E referem-se aos parâmetros geométricos apresentados na Tabela 1. $Dh_{c,i}$, $Dh_{c,o}$, $Dh_{c,ch}$, $Dh_{h,i}$, $Dh_{h,o}$ e $Dh_{c,ch}$ são os diâmetros hidráulicos nas entradas, saídas e nos canais do núcleo, que podem ser calculados a partir dos dados da Tabela 1 com a Eq. (3.10).

$\rho_{c,i}$, $\rho_{c,o}$, $\rho_{h,i}$ e $\rho_{h,o}$ referem-se as densidades do fluidos frio e quente na entrada e na saída do recuperador, respectivamente, calculada com base nas temperaturas e pressões de entrada e saída.

$\bar{\rho}_{c,ch}$ e $\bar{\rho}_{h,ch}$ referem-se a densidade média dos fluidos no escoamento no núcleo do recuperador, sendo obtida através da temperatura e pressão média entre a entrada e a saída do recuperador.

As velocidades médias no escoamento, $\bar{u}_{c,i}$, $\bar{u}_{c,o}$, $\bar{u}_{h,i}$, $\bar{u}_{h,o}$, $\bar{u}_{c,ch}$ e $\bar{u}_{h,ch}$ podem ser obtidas pela Eq. (3.41),

$$\bar{u} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_s} \quad (3.41)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica do fluido no local, ρ é a densidade do fluido na entrada, saída ou média, e A_s é a área da seção transversal no local, que pode ser calculada a partir dos parâmetros geométricos apresentados na Tabela 1. Os coeficientes ξ referentes as mudanças de seção transversal ou de direção do escoamento são definidos pelas Eq. (3.42), Eq. (3.43) e Eq. (3.44),

$$\xi_{c1} = \xi_{c2} = \xi_{h1} = \xi_{h2} = 0,5 \quad (3.42)$$

$$\xi_{c4} = \xi_{c6} = \xi_{h3} = \xi_{h4} = 1,0 \quad (3.43)$$

$$\xi_{c3} = \xi_{c5} = 0,946 \sin^2(\beta/2) + 2,047 \sin^4(\beta/2) \quad (3.44)$$

onde β é o ângulo de mudança de direção, obtido através dos parâmetros geométricos e presente na Tabela 1.

A função para o cálculo dos fatores de atrito considerados no modelo foram baseados no ajuste da correlação de Darcy-Weisbach segundo os dados experimentais obtidos no trabalho de Zhang e Xin (1996) e enunciada no trabalho de Cai, Huai e Xi (2018) como a Eq. (3.45):

$$f = \kappa(112/Re) \quad (3.45)$$

onde o fator de atrito f e o número de Reynolds Re são os valores locais para o fluido de interesse (nos dutos de entrada, de saída ou canais CW; para o fluido quente ou frio), e κ é um fator de correção que assume o valor de 1 quando o local for dos dutos de entrada ou saída dos fluidos e 1,6 quando o local for os canais CW. Essa expressão apresenta

boa correlação para $Re < 1000$, sendo adequada para a aplicação nos escoamentos em estudo.

Calculada a queda de pressão total para cada fluido será dada então pela soma da queda de pressão em cada ponto do recuperador, conforme as Eq. (3.46) e Eq. (3.47).

$$\Delta P_c = \sum_{n=1}^{10} \Delta P_{c,n} \quad (3.46)$$

$$\Delta P_h = \sum_{n=1}^8 \Delta P_{h,n} \quad (3.47)$$

A pressão de saída dos fluidos do recuperador será dada então pela pressão de entrada de cada fluido menos a queda de pressão total experimentada pelo fluido no recuperador, seja ele o frio ou quente, conforme a Eq. (3.48).

$$P_o = P_i - \Delta P \quad (3.48)$$

A queda de pressão relativa (δP) experimentada por cada fluido no recuperador é determinada pela Eq. (3.49)

$$\delta P = \Delta P / P_i \quad (3.49)$$

e a queda de pressão relativa total no recuperador será obtida pela Eq. (3.50).

$$\delta P_{tot} = \delta P_c + \delta P_h \quad (3.50)$$

3.6 DESTRUIÇÃO DA EXERGIA EM TROCADORES DE CALOR

A exergia associada a um fluxo pode ser representada pela Eq. (3.52)

$$\dot{E} = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_p h + \dot{E}_c h \quad (3.51)$$

onde \dot{E}_k representa a exergia cinética, \dot{E}_p representa a exergia potencial, \dot{E}_{ph} representa exergia física e \dot{E}_{ch} a exergia química. Para o caso em estudo, as parcelas de exergia potencial, cinética e química podem ser desconsideradas. Sendo assim, a exergia específica total pode ser definida segundo a Eq. (3.52)

$$e = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (3.52)$$

no qual o T_0 , h_0 e s_0 são a temperatura ambiente (de estado morto) e a entalpia e entropia específica do fluido avaliadas no estado morto (T_o e P_0)

A partir da Eq. (3.52), podemos definir a exergia de entrada \dot{E}_i e de saída \dot{E}_o associada a n fluxos em um volume de controle conforme a Eq. (3.53) e a Eq. (3.54)

$$\dot{E}_i = \sum_{x=1}^n \dot{m}_{i,x} \cdot (h_{i,x} - T_0 \cdot s_{i,x}) \quad (3.53)$$

$$\dot{E}_o = \sum_{x=1}^n \dot{m}_{o,x} \cdot (h_{o,x} - T_0 \cdot s_{o,x}) \quad (3.54)$$

A destruição de exergia em um trocador de calor pode ser obtida segundo a Eq. (3.55) (PANIAGUA et al., 2013)

$$\dot{L} = -\dot{B} + T_0 \cdot \dot{\sigma}_{\Delta T} + T_0 \cdot \dot{\sigma}_{\Delta P} \quad (3.55)$$

na qual \dot{B} representa a destruição de exergia devido a transferência de calor do trocador para o ambiente e $\dot{\sigma}$ é a entropia gerada devido a diferença finita de temperaturas entre os fluidos (ΔT) e a queda de pressão no escoamento dos fluidos pelo trocador (ΔP). Desta forma define-se:

$$\dot{I}_{\Delta T} = T_0 \cdot \dot{\sigma}_{\Delta T} \quad (3.56)$$

$$\dot{I}_{\Delta P} = T_0 \cdot \dot{\sigma}_{\Delta P} \quad (3.57)$$

onde Eq. (3.56) representa a destruição da exergia, ou irreversibilidades devido transferência de calor entre os fluidos, e a Eq. (3.57) representa a destruição da exergia, ou irreversibilidades devido a queda de pressão.

Utilizando a Eq. (3.53) e a Eq. (3.54), a destruição de exergia no trocador de calor pode ser calculada pela Eq. (3.58).

$$\dot{L} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,i} - h_{c,o} - T_0 \cdot (s_{c,i} - s_{c,o})) + \dot{m}_h \cdot (h_{h,i} - h_{h,o} - T_0 \cdot (s_{h,i} - s_{h,o})) \quad (3.58)$$

Segundo o modelo simplificado de Paniagua et al. (2013), a destruição de exergia devido a transferência de calor do trocador para o ambiente pode ser obtida pela Eq. (3.59)

$$\dot{B}_i = \dot{Q}_{surr} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.59)$$

onde \dot{Q}_{surr} é a taxa de transferência de calor entre o trocador e a vizinhança, e T é a temperatura máxima do escoamento do fluido quente ($i = c$) ou a mínima do escoamento do fluido frio ($i = h$).

Segundo Hesselgreaves (2001), a entropia gerada devido a diferença finita de temperatura entre os fluidos, para escoamentos não balanceados, isto é, $(\dot{m} \cdot cp)_c \neq (\dot{m} \cdot cp)_h$, pode ser obtida pela Eq. (3.60)

$$\dot{\sigma} = C_c \ln \left(\frac{T_{c,o}}{T_{c,i}} \right) + C_h \ln \left(\frac{T_{h,o}}{T_{h,i}} \right) \quad (3.60)$$

onde C_c e C_h representam as capacidades caloríficas dos fluidos frio e quente respectivamente.

Devido à hipótese simplificadora 2, na qual considera o trocador de calor como adiabático, o termo Q_{surr} da Eq. (3.59) vai a zero. Conseqüentemente, para o caso de um trocador de calor adiabático, a geração de entropia devido a transferência de calor entre o trocador e o ambiente é desconsiderada. Vale ressaltar que esta simplificação se justifica no presente estudo, pois o recuperador de calor em questão possui um invólucro que o isola termicamente do ambiente.

Assim, utilizando a Eq. (3.55), a Eq. (3.58) e a Eq. (3.60), podemos obter a parcela da destruição de exergia (irreversibilidades) devido a queda de pressão pela Eq. (3.61).

$$\dot{I}_{\Delta P} = \dot{L} - \dot{I}_{\Delta T} \quad (3.61)$$

A eficiência exergética ¹ ψ pode ser obtida pela Eq. (3.62)

$$\psi = \frac{\dot{E}_o}{\dot{E}_i} = 1 - \frac{\dot{L}}{\dot{E}_i} \quad (3.62)$$

onde para o trocador de calor \dot{E}_o , \dot{E}_i e \dot{L} indicam as exergias e perdas totais, considerando o escoamento de ambos os fluidos.

¹A simbologia adotada para eficiência exergética ψ , segue a indicada no livro de Dincer e Rosen (2007). Tsatsaronis (2007) indica o uso da letra grega ϵ para eficiência exergética, porém esta já é utilizada no presente trabalho como simbolo da efetividade.

4 SIMULAÇÃO

4.1 METODOLOGIA

As Figura 25 e Figura 26 representam o algoritmo desenvolvido para a simulação do recuperador.

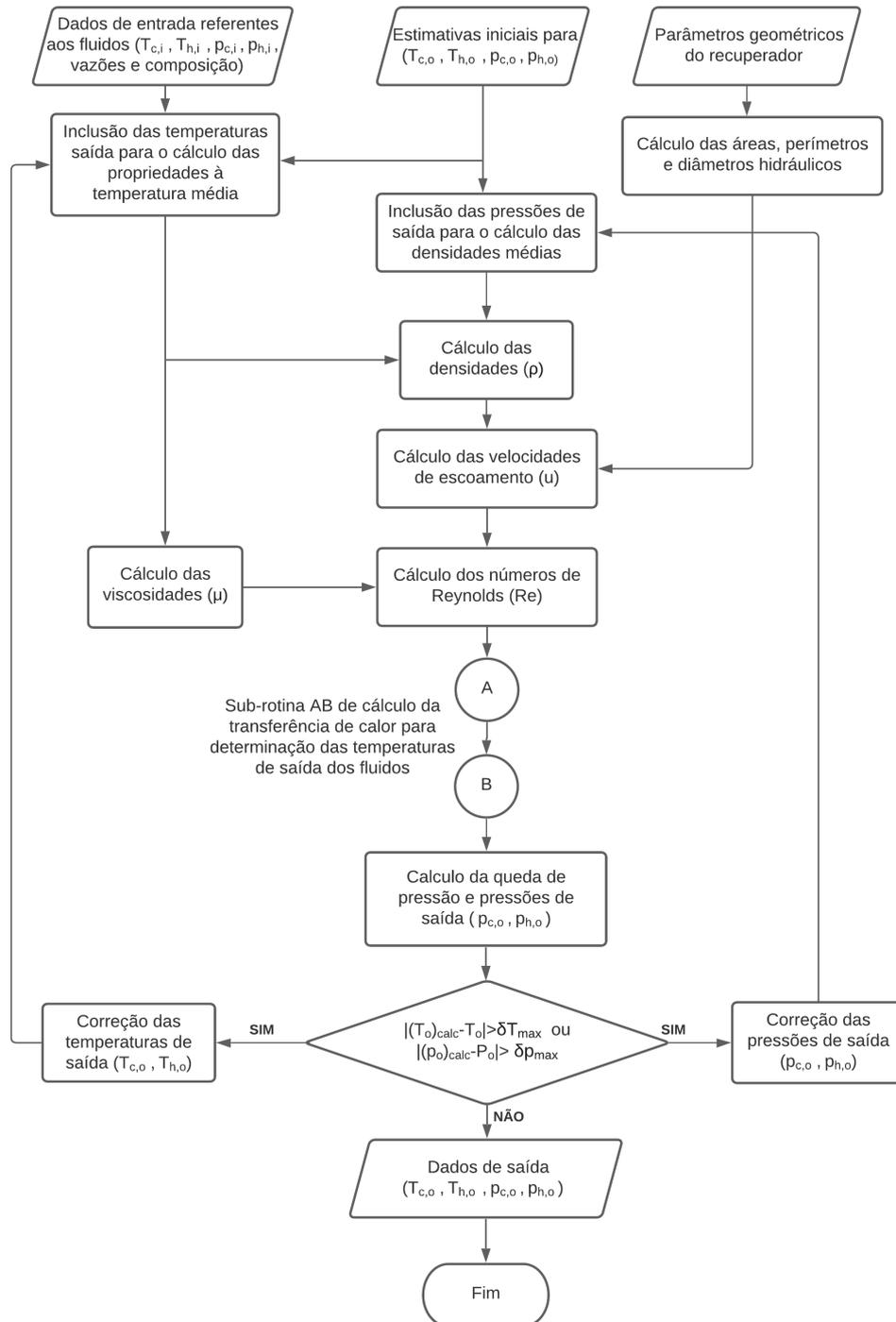


Figura 25 – Diagrama de blocos referente ao código de simulação do trocador de calor recuperador. Fonte: Autor

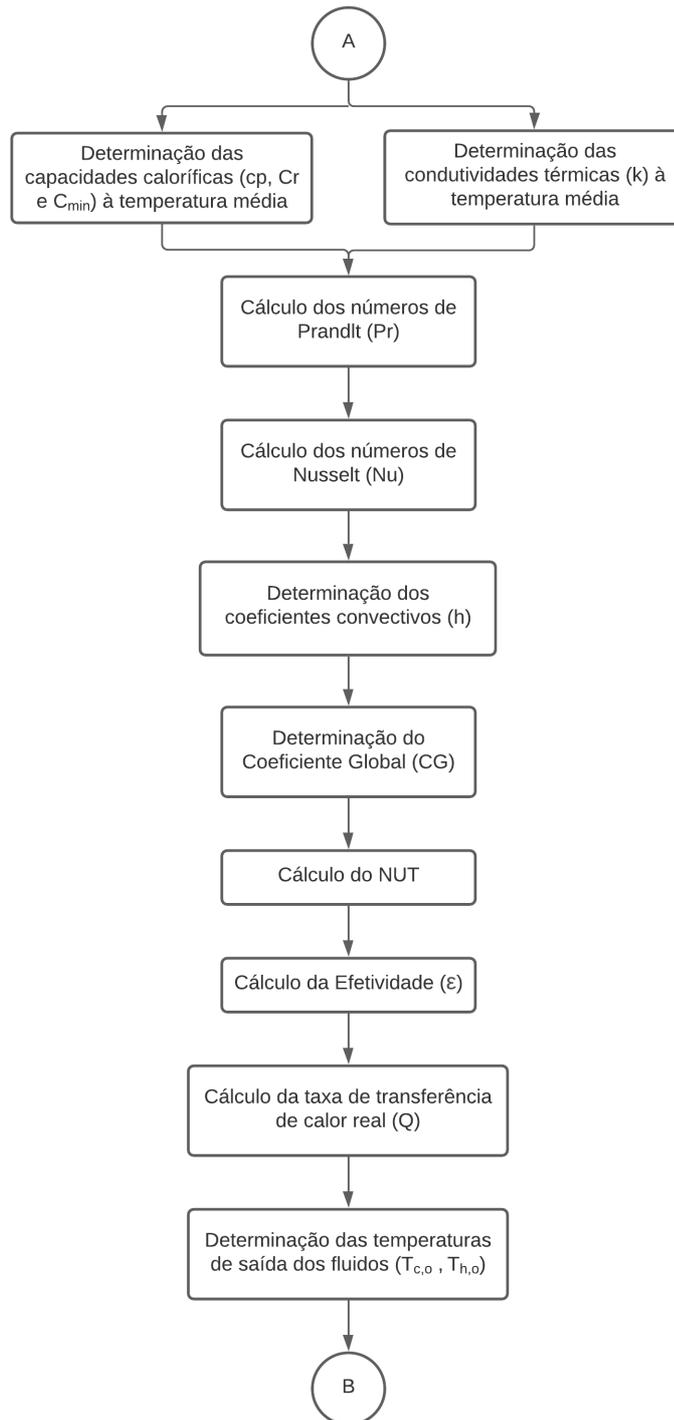


Figura 26 – Diagrama de blocos referente a sub-rotina do código de simulação do trocador de calor recuperador para o cálculo das temperaturas de saída. Fonte: Autor

Para o recuperador em questão, as temperaturas, pressões de entrada são conhecidas, seja em situações de teste estático ou em utilização na turbina. A temperatura de entrada ($T_{c,i}$) e pressão de entrada ($p_{c,i}$) do fluido frio quando acoplada à microturbina referem-se a temperatura e pressão de saída do ar do compressor. Para o fluido quente a temperatura de entrada ($T_{h,i}$) e pressão de entrada ($p_{h,i}$) referem-se a temperatura e pressão de saída dos gases de combustão da turbina.

A vazão mássica de ar (\dot{m}_c) no sistema se mantém como sendo a vazão mássica de ar que sai do compressor. Por sua vez, a vazão mássica de gás (\dot{m}_h) que sai da turbina é obtida pela soma da vazão mássica de ar com a vazão mássica de combustível (\dot{m}_{fuel}). Isso se deve a lei conservação da massa: a massa total dos produtos de combustão será igual a massa total dos reagentes.

A composição molar média dos fluidos dependerá dos fluidos utilizados como fluido de teste, ou no caso da microturbina, da composição molar local do ar e da composição molar do combustível utilizado. Para o presente estudo, o fluido frio (ar) considerado possui composição simplificada de 79% de nitrogênio e 21% de oxigênio, enquanto o fluido quente (gases de combustão) possui composição de 76% de nitrogênio, 11% de vapor de água e 13% de dióxido de carbono. Estas composições não representam a composição química típica dos fluidos de trabalho em uma microturbina, na qual a combustão ocorre com excesso de ar (mistura pobre, não estequiométrica). Esta composição foi adotada de forma a condizer com os dados experimentais disponíveis na literatura, possibilitando assim a validação do código desenvolvido.

Como a temperatura de saída ($T_{c,o}$) e pressão de saída ($p_{c,o}$) do fluido frio e temperatura de saída ($T_{h,o}$) e pressão de saída ($p_{h,o}$) são necessárias para que as propriedades possam ser determinadas a parâmetros locais e médios no recuperador, para a primeira iteração do código estima-se valores para estas variáveis. Esta estimativa deve ser feita embasada nos valores da literatura de forma a diminuir o tempo de convergência.

As propriedades e coeficientes locais são utilizadas nos cálculos da queda de pressão nos dutos de entrada e saída, utilizando as temperaturas e pressão locais, enquanto as médias são utilizadas nos cálculos da queda de pressão nos canais CW e na transferência de calor utilizando as temperaturas e pressões médias.

Com os parâmetros geométricos do trocador pode-se determinar as áreas de seção transversal, os perímetros e diâmetros hidráulicos nos pontos de interesse do recuperador, sendo eles os dutos de entrada e saída e os canais CW no lado do escoamento do ar e do gás.

Determina-se então as densidades e viscosidades locais e médias, com as quais pode-se determinar as velocidades média e número de Reynolds nos escoamentos locais (dutos de entrada, dutos de saída e canais CW).

Em seguida inicia os cálculos relacionados a transferência de calor na sub-rotina apresentada na Figura 26. Inicia com o calculo dos calores específicos a pressão constante e coeficientes condutivos à temperatura média, e seguindo as Eq. (3.27) à (3.40) determina-se as temperaturas de saída dos fluidos.

Calcula-se então a queda de pressão e as pressões de saída do recuperador seguindo as equações presentes na Seção 3.5.

Com os novos valores para as temperaturas e pressões de saída, verifica-se se a diferença entre estes valores e os utilizados para determinação das propriedades dos fluidos está dentro da variação máxima escolhida como limite de convergência do código.

Caso qualquer uma das temperaturas e pressões de saída calculadas apresente uma diferença com as utilizadas no cálculo das propriedades superior a variação máxima de limite, o código reinicia utilizando as temperaturas de saída determinadas na etapa anterior para os cálculos. Caso contrário, ele retorna as temperaturas e pressões de saída e encerra o cálculo.

Este código foi então implementado no Simulink[®] sofrendo as alterações necessárias para o correto funcionamento da simulação nesse ambiente, a fim de poder ser integrado a simulação desenvolvida pelo GCEME (VIEIRA, 2019). Um bloco para o cálculo da entalpia e entropia na entrada e saída dos fluidos foi adicionado visando permitir análises termoeconômicas do sistema em trabalhos futuros.

No ambiente do software o processo de tomada de decisão para atingir a convergência não precisa ser desenvolvido como código. Ele é substituído por um bloco de atraso recebendo os valores de saída do recuperador e inserindo na entrada. Este bloco pode ser configurado com um valor de saída inicial, que serve para permitir que o cálculo inicial ocorra sem que o código utilize um valor zero ou residual, que pode levar o código a erros.

A convergência por sua vez é obtida através do tempo de simulação, que não consiste em um tempo físico, mas computacional, no qual o programa vai rodar o código sucessivamente até que este tempo se encerre. O comportamento das variáveis pode ser observada através de um scope para garantir que os valores se estabilizaram, isto é, convergiram a um ponto.

Pode ser visto na Figura 27 uma janela scope ligada a temperatura de saída do fluido frio durante a simulação. Pode-se observar que o tempo de simulação foi o suficiente para que o valor da variável se estabilizasse, indicando assim a convergência.

No Apêndice A encontra-se o código desenvolvido em linguagem gráfica de blocos para a simulação do recuperador, bem como seu esquema de ligação para as simulações isoladas e também integrado ao código do GCEME para a microturbina.

4.2 VALIDAÇÃO DA SIMULAÇÃO DO RECUPERADOR

A fim de validar o código desenvolvido para o recuperador, foram executadas simulações seguindo parâmetros de entrada utilizados em testes estáticos do recuperador, isto é, do recuperador em bancada. Estas simulações envolveram tanto o código desenvolvido pelo o presente estudo, bem como o modelo preliminar desenvolvido durante o trabalho de Vieira (2019).

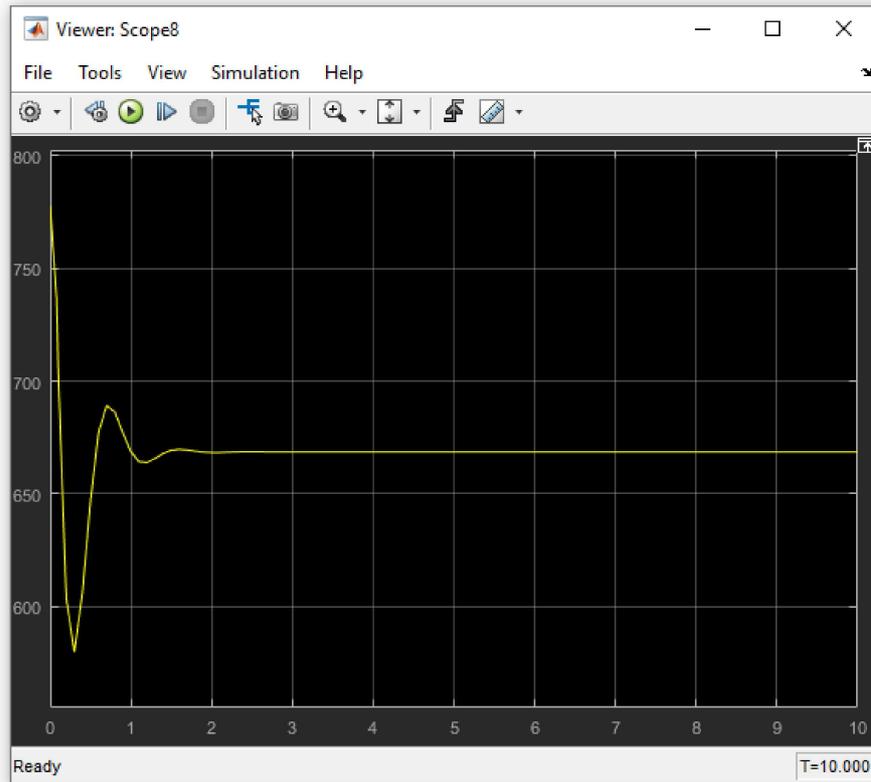


Figura 27 – Janela de Scope do Simulink® ligada a temperatura de saída do fluido frio. Tem-se no eixo horizontal o tempo computacional de simulação e no eixo vertical a temperatura, em Kelvin. Fonte: Autor

Para esta validação utilizou-se os dados experimentais do estudo de Xu et al. (2009) apresentadas por Cai, Huai e Xi (2018), que podem ser verificadas na Tabela 8. Este estudo utilizou o método de regime permanente a fluxo de massa igual, que consiste em utilizar a mesma vazão mássica para ambos os fluidos.

Tabela 8 – Condições de teste durante os experimentos conduzidos por Xu et al. (2009) no recuperador.

Caso	\dot{m} , em kg/s	$T_{c,i}$, em K	$T_{h,i}$, em K
1	0,20	348,71	673,15
2	0,26	348,4	673,46
3	0,30	348,63	673,77
4	0,20	348,37	698,15
5	0,26	349,26	698,19
6	0,15	346,82	722,7
7	0,20	348,46	723,15
8	0,26	348,8	723,32
9	0,30	347,55	722,17

Com estes parâmetros de entrada executou-se a simulação do recuperador isolado e comparou-se os resultados para as temperaturas de saída e queda de pressão de cada

fluido indicadas no trabalho de Xu et al. (2009) e com os valores obtidos para as mesmas condições pelo modelo preliminar.

Como a microturbina em estudo é do tipo multicomcombustível, e não foi encontrada na literatura os fluidos utilizados no teste estático, considerou-se a composição dos fluidos enunciada por Cai, Huai e Xi (2018) no qual se baseou o modelo implementado no código desenvolvido. Deste mesmo trabalho, retirou-se as pressões de entrada dos fluidos quente e frio, neste caso sendo utilizadas as pressões referentes aos parâmetros operacionais da microturbina Capstone C30, que podem ser visualizadas na Tabela 9.

Tabela 9 – Parâmetros de entrada no recuperador das microturbinas Capstone C30, segundo Cai, Huai e Xi (2018).

Parâmetro	Ar	Gás
Vazão mássica [Kg/s]	0,300	0,310
Temperatura de entrada [K]	358,150	584,817
Pressão de entrada [Pa]	$3,68 \times 10^5$	$1,05 \times 10^5$

O código em MATLAB[®] desenvolvido para validação dos resultados e o código em blocos Simulink[®] modificados para esta análise, indicando as entradas e saídas para validação podem ser visualizados no Apêndice C.

4.2.1 Análise dos resultados obtidos na validação

A Tabela 10 apresenta os resultados referentes às temperaturas de saída do fluido frio para cada caso, calculadas utilizando o código modelo detalhado desenvolvido e obtidas através do experimento de Xu et al. (2009).

Tabela 10 – Temperaturas de saída do fluido frio calculadas a partir do código desenvolvido e obtidas pelo experimento de Xu et al. (2009), em Kelvin.

Caso	Calculado	Dados experimentais	Erro absoluto	Erro relativo
1	614,94	631,71	-16,77	-2,65%
2	617,84	627,83	-9,99	-1,59%
3	619,57	636,61	-17,04	-2,68%
4	635,43	650,26	-14,83	-2,28%
5	638,51	653,09	-14,58	-2,23%
6	651,83	658,15	-6,32	-0,96%
7	656,00	676,31	-20,31	-3,00%
8	659,31	680,86	-21,55	-3,17%
9	659,81	674,99	-15,18	-2,25%

A partir destes dados, gerou-se um gráfico comparativo entre os valores obtidos no experimento e a calculada pelo código detalhado desenvolvido no presente trabalho, que pode ser verificado na Figura 28.

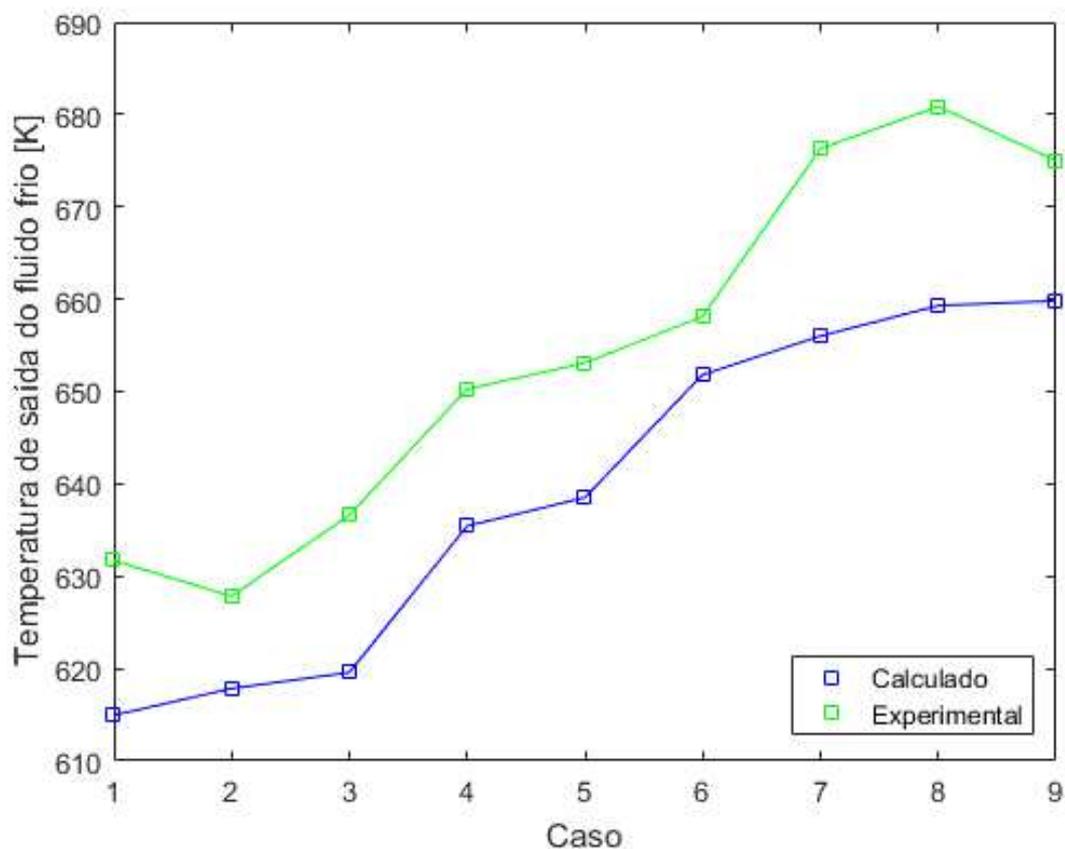


Figura 28 – Gráfico comparativo entre a temperatura de saída do fluido frio em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor

Verifica-se uma boa correlação entre os resultados obtidos no experimento e no código desenvolvido. A média do erro relativo foi de 2,31%, sendo o erro relativo mínimo de 0,96% no caso 6 e o máximo de 3,17% registrado no caso 8.

A fim de verificar a melhoria no modelo, inclui-se no gráfico da Figura 28 os valores calculados para temperatura de saída de fluido frio para cada caso utilizando o modelo simplificado (preliminar), presente no trabalho de Vieira (2019). A Figura 29 apresenta este gráfico.

Verifica-se neste gráfico que o erro absoluto das temperaturas obtidas pelo modelo preliminar é superior ao do modelo detalhado em todos os casos. Isto se deve principalmente à modelagem preliminar desconsiderar a geometria do recuperador, bem como suas características de escoamento e composição dos fluidos envolvidos. Também ressalta-se que o modelo preliminar utiliza uma eficiência da transferência de calor, que é diferente de efetividade, fixa (0,98) e calores específicos à pressão constante invariáveis, simplificação que negligencia o efeito da temperatura nas propriedades físicas dos fluidos.

A Tabela 11 apresenta os resultados referentes às temperaturas de saída do fluido

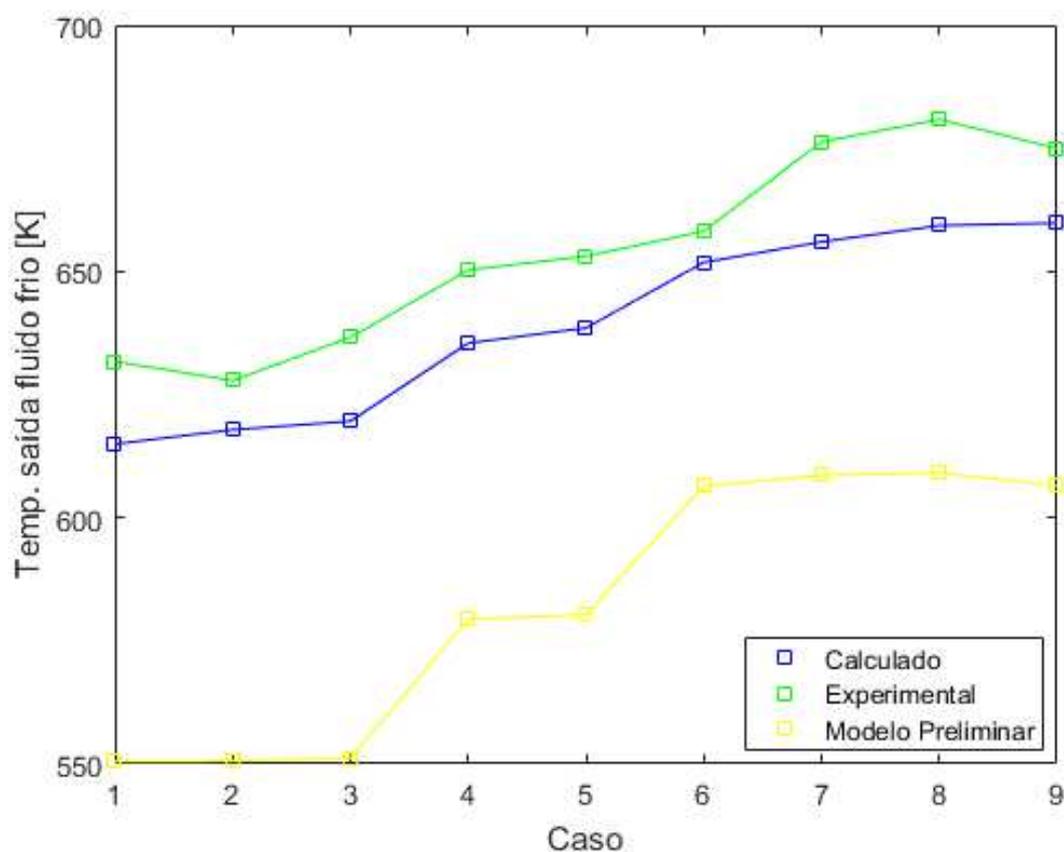


Figura 29 – Gráfico comparativo entre a temperatura de saída do fluido frio em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009), para o modelo preliminar do recuperador presente no trabalho de Vieira (2019) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor

frio para cada caso, calculadas utilizando o código modelo detalhado desenvolvido e obtidas através do experimento de Xu et al. (2009).

Tabela 11 – Temperaturas de saída do fluido quente calculadas a partir do código desenvolvido e obtidas pelo experimento de Xu et al. (2009), em Kelvin.

Caso	Calculado	Dados experimentais	Erro absoluto	Erro relativo
1	439,47	386,15	53,32	13,81%
2	436,84	381,25	55,59	14,58%
3	435,77	390,95	44,82	11,46%
4	446,78	392,15	54,63	13,93%
5	444,75	385,15	59,60	15,47%
6	456,44	408,15	48,29	11,83%
7	454,48	385,15	69,33	18,00%
8	451,88	389,35	62,53	16,06%
9	449,08	385,95	63,13	16,36%

Com os dados da Tabela 11, plotou-se-se um gráfico comparativo entre os valores obtidos no experimento e a calculada pelo código detalhado desenvolvido no presente

trabalho, que pode ser verificado na Figura 30.

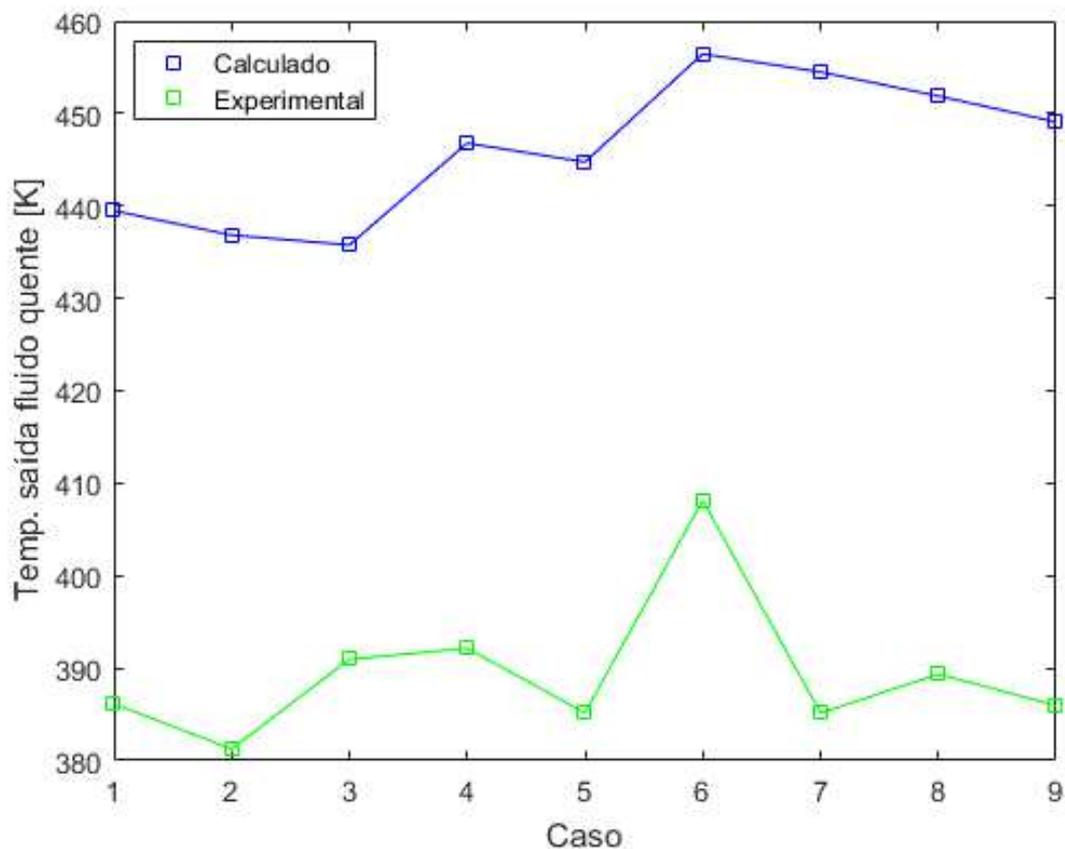


Figura 30 – Gráfico comparativo entre a temperatura de saída do fluido quente em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor

O erro relativo médio entre as temperaturas foi de 14,61%. Apesar de ser um erro relativo alto, verifica-se uma baixa variação do erro ao longo dos casos, possuindo uma amplitude com relação a média de 3,3% no maior e de 0,3% no menor erro registrado.

Comparando os valores calculados para temperatura de saída de fluido frio para cada caso utilizando o modelo detalhado desenvolvido, o modelo simplificado (VIEIRA, 2019) e os valores obtidos experimentalmente (XU et al., 2009). A Figura 31 apresenta o gráfico comparativo gerado a partir destes dados.

Pode-se verificar na Figura 31 que a temperatura de saída do fluido quente não se alterou para o modelo preliminar, independente dos casos estudados possuem diferentes valores de temperatura de entrada dos fluidos. Este valor obtido correspondente a saída inicial determinada no bloco de atraso. Isto ocorre pois o código preliminar não é capaz de calcular a temperatura de saída do fluido quente, pois as equações utilizadas para determinação da temperatura de saída do fluido frio e do fluido quente são equivalentes.

A temperatura de saída inicial no bloco de atraso é um parâmetro de entrada

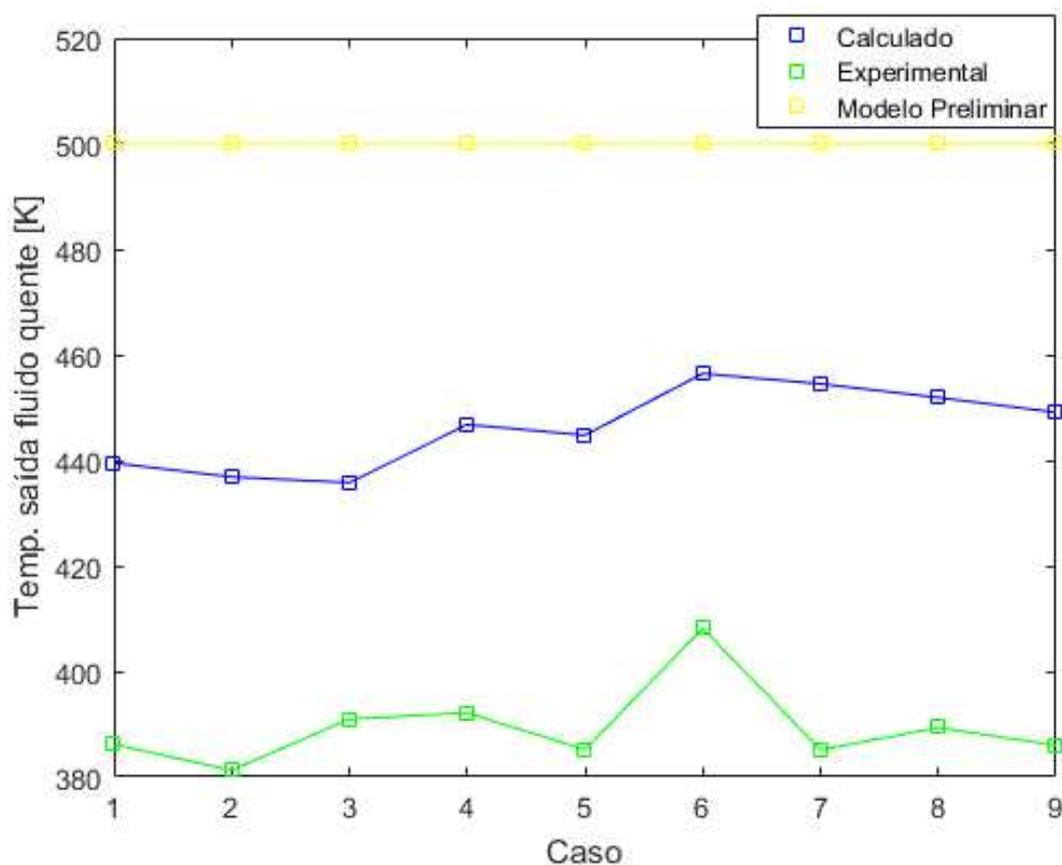


Figura 31 – Gráfico comparativo entre a temperatura de saída do fluido quente em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009), para o modelo preliminar do recuperador presente no trabalho de Vieira (2019) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor

da equação de determinação da temperatura de saída do fluido frio, que por sua vez é o parâmetro de entrada da equação de determinação da temperatura de saída do fluido quente. As equações para determinação de ambas as temperaturas são equivalentes, apenas alterando a temperatura isolada. Logo, se as equações são equivalentes, e as entradas iguais, o valor da temperatura de saída do fluido quente será igual ao valor utilizado como entrada da equação de determinação de temperatura de saída do fluido frio.

No código preliminar portanto, a temperatura de saída do fluido quente não pode ser determinada, devendo ser um parâmetro de entrada informado em cada caso. Isto não ocorre com a temperatura de saída do fluido frio pois ela é de fato calculada pela equação de determinação de temperatura de saída do fluido frio.

O cálculo das pressões de saída do fluido frio para cada caso utilizando o modelo detalhado desenvolvido pode ser visto na Tabela 12, juntamente com os valores obtidos experimentalmente (XU et al., 2009).

Utilizando estes dados, gerou-se o gráfico presente na Figura 32, o qual compara

Tabela 12 – Queda de pressão no escoamento do fluido frio calculadas a partir do código detalhado desenvolvido e obtidas pelo experimento de Xu et al. (2009), em Pascal

Caso	Calculado	Dados experimentais	Erro absoluto	Erro relativo
1	1392,83	2070,00	-677,17	-32,71%
2	1850,12	2530,00	-679,88	-26,87%
3	2166,16	2810,00	-643,84	-22,91%
4	1442,92	2210,00	-767,08	-34,71%
5	1920,72	2590,00	-669,28	-25,84%
6	1094,58	2350,00	-1255,42	-53,42%
7	1494,90	2490,00	-995,10	-39,96%
8	1988,55	2710,00	-721,45	-26,62%
9	2317,51	2810,00	-492,49	-17,53%

os valores obtidos no experimento e a calculada pelo código desenvolvido no presente trabalho.

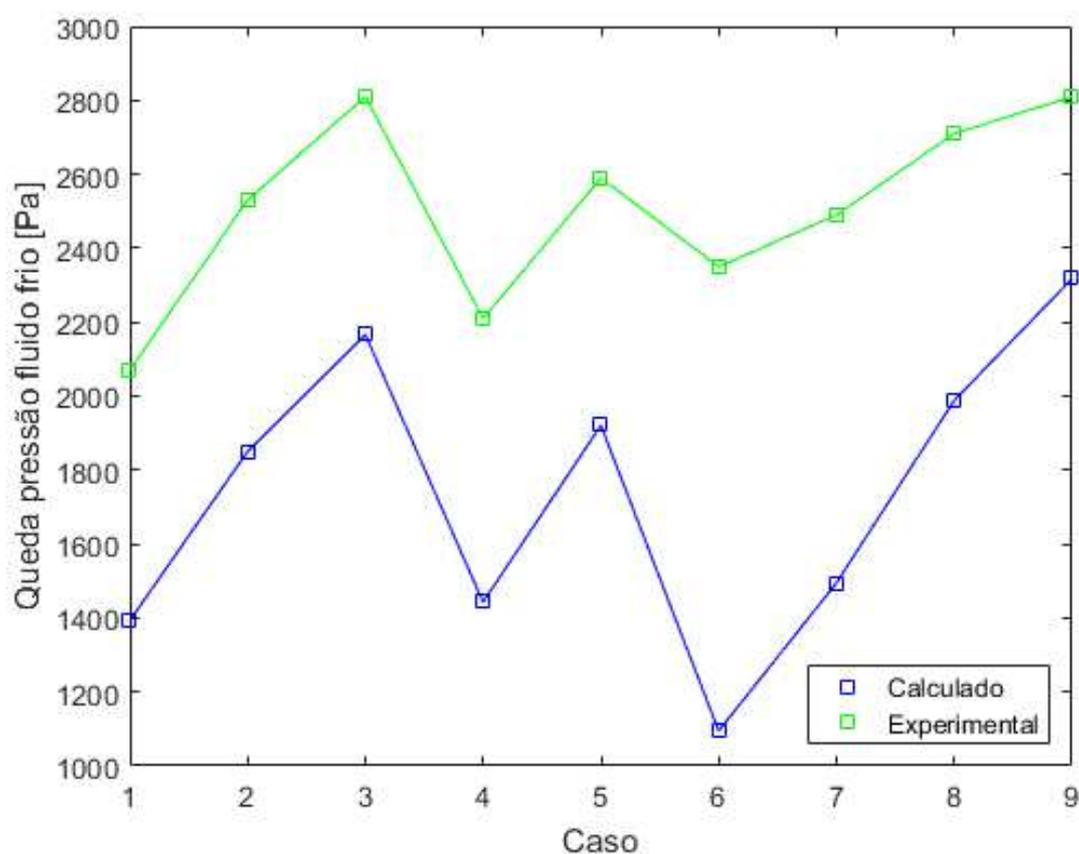


Figura 32 – Gráfico comparativo entre a queda de pressão do fluido frio em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor

Verifica-se que apesar do erro relativo médio entre as quedas de pressão experimental de 31%, que é um erro relativo alto, o comportamento da variação dos pontos é semelhante,

o que indica uma boa correlação entre os dados experimentais e o modelo.

Plotando os valores obtidos para os casos utilizando o modelo preliminar, o modelo detalhado e o experimento, obtém-se o gráfico da Figura 33.

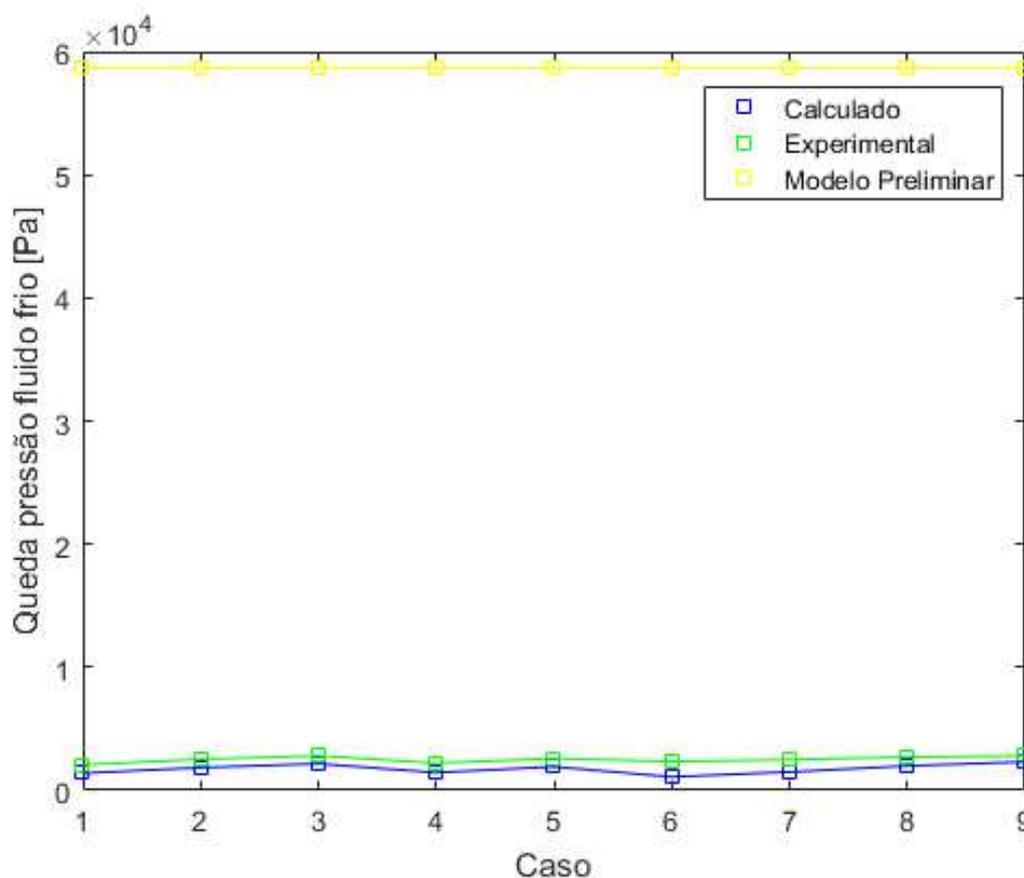


Figura 33 – Gráfico comparativo entre a queda de pressão do fluido frio em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009), para o modelo preliminar do recuperador presente no trabalho de Vieira (2019) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor

Verifica-se nesse gráfico que a queda de pressão para o modelo preliminar independe da variação da temperatura do fluido e suas propriedades físicas no escoamento, o que causa um alto erro com relação aos valores experimentais.

No modelo preliminar, as quedas de pressão são obtidas a partir de uma relação que envolve a rotação da turbina e um fator constante para cada escoamento. Desta forma, negligencia-se a influencia da temperatura nas propriedades dos fluidos, que tem relação direta com a queda de pressão no recuperador.

Para o fluido quente, as pressões de saída obtidas pelo modelo detalhado e através de experimentos podem ser visualizadas na Tabela 13.

A Figura 34 apresenta um gráfico comparativo entre os resultados expressos na Tabela 13 para queda de pressão do fluido frio obtida no experimento e a calculada pelo

Tabela 13 – Queda de pressão no escoamento do fluido quente calculadas a partir do código detalhado desenvolvido e obtidas pelo experimento de Xu et al. (2009), em Pascal

Caso	Calculado	Dados experimentais	Erro absoluto	Erro relativo
1,00	1360,48	1210,00	150,48	12,44%
2,00	1771,20	1710,00	61,20	3,58%
3,00	2048,24	1990,00	58,24	2,93%
4,00	1431,64	1370,00	61,64	4,50%
5,00	1865,09	1560,00	305,09	19,56%
6,00	1126,42	1070,00	56,42	5,27%
7,00	1505,10	1390,00	115,10	8,28%
8,00	1959,82	1770,00	189,82	10,72%
9,00	2255,82	1990,00	265,82	13,36%

código desenvolvido no presente trabalho.

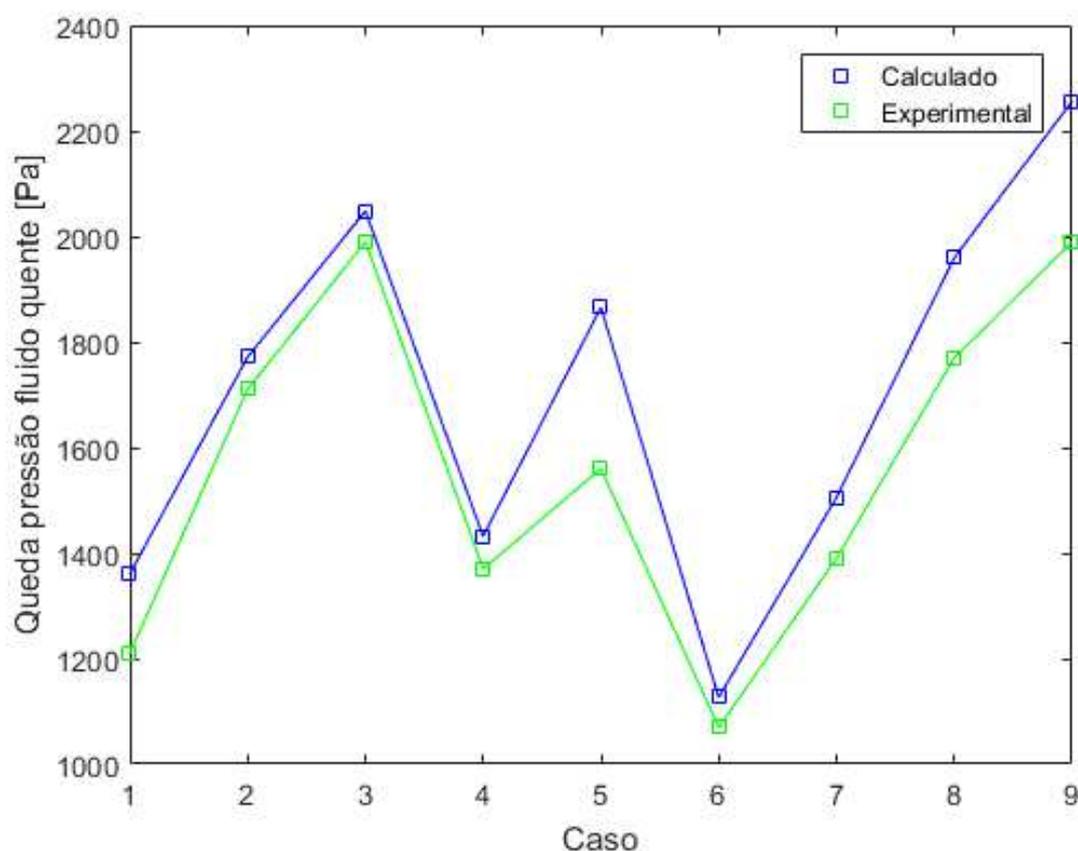


Figura 34 – Gráfico comparativo entre a queda de pressão do fluido quente em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor

O erro relativo médio entre as quedas de pressão experimental e calculada foi de 8,96%, e a distribuição dos pontos seguem perfis semelhantes, o que indica uma boa correlação entre os dados experimentais e os calculados pelo código desenvolvido.

Incluindo os dados obtidos pelo cálculo da pressão de saída do fluido quente para cada caso obtém-se o gráfico da Figura 35.

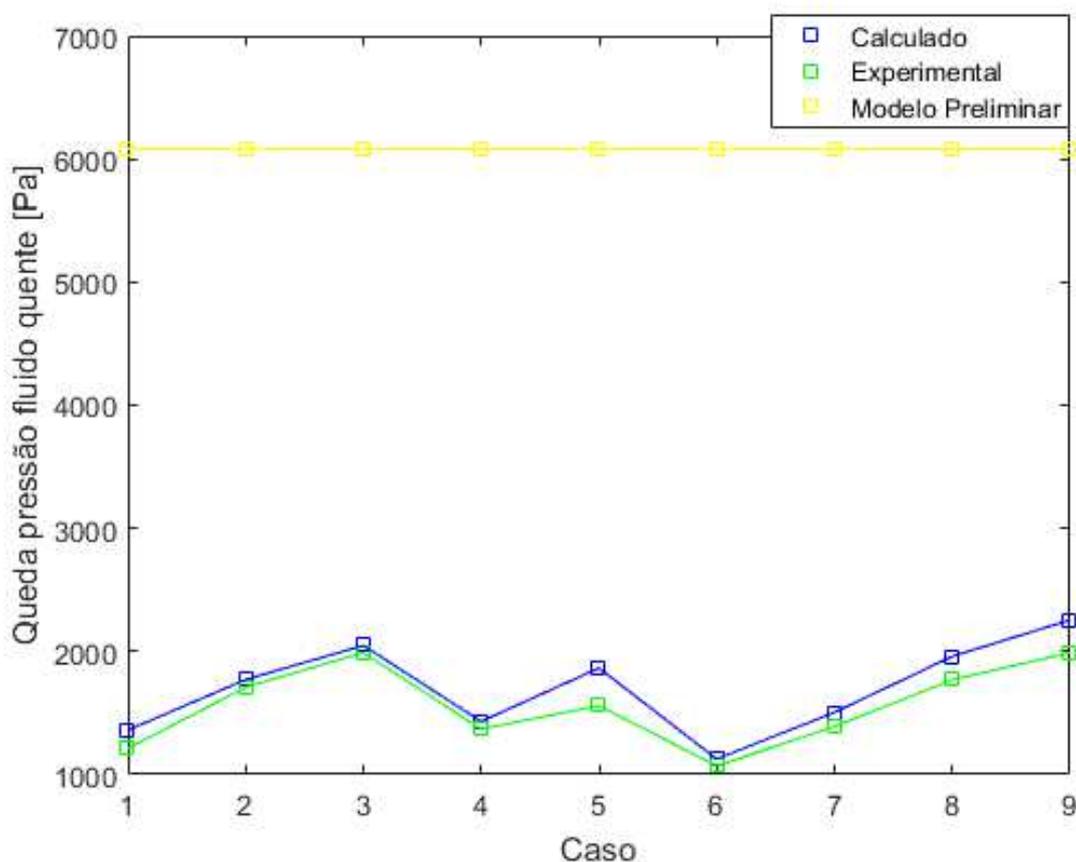


Figura 35 – Gráfico comparativo entre a queda de pressão do fluido quente em diferentes casos, para o experimento de Xu et al. (2009), para o modelo preliminar do recuperador presente no trabalho de Vieira (2019) e para o código desenvolvido no presente trabalho. Fonte: Autor

Verifica-se nesse gráfico o mesmo comportamento observado no gráfico da Figura 33, em que a queda de pressão para o modelo preliminar independe da variação da temperatura do fluido e suas propriedades físicas no escoamento, o que causa um alto erro com relação aos valores experimentais.

Os gráficos presentes nas Figuras 28, 30, 32 e 34 demonstram uma tendência semelhante entre as curvas geradas pelos dados experimentais e pelos dados calculados pelo código desenvolvido, indicando uma baixa variação do erro relativo em relação a média. Este comportamento indica que os desvios encontrados entre os valores calculados e experimentais podem ser causados pela existência de erros sistemáticos. Estes erros podem vir das considerações feitas para a pressão de entrada e composição molar dos fluidos, ou mesmo nas considerações de simplificação adotadas para geometria do recuperador.

Calculando os resultados do modelo detalhado utilizando as condições de entrada dos fluidos para operação da Capstone C30 (CAI; HUIAI; XI, 2018; CAPSTONE, 2008),

obtem-se os resultados de efetividade e queda de pressão relativa total descritos na Tabela 14.

Tabela 14 – Efetividade e queda de pressão relativa total calculadas a partir do código desenvolvido e declaradas no relatório da Capstone (2008), para parâmetros operacionais da Capstone C30.

Capstone C30			
	Calculado	Declarado	Erro absoluto
Efetividade	84,57%	86,40%	-1,83%
Queda de pressão relativa total	2,87%	3,79%	-0,92%

Verifica-se a partir da Tabela 14 que a efetividade calculada foi de 84,51%, frente a 86,40% declarado pela Capstone (CAPSTONE, 2008), representando um desvio absoluto de -1,89%. Já para a queda de pressão relativa total, o modelo detalhado obteve 2,22% frente a 3,79% declarado.

Apesar da baixa diferença entre os valores calculados e experimentais, estes se devem, assim como observado no cálculo das temperaturas e quedas de pressão, às considerações feitas durante a modelagem. Também pode-se mencionar a existência de erros sistemáticos e aleatórios durante a execução do experimento, que não foram devidamente quantificadas e disponibilizadas na literatura.

4.3 ANÁLISE PARAMÉTRICA DO RECUPERADOR

Uma análise paramétrica visa verificar a influencia de determinados parâmetros de entrada no comportamento das saídas do sistema, equipamento ou modelo. Consiste basicamente em escolher um dado de entrada que permita uma variação contínua e variá-lo, enquanto os demais permanecem constantes.

Em trocadores de calor as temperaturas, vazões e pressões de entrada são parâmetros contínuos variáveis. As temperaturas de saída, efetividade, taxa de transferência de calor e a queda de pressão são parâmetros de saída típicos de uma análise de trocador de calor.

Para o recuperador em análise neste trabalho, em sua aplicação no sistema micro-turbina não é possível executar uma análise paramétrica experimental, nem numérica no código completo, devido aos parâmetros de entrada do componente recuperador não serem diretamente variáveis.

Partindo-se então do código do componente recuperador isolado, optou-se por analisar a influência das variáveis temperaturas de entrada, e vazões dos fluidos na efetividade, taxa de transferência de calor e queda de pressão relativa total do recuperador.

A Tabela 15 indica as variáveis de entrada utilizadas na análise. Os valores na coluna fixo indicam o valor que a variável assume quando não está sendo a variável de

interesse da análise. O valor inicial e o valor final, como indicam, determinam os limites inferior e superior do intervalo de valores que a variável assume quando objeto da análise.

Tabela 15 – Valores das variáveis de entrada na análise paramétrica.

Variável	Fixo	Inicial	Final
Temperatura de entrada fluido frio ($T_{c,i}$), em K	400	400	700
Temperatura de entrada fluido quente ($T_{h,i}$), em K	800	500	800
Vazão mássica de fluido frio (\dot{m}_c), em kg/s	0,40	0,20	0,60
Vazão mássica de fluido quente (\dot{m}_h), em kg/s	0,40	0,20	0,60

As pressões de entrada dos fluidos bem como suas composições molares consideradas foram as mesmas adotadas na Seção 4.2: Validação da simulação do recuperador.

Foi desenvolvido então um código em MATLAB® capaz de executar o código gráfico desenvolvido variando os parâmetros de entrada e armazenando as saídas das variáveis de interesse e em seguida gera gráficos para a análise dos resultados obtidos. Este código desenvolvido se encontra no Apêndice D.

4.3.1 Análise dos resultados da análise paramétrica

Variando-se a temperatura de entrada do fluido frio e mantendo-se todas as demais variáveis constantes, se obtém os gráficos presentes nas Figura 36 e 37.

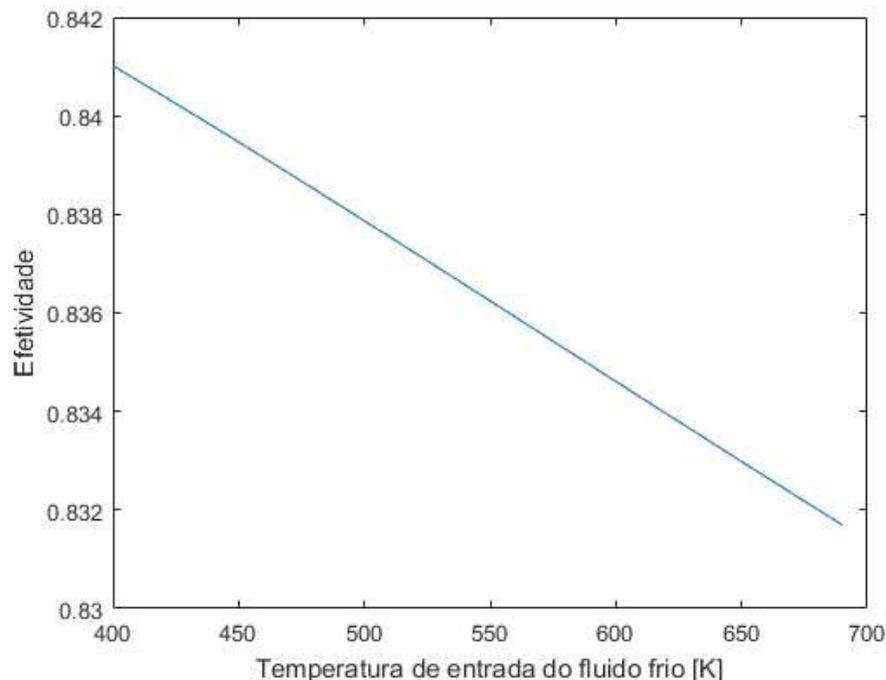


Figura 36 – Gráfico de análise paramétrica da efetividade ϵ em função da temperatura de entrada do fluido frio $T_{c,i}$. Fonte: Autor

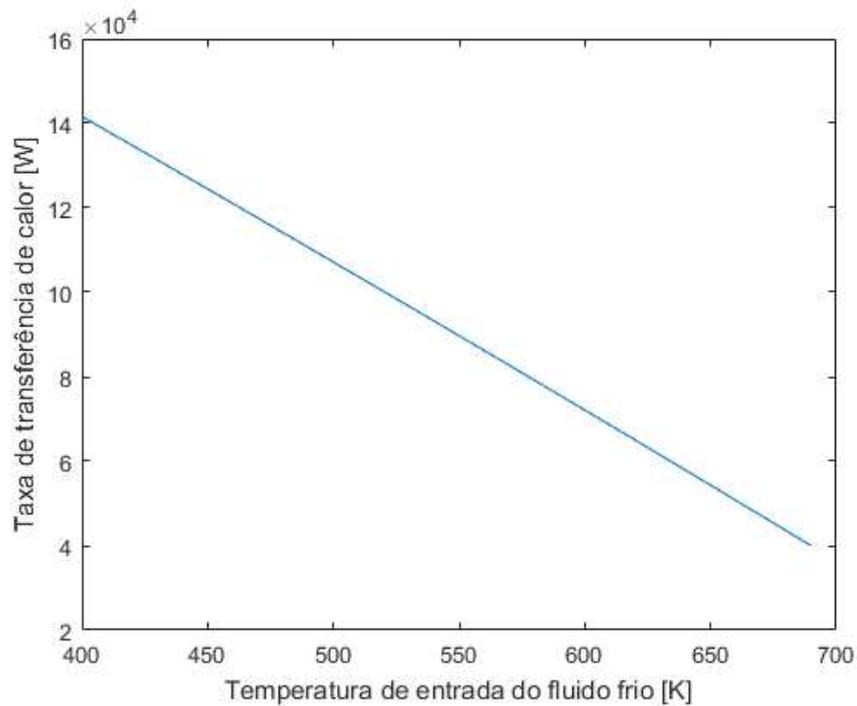


Figura 37 – Gráfico de análise paramétrica da taxa de transferência de calor q em função da temperatura de entrada do fluido frio $T_{c,i}$. Fonte: Autor

Variando-se a temperatura de entrada do fluido quente e mantendo-se todas as demais variáveis constantes, se obtém os gráficos presentes nas Figuras 38 e 39.

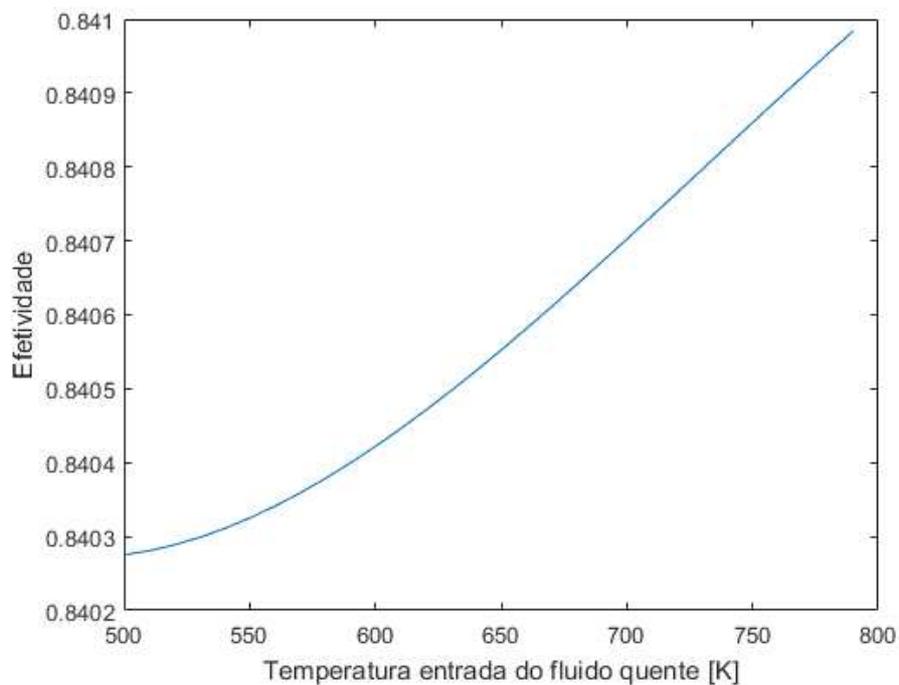


Figura 38 – Gráfico de análise paramétrica da efetividade ϵ em função da temperatura de entrada do fluido quente $T_{h,i}$. Fonte: Autor

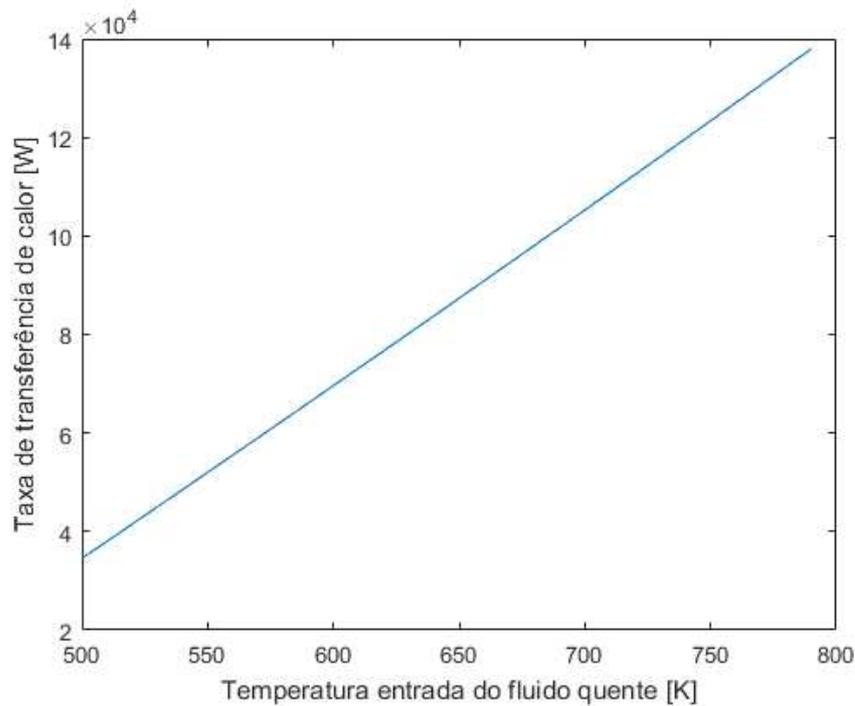


Figura 39 – Gráfico de análise paramétrica da taxa de transferência de calor q em função da temperatura de entrada do fluido quente $T_{h,i}$. Fonte: Autor

Pode-se verificar nas Figuras 36 e 37 que ambas efetividade e taxa de transferência de calor diminuem com o aumento da temperatura do fluido frio. Isso se deve a correlação existente entre as equações para determinação da transferência de calor.

Como pode ser visto na Eq. (3.35) e na Eq. (3.37), a taxa de transferência de calor real em um trocador de calor é diretamente proporcional a efetividade, a capacidade calorífica mínima entre os fluidos e a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio. Tem-se ainda de acordo com a Eq. (3.20) que o calor específico a pressão constante aumenta com o aumento da temperatura de forma não linear.

Considerando a Eq. (3.38) no caso onde $C_c = C_{min}$, podemos reescrever a equação como:

$$\epsilon \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) = (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (4.1)$$

Dada a máxima variação de temperaturas possível ($T_{h,i} - T_{c,i}$), tem-se que com o aumento de $T_{c,i}$ o valor desta diferença diminui. Com o aumento de $T_{c,i}$ o valor de $T_{c,o}$ também aumenta, porém o valor da diferença entre ambos diminui a cada aumento da temperatura de entrada.

Isso se deve ao fato de que o valor de $T_{c,o}$ não pode se igualar nem ultrapassar o valor de $T_{h,i}$ no trocador contracorrente, da mesma forma que o valor de $T_{c,i}$ não pode se igualar nem ultrapassar o valor de $T_{h,o}$, pois nesses casos não haveria transferência de

calor entre os escoamentos.

Desta forma, com o aumento da temperatura de entrada do fluido frio, se mantendo a temperatura de entrada do fluido quente fixa, para que ocorra a transferência de calor a variação $(T_{c,o} - T_{c,i})$ diminui a cada aumento de $T_{c,i}$ a uma taxa maior do que a diminuição da diferença $(T_{h,i} - T_{c,i})$.

Logo, para que a Eq. (4.1) continue verdadeira, o valor da efetividade deve diminuir, conforme se verifica no gráfico presente na Figura 36.

Partindo da Eq. (3.37), tem-se que conforme enunciado anteriormente, apesar do aumento do calor específico com o aumento da temperatura de entrada do fluido frio, ambas efetividade e diferença $(T_{h,i} - T_{c,i})$ diminuem, a ordens de grandeza superiores do aumento do cp . Logo o valor da taxa de transferência de calor diminui, conforme pode ser visualizado na Figura 36.

Da mesma forma, com o aumento de $T_{h,i}$ mantendo-se $T_{c,i}$ constante, ocorre um aumento da diferença $(T_{h,i} - T_{c,i})$. Desta forma utilizando as mesmas equações e justificativas, pode-se chegar a conclusão que ocorre o efeito oposto do verificado quando se aumenta $T_{c,i}$ mantendo-se $T_{h,i}$ constante. Tal comportamento justifica os gráficos obtidos pela simulação e apresentados nas Figuras 38 e 39.

O resultado do comportamento das quedas de pressão relativas totais com a variação das temperaturas pode ser verificado nas Figuras 40 e 41.

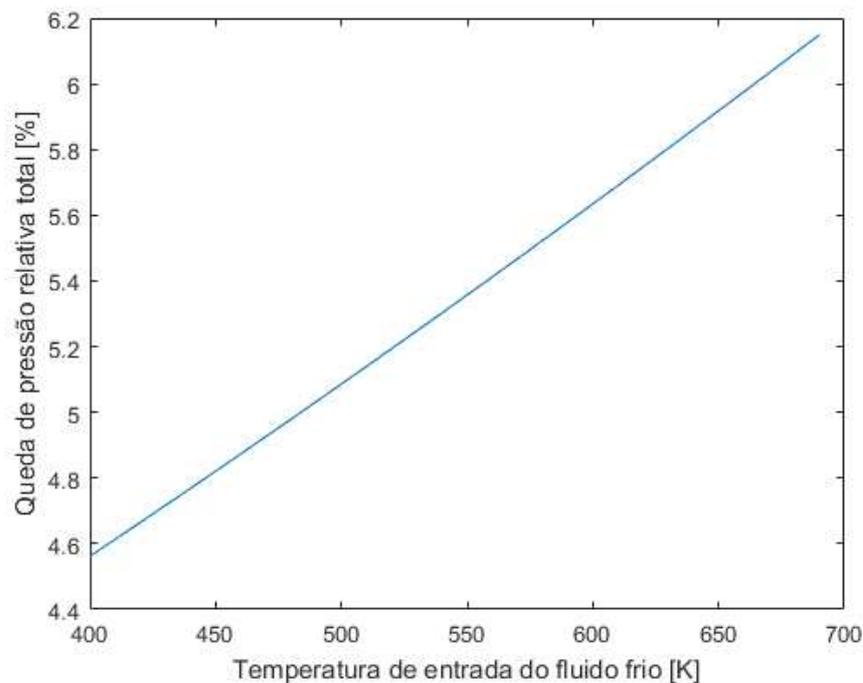


Figura 40 – Gráfico de análise paramétrica da queda de pressão relativa total δP_{tot} em função da temperatura de entrada do fluido frio $T_{c,i}$. Fonte: Autor

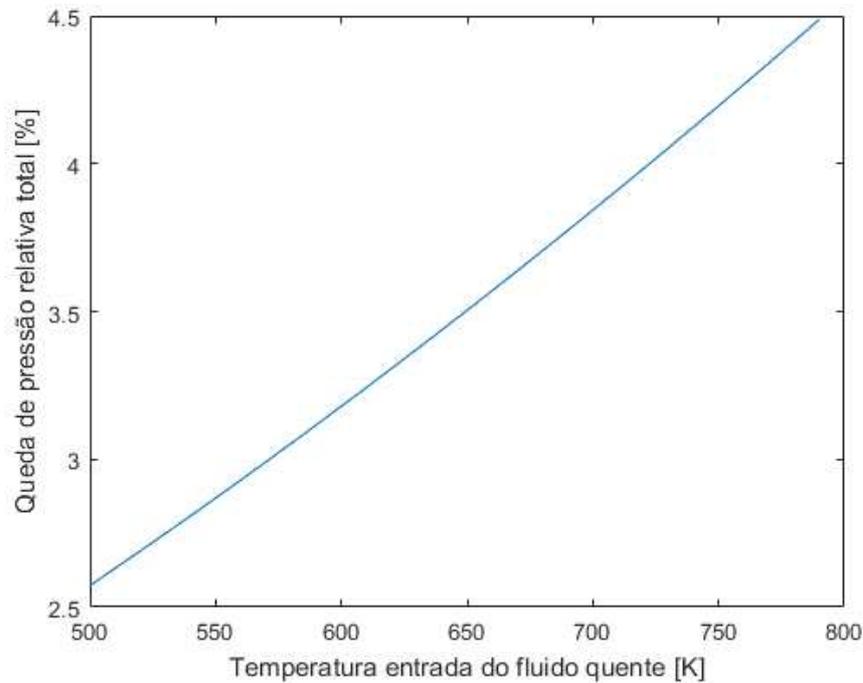


Figura 41 – Gráfico de análise paramétrica da queda de pressão relativa total δP_{tot} em função da temperatura de entrada do fluido quente $T_{h,i}$. Fonte: Autor

De acordo com as equações presentes na Tabela 7, verifica-se que para ambos os lados, a queda de pressão é diretamente proporcional a densidade e ao quadrado da velocidade média do fluido no escoamento. A Eq. (3.41) indica que a velocidade é inversamente proporcional à temperatura, enquanto a densidade (Eq. (3.12)) é, por sua vez inversamente proporcional a temperatura.

Logo, com o aumento da temperatura ocorre uma diminuição da densidade, que por sua vez aumenta a velocidade média do fluido no escoamento. A densidade possui uma ordem de grandeza inferior a da velocidade, logo a diminuição da densidade devido o aumento da temperatura não interfere no aumento da queda de pressão devido ao aumento da velocidade. Desta forma se confirma o comportamento verificados nos gráficos presentes nas Figuras 40 e 41.

Variando-se a temperatura de entrada do fluido quente e mantendo-se todas as demais variáveis constantes, se obtém os gráficos presentes nas Figuras 42 e 43.

Considerando a Eq. (3.38) no caso de temperaturas fixas, considerando $C_c = C_{min}$, podemos reescrever a equação como:

$$\epsilon \cdot \dot{m}_c \cdot cp_c(T_{h,i} - T_{c,i}) = \dot{m}_h \cdot cp_h(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (4.2)$$

sendo que a diferença $(T_{h,i} - T_{c,i})$ se mantém constante, bem como o valor de \dot{m}_h . Tem-se também que $(T_{h,i} - T_{c,i}) > (T_{h,i} - T_{h,o})$ para qualquer valor de \dot{m}_c .

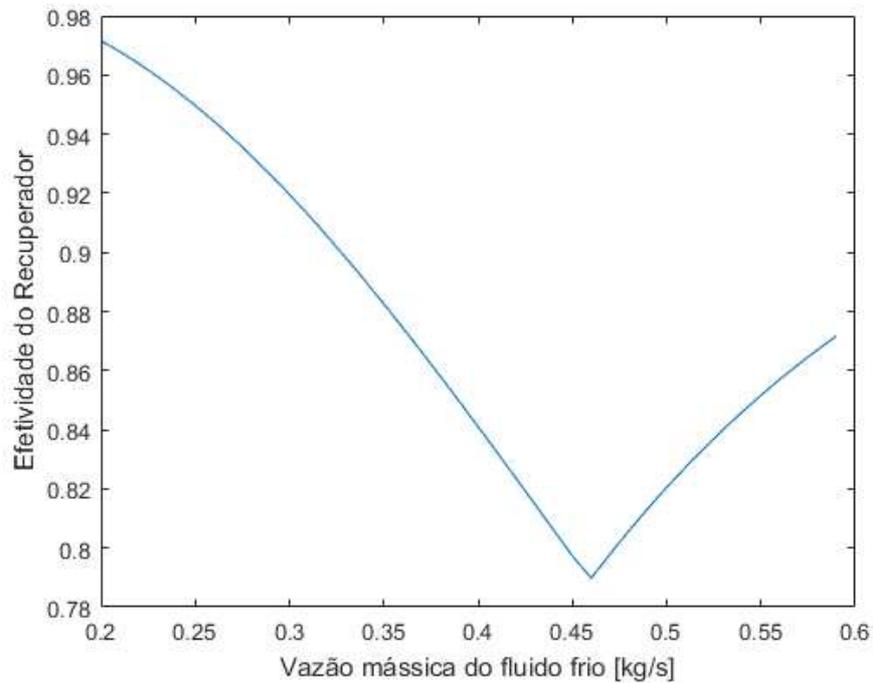


Figura 42 – Gráfico de análise paramétrica da efetividade ϵ em função da vazão mássica de fluido frio \dot{m}_c . Fonte: Autor

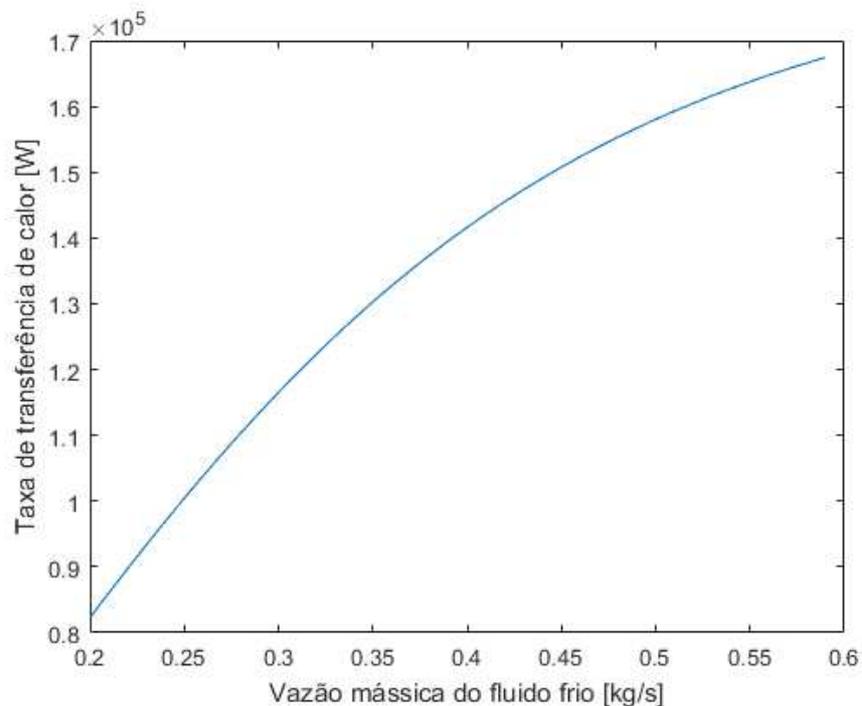


Figura 43 – Gráfico de análise paramétrica da taxa de transferência de calor q em função da vazão mássica de fluido frio \dot{m}_c . Fonte: Autor

Considerando uma idealização na qual os calores específicos como sendo próximos e invariáveis com a temperatura, da a Eq. (3.37) temos que aumentando \dot{m}_c e mantendo \dot{m}_h e a diferença $(T_{h,i} - T_{h,o})$ constantes, a diferença $(T_{c,o} - T_{c,i})$ deve diminuir. Mantendo

a diferença $(T_{c,o} - T_{c,i})$ constantes, a diferença $(T_{h,i} - T_{h,o})$ deve aumentar para manter a igualdade. Estas suposições indicam que há uma tendência que a variação de temperatura do fluido cuja a vazão seja aumentada deve diminuir para compensar o aumento da vazão, enquanto que variação da temperatura do fluido cuja vazão se manteve constante deve diminuir.

Logo, as temperaturas médias do fluidos frio e quente, e conseqüentemente o cp tendem a diminuir quando se aumenta a vazão do fluido frio. Por fim, a condição $C_c = C_{min}$, implica em $(T_{h,i} - T_{h,o}) < (T_{c,o} - T_{c,i})$ para que a Eq. (3.37) também se mantenha verdadeira.

Retornando a Eq. (4.2), conforme aumenta-se a vazão do fluido frio, o cp de ambos os fluidos diminui, e como $(T_{h,i} - T_{c,i}) > (T_{h,i} - T_{h,o})$ e \dot{m}_h se mantém constante, a efetividade deve diminuir para que a equação permaneça verdadeira enquanto se aumenta \dot{m}_c .

Existe entretanto um limite para o qual este comportamento da efetividade se altera. Quando o produto $\dot{m}_h \cdot cp_h$ se torna menor que $\dot{m}_h \cdot cp_h$, temos que C_{min} se torna C_h .

Para este caso, reescrevemos a Eq. (3.38) como:

$$\epsilon \cdot \dot{m}_h \cdot cp_h (T_{h,i} - T_{c,i}) = \dot{m}_c \cdot cp_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (4.3)$$

Nesta equação, \dot{m}_h , $(T_{h,i} - T_{c,i})$ são fixos, e como demonstrado anteriormente, cp_h diminui com o aumento da vazão de fluido frio. No lado direito, temos cp_c e $(T_{c,o} - T_{c,i})$ diminuindo com o aumento de \dot{m}_c , que vai se tornado muito maior que a vazão de fluido quente.

Devido a esse comportamento, existe então um ponto no qual o aumento da vazão supera a diminuição nos valores de cp_h e $(T_{c,o} - T_{c,i})$. Como no lado esquerdo \dot{m}_h , $(T_{h,i} - T_{c,i})$ são fixos, e cp_h diminui, a partir deste ponto a efetividade começa a subir de forma que a Eq. (4.3) mantenha-se verdadeira, confirmando assim que o comportamento do gráfico da Figura 42 está de acordo com o esperado pela teoria.

Dada a Eq. (3.37), olhando para a equação da taxa de transferência de calor do fluido quente temos:

$$q = \dot{m}_h \cdot cp_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (4.4)$$

na qual \dot{m}_h é constante, enquanto cp_h diminui em pequenas ordens de grandeza e $(T_{h,i} - T_{h,o})$ aumenta em ordens de grandeza superiores com o aumento da vazão de fluido frio. Logo, independente da diminuição ou aumento da efetividade, o calor trocado no

trocador sempre aumenta, até o limite no qual $T_{h,o}$ se aproxima de $T_{c,i}$. Desta forma o gráfico da Figura 43 condiz com a previsão teórica.

Para os gráficos das Figuras 44 e 45 que relacionam a variação da vazão de fluido quente com a efetividade e taxa de transferência de calor, a explicação teórica é análoga à desenvolvida para os gráficos das Figuras 42 e 43. Deve-se atentar no entanto, que o aumento da vazão do fluido quente aumenta a temperaturas de saída de ambos os fluidos, provocando o aumento também dos calores específicos.

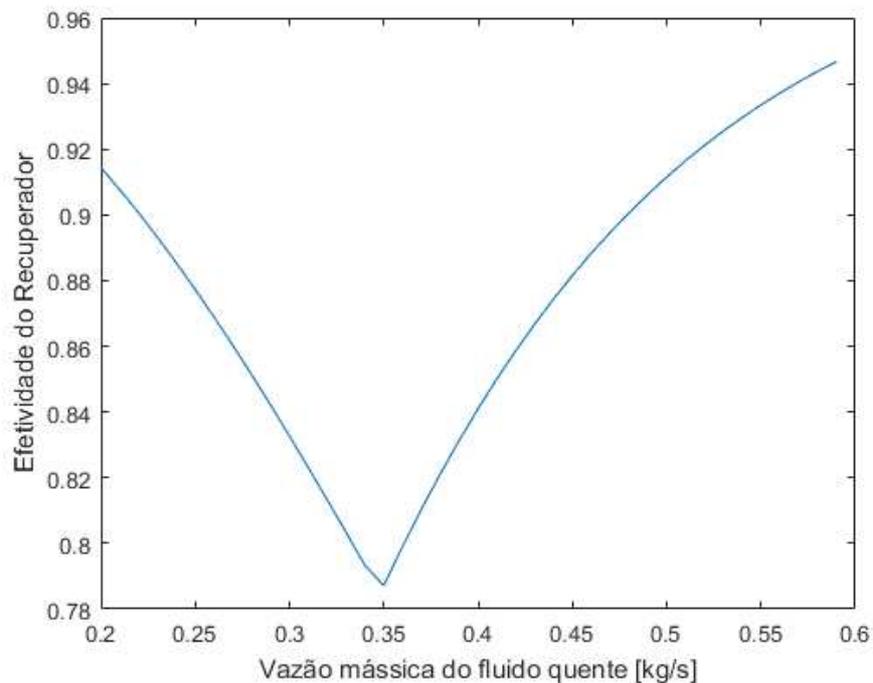


Figura 44 – Gráfico de análise paramétrica da efetividade ϵ em função da vazão mássica de fluido quente \dot{m}_h . Fonte: Autor

Desta forma, fixando \dot{m}_c na mesma vazão definida para \dot{m}_h no caso da variação da vazão do fluido frio, espera-se o mesmo perfil de curva no gráfico, porém com a mudança de comportamento acontecendo a uma vazão mais baixa. Este comportamento é de fato verificado no gráfico da Figura 44, o qual a mudança ocorre em $\dot{m}_h \approx 0,35 \text{ kg/s}$, enquanto no gráfico da Figura 42 ocorre em $\dot{m}_c \approx 0,46 \text{ kg/s}$.

Para a taxa de transferência de calor, retornando a Eq. (3.37), para do fluido frio temos:

$$q = \dot{m}_c \cdot c_{p_c}(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (4.5)$$

na qual \dot{m}_c é constante, enquanto c_{p_c} aumenta em pequenas ordens de grandeza e $(T_{c,o} - T_{c,i})$ aumenta em ordens de grandeza superiores com o aumento da vazão de fluido quente. desta forma a quantidade de calor trocado no recuperador sempre aumenta, até o

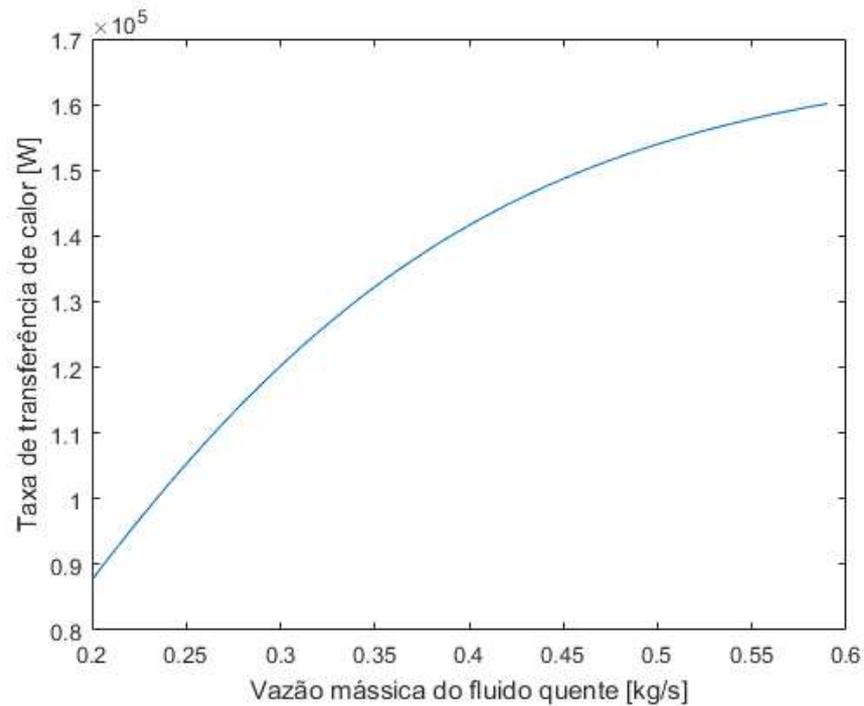


Figura 45 – Gráfico de análise paramétrica da taxa de transferência de calor q em função da vazão mássica de fluido quente \dot{m}_h . Fonte: Autor

limite no qual $T_{c,o}$ se aproxima de $T_{h,i}$. Desta forma se confirma a boa correlação entre o gráfico da Figura 45 e a previsão teórica.

Os gráficos das Figuras 46 e 47 apresentam o comportamento das quedas de pressão relativas totais de acordo com a variação das vazões dos fluidos quente e frio.

Retornando às equações presentes na Tabela 7, às formulações de densidade e velocidade média, e as análises dos gráficos presentes nas as Figuras 42, 43, 44 e 45, verifica-se a correlação entre o perfil das curvas dos gráficos e o comportamento esperado para as variáveis.

A densidade, segundo a Eq. (3.12) é inversamente proporcional a temperatura. Tem-se que para o fluido frio e quente, a temperatura média diminui com o aumento da vazão, sendo assim ocorre um aumento da densidade proporcional à variação da vazão.

Para a velocidade média no escoamento, a Eq. (3.41) indica que esta é diretamente proporcional a vazão e inversamente proporcional a densidade. Como indicado na Tabela 7, as quedas de pressão são diretamente proporcionais à densidade, porém também proporcionais ao quadrado da velocidade média.

Temos que, quando varia-se a vazão de fluido frio, aumenta-se diretamente o valor da velocidade média, e diminui-se a temperatura média do escoamento, o que aumenta a densidade. como ambos os termos estão aumentando, a queda de pressão no escoamento do fluido frio aumentará acompanhando esta variação.

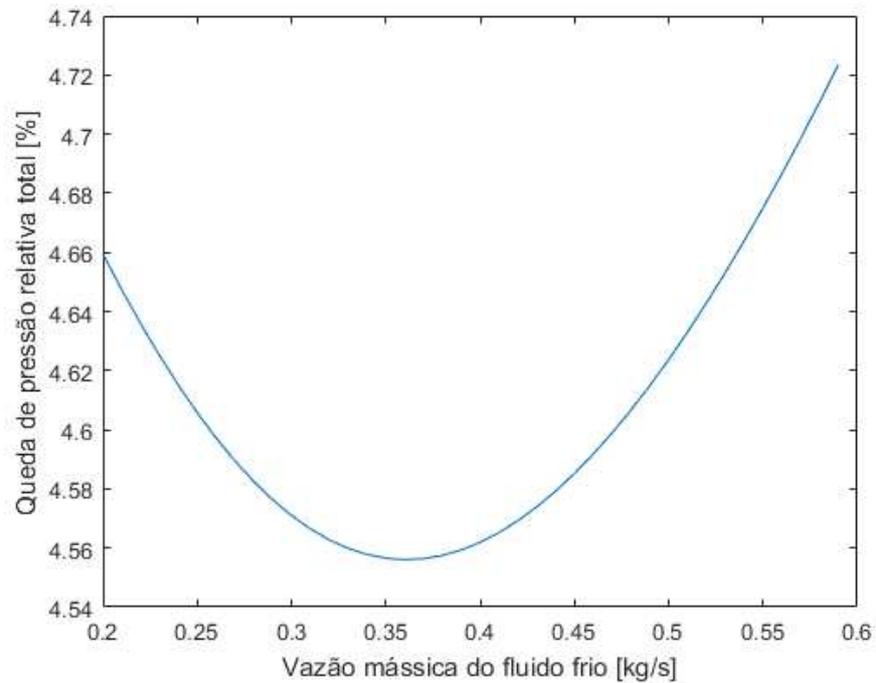


Figura 46 – Gráfico de análise paramétrica da queda de pressão relativa total δP_{tot} em função da vazão mássica do fluido frio \dot{m}_c . Fonte: Autor

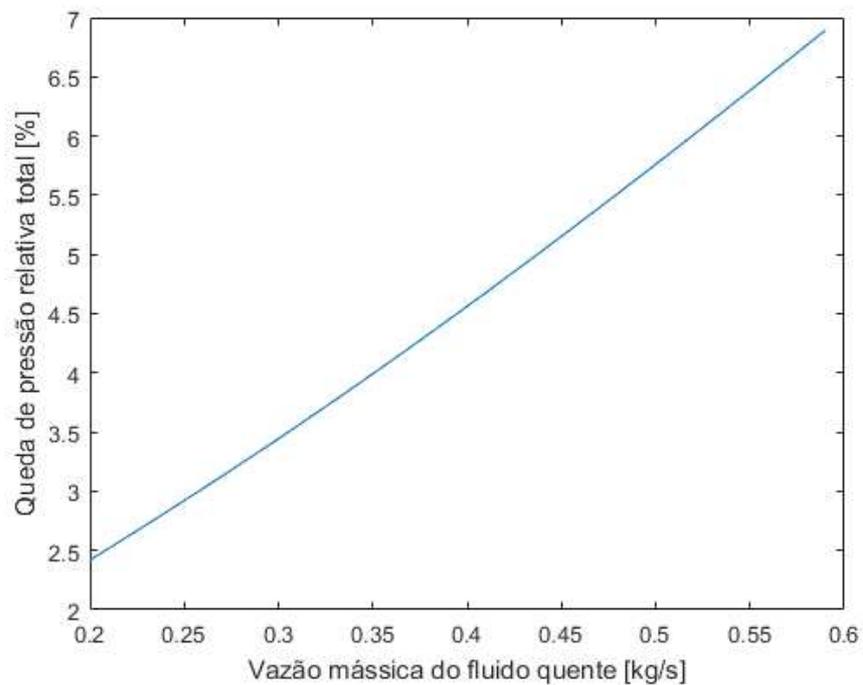


Figura 47 – Gráfico de análise paramétrica da queda de pressão relativa total δP_{tot} em função da vazão mássica do fluido quente \dot{m}_h . Fonte: Autor

Logo, o comportamento de queda de pressão no início do gráfico presente na Figura 46 se deve a mudança na queda de pressão no escoamento do fluido quente, que deve diminuir. Retomando a Eq. (3.41), temos que, com o aumento da vazão do fluido

frio, a temperatura média no escoamento do fluido quente diminuirá, o que como já citado anteriormente, ocasiona o aumento da densidade. Porém, como a vazão mássica do fluido quente se mantém constante, caso a densidade seja dimensionalmente próxima a vazão, ocorrerá a diminuição da queda de pressão no escoamento do fluido quente conforme se aumente a vazão do fluido frio.

O ponto de mínimo no gráfico presente na Figura 46 é explicado como sendo o ponto no qual o comportamento de diminuição da queda de pressão relativa no fluido quente é superado pelo comportamento crescente da queda de pressão relativa no escoamento do fluido frio.

Já o caso do gráfico presente na Figura 47 é análogo aos casos dos gráficos das Figuras 40 e 41: o aumento da vazão de fluido quente, aumenta a temperatura média dos fluidos. Conseqüentemente, para o fluido quente a densidade diminui, e a velocidade do escoamento aumenta, neste caso devido tanto à diminuição da densidade, quanto ao aumento da vazão. O mesmo ocorre com o fluido frio, mas em menor grau devido à vazão constante.

4.4 ANÁLISE DA DESTRUIÇÃO DA EXERGIA

Utilizando os parâmetros de entrada da Tabela 9 e o código em linguagem gráfica desenvolvido para o recuperador, foi desenvolvido um código MATLAB[®] que processa as saídas necessárias para os cálculos expressos na Seção 3.6, e assim retorna os valores das exergias de entrada e saída, das irreversibilidades totais, das irreversibilidades devido a transferência de calor entre os fluidos a uma diferença finita de temperaturas de devido a queda de pressão, e da eficiência exergética do recuperador.

O código desenvolvido para esse calculo pode ser verificado na Apêndice E.

4.4.1 Análise dos resultados do cálculo das irreversibilidades

Após a execução do código para análise da destruição da exergia obteve-se os seguintes resultados, expressos nas Tabelas 16 e 17.

Tabela 16 – Valores de exergia, perdas e irreversibilidades obtidos através da simulação para determinação da destruição de exergia no recuperador.

\dot{E}_i [kW]	\dot{E}_o [kW]	\dot{L} [kW]	$\dot{I}_{\Delta t}$ [kW]	$\dot{I}_{\Delta P}$ [kW]
54,5	49,9	4,56	3,99	0,573

Com posse desses valores, é possível desenvolver um diagrama de Grassmann também conhecido como diagrama de exergia, que relaciona as entradas e saídas de exergia, bem como as perdas verificadas no recuperador, devido a transferência de calor à

Tabela 17 – Valores percentuais com relação à exergia de entrada e com relação às perdas totais de exergia, e a eficiência exergética do recuperador obtida através da simulação.

$\dot{I}_{\Delta T}/\dot{E}_i$	$\dot{I}_{\Delta P}/\dot{E}_i$	$\dot{I}_{\Delta T}/\dot{L}$	$\dot{I}_{\Delta P}/\dot{L}$	ψ
7,32%	1,05%	87,44%	12,56%	91,63%

uma diferença finita de temperaturas e devido a queda de pressão. Este diagrama pode ser visto na Figura 48.

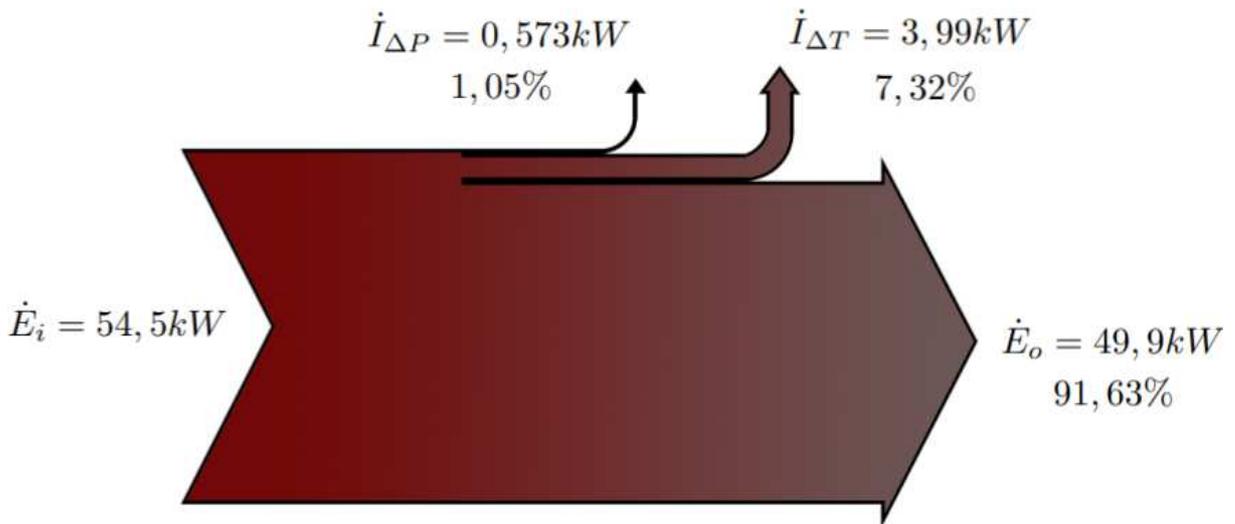


Figura 48 – Diagrama de Grassmann ou diagrama de exergia para o recuperador de calor. Fonte: Autor

Através destes resultados, observa-se que a destruição de exergia no recuperador foi inferior a 9%, indicando assim que o recuperador em questão possui uma alta eficiência exergética.

Quando observados os percentuais relativos a cada contribuição da irreversibilidade, verifica-se que as irreversibilidades devido a queda de pressão causam uma destruição da exergia de 1,05% enquanto as irreversibilidades devido a transferência de calor causam uma destruição de 7,32%. Em termos das perdas totais, as devido a queda de pressão representam 12,56%, enquanto as devido a transferência de calor representam 87,44%.

Esta distribuição da destruição da exergia entre as contribuições referentes a queda de pressão e transferência de calor é de acordo com o comportamento indicado na literatura. Este comportamento pode ser explicado devido aos objetivos de projeto de um trocador de calor, no qual deseja-se aumentar a efetividade de forma a aumentar a transferência de calor entre os fluidos, ao passo que deseja minimizar a queda de pressão. Se tratando de recuperadores aplicados em microturbinas, esse compromisso entre máxima efetividade e mínima queda de pressão se torna ainda mais crítico.

Em termos da eficiência exergética do recuperador, o mesmo apresenta uma alta

eficiência, de 91,63%. Essa eficiência elevada, verificada no equipamento evidencia sua contribuição para a eficiência da microturbina, pois indica que menos trabalho potencial que poderia ser obtido a partir do fluxo é perdido neste componente.

Esta análise preliminar da destruição da exergia e da eficiência exergetica abre caminho a análises mais complexas, como por exemplo de coeficientes de vínculos estruturais, de exergo-economia, de otimização, entre outras, que não se encontram dentro do escopo do presente trabalho.

5 CONCLUSÕES

5.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho desenvolvido contemplou o desenvolvimento de uma simulação detalhada do recuperador de calor de superfície primária de uma microturbina Capstone C30, aplicada a uma bancada de estudos de propulsão híbrida desenvolvida pelo GCEME UFJF.

Modelos analíticos foram empregados, e a partir do método efetividade-NUT foi possível obter as temperaturas de saídas dos fluidos com base nas características construtivas do recuperador e das propriedades dos fluidos. Com base no modelo para queda de pressão proposto por (CAI; HUAI; XI, 2018) a queda de pressão para cada fluido pode ser determinada.

Com estes modelos um algoritmo foi desenvolvido e convertido para um código gráfico em Simulink®, sendo este validado por dados presentes na literatura. Esta validação se deu para 9 casos experimentais publicados, obtendo um erro relativo máximo de 3,17% entre a temperatura de saída do fluido frio obtida pela simulação com o código desenvolvido e a obtida através do experimento. Estes resultados representam um erro menor que o modelo preliminar simplificado para os mesmos casos.

Para a temperatura de saída do fluido quente, o erro relativo foi maior, em média 14,61% entre o resultado da simulação e o experimental. Porém este erro apresentou uma consistência em todos os casos, possuindo variações mínimas. Isso indica uma boa correlação entre o código desenvolvido e o comportamento do equipamento, podendo este erro ser causado por alguma consideração que induziu um erro sistemático nos cálculos, que pode futuramente ser melhorado a partir de estudos mais aprofundados. Destaca-se também a invariância da temperatura de saída do fluido quente calculada a partir do código preliminar, o que indica a limitação do modelo simplificado e ressalta a melhoria obtida para simulação com o modelo implementado no presente trabalho.

Os valores das pressões de saída do fluido frio apresentaram as maiores variações entre os resultados da simulação e os resultados experimentais, sendo em média 31,17%. Porém, assim como no caso da temperatura de saída do fluido quente, verifica-se um comportamento semelhante nas variações dos pontos caso a caso, o que indica uma boa correlação entre o modelo detalhado implementado para simulação e o comportamento do equipamento, sendo as diferenças observadas advindas de erros sistemáticos. Esses erros poderão ser diminuídos futuramente a partir de estudos mais aprofundados sobre a geometria do recuperador e os fluidos utilizados. Quando comparados aos resultados obtidos pelo modelo simplificado, que foram invariáveis independente dos casos, verifica-se a melhoria obtida através da implementação do código detalhado.

Para as pressões de saída do fluido quente, o erro médio verificado entre os valores

calculados pelo modelo desenvolvido e os obtidos experimentalmente foi de 8,96%. Apesar de uma maior variação nos erros relativos, verifica-se que a distribuição dos valores obtidos pela simulação e pelo experimento são semelhantes, o que indica que conforme já mencionado anteriormente para as demais variáveis, os resultados poderão ser melhorados de forma a diminuir os erros observados através de estudos futuros mais aprofundados. O valor da queda de pressão para o fluido quente obtida pelo modelo simplificado, tal como para o caso da pressão de saída do fluido frio invariou independente dos casos, evidenciando a melhoria obtida com o maior detalhamento no modelo implementado pelo presente trabalho.

Mesmo utilizando uma formulação simplificada dos gases no escoamento da microturbina, utilizando os parâmetros operacionais divulgados, obteve-se uma diferença absoluta de 1,83% no valor de efetividade calculado pelo modelo detalhado e 0,92% para queda de pressão relativa total. Isto sugere uma boa correlação do modelo implementado na simulação com o equipamento, tendo em vista que o mesmo ainda pode ser melhorado utilizando uma formulação mais precisa dos fluidos no escoamento.

Uma análise paramétrica utilizando uma variação dos valores de entrada foi conduzida utilizando o código desenvolvido. Apesar desta variação não representar condições reais de operação do recuperador durante seu uso na microturbina, o comportamento verificado nas variáveis de efetividade, taxa de transferência de calor e queda de pressão relativa total foi de acordo com o esperado pela literatura, tendo em vista as características do trocador de calor em estudo.

Por fim, a simulação foi acionada por um código que calcula a destruição de exergia (irreversibilidades) no recuperador, suas parcelas devido a transferência de calor entre os fluidos à uma diferença finita de temperaturas e devido a queda de pressão no escoamento, e sua eficiência exergética. Considerando toda exergia que entra no recuperador, tanto devido ao fluido frio quanto ao fluido quente, 8,37% é destruída devido as irreversibilidades, indicando uma eficiência exergética de 91,63%. A maior parcela da destruição de exergia foi devido a transferência de calor entre os fluidos à uma diferença finita de temperaturas, representando 87,44% do total de exergia destruída, frente a 12,56% do total de exergia destruída sendo devido a queda de pressão. Estes valores são condizentes com a literatura e com a filosofia de projeto de um trocador de calor, que consiste na maximização da efetividade com a minimização da queda de pressão nos escoamentos.

Vale ressaltar a importância do cálculo das irreversibilidades, que é o primeiro passo para análises mais completas envolvendo a segunda lei da termodinâmica, como análises termo-econômicas envolvendo os custos exegéticos num sistema, e otimizações de parâmetros de forma a minimizar esse custo.

Desta forma, provou-se o potencial do código desenvolvido, que possui tanto a intercambialidade necessária para integrar a simulação completa desenvolvida pelo GCEME,

quanto a autonomia de ser utilizado separadamente para estudos do componente específico. Os blocos das equações podem ser facilmente modificados de forma a obter informações ou mesmo possibilitar melhorias posteriores, o que não era possível com o código simplificado.

O desenvolvimento de códigos para o cálculo das propriedades dos fluidos representa também um avanço no detalhamento da turbina, tendo em vista que os mesmos permitem o cálculo das propriedades levando em conta a pressão e a temperatura. Os mesmos foram desenvolvidos de forma a contemplar diferentes misturas de gases, bem como ser implementado além do código desenvolvido para o recuperador, em qualquer ponto da simulação da microturbina, ou demais simulações que venham a ser desenvolvidas posteriormente pelo GCEME.

Assim, conclui-se que o trabalho atingiu seu objetivo, de desenvolver uma ferramenta que permita simular o recuperador com maior precisão que o modelo preliminar, levando em conta as particularidades de construção do equipamento e as propriedades termo-físicas dos fluidos envolvidos, abrindo espaço para futuras análises mais aprofundadas no sistema.

5.2 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Dando continuidade ao presente trabalho, alguns tópicos são de especial interesse:

1. Obtenção dos dados geométricos do recuperador in loco e validação da simulação do mesmo com os dados experimentais obtidos nos testes da bancada de propulsão híbrida.
2. Para que a simulação da microturbina apresente dados mais próximos do experimental, de forma que a mesma possa ser utilizada como base sólida para prever resultados nos experimentos futuros, recomenda-se o detalhamento dos demais componentes deste equipamento.
3. Aplicação de uma ferramenta de cálculo de cinética química, a qual possa informar com precisão a composição química e propriedades termo-físicas dos gases envolvidos no processo de combustão, de acordo com combustível utilizado, nos diferentes pontos da microturbina.
4. Utilizar a presente simulação, juntamente com modelos mais detalhados dos demais componentes para executar uma análise termo-econômica da propulsão híbrido-elétrica em aeronaves, conforme sugerido no trabalho de Machado (2019).
5. Utilizar a presente simulação, juntamente com modelos mais detalhados dos demais componentes para executar uma análise dos coeficientes de vínculos estruturais entre as irreversibilidades do componente recuperador com o sistema microturbina e o macro-sistema bancada de propulsão híbrida.

6. Propor uma otimização da geometria do recuperador com base no custo exergo-econômico do produto final do sistema de propulsão híbrida.

REFERÊNCIAS

- BEJAN, A. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research*, Wiley, v. 26, n. 7, p. 0–43, 2002. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/er.804>>. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 42.
- BENITO, Y. R. *Aplicação de nanofluidos em sistemas secundários de refrigeração*. 172 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Pontífica Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012. Citado na página 42.
- BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. *Transport phenomena*. John Wiley Sons, 2002. Citado na página 54.
- BUCKER, D.; SPAN, R.; WAGNER, W. Thermodynamic property models for moist air and combustion gases. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, ASME International, v. 125, n. 1, p. 374–384, dez. 2002. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.1520154>>. Citado 4 vezes nas páginas 13, 52, 54 e 55.
- CAI, J.; HUAI, X.; XI, W. An optimal design approach for the annular involute-profile cross wavy primary surface recuperator in microturbine and an application case study. *Energy*, Elsevier, v. 153, p. 80–89, jun. 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.016>>. Citado 13 vezes nas páginas 13, 23, 41, 47, 53, 56, 57, 59, 62, 70, 71, 79 e 94.
- CAPSTONE. *Advanced Micro Turbine System (AMTS) - C200 Micro Turbine - Ultra-Low Emissions Micro Turbine*. United States, 2008. U.S. Department of Energy - Office of Scientific and Technical Information. Disponível em: <<https://www.osti.gov/biblio/975026>>. Citado 11 vezes nas páginas 9, 10, 13, 23, 33, 40, 44, 47, 59, 79 e 80.
- CAPSTONE. *Capstone Turbine Corporation - C30*. 2019. Disponível em: <<https://www.capstoneturbine.com/products/c30>>. Acesso em: 20 nov. 2019. Citado 3 vezes nas páginas 9, 21 e 33.
- DINCER, I.; ROSEN, M. A. *Exergy: energy, environment and sustainable development*. 1. ed. [S.l.]: Elsevier, 2007. ISBN 978-0-08-044529-8. Citado 2 vezes nas páginas 42 e 65.
- EHSANI, M. et al. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design*. [S.l.]: CRC Press, 2004. ISBN 0-8493-3154-4. Citado na página 25.
- HESSELGREAVES, J. E. *Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation*. 1. ed. [S.l.]: Pergamon, 2001. ISBN 978-0-0804-2839-0. Citado 4 vezes nas páginas 21, 37, 42 e 65.
- HØYER, K. G. The history of alternative fuels in transportation: The case of electric and hybrid cars. *Utilities Policy*, v. 16, n. 2, p. 63–71, 2008. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957178707000768>>. Citado na página 25.
- INCROPERA, F. P. et al. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014. ISBN 978-8-5216-2587-2. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 38.

IUPAC. Standard atomic weights of 14 chemical elements revised. *Chemistry International*, Walter de Gruyter GmbH, v. 40, n. 4, p. 23–24, out. 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1515/ci-2018-0409>>. Citado na página 52.

JUNIOR, J. M. [S.l.]: Globo, 2011. Tradução brasileira do livro *The Car Book*. Citado na página 25.

JUSTICE, K. M. *Modeling and Simulation of a Microturbine Generator to be Coupled With a Molten Carbonate Fuel Cell for Distributed Generation*. 247 p. Dissertação (Master of Science in Engineering) — Wright State University, Dayton, USA, 2007. Citado 4 vezes nas páginas 9, 34, 40 e 41.

KADAMBI, V.; ETEMAD, S.; RUSSO, L. Primary surface heat exchanger for a ground vehicle gas turbine. In: *SAE Technical Paper Series*. Detroit, MI, USA: SAE International, 1992. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/920148>>. Citado na página 32.

KAKAC, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. 3. ed. [S.l.]: CRC Press, 2012. ISBN 978-1-4398-4991-0. Citado 3 vezes nas páginas 21, 35 e 36.

KANG, Y.; JR., R. D. M. *Recuperator Assembly and Procedures*. 2006. Depositante: Capstone Turbine Corporation, Chatsworth, CA (US). Patent n. US 2006/0137868 A1. Depósito: 28 oct. 2003. Concessão: 29 jun. 2006. Disponível em: <<https://patents.google.com/patent/US20060137868A1/en>>. Acesso em: 15 jan. 2020. Citado 3 vezes nas páginas 9, 33 e 45.

KANG, Y.; MCKEIRNAN, R. Annular recuperator development and performance test for 200kw microturbine. In: *Volume 3: Turbo Expo 2003*. ASMEDE, 2003. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/gt2003-38522>>. Citado 4 vezes nas páginas 9, 31, 39 e 40.

KOTAS, T. Exergy concepts for thermal plant. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Elsevier BV, v. 2, n. 3, p. 105–114, set. 1980. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0142-727x\(80\)90028-4](https://doi.org/10.1016/0142-727x(80)90028-4)>. Citado na página 41.

KYPRIANIDIS, K. G. et al. Thermo-fluid modelling for gas turbines—part i: Theoretical foundation and uncertainty analysis. In: *Volume 4: Cycle Innovations Industrial and Cogeneration Manufacturing Materials and Metallurgy Marine*. Orlando, FL, USA: ASMEDE, 2009a. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/gt2009-60092>>. Citado na página 29.

KYPRIANIDIS, K. G. et al. Thermo-fluid modelling for gas turbines—part II: Impact on performance calculations and emissions predictions at aircraft system level. In: *Volume 4: Cycle Innovations Industrial and Cogeneration Manufacturing Materials and Metallurgy Marine*. Orlando, FL, USA: ASMEDE, 2009b. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/gt2009-60101>>. Citado na página 29.

KYPRIANIDIS, K. G. et al. Uncertainty in gas turbine thermo-fluid modelling and its impact on performance calculations and emissions predictions at aircraft system level. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, SAGE Publications, v. 226, n. 2, p. 163–181, nov. 2011. Disponível em: <<https://doi.org/10.1177/0954410011406664>>. Citado na página 29.

MACHADO, G. S. *Análise Termoeconômica da Propulsão Híbrido-elétrica em Aeronaves (Estudo de Caso)*. 2019. 45 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, 2019. Citado 2 vezes nas páginas 28 e 96.

MALDONADO, M. A. R. *Desenvolvimento de Modelos Matemáticos Representativos do Comportamento Dinâmico de Micro-Turbinas para a Conexão na Rede Elétrica*. 203 p. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2010. Citado na página 27.

MATOS, M. A. A. de. Propriedades termofísicas de alguns gases, sólidos e da Água. 1998. Citado na página 52.

MCDONALD, C. F. Gas turbine recuperator technology advancements. In: *ASME 1972 International Gas Turbine and Fluids Engineering Conference and Products Show*. New York, NY, USA: American Society of Mechanical Engineers, 1972. p. 39. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/72-gt-32>>. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 31.

MCDONALD, C. F. Low-cost compact primary surface recuperator concept for microturbines. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 20, n. 5, p. 471–497, abr. 2000. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(99\)00033-2](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(99)00033-2)>. Citado 3 vezes nas páginas 31, 36 e 38.

MCDONALD, C. F. Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier BV, v. 23, n. 12, p. 1463–1487, ago. 2003. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(03\)00083-8](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(03)00083-8)>. Citado 2 vezes nas páginas 38 e 57.

MCDONALD, C. F.; WILSON, D. G. The utilization of recuperated and regenerated engine cycles for high-efficiency gas turbines in the 21st century. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier BV, v. 16, n. 8-9, p. 635–653, ago. 1996. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00078-x](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00078-x)>. Citado 3 vezes nas páginas 21, 32 e 36.

MELJA, J. et al. Atomic weights of the elements 2013 (IUPAC technical report). *Pure and Applied Chemistry*, Walter de Gruyter GmbH, v. 88, n. 3, p. 265–291, mar. 2016. Disponível em: <<https://doi.org/10.1515/pac-2015-0305>>. Citado na página 52.

MELO, L. M. O. *Análise Paramétrica e Econômica de Trocadores de Compactos para Turbinas a Gás Regenerativas*. 149 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 30 e 41.

MIERLO, J. V.; MAGGETTO, G.; LATAIRE, P. Which energy source for road transport in the future? a comparison of battery, hybrid and fuel cell vehicles. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 47, n. 17, p. 2748–2760, out. 2006. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.02.004>>. Citado na página 25.

MYAKISHEV, N. et al. Review of the current state of research of microturbine units. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing, v. 986, p. 012061, dez. 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1088/1757-899x/986/1/012061>>. Citado na página 31.

PANIAGUA, I. L. et al. A new simple method for estimating exergy destruction in heat exchangers. *Entropy*, MDPI AG, v. 15, n. 2, p. 474–489, jan. 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.3390/e15020474>>. Citado 2 vezes nas páginas 42 e 64.

PARSONS, E. L. Development, fabrication and application of a primary surface gas turbine recuperator. In: *SAE Technical Paper Series*. Washington, DC, USA: SAE International, 1985. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/851254>>. Citado na página 32.

POLING, B. E.; PRAUSNITZ, J. M.; O'CONNELL, J. P. et al. *The properties of gases and liquids*. 5. ed. [S.l.]: Mcgraw-Hill, 2001. ISBN 978-0-0711-8971-2. Citado na página 53.

RMP. *Rolled Metal Products - Stainless Steel Type 347*. 2021. Disponível em: <<https://rolledmetalproducts.com/stainless-steel-type-347/>>. Acesso em: 21 jan. 2021. Citado na página 46.

SALMASI, F. R. Control strategies for hybrid electric vehicles: Evolution, classification, comparison, and future trends. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE), v. 56, n. 5, p. 2393–2404, set. 2007. Disponível em: <<https://doi.org/10.1109/tvt.2007.899933>>. Citado 3 vezes nas páginas 9, 26 e 27.

SHAH, R. K. Compact heat exchangers for microturbines. In: *Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology*. Hoboken, NJ, USA: Engineering Conferences International, 2005. p. 247–257. Citado na página 30.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. Chapter 17: Heat exchangers. In: ROHSENOW, W. M. et al. (Ed.). *Handbook of Heat Transfer*. New York, USA: McGraw-Hill New York, 1998. ISBN 978-0-0705-3555-8. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 43.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. New York, USA: John Wiley, 2003. ISBN 978-0-4713-2171-2. Citado na página 37.

THULUKKANAM, K. *Heat Exchanger Design Handbook*. 2. ed. [S.l.]: CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4398-4213-3. Citado 5 vezes nas páginas 9, 21, 36, 37 e 38.

TREECE, B.; VESSA, P.; MCKEIRNAN, R. Microturbine recuperator manufacturing and operating experience. In: *Volume 1: Turbo Expo 2002*. Amsterdam, Netherlands: ASMEDC, 2002. ISBN 0-7918-3606-1. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/gt2002-30404>>. Citado 7 vezes nas páginas 9, 32, 33, 39, 45, 46 e 47.

TSATSARONIS, G. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*, Elsevier BV, v. 32, n. 4, p. 249–253, abr. 2007. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.07.002>>. Citado 2 vezes nas páginas 42 e 65.

UTRIAINEN, E.; SUNDÉN, B. Numerical analysis of a primary surface trapezoidal cross wavy duct. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Emerald, v. 10, n. 6, p. 634–648, set. 2000. Disponível em: <<https://doi.org/10.1108/09615530010347213>>. Citado 2 vezes nas páginas 38 e 39.

UTRIAINEN, E.; SUNDÉN, B. A comparison of some heat transfer surfaces for small gas turbine recuperators. In: *Volume 3: Heat Transfer Electric Power Industrial and Cogeneration*. New Orleans, LA, USA: American Society of Mechanical Engineers, 2001. ISBN 978-0-7918-7852-1. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/2001-gt-0474>>. Citado na página 21.

UTRIAINEN, E.; SUNDÉN, B. A numerical investigation of primary surface rounded cross wavy ducts. *Heat and Mass Transfer*, Springer Science and Business Media LLC, v. 38, n. 7-8, p. 537–542, ago. 2002. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s002310100243>>. Citado 2 vezes nas páginas 38 e 40.

VIEIRA, L. R. C. *Modelagem Simplificada e Controle de Potência de uma Microturbina a Gás*. 2019. 45 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Elétrica – Robótica e Automação Industrial) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, 2019. Citado 15 vezes nas páginas 10, 11, 12, 22, 28, 34, 69, 72, 73, 74, 75, 77, 79, 157 e 171.

WARD, M.; HOLMAN, L. Primary surface recuperator for high performance prime movers. In: *SAE Technical Paper Series*. Detroit, MI, USA: SAE International, 1992. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/920150>>. Citado na página 32.

XIAO, G. et al. Recuperators for micro gas turbines: A review. *Applied Energy*, Elsevier, v. 197, p. 83–99, jul. 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.095>>. Citado 4 vezes nas páginas 9, 31, 38 e 39.

XU, Z. P. et al. Experimental investigation on performance for annular primary surface recuperator of micro gas-turbine (em chinês). *Journal of Engineering Thermophysics*, v. 29, p. 540–543, 2009. Citado 13 vezes nas páginas 10, 11, 13, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78 e 79.

ZHANG, P. J.; XIN, M. The friction resistance for air flow in micro-rectangular channels (em chinês). *Journal of Power Engineering*, v. 17, p. 135–138, 1996. Citado na página 62.

ZHANG, P. J.; XIN, M.; YANG, J. Convective heat transfer of air in micro-rectangular channels (em chinês). *Journal of Power Engineering*, v. 16, p. 86–90, 1995. Citado na página 57.

APÊNDICE A – Código gráfico em blocos desenvolvido para simulação do recuperador a partir do modelo detalhado

Encontra-se no presente apêndice o código em linguagem gráfica Simulink® desenvolvido no presente trabalho para compor a simulação da microturbina, substituindo o modelo simplificado para o trocador de calor.

Na Figura 54 apresenta-se a ligação de entradas e saídas de dados do código de simulação do recuperador isolado. Ao final do presente Apêndice, pode ser visto este mesmo código compondo a simulação completa da microturbina.

RECUPERADOR CWPS

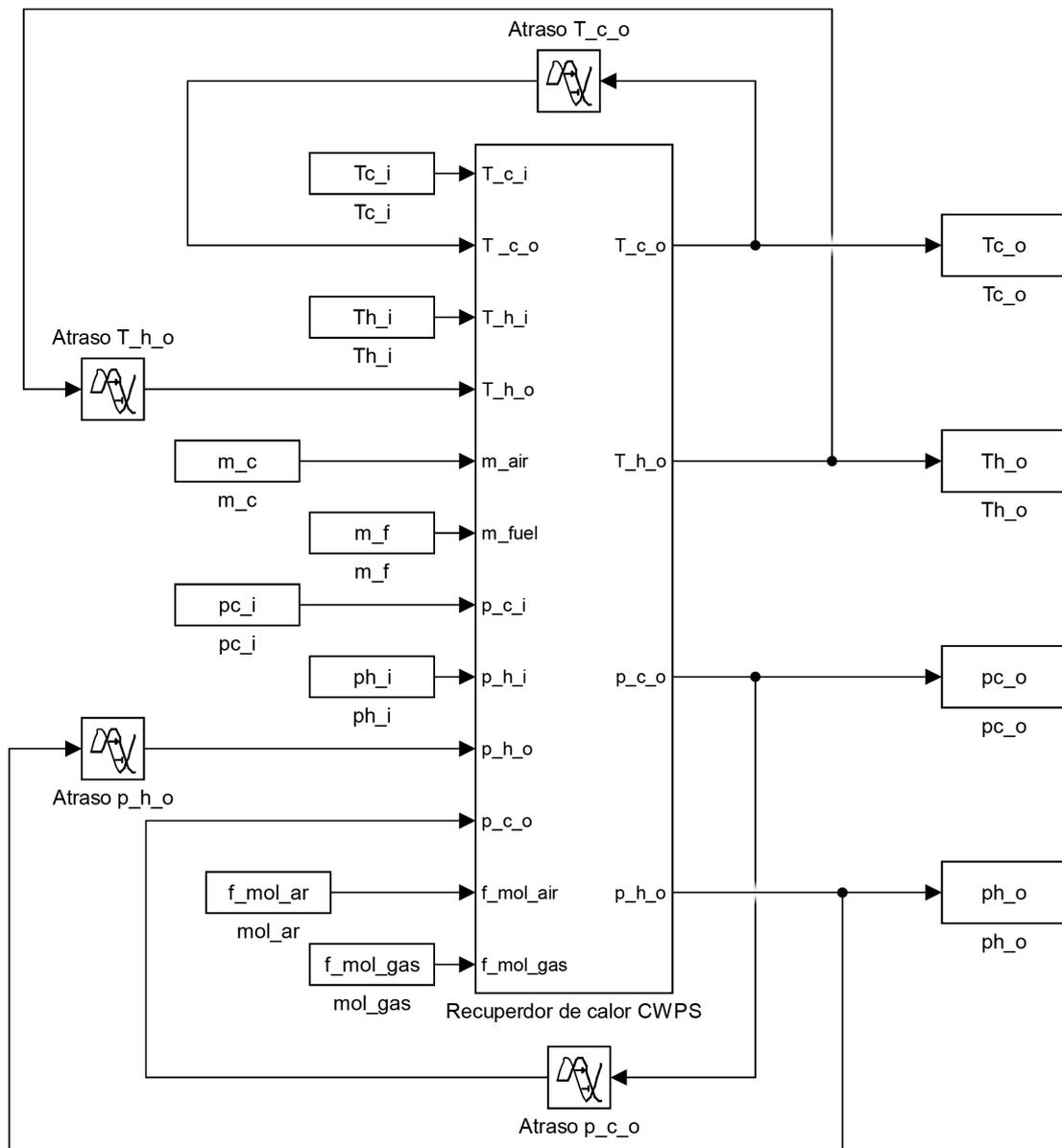
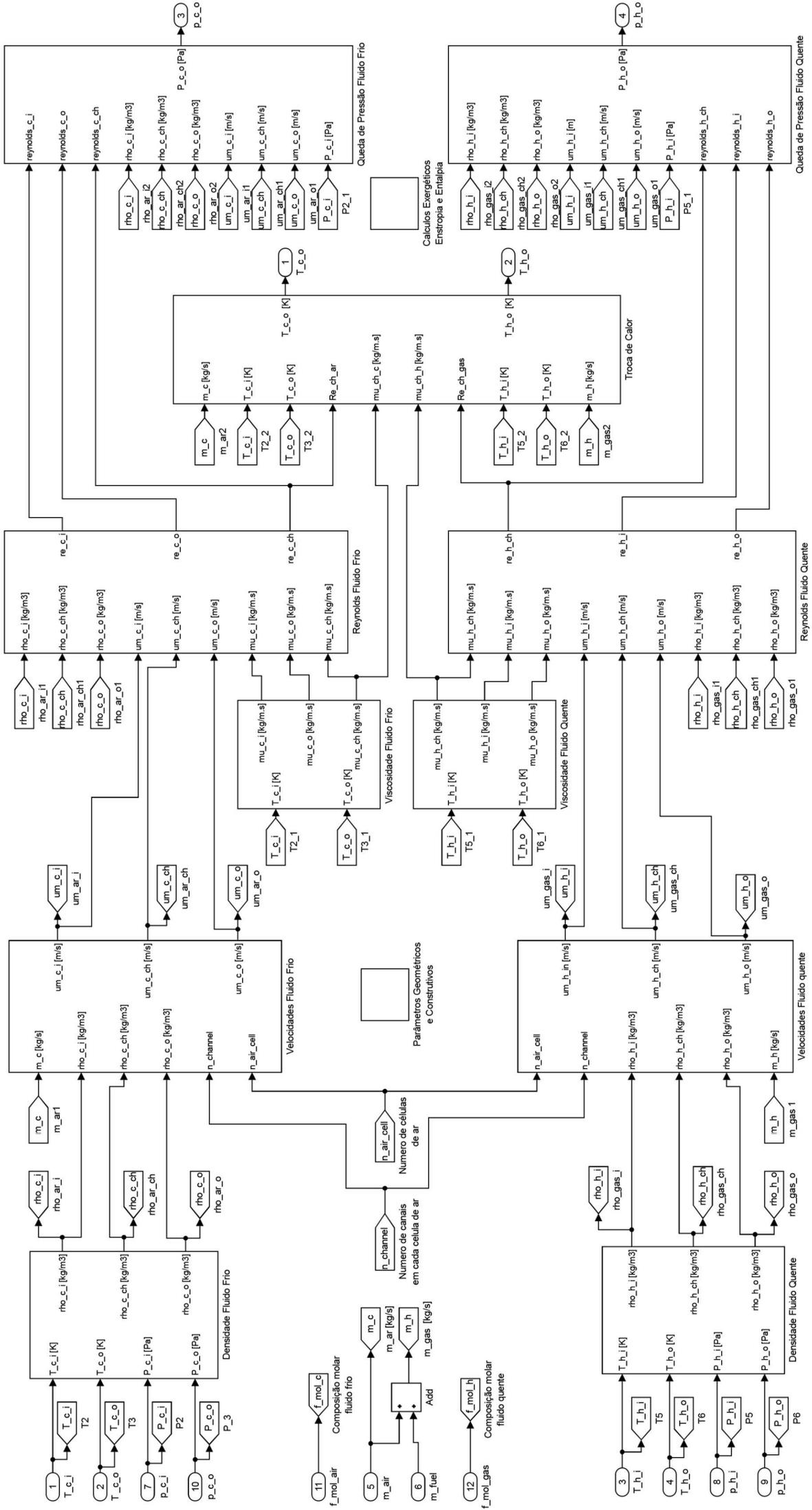
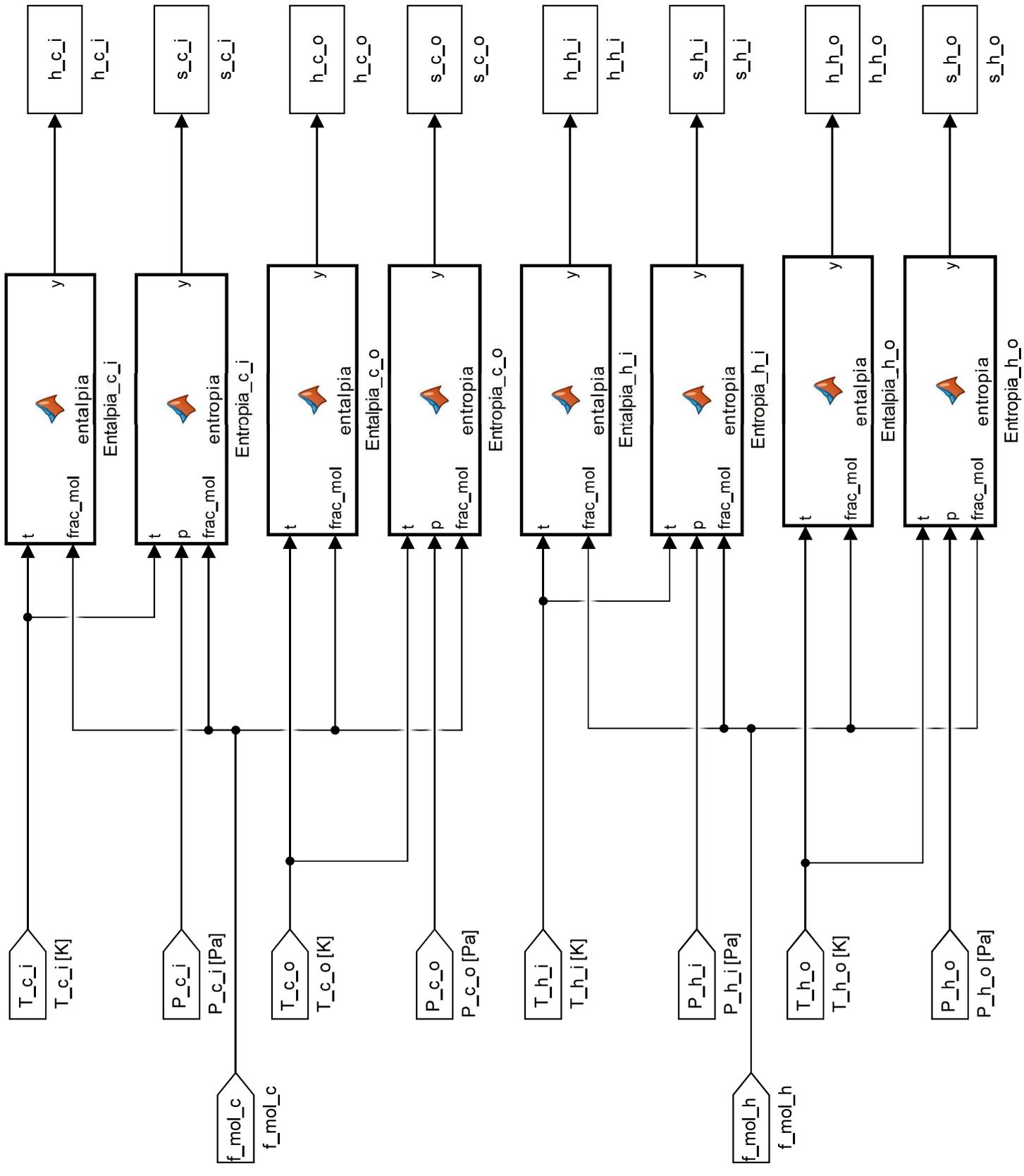


Figura 49 – Código em linguagem gráfica de blocos desenvolvido para a simulação do trocador. Fonte: Autor

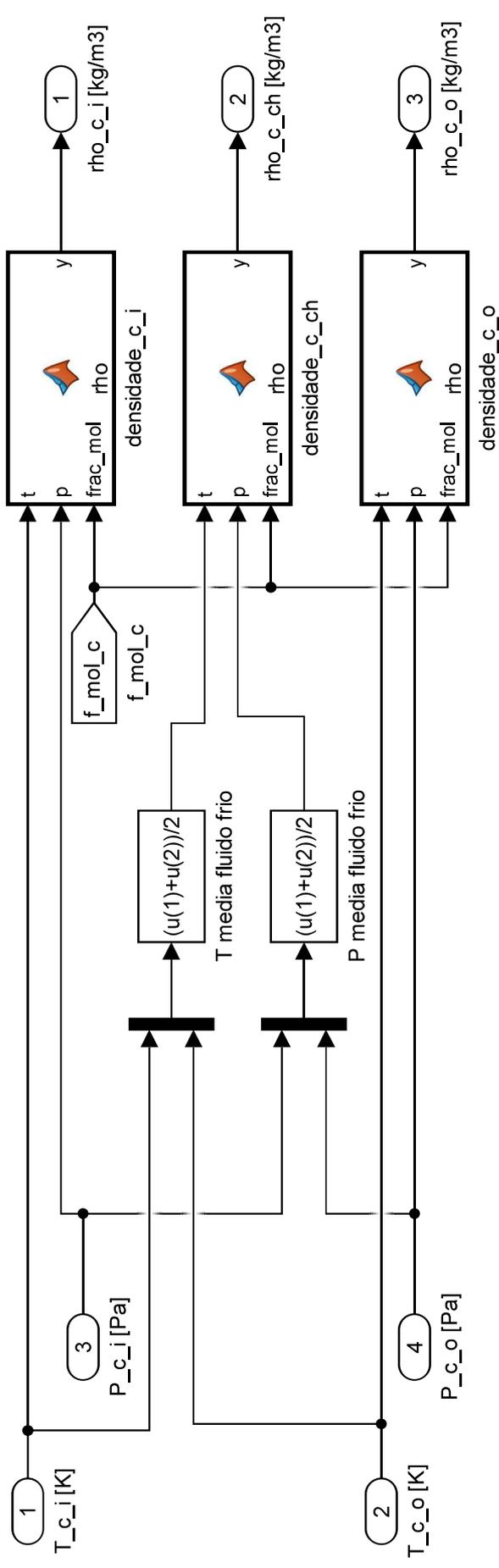
Módulo Recuperador CWPS - Cálculo de propriedades, transferência de calor e queda de pressão



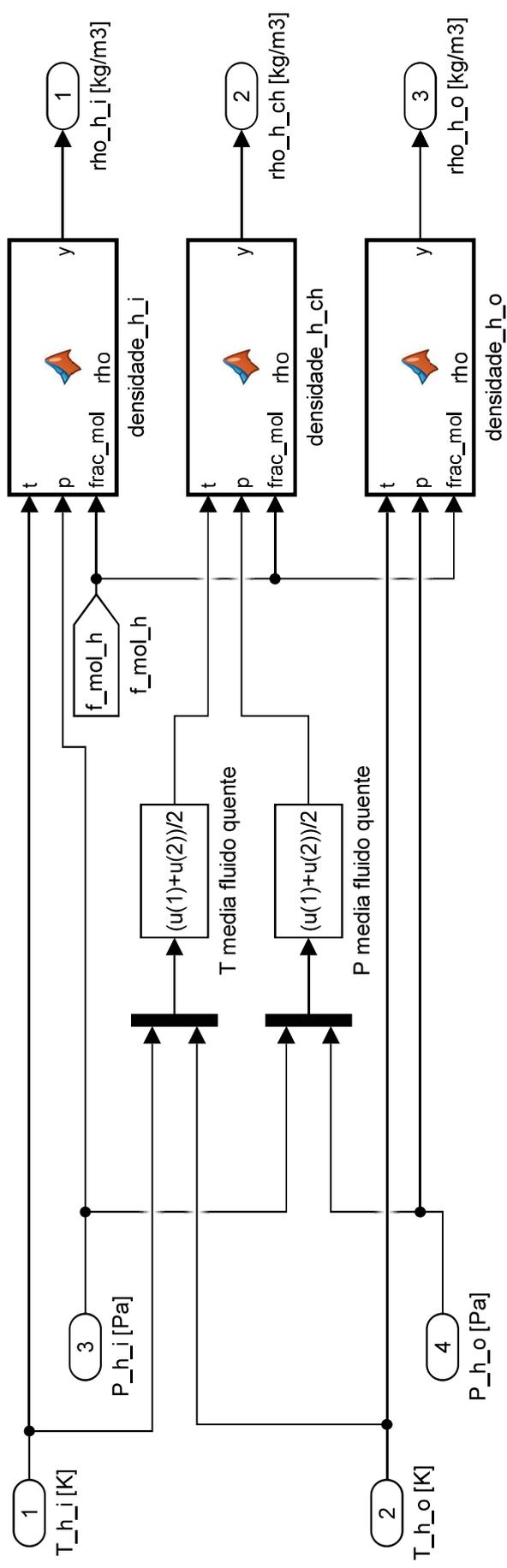
Módulo exergético: obtenção da entalpia e entropia



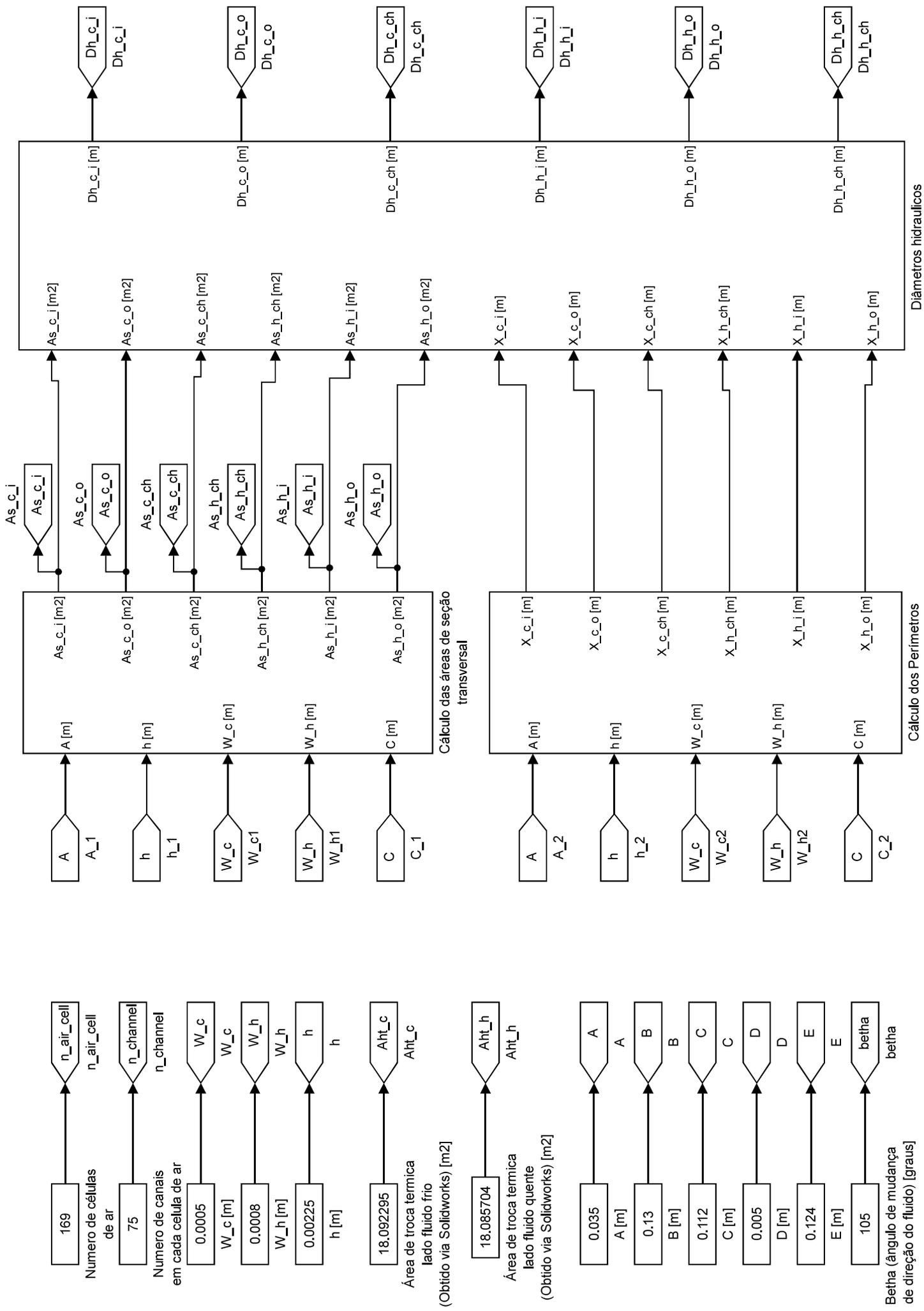
Módulo cálculo de densidades no recuperador - Fluido frio



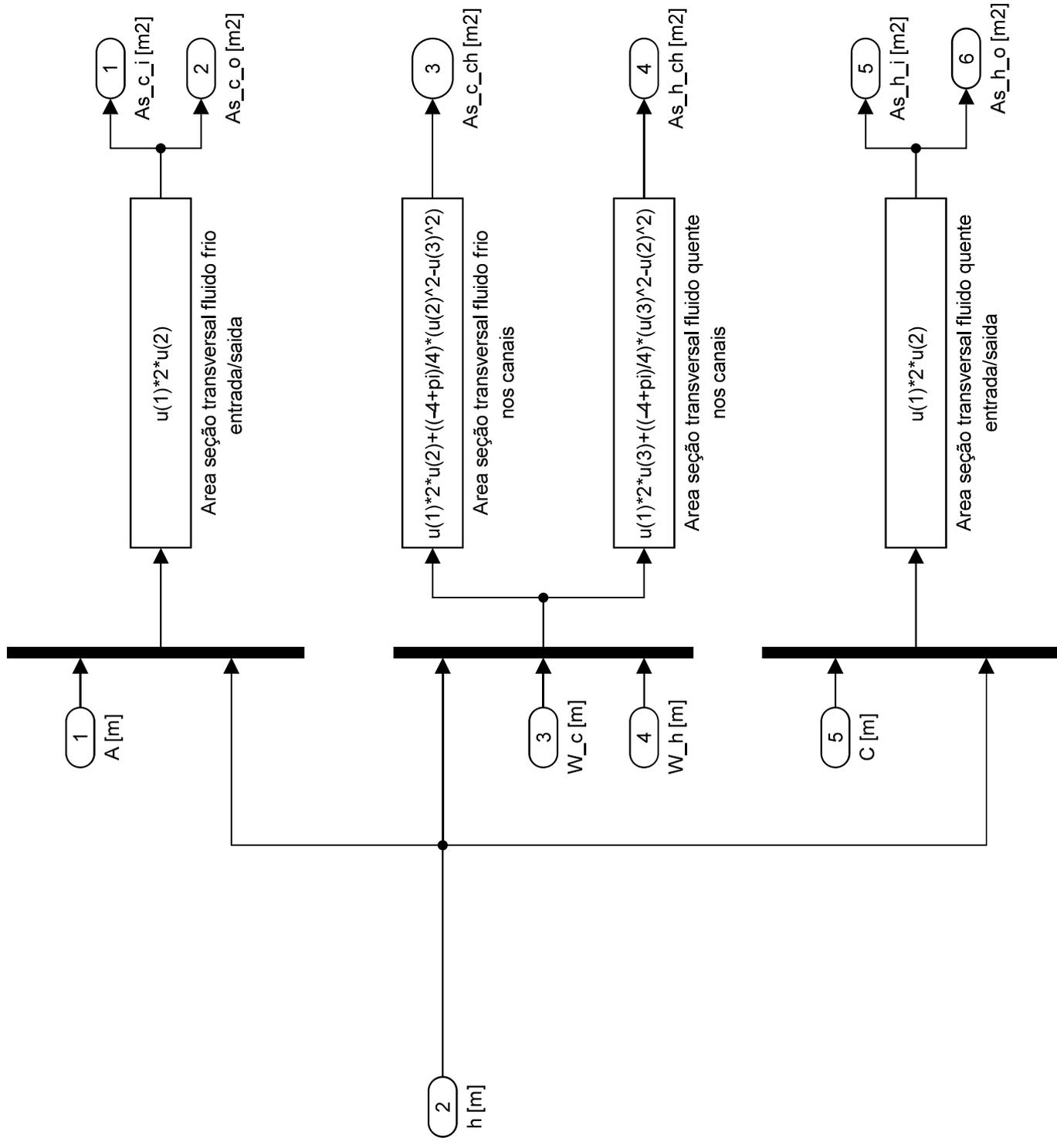
Módulo cálculo de densidades no recuperador - Fluido quente



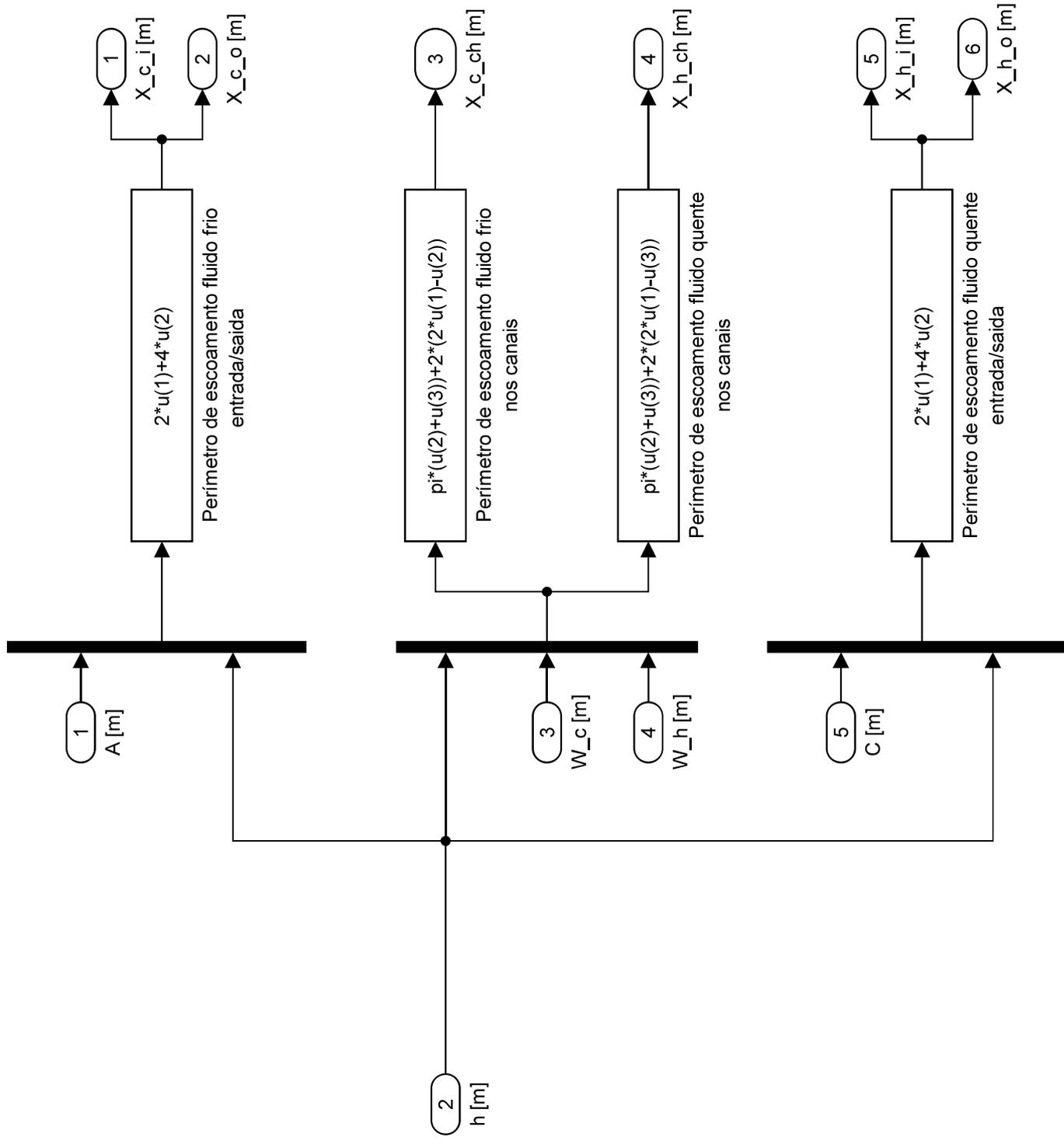
Módulo geometria: parâmetros geométricos e cálculos preliminares



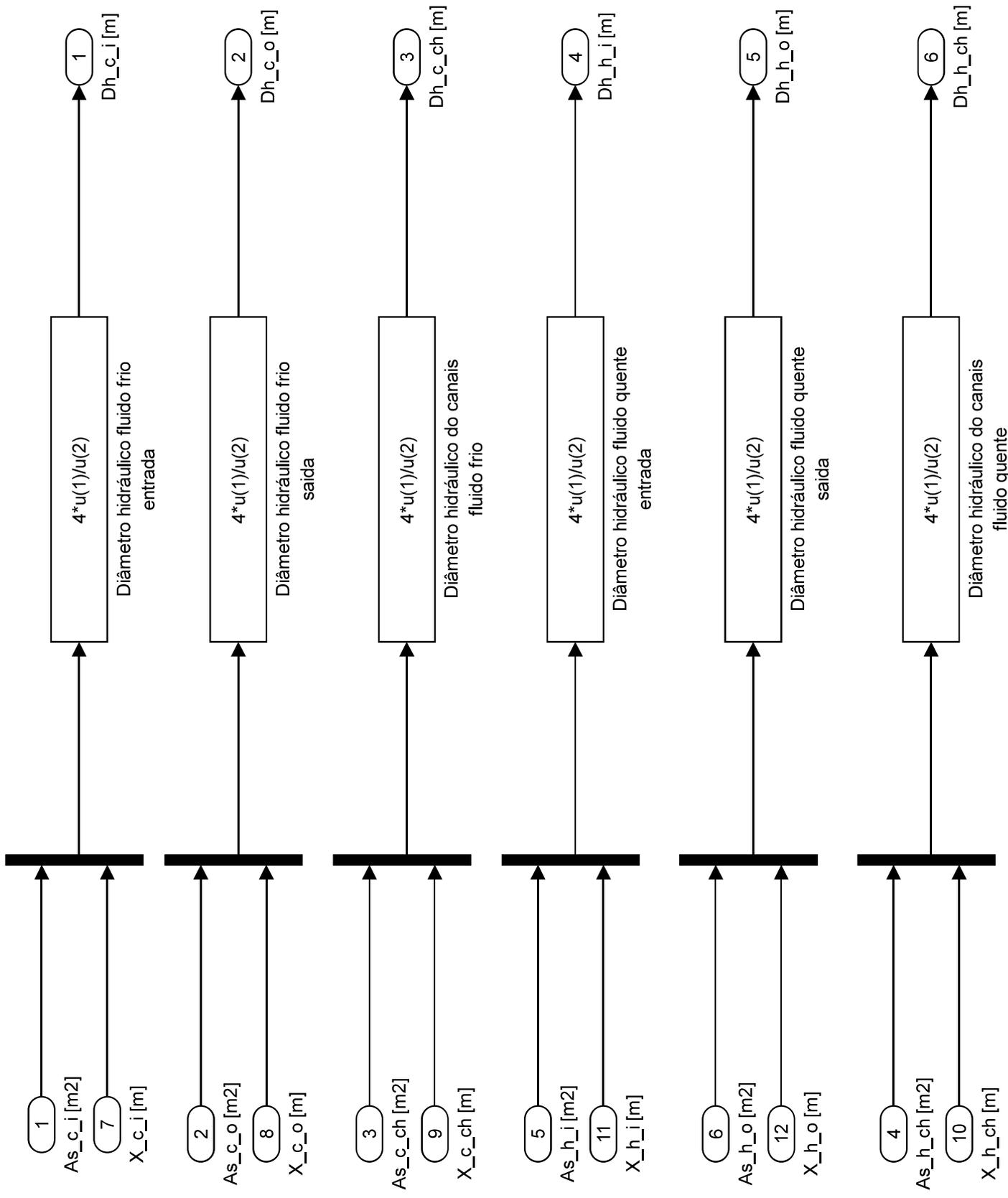
Módulo cálculo das áreas de seção transversal



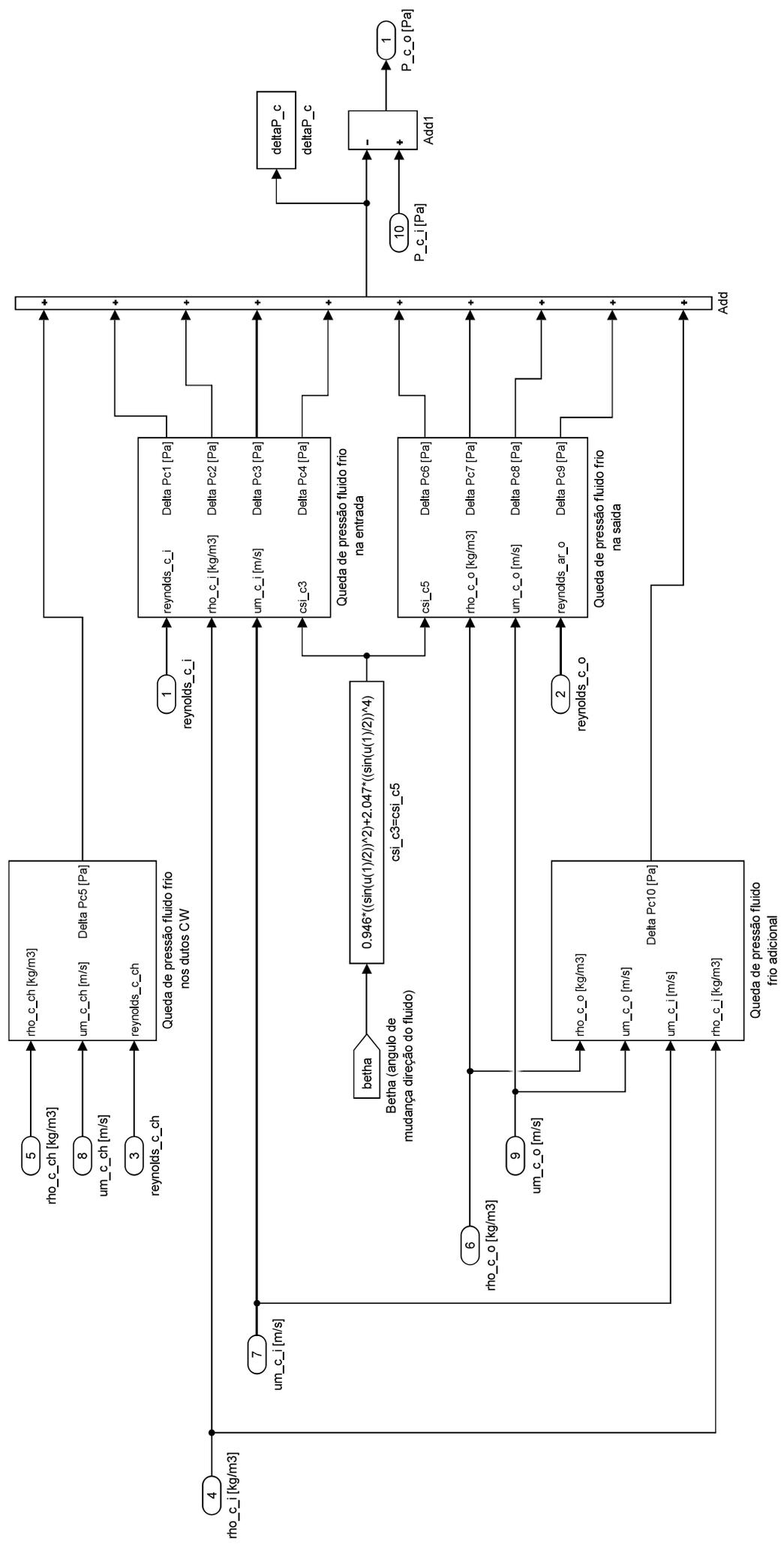
Módulo cálculo dos perímetros das seções transversais



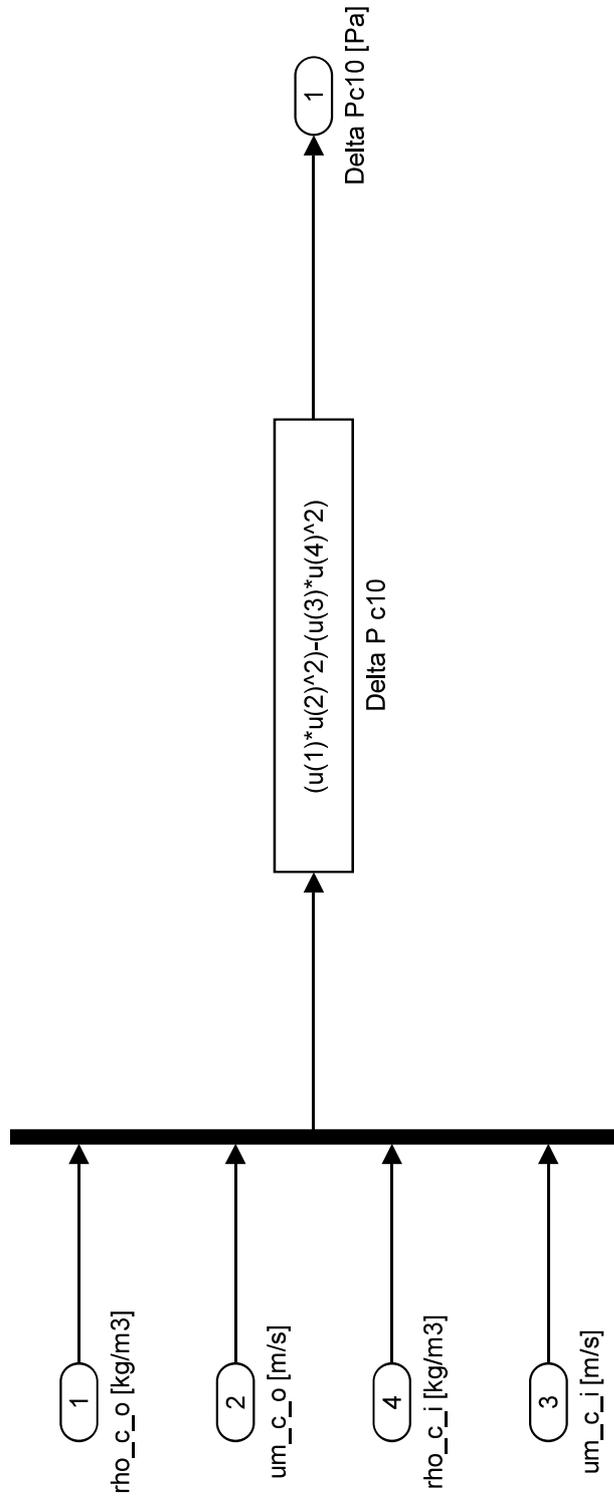
Módulo cálculo dos diâmetros hidráulicos das seções transversais



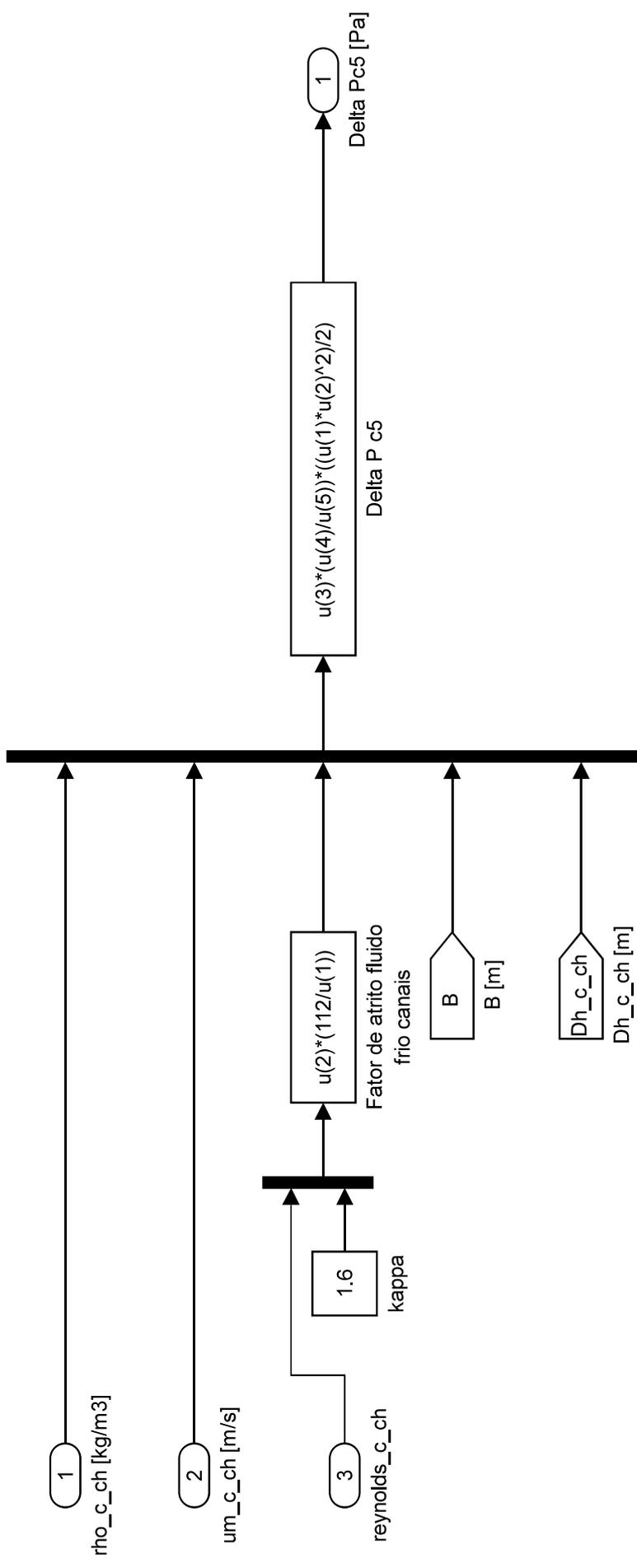
Módulo cálculo da queda de pressão no recuperador - Fluido frio



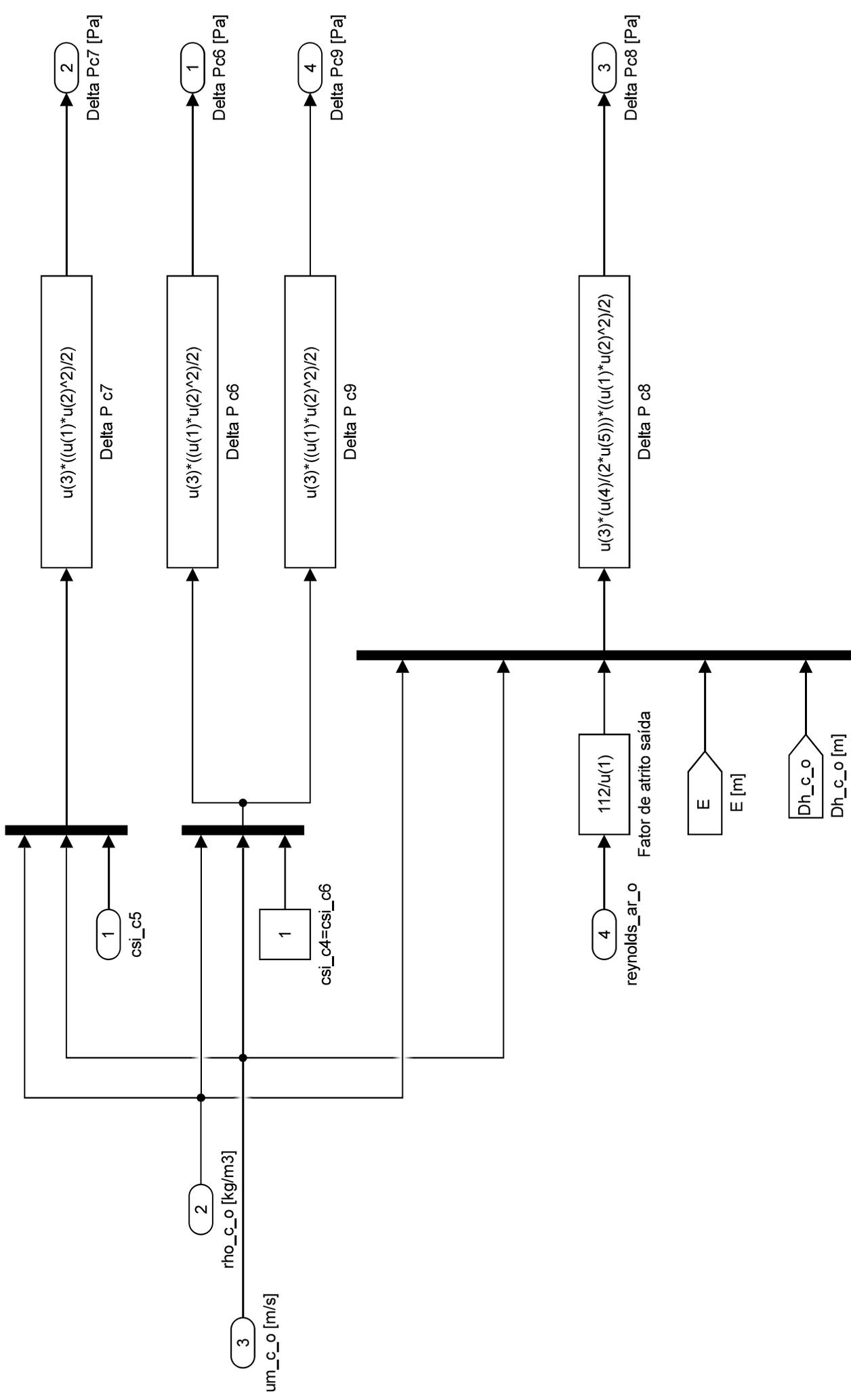
Módulo cálculo da queda de pressão adicional - Fluido frio



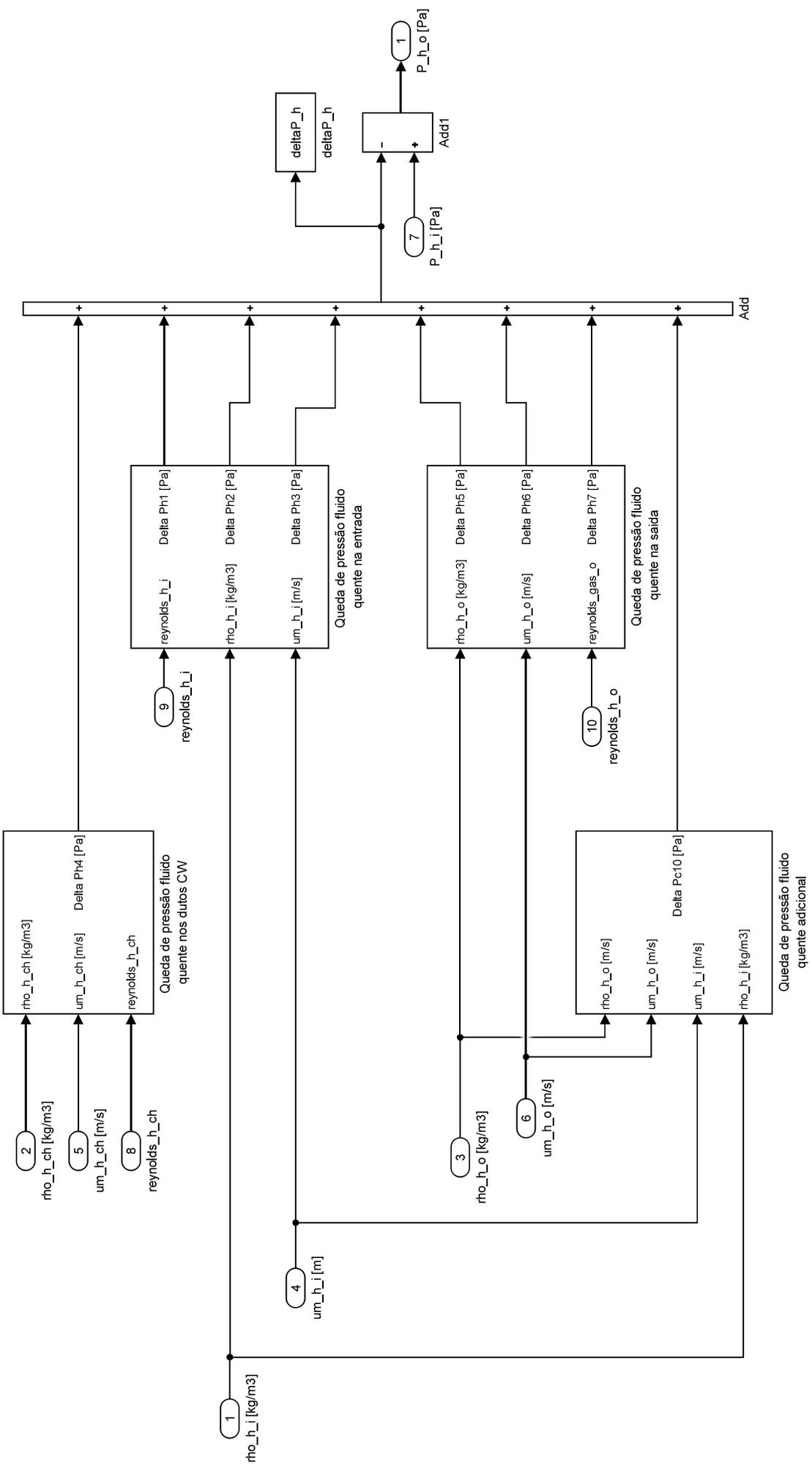
Módulo cálculo da queda de pressão nos dutos CW - Fluido frio



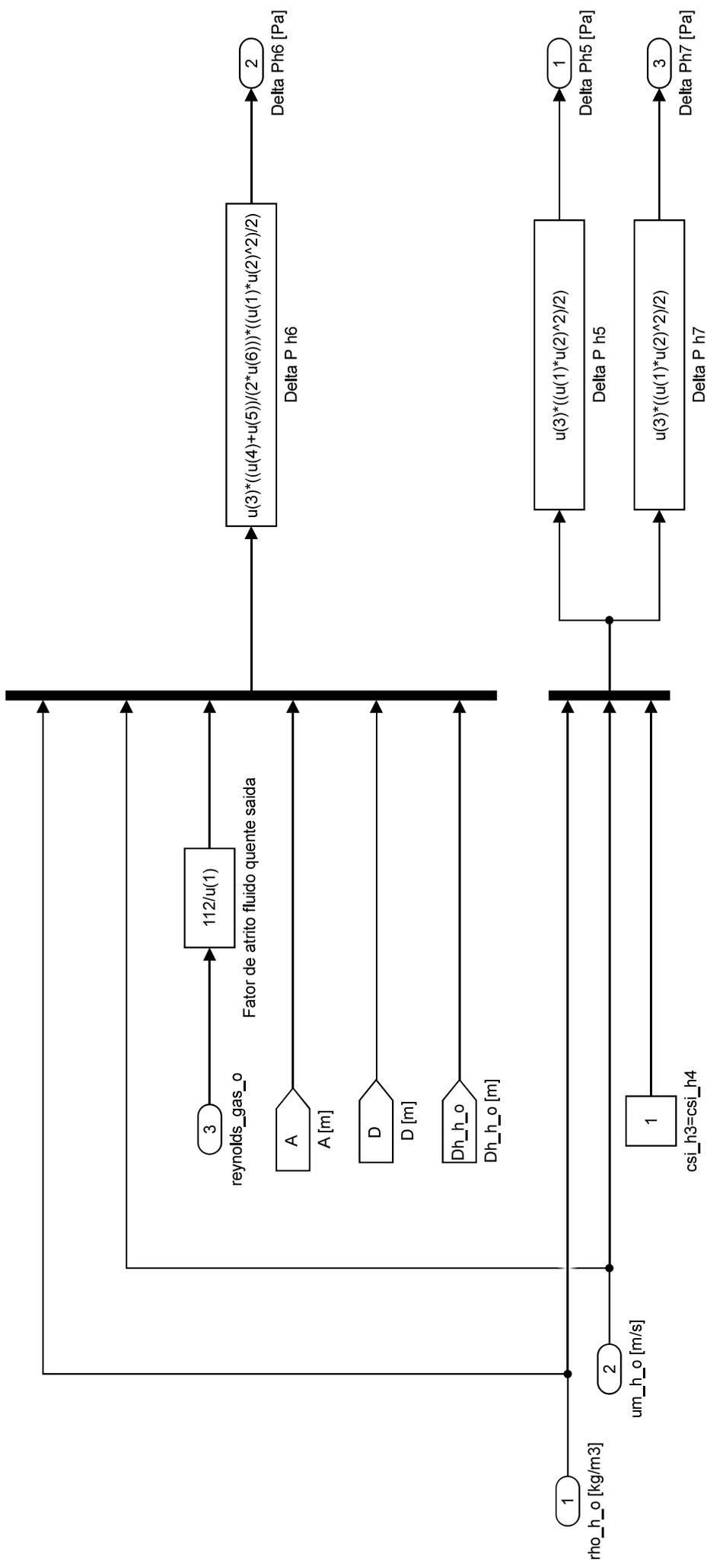
Módulo cálculo da queda de pressão nos canais de saída - Fluido frio



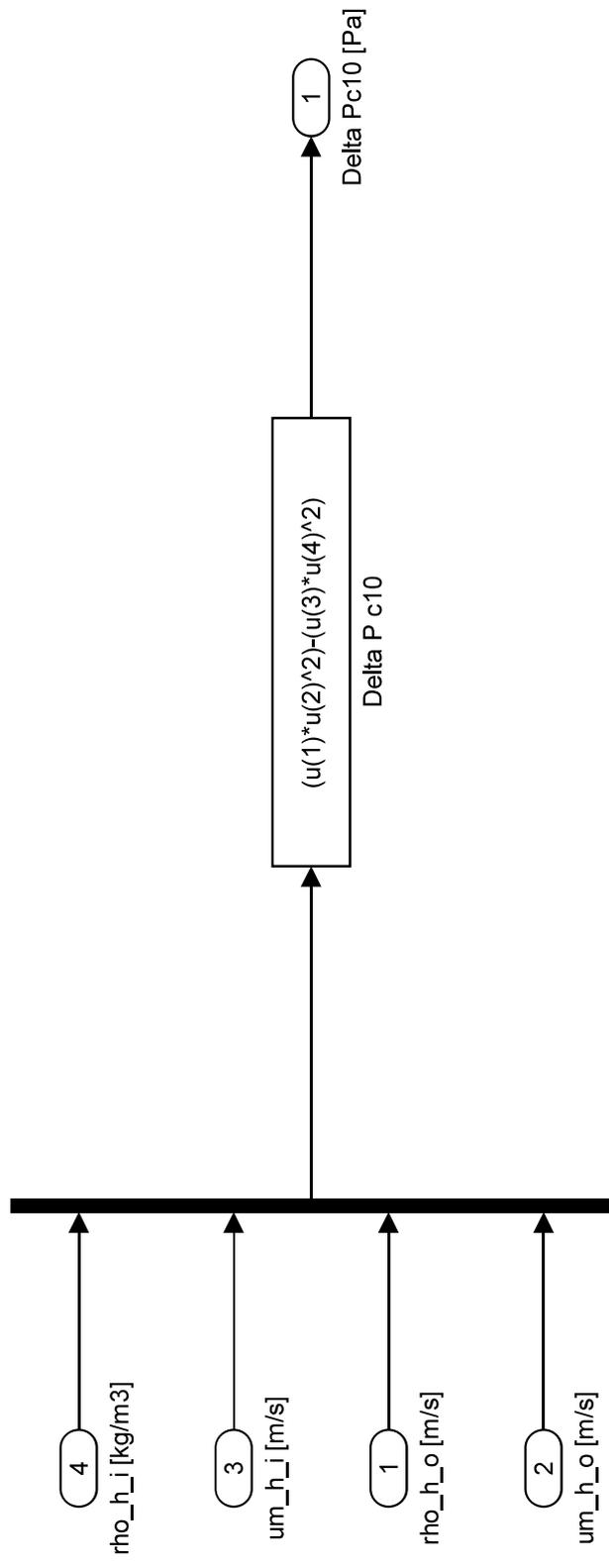
Módulo cálculo da queda de pressão no recuperador - Fluido quente



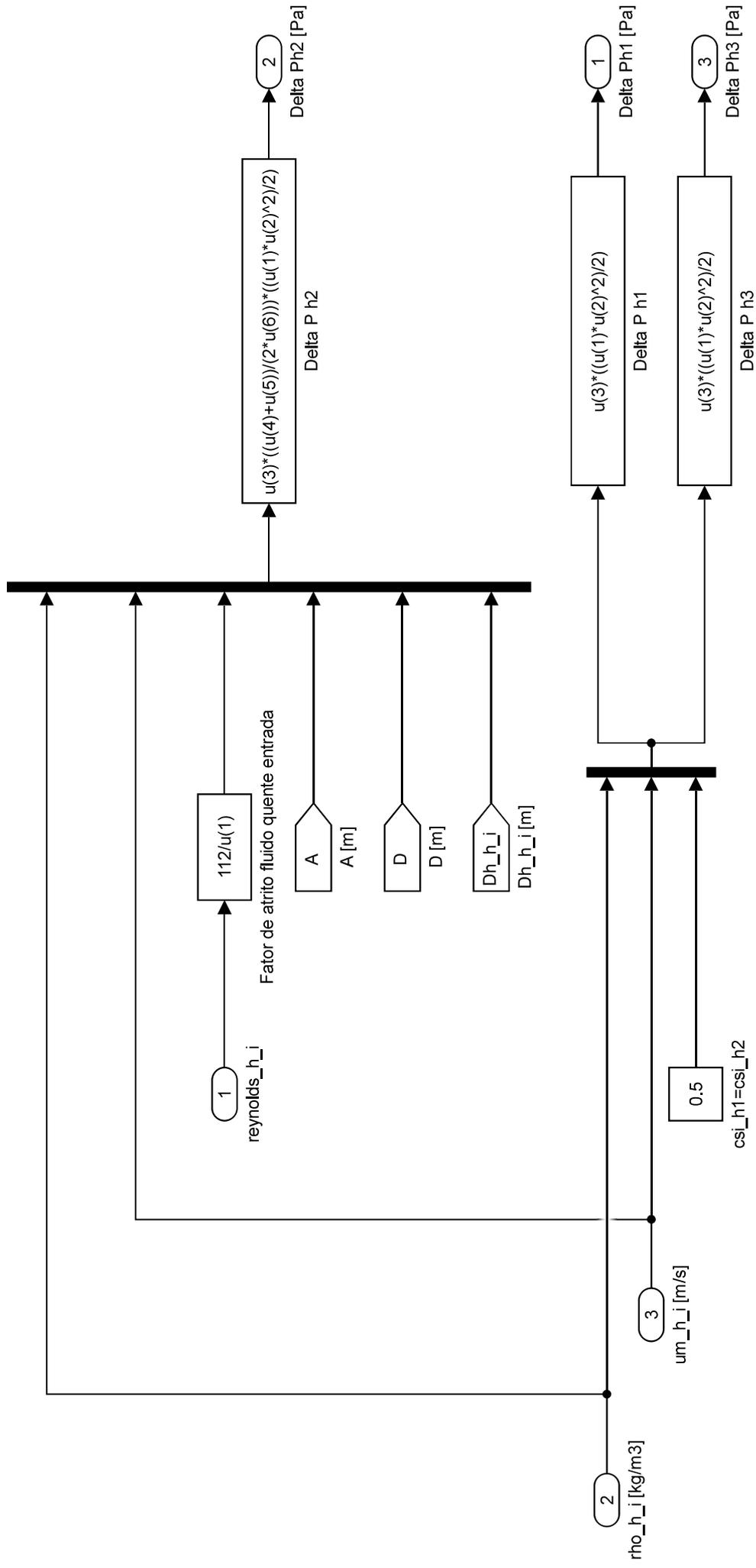
Módulo cálculo da queda de pressão nos canais de saída - Fluido quente



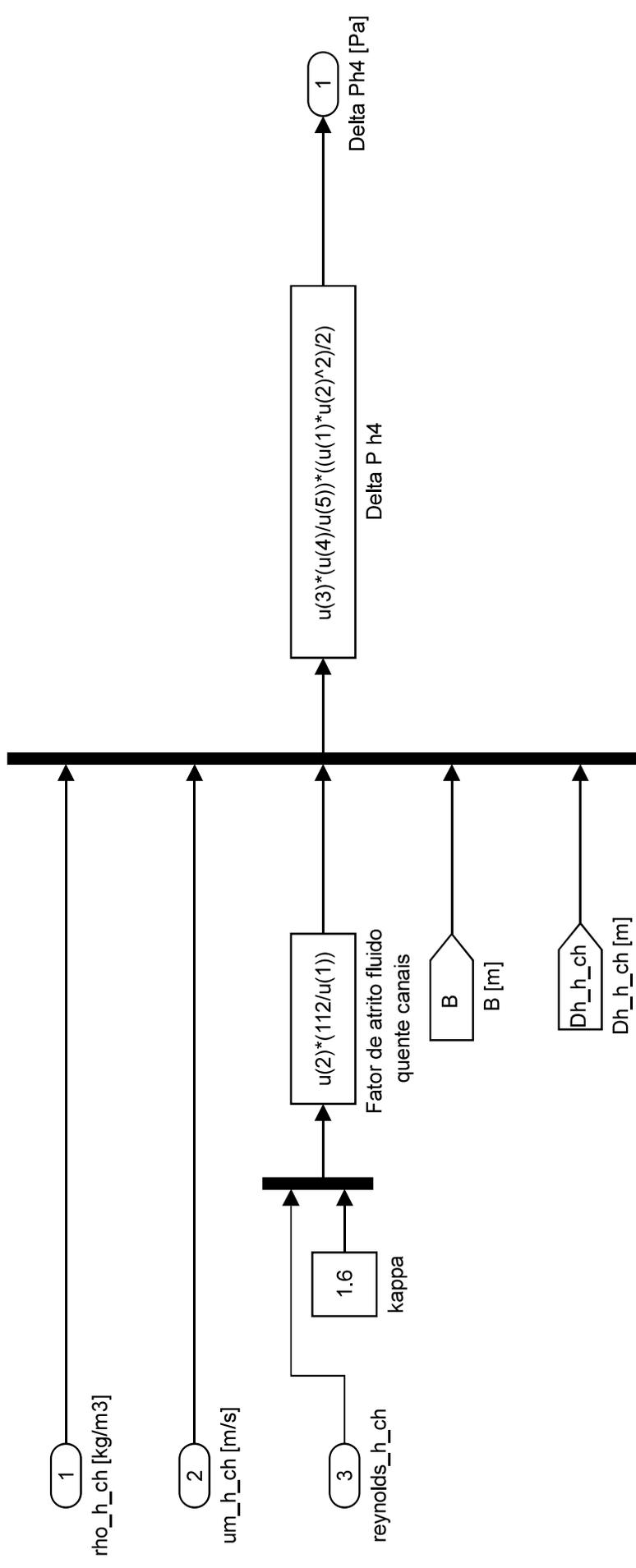
Módulo cálculo da queda de pressão adicional - Fluido frio



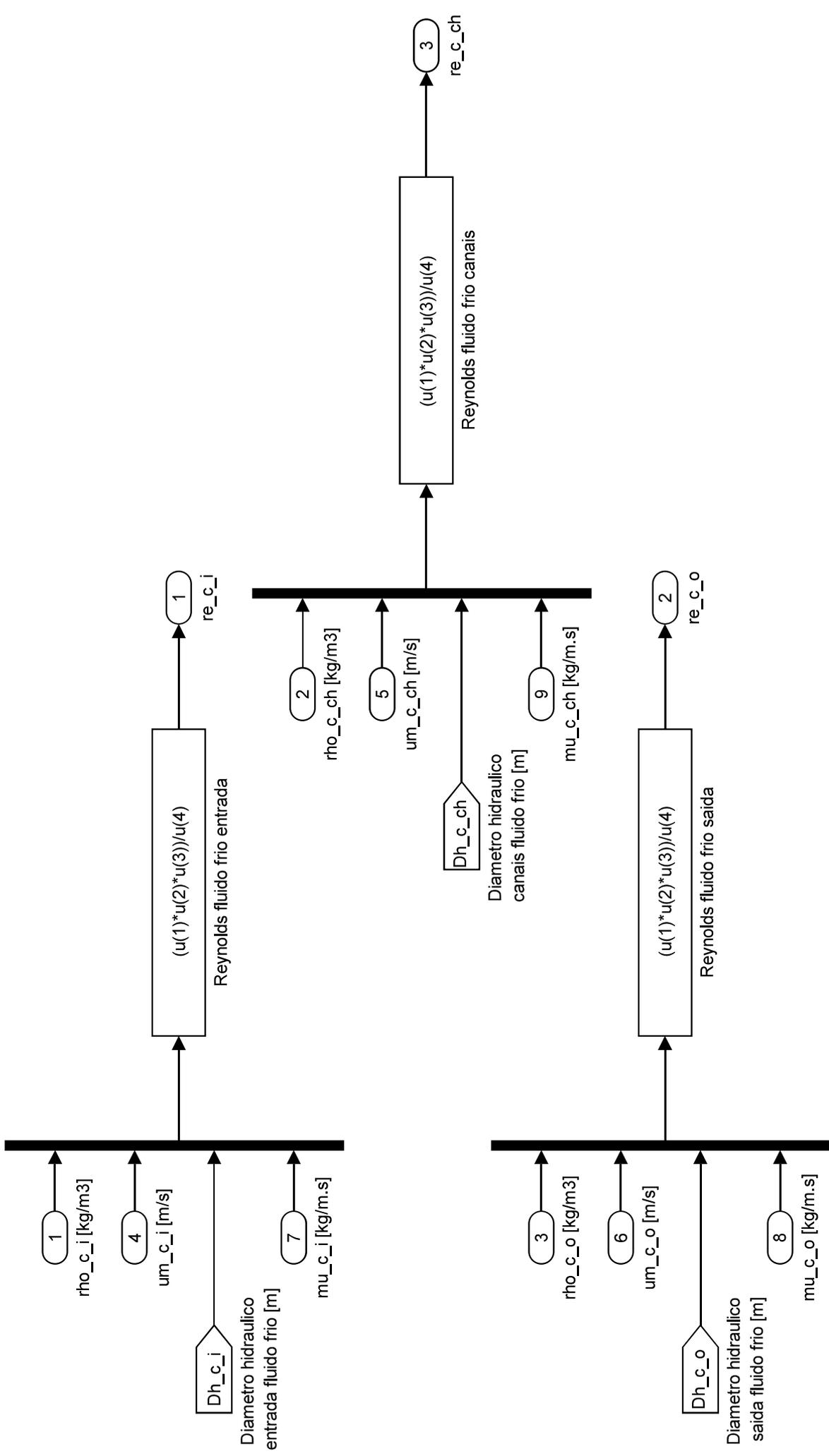
Módulo cálculo da queda de pressão nos canais de entrada - Fluido quente



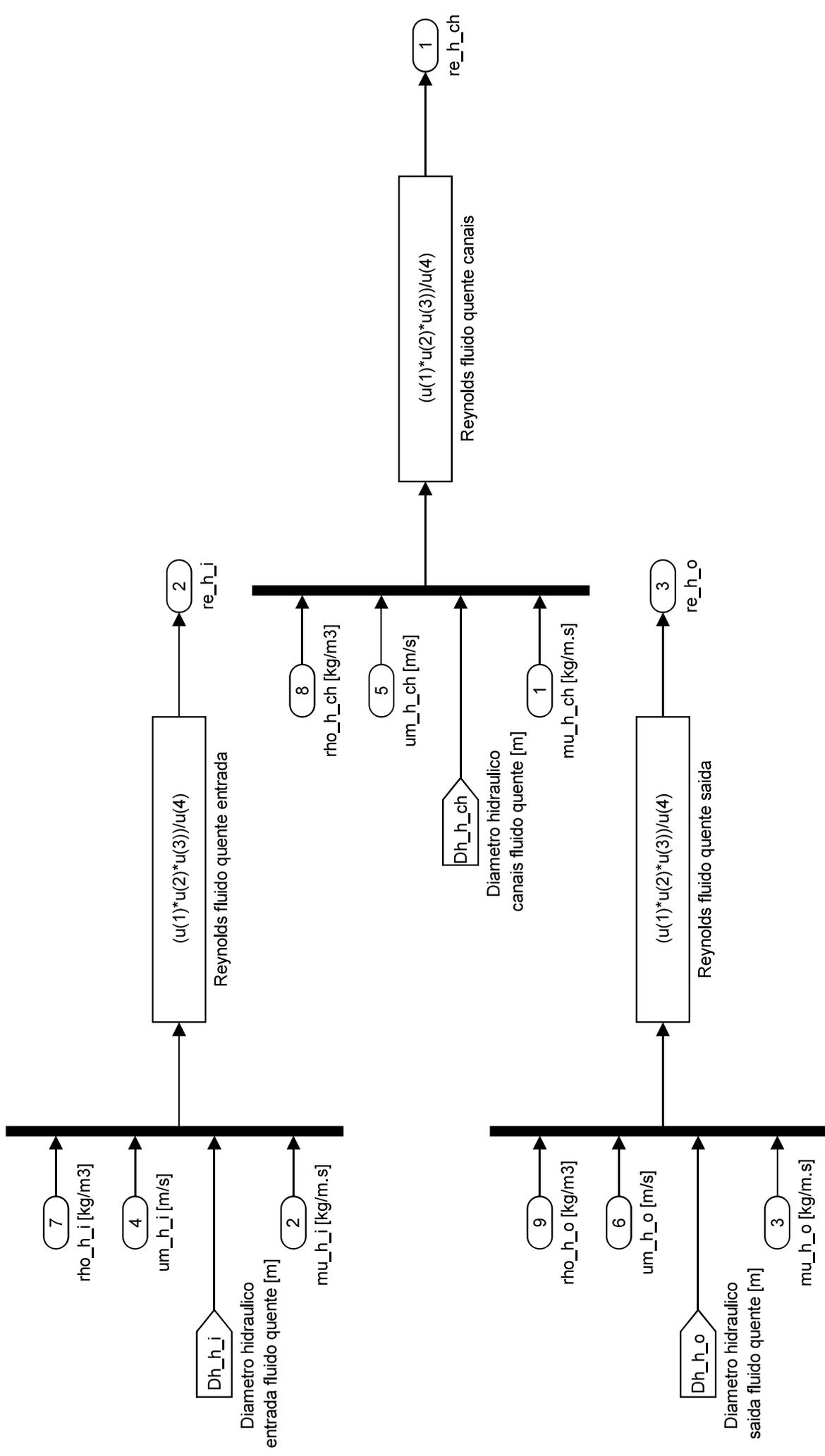
Módulo cálculo da queda de pressão nos dutos CW - Fluido quente



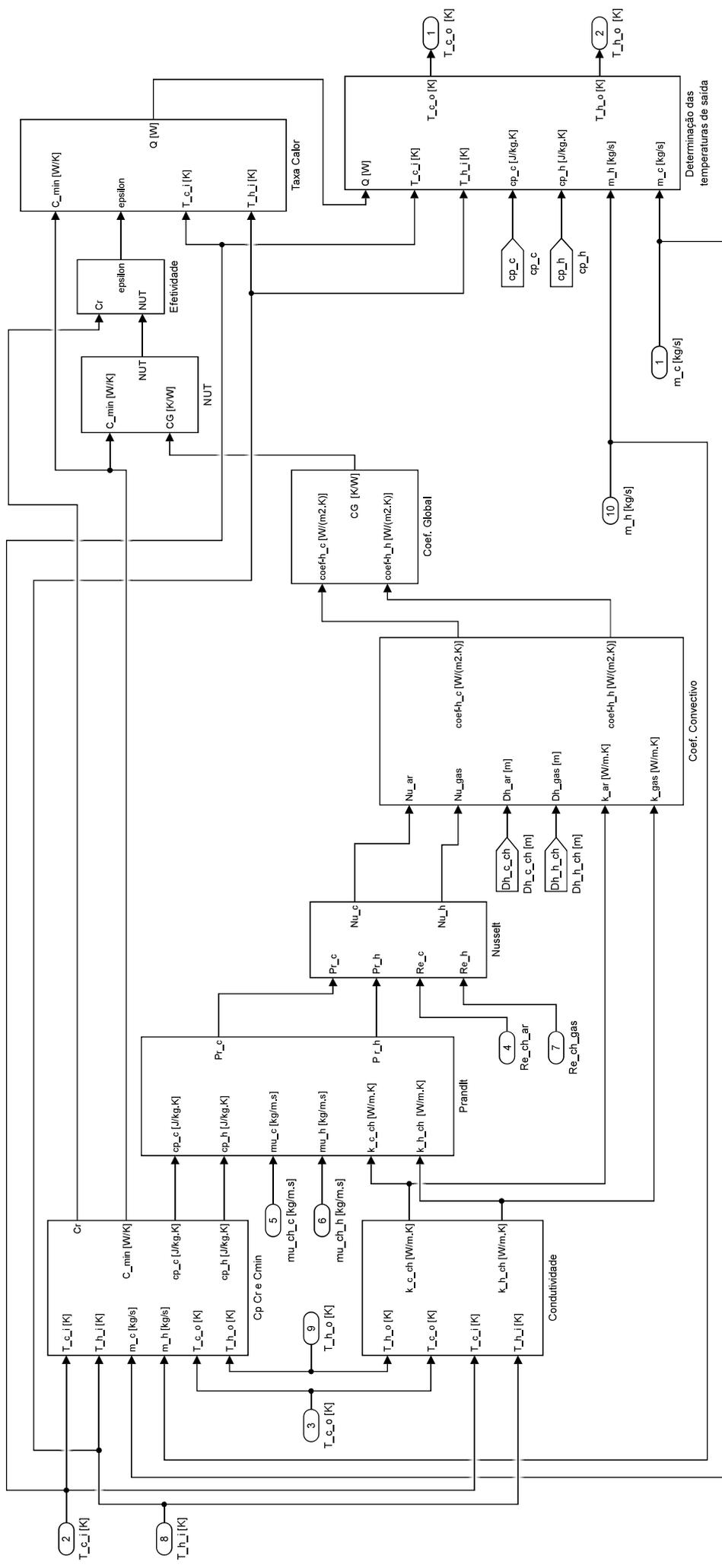
Módulo cálculo do número de Reynolds no recuperador - Fluido frio



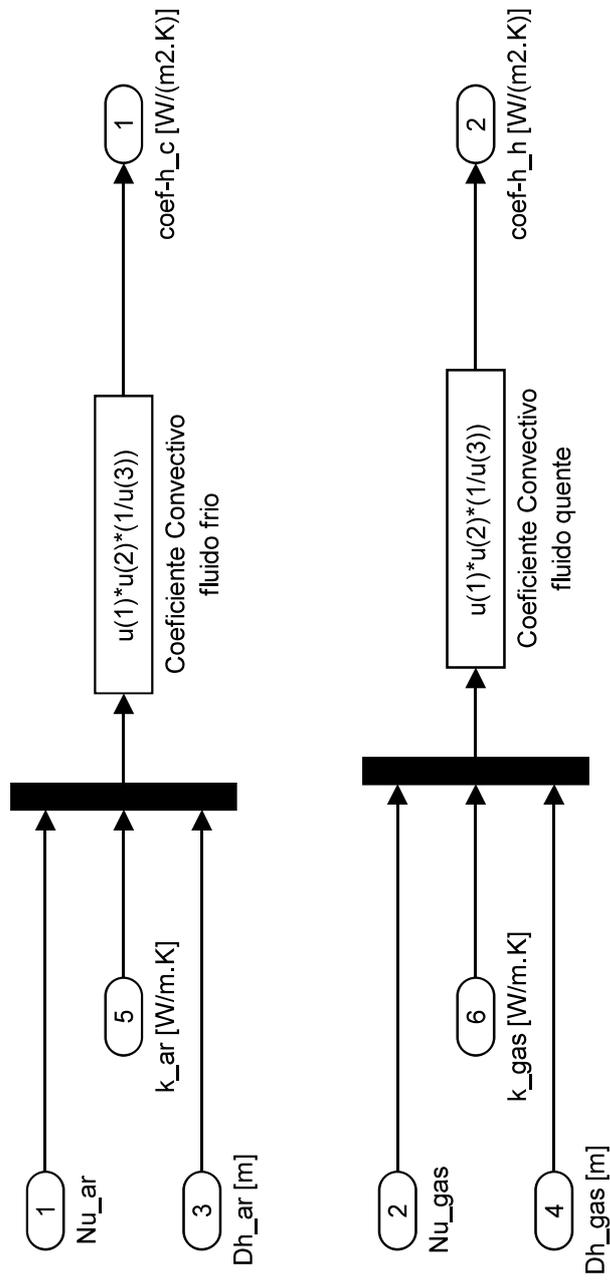
Módulo cálculo do número de Reynolds no recuperador - Fluido quente



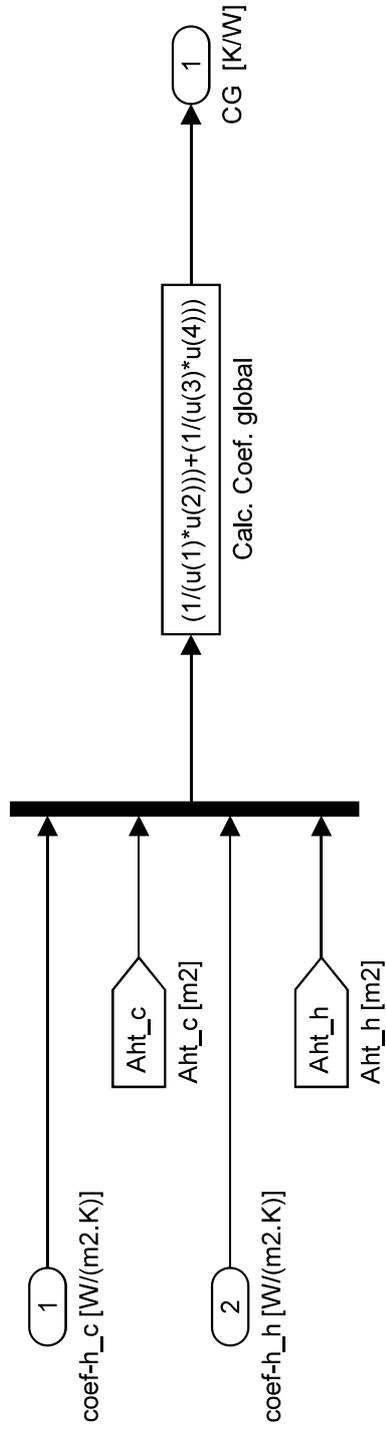
Módulo cálculo da transferência de calor no recuperador



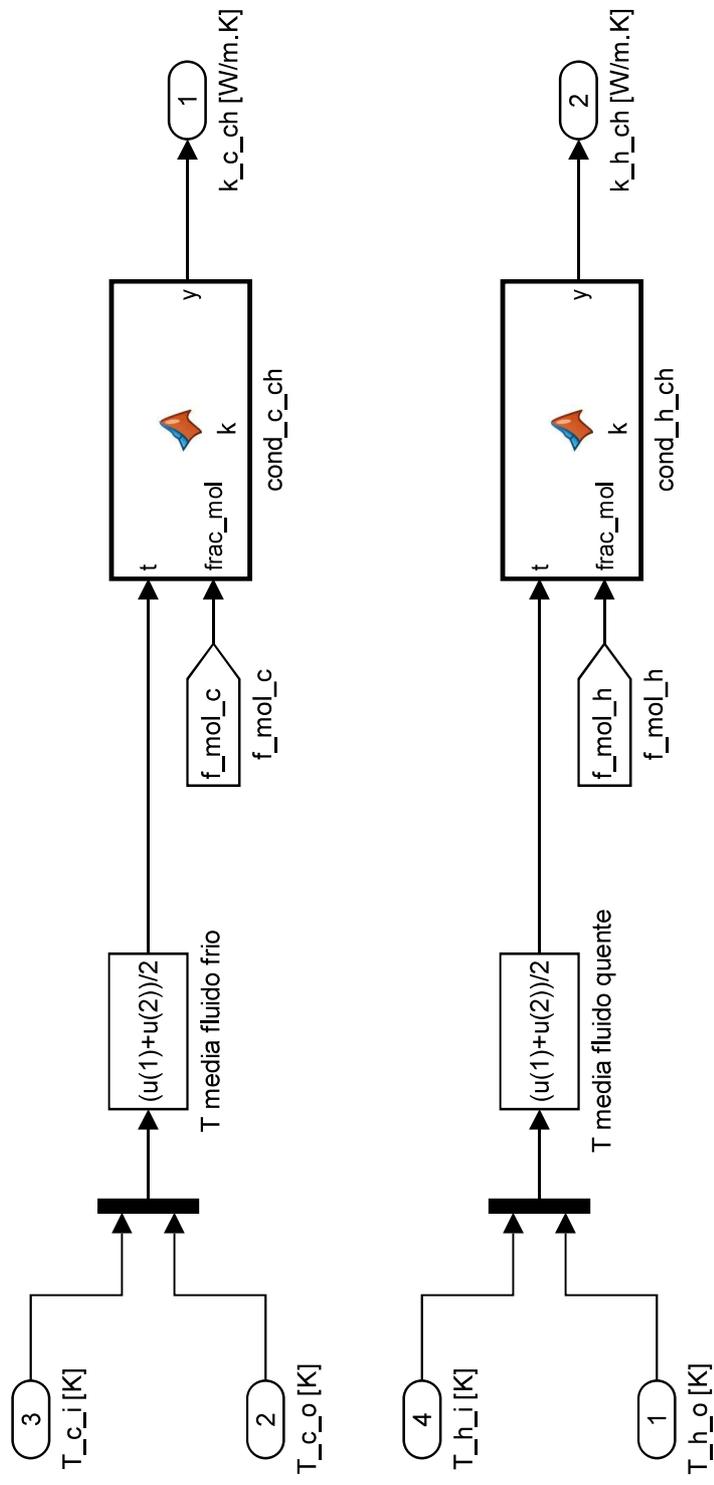
Módulo cálculo do coeficiente convectivo h dos fluidos



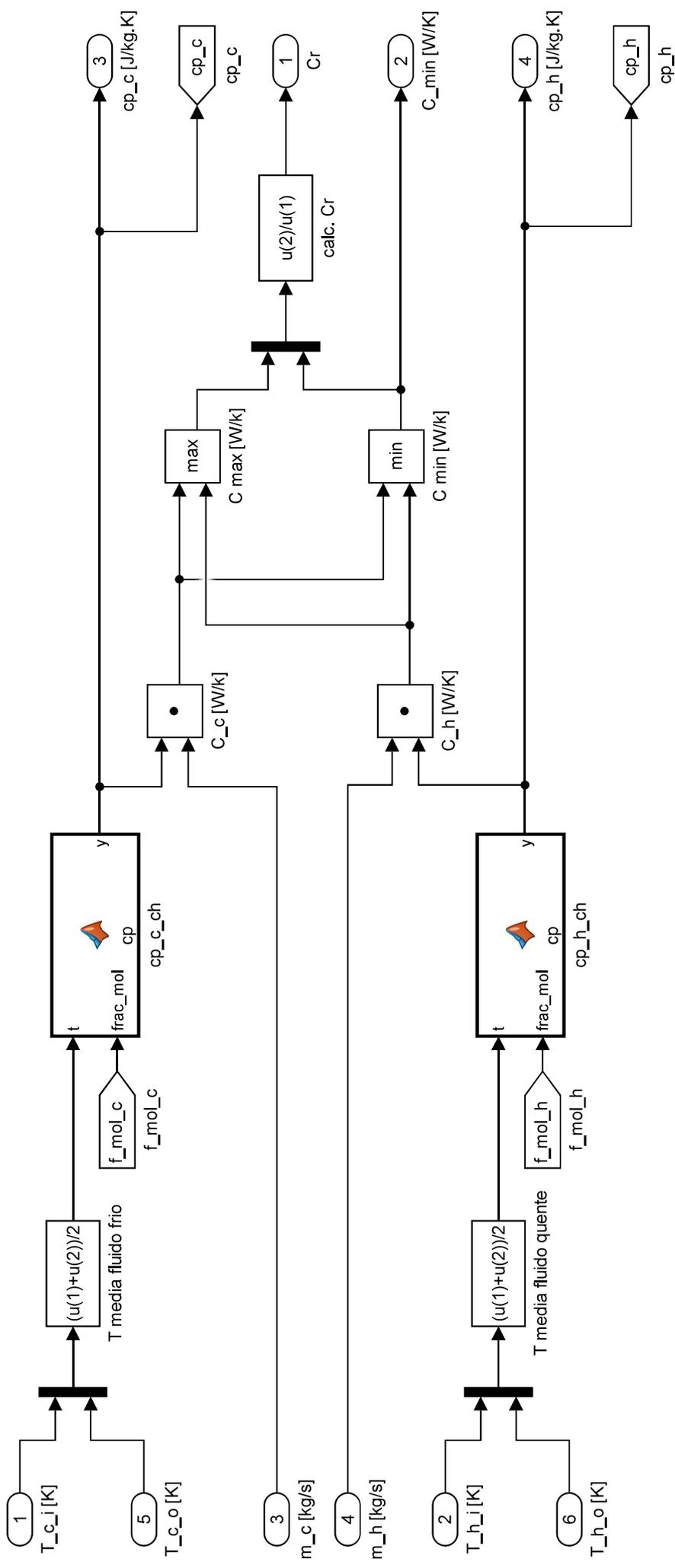
Módulo cálculo do coeficiente global CG do trocador



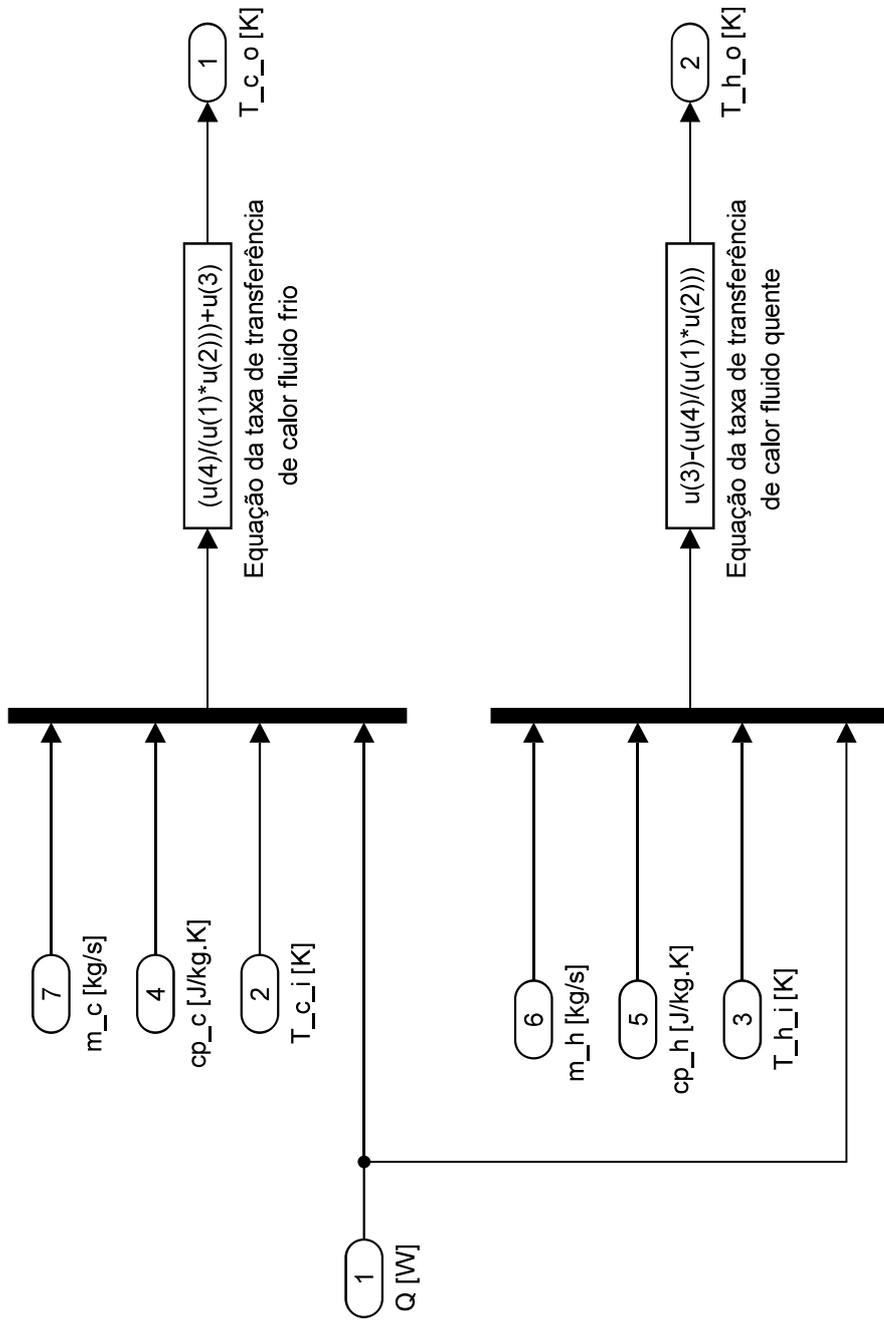
Módulo cálculo da condutividade k dos fluidos



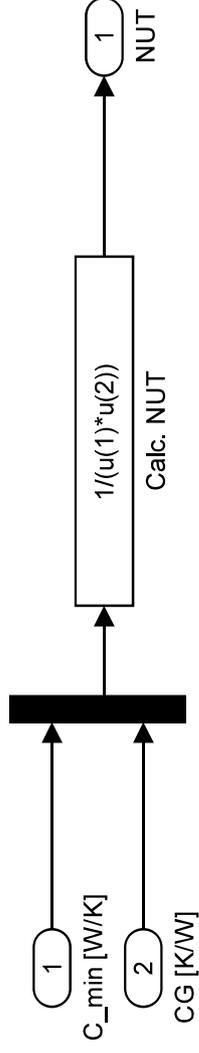
Módulo cálculo do cp, Cr e C_min dos fluidos



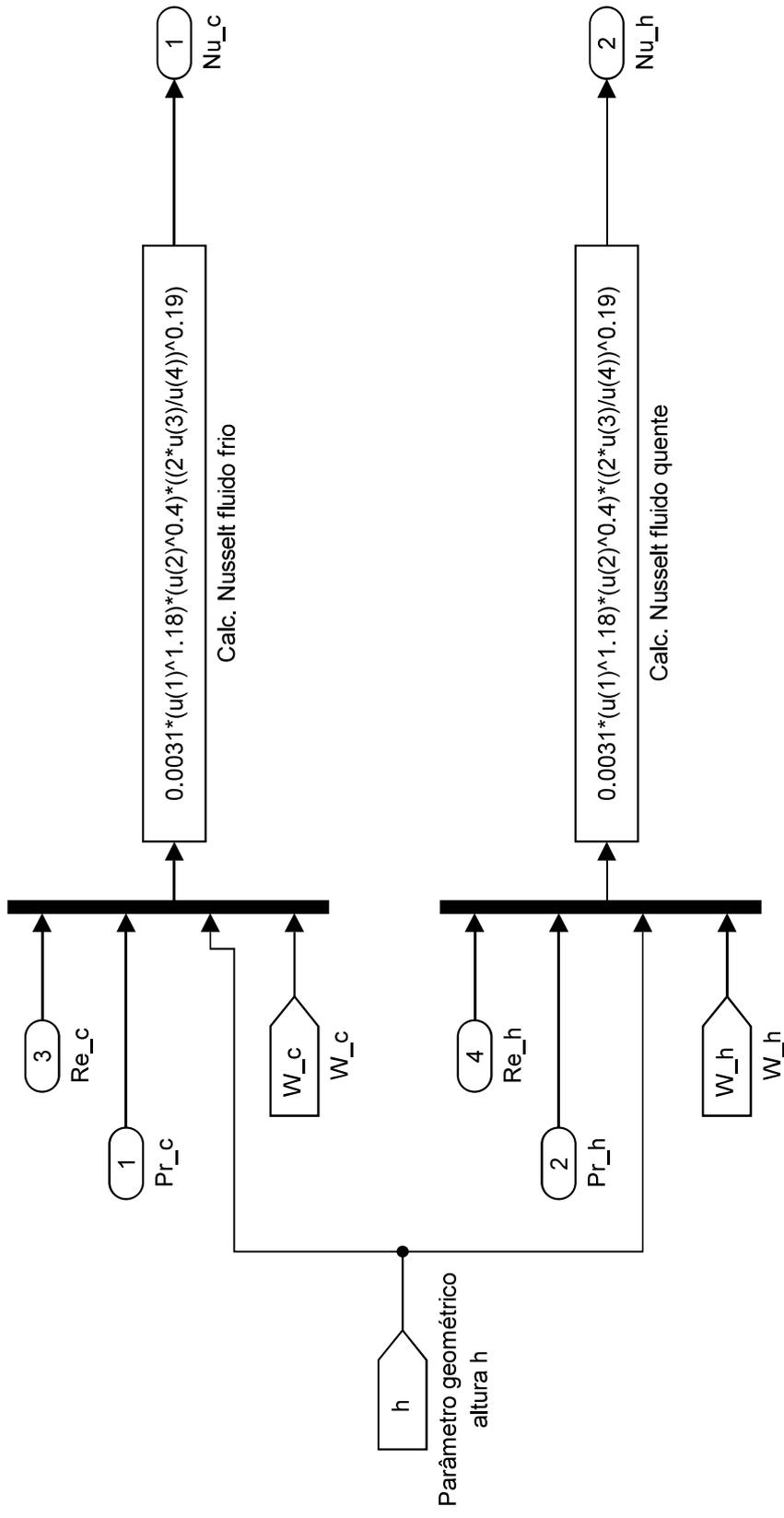
Módulo cálculo das temperaturas de saída do recuperador



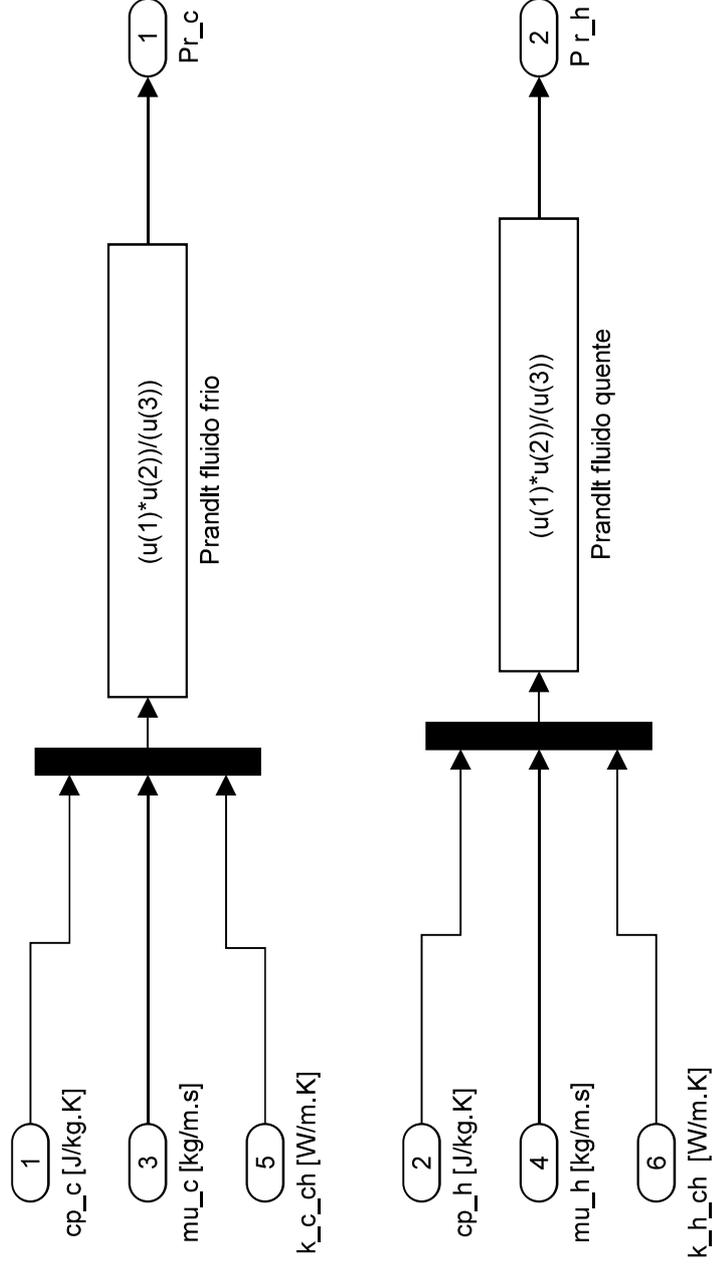
Módulo cálculo do NUT do trocador



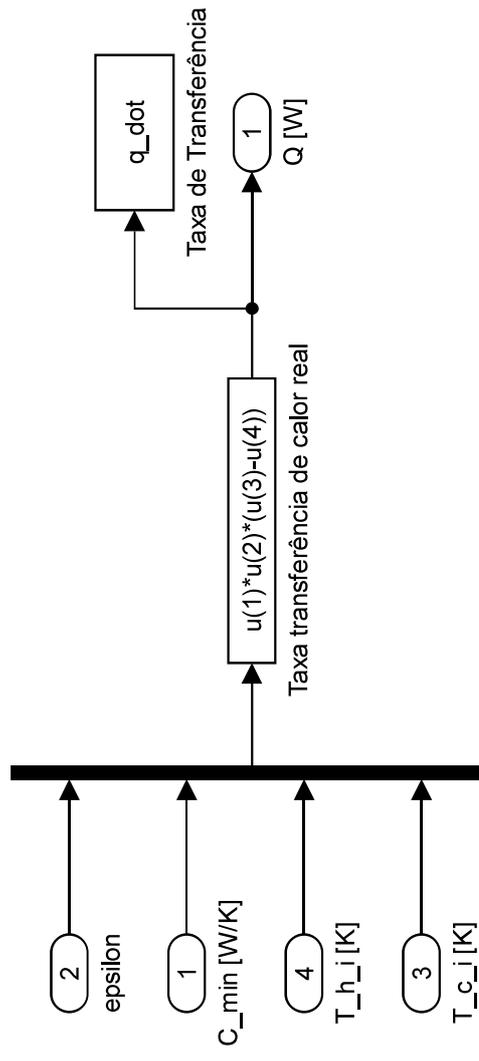
Módulo cálculo do número de Nusselt dos fluidos



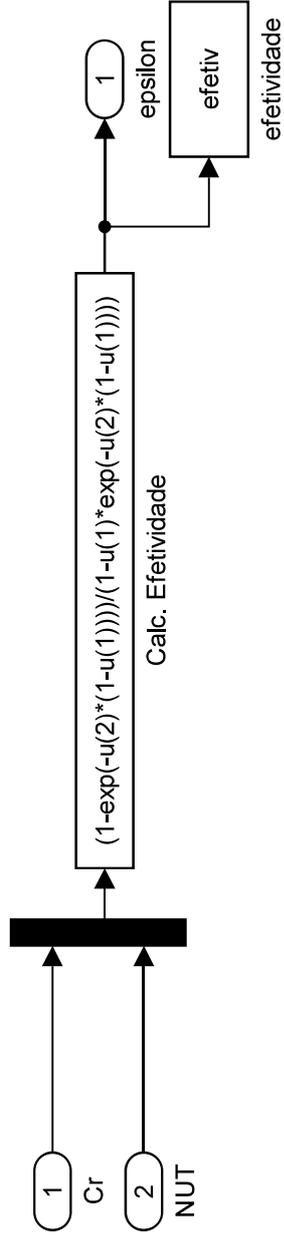
Módulo cálculo do número de Prandtl dos fluidos



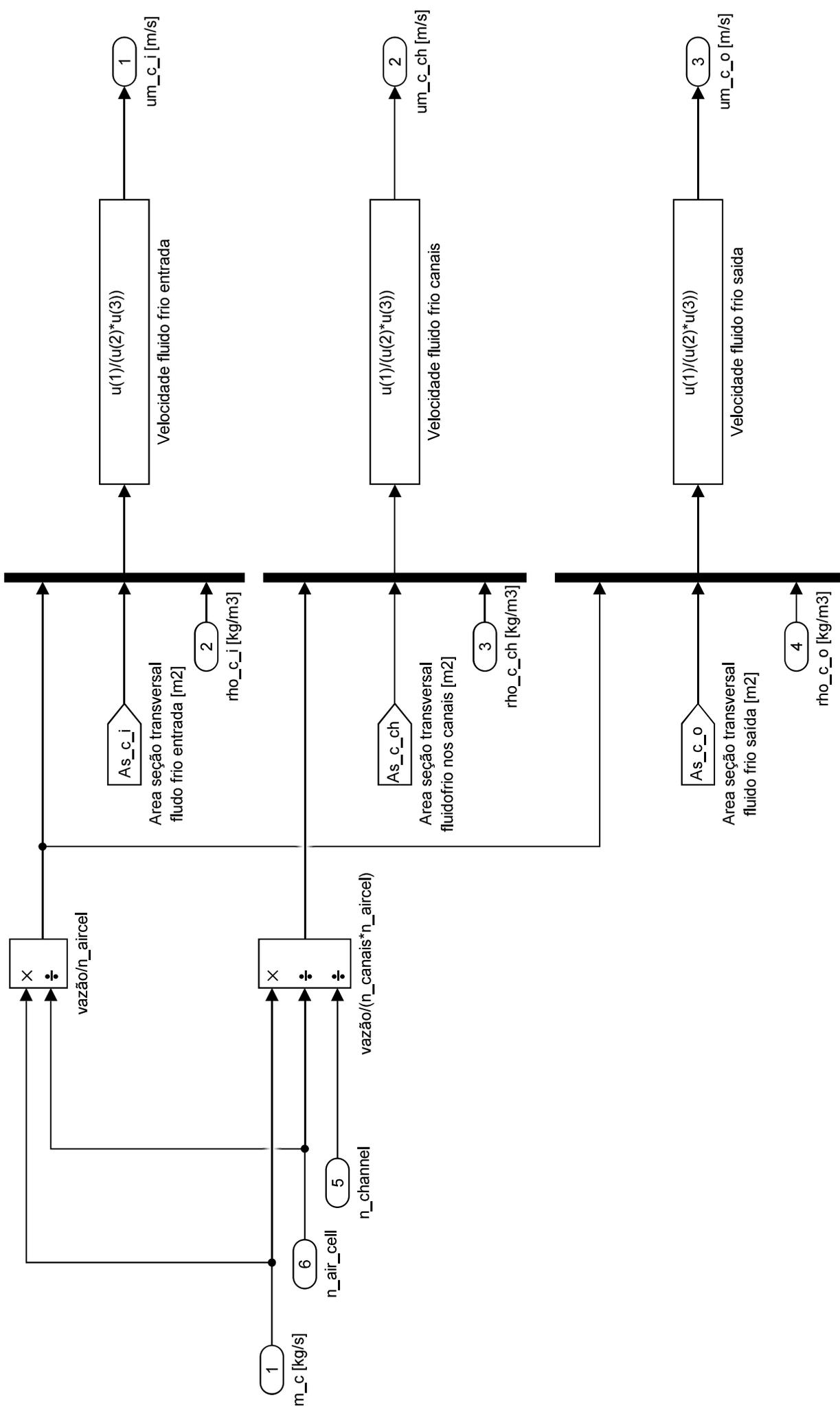
Módulo cálculo do NUT do trocador



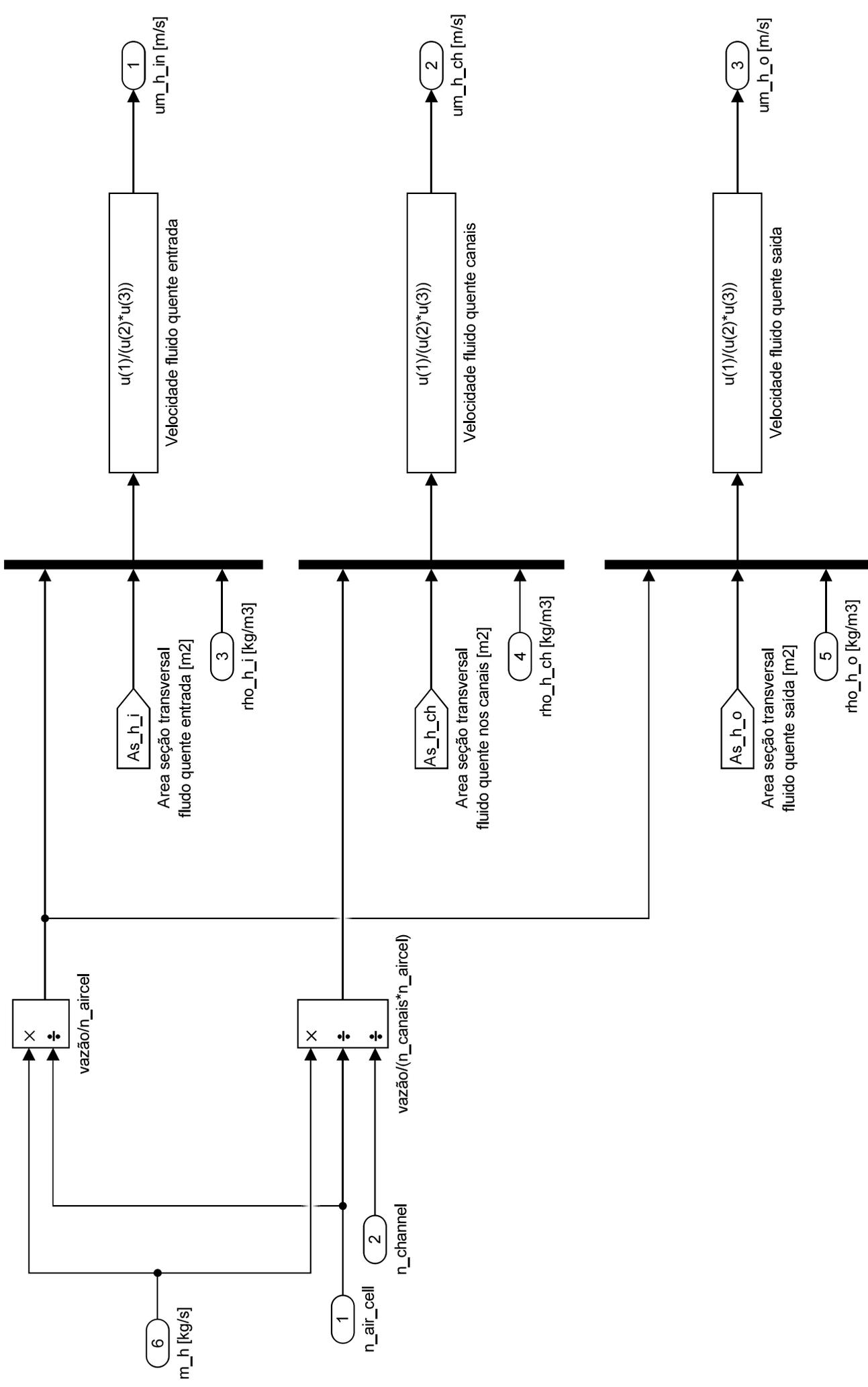
Módulo cálculo da efetividade do trocador



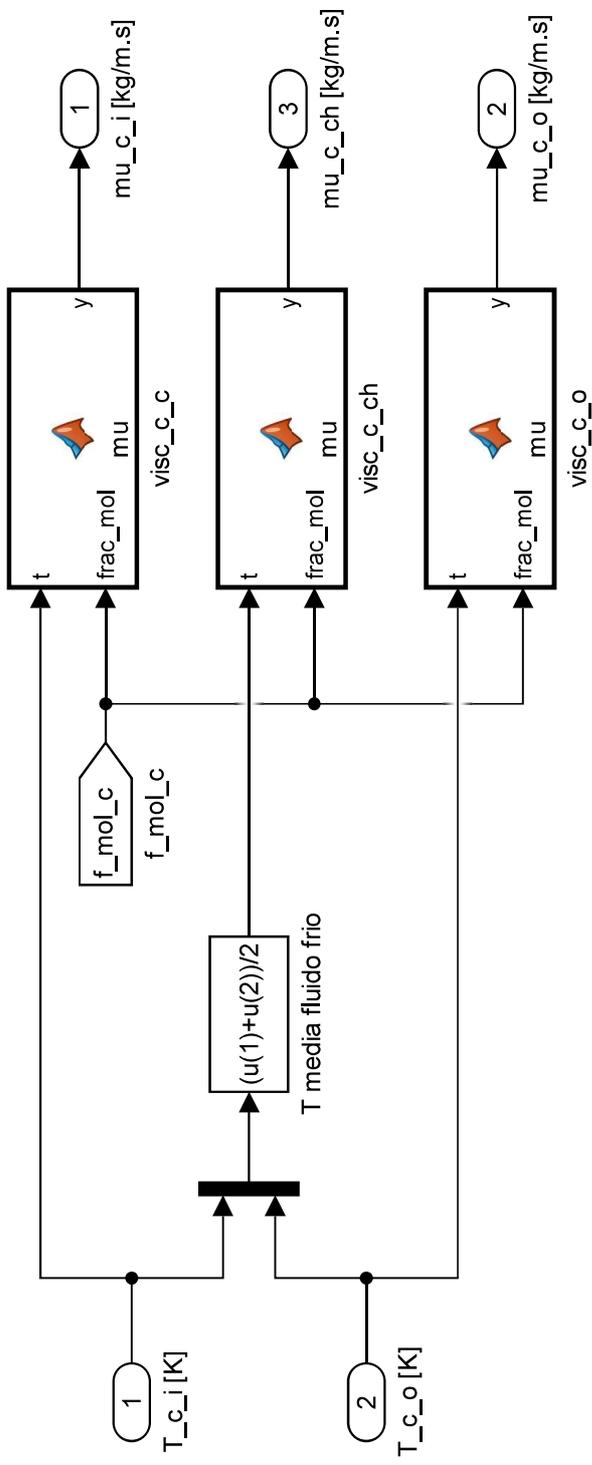
Módulo cálculo de velocidade média no recuperador - Fluido frio



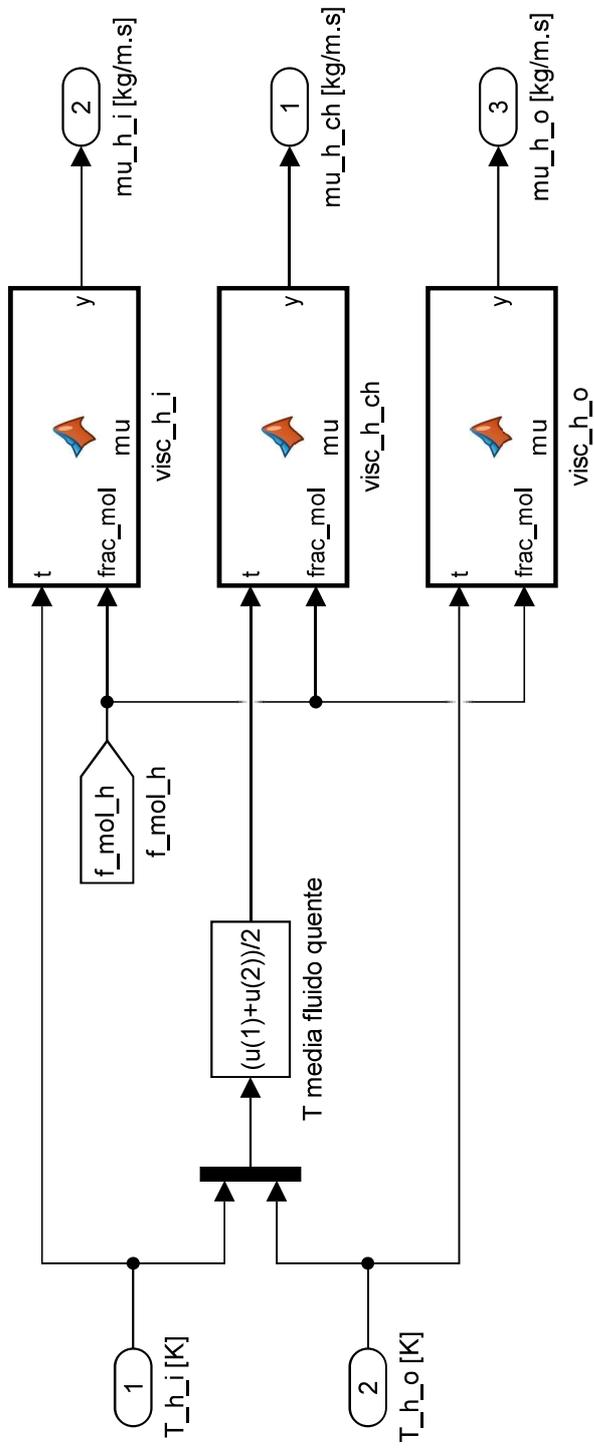
Módulo cálculo de velocidade média no recuperador - Fluido quente



Módulo cálculo de viscosidades no recuperador - Fluido frio



Módulo cálculo de viscosidades no recuperador - Fluido quente



APÊNDICE B – Códigos para calculo de propriedades termodinâmicas dos gases

Os códigos a seguir foram desenvolvidos como funções no software MATLAB[®], e posteriormente convertidos para blocos no Simulink[®], de forma a integrar a simulação em blocos da microturbina.

No cabeçalho de cada função encontram-se descritas as referências utilizadas, uma breve descrição da função, as instruções de uso, bem como a descrição das mensagens de erro e um exemplo de aplicação.

As mensagens de erro impedem que os blocos calculem valores a partir de entradas que não estejam dentro do intervalo de validade dos modelos utilizados. Tais mensagens de erro encerram a simulação, portanto, deve-se atentar para os limites de aplicabilidade dos modelos. Ressalta-se ainda que as temperaturas limite de validade de alguns dos modelos utilizados diferem entre cada gás.

Essas funções são capazes de calcular as propriedades de substâncias puras e misturas destas substâncias de acordo com sua composição molar.

No Simulink[®], deve-se utilizar o bloco *MATLAB Function*, presente nas *User-Defined Functions* da biblioteca para inserir essas funções na como blocos que podem ser replicados em diferentes locais da simulação.

B.1 Código para o bloco de cálculo do calor específico

```
function y = cp(t,frac_mol)
%#codegen
%
%----- FUNÇÃO CALOR ESPECÍFICO DOS GASES -----
%
%   -Autor: Janderson Honório Mazzine Afonso
%   -Email: janderson.mazzine2015@engenharia.ufjf.br
%   -Ano: 2020
%   -Referência: BUCKER, D.; SPAN, R.; WAGNER, W. Thermodynamic property
%                 models for moist air and combustion gases. J. Eng. Gas
%                 Turbines Power, v. 125, n. 1, p. 374-384, 2003.
%                 https://doi.org/10.1115/1.1520154
%   -Citar como: AFONSO. Janderson H. M. Propriedade dos Gases de Combustão
%                 Aplicados em Turbinas a Gás - Calor específico. UFJF,
%                 2020.
%   -Versão: 14.05.2020
%
%----- DESCRIÇÃO DA FUNÇÃO -----
%
%   A presente função retorna o calor específico a pressão constante em
%   J/kg.K de uma mistura de gases que compõe o ar e produtos da combustão
%   para temperaturas entre 200 e 3300 Kelvin de acordo com o modelo pro-
%   posto por BUCKER, SPAN e WAGNER (2003) em seu trabalho "Thermodynamic
%   Property Model for Moist Air and Combustion Gases" a partir da tempe-
%   ratura da mistura e sua composição molar.
%
%----- INSTRUÇÕES -----
%
%           [cp] = cp( t, frac_mol)
%
%   A temperatura de entrada deve ser dada em Kelvin [K], e a composição
%   molar da mistura e a base dimensional de cálculo. As frações molares
%   devem ser dada em um vetor com o seguinte formato:
%
%           (%N2 %O2 %Ar %Ne %H2O %CO2 %CO %SO2)
%
%   Caso alguma das espécies não faça parte da mistura deve ser atribuido o
%   valor 0 (zero) a sua posição no vetor. A soma das frações de cada espé-
%   cie deve ser sempre igual a 1.
%
%----- MENSAGEM DE ERRO -----
%
%   Uma mensagem de erro será exibida caso a temperatura
%   informada esteja fora dos limites de validade do modelo (entre 200 e
%   3300 K) ou caso a soma das concentrações dos componentes do gás em
%   estudo seja diferente de 1.
%
%----- EXEMPLOS -----
%
%   1) Definir o calor específico a pressão constante do ar atmosférico
%   considerando uma composição de Oxigênio (21%) e Nitrogênio (79%)
%   apenas, a 30°C.
%
%   t = 303.15;
%   f_mol = [0.79 0.21 0 0 0 0 0 0]
%   [cp] = cp( t, f_mol )
```

```

%
% ANS:
% cp = 1.01438564661116e+003
%
%-----

if t < 200 || t > 3300 %checa aplicabilidade do modelo
    error('Temperatura informada fora do intervalo de validade do modelo(200 K < T < 3300
K)')
elseif sum(frac_mol) ~= 1 %checa composição informada
    error('A soma das frações de composição é diferente de 1)
end

b_i = [0.00 -1.50 -1.25 -0.75 -0.50 -0.25 0.25 0.50 0.75 1.00];
%b_i : vetor de coeficientes bi

a_ki = [2.475830346*10^6 -2.815239891*10^4 1.116401165*10^5 -8.147644187*10^5 2.185120406
*10^6 -2.978031305*10^6 -1.308008001*10^6 4.305948510*10^5 -8.082302563*10^4 6.622545214
*10^3;
        6.408242565*10^5 -1.599937045*10^3 9.984801256*10^3 -1.280873444*10^5 4.186599156
*10^5 -6.720142804*10^5 -3.799977202*10^5 1.378691801*10^5 -2.806954185*10^4 2.459943097
*10^3;
        2.078618000*10^1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
        2.078618000*10^1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
        -4.747782033*10^6 4.799919289*10^4 -1.931588954*10^5 1.460728340*10^6
-4.000075762*10^6 5.576209858*10^6 2.570488297*10^6 -8.670521019*10^5 1.666429390*10^6
-1.396634620*10^4;
        1.103695150*10^6 -1.365096910*10^4 5.357704944*10^4 -3.816063864*10^5 1.008950326
*10^6 -1.352938737*10^6 -5.701809626*10^5 1.828513133*10^5 -3.329618224*10^4 2.635366727
*10^3;
        2.670755728*10^6 -2.715629936*10^4 1.096509012*10^5 -8.303525865*10^5 2.269213594
*10^6 -3.151865706*10^6 -1.438126165*10^6 4.824833432*10^5 -9.227524508*10^4 7.701550176
*10^3;
        -2.076653674*10^6 2.589571253*10^4 -1.012523438*10^5 7.161863952*10^6
-1.889754780*10^6 2.535020356*10^6 1.082842148*10^6 -3.524395911*10^5 6.552035769*10^4
-5.325634796*10^3;];
%a_ki : matriz coef. ak_i, i = (1:10) (colunas) e especies (linhas)

t_0 = 273.15; %Temperatura de referência, em K
cp = 0;

mm_esp = [28.014 31.998 39.948 20.180 18.015 40.019 28.009 64.063];
%mm_esp : massa molar das espécies
for i = 1:8, %Percorre espécies
    cp_esp = 0;
    if frac_mol(i) > 0 %evita o cálculo das especies com concentração nula
        for j = 1:10, %percorre coeficientes
            cp_esp = cp_esp + a_ki(i,j)*((t/t_0)^b_i(j));
        end
    end
    cp = cp + cp_esp*frac_mol(i)*(1000/mm_esp(i));
end

y = cp;

```

B.2 Código para o bloco de cálculo da entalpia

```
function y = entalpia(t, frac_mol)
%#codegen
%
%----- FUNÇÃO ENTALPIA DOS GASES -----
%
%   -Autor: Janderson Honório Mazzine Afonso
%   -Email: janderson.mazzine2015@engenharia.ufjf.br
%   -Ano: 2020
%   -Referência: BUCKER, D.; SPAN, R.; WAGNER, W. Thermodynamic property
%               models for moist air and combustion gases. J. Eng. Gas
%               Turbines Power, v. 125, n. 1, p. 374-384, 2003.
%               https://doi.org/10.1115/1.1520154
%   -Citar como: AFONSO. Janderson H. M. Propriedade dos Gases de Combustão
%               Aplicados em Turbinas a Gás - Entalpia. UFJF, 2020.
%   -Versão: 14.05.2020
%
%----- DESCRIÇÃO DA FUNÇÃO -----
%
%   A presente função retorna a entalpia em J/K de uma mistura de gases que
%   compõe o ar e produtos da combustão para temperaturas entre 200 e 3300
%   Kelvin de acordo com o modelo proposto por BUCKER, SPAN e WAGNER (2003)
%   em seu trabalho "Thermodynamic Property Model for Moist Air and Combustion
%   Gases" a partir da temperatura da mistura e sua composição molar.
%
%----- INSTRUÇÕES -----
%
%               [h] = entalpia( t, frac_mol)
%
%   A temperatura de entrada deve ser dada em Kelvin [K] e a composição
%   molar da mistura em fração molar dos componentes. As frações molares
%   devem ser dada em um vetor com o seguinte formato:
%
%               (%N2 %O2 %Ar %Ne %H2O %CO2 %CO %SO2)
%
%   Caso alguma das espécies não faça parte da mistura deve ser atribuido o
%   valor 0 (zero) a sua posição no vetor. A soma das frações de cada espécie
%   deve ser sempre igual a 1.
%
%----- ATENÇÃO -----
%
%   Recomenda-se a adoção deste código para o calculo da variação da
%   entalpia entre dois pontos do fluido, e não para o calculo de um ponto
%   isolado. Distorções nos valores de diferentes modelos propostos podem
%   ser observadas devido as condições de referência, porém a variação da
%   entropia entre dois pontos (estados)deverá ser equivalente mesmo em
%   modelos distintos.
%
%----- MENSAGEM DE ERRO -----
%
%   Uma mensagem de erro será exibida caso a temperatura
%   informada esteja fora dos limites de validade do modelo (entre 200 e
%   3300 K) ou caso a soma das concentrações dos componentes do gás em
%   estudo seja diferente de 1.
%
%----- EXEMPLOS -----
%
```

```

% 1)Definir a entalpia em J/K do ar atmosférico considerando uma composi-
% ção de Oxigênio (21%) e Nitrogênio (79%) apenas, a 30°C.
%
% t = 303.15;
% f_mol = [0.79 0.21 0 0 0 0 0 0]
% [h] = entalpia( t, f_mol )
%
% ANS:
% h = 30.4129989891052e+003
%
%-----

if t < 200 || t > 3300 %checa aplicabilidade do modelo
    error('Temperatura informada fora do intervalo de validade do modelo(200 K < T < 3300
K)')
elseif sum(frac_mol) ~= 1 %checa composição informada
    error('A soma das frações de composição é diferente de 1)
end

b_i = [0.00 -1.50 -1.25 -0.75 -0.50 -0.25 0.25 0.50 0.75 1.00];
%b_i : vetor de coeficientes bi

a_k = [4.305300363*10^8 -4.085709350*10^6 ;
        5.295253592*10^7 -7.353805669*10^5 ;
        -5.677745067*10^3 0 ;
        -5.677745067*10^3 0 ;
        -7.574888563*10^8 7.373724814*10^6 ;
        2.042361458*10^8 -1.912121053*10^6 ;
        4.306836224*10^8 -4.203685809*10^6 ;
        -3.845730250*10^8 3.543224735*10^6];
%a_k : matriz coef. ak_I e ak_II (colunas) e especies (linhas)

a_ki = [2.475830346*10^6 -2.815239891*10^4 1.116401165*10^5 -8.147644187*10^5 2.185120406
*10^6 -2.978031305*10^6 -1.308008001*10^6 4.305948510*10^5 -8.082302563*10^4 6.622545214
*10^3;
        6.408242565*10^5 -1.599937045*10^3 9.984801256*10^3 -1.280873444*10^5 4.186599156
*10^5 -6.720142804*10^5 -3.799977202*10^5 1.378691801*10^5 -2.806954185*10^4 2.459943094
*10^3;
        2.078618000*10^1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
        2.078618000*10^1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
        -4.747782033*10^6 4.799919289*10^4 -1.931588954*10^5 1.460728340*10^6
-4.000075762*10^6 5.576209858*10^6 2.570488297*10^6 -8.670521019*10^5 1.666429390*10^6
-1.396634620*10^4;
        1.103695150*10^6 -1.365096910*10^4 5.357704944*10^4 -3.816063864*10^5 1.008950326
*10^6 -1.352938737*10^6 -5.701809626*10^5 1.828513133*10^5 -3.329618224*10^4 2.635366724
*10^3;
        2.670755728*10^6 -2.715629936*10^4 1.096509012*10^5 -8.303525865*10^5 2.269213594
*10^6 -3.151865706*10^6 -1.438126165*10^6 4.824833432*10^5 -9.227524508*10^4 7.701550175
*10^3;
        -2.076653674*10^6 2.589571253*10^4 -1.012523438*10^5 7.161863952*10^6
-1.889754780*10^6 2.535020356*10^6 1.082842148*10^6 -3.524395911*10^5 6.552035769*10^6
-5.325634796*10^3;];
%a_ki : matriz coef. ak_i, i = (1:10) (colunas) e especies (linhas)

t_0 = 273.15; %Temperatura de referência, em K

```

```

a_mix_gr=[0 0];
a_mix_i=[0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];
mm_esp = [28.014 31.998 39.963 20.180 18.015 40.019 28.009 64.063];
mm_mis=0;

for i = 1:8, %Percorre espécies
    if frac_mol(i) > 0 %evita o cálculo das especies com concentração nula
        a_mix_gr(1)=a_mix_gr(1)+a_k(i,1)*frac_mol(i)*(1000/mm_esp(i));
        a_mix_gr(2)=a_mix_gr(2)+a_k(i,2)*frac_mol(i)*(1000/mm_esp(i));
        mm_mis= mm_mis+frac_mol(i)/(1000/mm_esp(i));

        for j = 1:10, %percorre coeficientes
            a_mix_i(j)=a_mix_i(j)+a_ki(i,j)*frac_mol(i)*(1000/mm_esp(i));
        end
    end
end

%Calculo entalpia
sum_h0=0;

for i = 1:10,

    sum_h0=sum_h0+a_mix_i(i)*(t_0/(b_i(i)+1))*((t/t_0)^(b_i(i)+1));

end

h= a_mix_gr(1)+sum_h0;
y = h;

```

B.3 Código para o bloco de cálculo da entropia

```
function y = entropia(t, p, frac_mol)
%#codegen
%
%----- FUNÇÃO ENTROPIA DOS GASES -----
%
%   -Autor: Janderson Honório Mazzine Afonso
%   -Email: janderson.mazzine2015@engenharia.ufjf.br
%   -Ano: 2020
%   -Referência: BUCKER, D.; SPAN, R.; WAGNER, W. Thermodynamic property
%               models for moist air and combustion gases. J. Eng. Gas
%               Turbines Power, v. 125, n. 1, p. 374-384, 2003.
%               https://doi.org/10.1115/1.1520154
%   -Citar como: AFONSO. Janderson H. M. Propriedade dos Gases de Combustão
%               Aplicados em Turbinas a Gás - Entropia. UFJF, 2020.
%   -Versão: 14.05.2020
%
%----- DESCRIÇÃO DA FUNÇÃO -----
%
%   A presente função retorna a entropia em J/kg.K de uma mistura de gases
%   que compõe o ar e produtos da combustão para temperaturas entre 200 e
%   3300 Kelvin de acordo com o modelo proposto por BUCKER, SPAN e WAGNER
%   (2003) em seu trabalho "Thermodynamic Property Model for Moist Air and
%   Combustion Gases" a partir da temperatura da mistura e sua composição
%   molar.
%
%----- INSTRUÇÕES -----
%
%               [s] = s( t, p, frac_mol)
%
%   A temperatura de entrada deve ser dada em Kelvin [K], a pressão em Pas-
%   cal [Pa] e a composição molar da mistura em fração molar dos componen-
%   tes. As frações molares devem ser dada em um vetor com o seguinte for-
%   mato:
%
%               (%N2 %O2 %Ar %Ne %H2O %CO2 %CO %SO2)
%
%   Caso alguma das espécies não faça parte da mistura deve ser atribuido o
%   valor 0 (zero) a sua posição no vetor. A soma das frações de cada espé-
%   cie deve ser sempre igual a 1.
%
%----- ATENÇÃO -----
%
%   Recomenda-se a adoção deste código para o calculo da variação da
%   entropia entre dois pontos do fluido, e não para o calculo de um ponto
%   isolado. Distorções nos valores de diferentes modelos propostos podem
%   ser observadas devido as condições de referência, porém a variação da
%   entropia entre dois pontos (estados)deverá ser equivalente mesmo em
%   modelos distintos.
%
%----- MENSAGEM DE ERRO -----
%
%   Uma mensagem de erro será exibida caso a temperatura informada esteja
%   fora dos limites de validade do modelo (entre 200 e 3300 K) ou caso a
%   soma das concentrações dos componentes do gás em estudo seja diferente
%   de 1.
%
```

```

%----- EXEMPLOS -----
%
% 1) Definir a entropia do ar atmosférico em J/kg.K considerando uma com-
% posição de Oxigênio (21%) e Nitrogênio (79%) apenas, a 30°C e a 1 atm.
%
% t = 303.15;
% p = 101325;
% f_mol = [0.79 0.21 0 0 0 0 0 0]
% [s] = entropia( t, p, f_mol )
%
% ANS:
% s = 190.795467689633e+000
%-----

if t < 200 || t > 3300 %checa aplicabilidade do modelo
    error('Temperatura informada fora do intervalo de validade do modelo(200 K < T < 3300
K)')
elseif sum(frac_mol) ~= 1 %checa composição informada
    error('A soma das frações de composição é diferente de 1)
end

b_i = [0.00 -1.50 -1.25 -0.75 -0.50 -0.25 0.25 0.50 0.75 1.00];
%b_i : vetor de coeficientes bi

a_k = [4.305300363*10^8 -4.085709350*10^6 ;
        5.295253592*10^7 -7.353805669*10^5 ;
        -5.677745067*10^3 0 ;
        -5.677745067*10^3 0 ;
        -7.574888563*10^8 7.373724814*10^6 ;
        2.042361458*10^8 -1.912121053*10^6 ;
        4.306836224*10^8 -4.203685809*10^6 ;
        -3.845730250*10^8 3.543224735*10^6];
%a_k : matriz coef. ak_I e ak_II (colunas) e especies (linhas)

a_ki = [2.475830346*10^6 -2.815239891*10^4 1.116401165*10^5 -8.147644187*10^5 2.185120406
*10^6 -2.978031305*10^6 -1.308008001*10^6 4.305948510*10^5 -8.082302563*10^4 6.622545214
*10^3;
        6.408242565*10^5 -1.599937045*10^3 9.984801256*10^3 -1.280873444*10^5 4.186599156
*10^5 -6.720142804*10^5 -3.799977202*10^5 1.378691801*10^5 -2.806954185*10^4 2.459943097
*10^3;
        2.078618000*10^1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
        2.078618000*10^1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
        -4.747782033*10^6 4.799919289*10^4 -1.931588954*10^5 1.460728340*10^6
-4.000075762*10^6 5.576209858*10^6 2.570488297*10^6 -8.670521019*10^5 1.666429390*10^6
-1.396634620*10^4;
        1.103695150*10^6 -1.365096910*10^4 5.357704944*10^4 -3.816063864*10^5 1.008950326
*10^6 -1.352938737*10^6 -5.701809626*10^5 1.828513133*10^5 -3.329618224*10^4 2.635366727
*10^3;
        2.670755728*10^6 -2.715629936*10^4 1.096509012*10^5 -8.303525865*10^5 2.269213594
*10^6 -3.151865706*10^6 -1.438126165*10^6 4.824833432*10^5 -9.227524508*10^4 7.701550176
*10^3;
        -2.076653674*10^6 2.589571253*10^4 -1.012523438*10^5 7.161863952*10^6
-1.889754780*10^6 2.535020356*10^6 1.082842148*10^6 -3.524395911*10^5 6.552035769*10^4
-5.325634796*10^3;];

```

```

%a_ki : matriz coef. ak_i, i = (1:10) (colunas) e especies (linhas)

t_0 = 273.15; %Temperatura de referência, em K
p_0 = 0.101325; %Pressão de referência, em MPa
r_m = 8.314472; %Constante dos gases, em J/(mol*K)
p=p/10^6; %converte Pa na entrada para MPa para os cálculos do modelo

a_mix_gr=[0 0];
a_mix_i=[0 0 0 0 0 0 0 0 0];
mm_esp = [28.014 31.998 39.963 20.180 18.015 40.019 28.009 64.063];
mm_mis=0;
sum_delta_s0=0;

for i = 1:8, %Percorre espécies
    if frac_mol(i) > 0 %evita o cálculo das especies com concentração nula
        a_mix_gr(1)=a_mix_gr(1)+a_k(i,1)*frac_mol(i)*(1000/mm_esp(i));
        a_mix_gr(2)=a_mix_gr(2)+a_k(i,2)*frac_mol(i)*(1000/mm_esp(i));
        sum_delta_s0=frac_mol(i)*log(frac_mol(i))*(1000/mm_esp(i));
        mm_mis= mm_mis+frac_mol(i)/(1000/mm_esp(i));

        for j = 1:10, %percorre coeficientes
            a_mix_i(j)=a_mix_i(j)+a_ki(i,j)*frac_mol(i)*(1000/mm_esp(i));
        end
    end
end

delta_s0=(-r_m)*sum_delta_s0;

%Calculo entropia

sum_s0=0;
r = r_m/mm_mis; %Constante particular do gas, em J/(kg*K)

for i = 2:10,

    sum_s0=sum_s0+(a_mix_i(i)/b_i(i))*((t/t_0)^b_i(i));

end

s=a_mix_gr(2)-(r*log(p/p_0))+delta_s0+(a_mix_i(1)*log(t/t_0))+sum_s0;

y = s;

```

B.4 Código para o bloco de cálculo da densidade

```
function y = rho(t,p,frac_mol)
%#codegen
%
%----- FUNÇÃO DENSIDADE DOS GASES -----
%
%   -Autor: Janderson Honório Mazzine Afonso
%   -Email: janderson.mazzine2015@engenharia.ufjf.br
%   -Ano: 2020
%   -Referência: IUPAC. Periodic Table of Elements. Disponível em
%   <https://iupac.org/what-we-do/periodic-table-of-elements/> Acesso em
%   01 set. 2020.
%   -Citar como: AFONSO. Janderson H. M. Densidade dos Gases de Combustão
%               Aplicados em Turbinas a Gás. UFJF, 2020.
%   -Versão: 01.09.2020
%
%----- DESCRIÇÃO DA FUNÇÃO -----
%
%   A presente função retorna a densidade, em [kg/m^3] de um gás puro ou
%   mistura de gases ideais segundo a equação de Clapeyron, considerando as
%   massas molares dos átomos na tabela da IUPAC
%
%----- INSTRUÇÕES -----
%
%           [rho] = densi_gas( t, p, frac_mol)
%
%   A temperatura de entrada deve ser dada em Kelvin [K], a pressão em mega
%   Pascal [Pa]. As frações molares devem ser dada em um vetor com o
%   seguinte formato:
%
%           (%N2 %O2 %Ar %Ne %H2O %CO2 %CO %SO2)
%
%   Caso alguma das espécies não faça parte da mistura deve ser atribuído o
%   valor 0 (zero) a sua posição no vetor. A soma das frações de cada espé-
%   cie deve ser sempre igual a 1.
%
%----- MENSAGEM DE ERRO -----
%
%   Uma mensagem de erro será exibida caso a soma das concentrações dos
%   componentes do gás em estudo seja diferente de 1.
%
%----- EXEMPLOS -----
%
%   1) Definir a densidade do ar atmosférico considerando uma composição de
%   Oxigênio (21%) e Nitrogênio (79%) apenas, a 100°C e 2 atm.
%
%   t = 373.15;
%   p = 0.202650;
%   frac_mol = [0.79 0.21 0 0 0 0 0 0];
%   [rho] = densi_gas( t, p, frac_mol);
%
%   ANS: 1.88444931513629e+000
%
%-----
%
if sum(frac_mol) ~= 1 %checa composição informada
    error('A soma das frações de composição é diferente de 1')
```

```
end
```

```
mm_e1 = [28.014 31.998 39.95 20.180 33.006 44.009 28.01 64.058];%massa molar dos gases  
puros segundo IUPAC 2020, [g/mol]
```

```
rho = 0;
```

```
R=8.314462; %Constante dos gases, em [m^3 Pa kg^-1 mol^-1]
```

```
for j = 1:8, %percorre espécies
```

```
    if frac_mol(j) > 0 %evita o cálculo das especies com concentração nula
```

```
        rho=rho+(((mm_e1(j)*10^(-3))*frac_mol(j)*(p))/(R*t));
```

```
    end
```

```
end
```

```
y = rho;
```

B.5 Código para o bloco de cálculo da viscosidade

```

function y = mu(t, frac_mol)
%#codegen
%----- FUNÇÃO VISCOSIDADE DOS GASES -----
%
%
% -Autor: Janderson Honório Mazzine Afonso
% -Email: janderson.mazzine2015@engenharia.ufjf.br
% -Ano: 2020
%
%
% -Referências:
% [1]MATOS, M. A. A. Propriedades termofísicas de alguns gases, sólidos e
% da água. Aveiro: Editora da Universidade de Aveiro, 1998.
% [2]BIRD R. B., WARREN E. S., and EDWIN N. L. Transport Phenomena. 2nd
% ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.
% [3]IUPAC. Periodic Table of Elements. Disponível em
% <https://iupac.org/what-we-do/periodic-table-of-elements/> Acesso em
% 01 set. 2020.
%
%
% -Citar como: AFONSO, Janderson H. M. Viscosidade dos Gases de Combustão
% Aplicados em Turbinas a Gás. UFJF, 2020.
% -Versão: 01.09.2020
%
%----- DESCRIÇÃO DA FUNÇÃO -----
%
%
% A presente função retorna a viscosidade dinâmica, em [kg/m.s] de um gás
% puro segundo a expressão e coeficientes de regressão apresentados por
% Matos [1], e da mistura considerando também a correlação semiempírica
% desenvolvida por Wilke e apresentada no livro de Bird [2], considerando
% as massas molares dos átomos na tabela da IUPAC [3].
%
%----- INSTRUÇÕES -----
%
%
% [mu] = visc_gas( t, frac_mol)
%
%
% A temperatura de entrada deve ser dada em Kelvin [K] e as frações
% molares devem ser dada em um vetor com o seguinte formato:
%
% ( %N2 %O2 %Ar %Ne %H2O %CO2 %CO %SO2)
%
%
% Caso alguma das espécies não faça parte da mistura deve ser atribuído o
% valor 0 (zero) a sua posição no vetor. A soma das frações de cada espé-
% cie deve ser sempre igual a 1.
%
%
% Porém, o presente modelo não contempla o gás neônio. Caso seja
% necessário, deve-se implementar seus coeficientes na matriz.
%
%----- MENSAGEM DE ERRO E AVISOS -----
%
%
% Uma mensagem de erro será exibida caso a soma das concentrações dos
% componentes do gás em estudo seja diferente de 1, ou caso tente-se
% computar um gás que possua Neônio em sua composição, o qual não é
% contemplado no presente modelo.
%
%
% Um aviso será exibido caso a temperatura desejada da mistura esteja
% fora do intervalo de temperatura de algum dos gases puros que a compõe,
% conforme a tabela abaixo:
%
%
```

```

%          Gas | T_min (K) | T_max (K)
%          -----
%          N2   250   1500
%          O2   250   1500
%          Ar   250   1300
%          Ne   NaN   NaN
%          H2O  400   1500
%          CO2  250   1500
%          CO   250   1500
%          SO2  170   1700
%
%----- EXEMPLOS -----
%
% 1) Definir a viscosidade do ar atmosférico considerando uma composição
% de Oxigênio (21%) e Nitrogênio (79%) apenas, a 100°C.
%
% t = 373.15;
% f_mol = [0.79 0.21 0 0 0 0 0 0];
%
% ANS: 21.8025339818354e-006
%-----

if sum(frac_mol) ~= 1 %checa composição informada
    error('A soma das frações de composição é diferente de 1');
elseif frac_mol(4) ~= 0
    error('Erro: Gás Neonio não contemplado no modelo');
end

mm_el = [28.014 31.998 39.95 20.180 33.006 44.009 28.01 64.058]; %massa molar dos gases
puros segundo IUPAC 2020, [g/mol]

mu = 0;
cont = 0;
vis = zeros(1, 8);
fm = zeros(1, 8);
mm = zeros(1, 8);
psi_ab = zeros(1, 8);

coef = [0.31619*10^(-5)    0.56192*10^(-7)    -0.24148*10^(-10)    0.61370*10^(-14)
250    1500;
0.26918*10^(-5)    0.68519*10^(-7)    -0.29857*10^(-10)    0.75600*10^(-14)
250    1500;
0.50458*10^(-5)    0.63459*10^(-7)    -0.17506*10^(-10)    0.37009*10^(-14)
250    1300;
0
0
0
0;
-0.41991*10^(-5)    0.45336E-07    -0.50749*10^(-11)    0.15526*10^(-14)
400    1500;
-0.16636*10^(-5)    0.63064*10^(-7)    -0.26223*10^(-10)    0.58813*10^(-14)
250    1500;
0.30012*10^(-5)    0.56504*10^(-7)    -0.23998*10^(-10)    0.62734*10^(-14)
250    1500;
0-.37930*10^(-5)    0.46450*10^(-7)    -0.72760*10^(-11)

```

170 1700];

```
for i = 1:8, %percorre espécies
    if frac_mol(i) ~= 0 %evita o cálculo das especies com concentração nula
        cont=cont+1;
        fm(cont)= frac_mol(i);
        mm(cont)= mm_el(i);
        vis(cont)=coef(i,1)+coef(i,2)*t+coef(i,3)*t^2+coef(i,4)*t^3;
        if t<coef(i,5)
            error("A temperatura está abaixo do limite de aplicabilidade do modelo de
viscosidade para um dos gases.")
        elseif t>coef(i,6)
            error("A temperatura está acima do limite de aplicabilidade do modelo de
viscosidade para um dos gases.")
        end
    end
end

for a = 1:cont, %calcula psi
    for b = 1:cont,
        psi_ab(a)=psi_ab(a)+fm(b)*((1/sqrt(8))*(1+mm(a)/mm(b))^-0.5)*(1+(vis(a)/vis
(b))^0.5)*(mm(b)/mm(a))^0.25)^2);
    end
    mu=mu+((fm(a)*vis(a))/psi_ab(a));
end
y = mu;
```

B.6 Código para o bloco de cálculo da condutividade

```
function y = k(t, frac_mol)
%#codegen
%
%----- FUNÇÃO CONDUTIVIDADE DOS GASES -----
%
%   -Autor: Janderson Honório Mazzine Afonso
%   -Email: janderson.mazzine2015@engenharia.ufjf.br
%   -Ano: 2020
%
%   -Referências:
%   [1]MATOS, M. A. A. Propriedades termofísicas de alguns gases, sólidos e
%   da água. Aveiro: Editora da Universidade de Aveiro, 1998.
%   [2]BIRD R. B., WARREN E. S., and EDWIN N. L. Transport Phenomena. 2nd
%   ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.
%   [3]IUPAC. Periodic Table of Elements. Disponível em
%   <https://iupac.org/what-we-do/periodic-table-of-elements/> Acesso em
%   01 set. 2020.
%
%   -Citar como: AFONSO. Janderson H. M. Condutividade dos Gases de
%   Combustão Aplicados em Turbinas a Gás. UFJF, 2020.
%   -Versão: 03.09.2020
%
%----- DESCRIÇÃO DA FUNÇÃO -----
%
%   A presente função retorna a condutividade, em [W/m.K] de um gás puro
%   segundo a expressão e coeficientes de regressão apresentados por Matos
%   [1], e da mistura considerando também a correlação semiempírica
%   desenvolvida por Wilke e apresentada no livro de Bird [2], considerando
%   as massas molares dos átomos na tabela da IUPAC [3].
%
%----- INSTRUÇÕES -----
%
%           [k] = cond_gas( t, frac_mol)
%
%   A temperatura de entrada deve ser dada em Kelvin [K] e as frações
%   molares devem ser dada em um vetor com o seguinte formato:
%
%           (%N2 %O2 %Ar %Ne %H2O %CO2 %CO %SO2)
%
%   Caso alguma das espécies não faça parte da mistura deve ser atribuído o
%   valor 0 (zero) a sua posição no vetor. A soma das frações de cada espé-
%   cie deve ser sempre igual a 1.
%
%   Porém, o presente modelo não contempla o gás neônio. Caso seja
%   necessário, deve-se implementar seus coeficientes na matriz.
%
%----- MENSAGEM DE ERRO E AVISOS -----
%
%   Uma mensagem de erro será exibida caso a soma das concentrações dos
%   componentes do gás em estudo seja diferente de 1, ou caso tente-se
%   computar um gás que possua Neônio em sua composição, o qual não é
%   contemplado no presente modelo.
%
%   Um aviso será exibido caso a temperatura desejada da mistura esteja
%   fora do intervalo de temperatura de algum dos gases puros que a compõe,
%   conforme a tabela abaixo:
```

```

%
%          Gas |   T_min (K)   |   T_max (K)
%          -----
%          N2   |    250         |    1500
%          O2   |    250         |    1500
%          Ar   |    110         |    1300
%          Ne   |    NaN         |    NaN
%          H2O  |    400         |    1500
%          CO2  |    250         |    1500
%          CO   |    250         |    1500
%          SO2  |    170         |    1700
%
%----- EXEMPLOS -----
%
% 1) Definir a condutividade do ar atmosférico considerando uma composição
% de Oxigênio (21%) e Nitrogênio (79%) apenas, a 100°C.
%
% t = 373.15;
% f_mol = [0.79 0.21 0 0 0 0 0 0];
% [k] = cond_gas( t, f_mol)
%
% ANS: 30.8821778098117e-003
%-----

if sum(frac_mol) ~= 1 %checa composição informada
    error('A soma das frações de composição é diferente de 1');
elseif frac_mol(4) ~= 0
    error('Erro: Gás Neonio não contemplado no modelo');
end

mm_el = [28.014 31.998 39.95 20.180 33.006 44.009 28.01 64.058]; %massa molar dos gases
puros segundo IUPAC 2020, [g/mol]

k = 0;
cont = 0;
cond = zeros(1, 8);
vis = zeros(1, 8);
fm = zeros(1, 8);
mm = zeros(1, 8);
psi_ab = zeros(1, 8);

coef_cond = [0.47088*10^(-2)  0.78562*10^(-4)  -0.26266*10^(-7)  0.55540*10^(-11)
250 1500;
0.33470*10^(-2)  0.81930*10^(-4)  -0.16987*10^(-7)  0.29881*10^(-11)
250 1500;
0.27132*10^(-2)  0.55394*10^(-4)  -0.21772*10^(-7)  0.55268*10^(-11)
110 1500;
0 0 0
0 0;
-0.79293*10^(-2)  0.76030*10^(-4)  0.31270*10^(-7)  -0.10805*10^(-10)
400 1500;
-0.95947*10^(-2)  0.92700*10^(-4)  -0.19366*10^(-7)  0.32189*10^(-11)
250 1500;
0.10224*10^(-2)  0.89079*10^(-4)  -0.32557*10^(-7)  0.89390*10^(-11)

```

```

250     1500;
      -0.80851*10^(-2)    0.63433*10^(-4)    -0.13817*10^(-7)    0.23028*10^(-11)
300     1700];

coef_visc = [0.31619*10^(-5)    0.56192*10^(-7)    -0.24148*10^(-10)    0.61370*10^(-14)
250     1500;
      0.26918*10^(-5)    0.68519*10^(-7)    -0.29857*10^(-10)    0.75600*10^(-14)
250     1500;
      0.50458*10^(-5)    0.63459*10^(-7)    -0.17506*10^(-10)    0.37009*10^(-14)
250     1300;
      0
0     0;
      -0.41991*10^(-5)    0.45336*10^(-7)    -0.50749*10^(-11)    0.15526*10^(-14)
400     1500;
      -0.16636*10^(-5)    0.63064*10^(-7)    -0.26223*10^(-10)    0.58813*10^(-14)
250     1500;
      0.30012*10^(-5)    0.56504*10^(-7)    -0.23998*10^(-10)    0.62734*10^(-14)
250     1500;
      0-.37930*10^(-5)    0.46450*10^(-7)    -0.72760*10^(-11)
170     1700];

for i = 1:8, %percorre espécies
    if frac_mol(i) ~= 0 %evita o cálculo das especies com concentração nula
        cont=cont+1;
        fm(cont)= frac_mol(i);
        mm(cont)= mm_el(i);
        vis(cont)=coef_visc(i,1)+coef_visc(i,2)*t+coef_visc(i,3)*t^2+coef_visc(i,4)
*t^3;
        cond(cont)=coef_cond(i,1)+coef_cond(i,2)*t+coef_cond(i,3)*t^2+coef_cond(i,4)
*t^3;
        if t<coef_visc(i,5) || t<coef_cond(i,5)
            error('A temperatura está abaixo do limite de aplicabilidade do modelo de
condutividade para um dos gases')
        elseif t>coef_visc(i,6) || t>coef_cond(i,6)
            error('A temperatura está acima do limite de aplicabilidade do modelo de
condutividade para um dos gases')
        end
    end
end

for a = 1:cont, %calcula psi
    for b = 1:cont,
        psi_ab(a)=psi_ab(a)+fm(b)*((1/sqrt(8))*(1+mm(a)/mm(b))^-0.5)*(1+(vis(a)/vis
(b))^0.5)*(mm(b)/mm(a))^0.25)^2);
    end
    k=k+((fm(a)*cond(a))/psi_ab(a));
end
y = k;

```

APÊNDICE C – Código de chamada para validação de resultados

O código a seguir foi desenvolvido para a validação dos resultados obtidos pelo código Simulink® desenvolvido para o recuperador no presente trabalho, e sua comparação com os resultados obtidos pelo modelo simplificado desenvolvido por Vieira (2019). Detalhes sobre esta simulação se encontra na Seção 4.2.

A configuração dos blocos utilizados por este código se podem ser vistos na Figura 50. Para o modelo simplificado, a alteração feita consistiu em mover o bloco de determinação da variável dpq em função de N (Figura 51) para dentro do bloco do trocador, e a declaração da variável N no código MATLAB®. O Simulink® do modelo simplificado também foi adaptado para retornar a queda de pressão para cada escoamento.

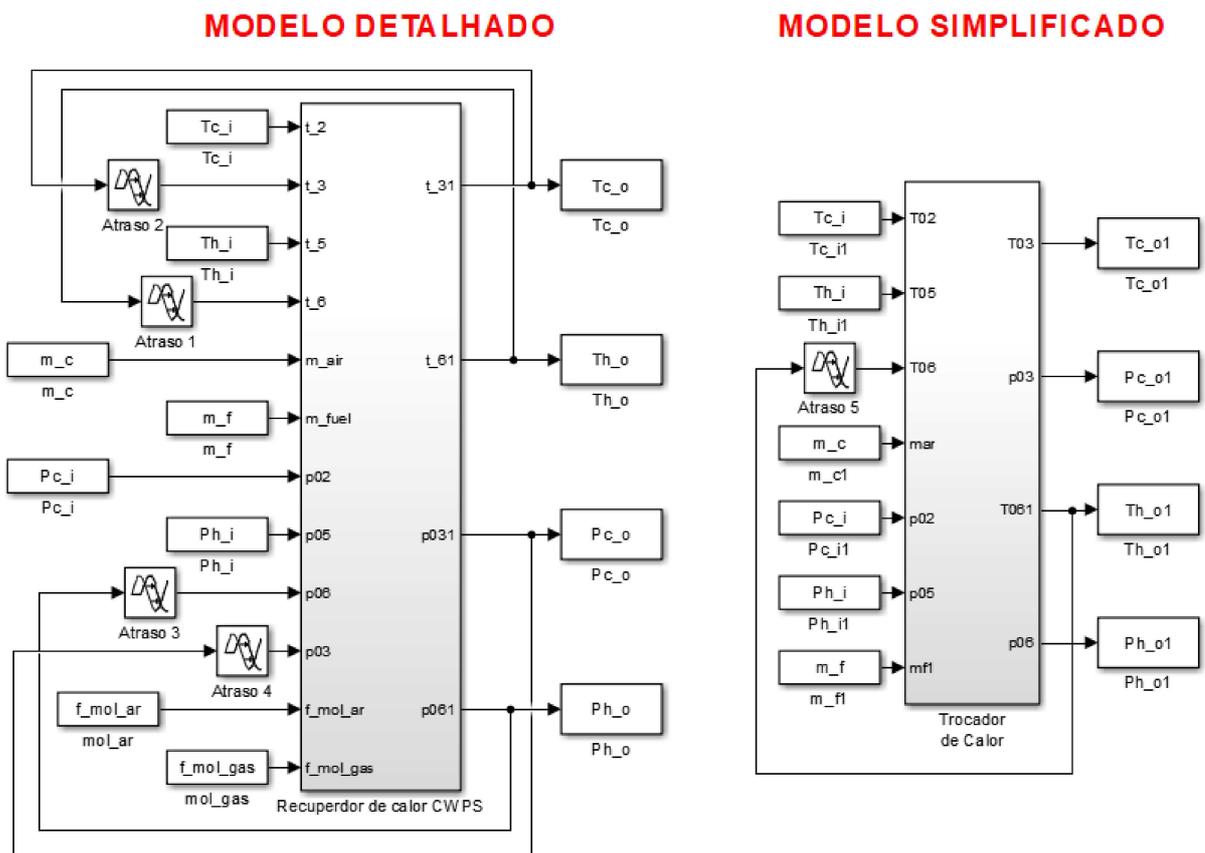


Figura 50 – Ligação dos blocos para validação dos resultados. Fonte: Autor

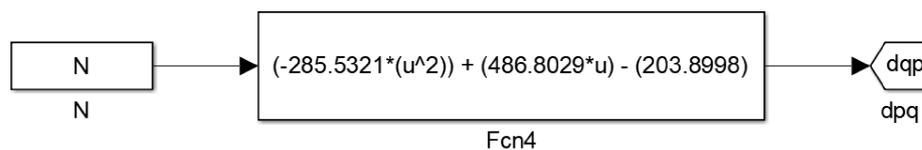


Figura 51 – Bloco de determinação da variável dpq em função de N . Fonte: Autor

```

%-----Validação da Simulação -----
%Este código efetua os cálculos relativos a validação da simulação do
%recuperador CWPS da microturbina Capstone C30, e gerando gráficos para
%análise.

clear;
clc;

%-----Parâmetros Fixos nas Análises-----
f_mol_ar = [0.79 0.21 0.0 0 0 0 0 0];%composição molar do ar
f_mol_gas = [0.76 0 0 0 0.11 0.13 0 0];%composição molar dos gases

N=0.82;%rotação da turbina, para o cálculo do modelo preliminar simplificado.

Pc_i = 368000;%pressão de entrada do ar, em Pa (CAI; HUAI; XI, 2018)
Ph_i = 105000;%pressão de entrada do gás, em Pa (CAI; HUAI; XI, 2018)

%-----Dados de entrada - 9 casos (XU et al, 2009)-----
caso=[1 2 3 4 5 6 7 8 9];
m=[0.20 0.26 0.30 0.20 0.26 0.15 0.20 0.26 0.30];%Vazão mássica, em kg/s
tci=[348.71 348.40 348.63 348.37 349.26 346.82 348.46 348.80 347.55];%Temperatura de
entrada do fluido frio, em K
thi=[673.15 673.46 673.77 698.15 698.19 722.70 723.15 723.32 722.17];%Temperatura de
entrada do fluido quente, em K

%-----Dados de saída - 9 casos (XU et al, 2009)-----
tco_ex=[631.71 627.83 636.61 650.26 653.09 658.15 676.31 680.86 674.99];%Temperatura
de saída do fluido frio, em K
tho_ex=[386.15 381.25 390.95 392.15 385.15 408.15 385.15 389.35 385.95];%Temperatura
de saída do fluido quente, em K

deltapc_ex=[2070 2530 2810 2210 2590 2350 2490 2710 2810];%Queda de pressão no lado
do fluido frio, em Pa
deltaph_ex=[1210 1710 1990 1370 1560 1070 1390 1770 1990];%Queda de pressão no lado
do fluido quente, em Pa

%-----Pré-alocação de variáveis-----
tho_simp=zeros(1,9);
deltapc_simp=zeros(1,9);
deltaph_simp=zeros(1,9);
tco_deta=zeros(1,9);
tho_deta=zeros(1,9);
tco_simp=zeros(1,9);
tho_simp=zeros(1,9);
deltapc_deta=zeros(1,9);
deltaph_deta=zeros(1,9);
efetividade=zeros(1,9);
dp_relativ_total=zeros(1,9);
erro_abs_tco=zeros(1,9);
erro_abs_tho=zeros(1,9);
erro_abs_deltapc=zeros(1,9);
erro_abs_deltaph=zeros(1,9);
erro_rel_tco=zeros(1,9);
erro_rel_tho=zeros(1,9);
erro_rel_deltapc=zeros(1,9);
erro_rel_deltaph=zeros(1,9);

```

```

%-----Cálculo dos casos-----
for i=1:9;
    m_c=m(i);
    m_f=0; %Condição regime permanente à fluxo de massa igual
    Tc_i=tci(i);
    Th_i=thi(i);
    symout = sim('simulink_validacao'); %Executa o código Simulink para validação

    %Registro dos resultados do modelo simplificado
    tco_simp(i)=Tc_o1(end);
    tho_simp(i)=Th_o1(end);
    deltapc_simp(i)=deltaP_c1(end);
    deltaph_simp(i)=deltaP_h1(end);

    %Registro dos resultados do modelo detalhado
    tco_deta(i)=Tc_o(end);
    tho_deta(i)=Th_o(end);
    deltapc_deta(i)=deltaP_c(end);
    deltaph_deta(i)=deltaP_h(end);
    efetividade(i)=efetiv(end);
    dp_relativ_total(i)=deltapc_deta(i)/Pc_i+deltaph_deta(i)/Ph_i;%queda de pressão
relativa total

    %Calculos dos erros absolutos
    erro_abs_tco(i)=tco_deta(i)-tco_ex(i);
    erro_abs_tho(i)=tho_deta(i)-tho_ex(i);
    erro_abs_deltapc(i)=deltapc_deta(i)-deltapc_ex(i);
    erro_abs_deltaph(i)=deltaph_deta(i)-deltaph_ex(i);

    %Calculos dos erros relativos
    erro_rel_tco(i)=erro_abs_tco(i)/tco_ex(i);
    erro_rel_tho(i)=erro_abs_tho(i)/tho_ex(i);
    erro_rel_deltapc(i)=erro_abs_deltapc(i)/deltapc_ex(i);
    erro_rel_deltaph(i)=erro_abs_deltaph(i)/deltaph_ex(i);
end;

%---Plotagem dos gráficos de validação incluindo modelo simplificado---
figure;
plot(caso, tco_deta, 'bs', caso, tco_ex, 'gs', caso, tco_simp, 'ys', caso, tco_deta,
'b', caso, tco_ex, 'g', caso, tco_simp, 'y');
xlabel('Caso')
ylabel('Temperatura de saída do fluido frio [K]')
legend('Calculado','Experimental','Modelo Preliminar')

figure;
plot(caso, tho_deta, 'bs', caso, tho_ex, 'gs', caso, tho_simp, 'ys', caso, tho_deta,
'b', caso, tho_ex, 'g', caso, tho_simp, 'y');
xlabel('Caso')
ylabel('Temperatura de saída do fluido quente [K]')
legend('Calculado','Experimental','Modelo Preliminar')

figure;
plot(caso, deltapc_deta, 'bs', caso, deltapc_ex, 'gs', caso, deltapc_simp, 'ys',
caso, deltapc_deta, 'b', caso, deltapc_ex, 'g', caso, deltapc_simp, 'y');
xlabel('Caso')

```

```

ylabel('Queda de pressão do fluido frio [Pa]')
legend('Calculado','Experimental','Modelo Preliminar')

figure;
plot(caso, deltaph_deta, 'bs', caso, deltaph_ex, 'gs', caso, deltaph_simp, 'ys',
caso, deltaph_deta, 'b', caso, deltaph_ex, 'g', caso, deltaph_simp, 'y');
xlabel('Caso')
ylabel('Queda de pressão do fluido quente [Pa]')
legend('Calculado','Experimental','Modelo Preliminar')

%-----Plotagem dos gráficos de validação sem modelo simplificado-----
figure;
plot(caso, tco_deta, 'bs', caso, tco_ex, 'gs', caso, tco_deta, 'b', caso, tco_ex,
'g');
xlabel('Caso')
ylabel('Temperatura de saída do fluido frio [K]')
legend('Calculado','Experimental')

figure;
plot(caso, tho_deta, 'bs', caso, tho_ex, 'gs', caso, tho_deta, 'b', caso, tho_ex,
'g');
xlabel('Caso')
ylabel('Temperatura de saída do fluido quente [K]')
legend('Calculado','Experimental')

figure;
plot(caso, deltapc_deta, 'bs', caso, deltapc_ex, 'gs', caso, deltapc_deta, 'b', caso,
deltapc_ex, 'g');
xlabel('Caso')
ylabel('Queda de pressão do fluido frio [Pa]')
legend('Calculado','Experimental')

figure;
plot(caso, deltaph_deta, 'bs', caso, deltaph_ex, 'gs', caso, deltaph_deta, 'b', caso,
deltaph_ex, 'g');
xlabel('Caso')
ylabel('Queda de pressão do fluido quente [Pa]')
legend('Calculado','Experimental')

%-----Cálculo dos casos especiais-----
%Dados de operação Capstone C30 (CAI; HUI; XI, 2018)-----
m_c=0.3; %Vazão mássica de ar, em kg/s
m_f=0.01; %Vazão mássica de combustível, em kg/s
Tc_i=358.15; %Temperatura de entrada do fluido frio, em K
Th_i=584.817; %Temperatura de entrada do fluido quente, em K

symout = sim('simulink_validacao'); %Executa o código Simulink para validação

%Registro dos resultados do modelo detalhado
tco_c30=Tc_o(end);
tho_c30=Th_o(end);
deltapc_c30=deltaP_c(end);
deltaph_c30=deltaP_h(end);
efetividade_c30=efetiv(end);
dp_relativ_total_c30=deltapc_c30/Pc_i+deltaph_c30/Ph_i;%queda de pressão relativa
total

```

```
%Calculos dos erros absolutos
```

```
erro_abs_efetiv_c30=efetividade_c30-0.864;
```

```
erro_abs_dp_rel_to_c30=dp_relativ_total_c30-0.0379;
```

```
erro_abs_tco_c30=tco_c30-552.039;
```

```
erro_abs_tho_c30=tho_c30-402.039;
```

```
%Calculos dos erros relativos
```

```
erro_rel_tco_c30=erro_abs_tco_c30/552.039;
```

```
erro_rel_tho_c30=erro_abs_tho_c30/402.039;
```

APÊNDICE D – Código de chamada para análise paramétrica

O código a seguir foi desenvolvido para a análise paramétrica do recuperador. Detalhes sobre esta simulação se encontram na Seção 4.3.

A configuração do código em blocos utilizados por este código se podem ser vistos na Figura 52.

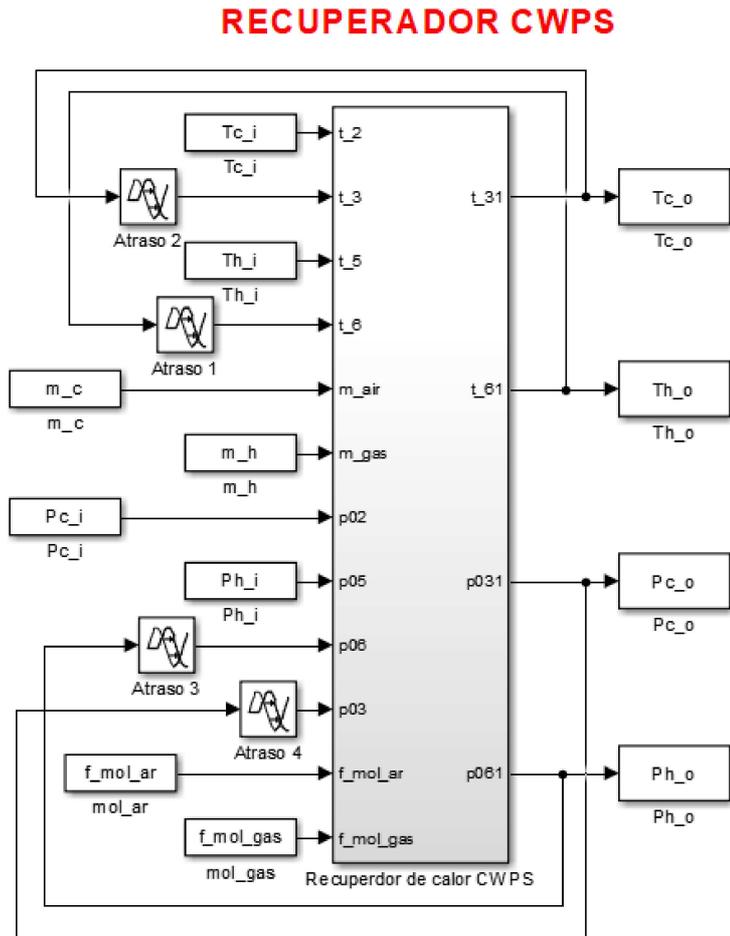


Figura 52 – Ligação dos blocos para análise paramétrica do recuperador. Fonte: Autor

Para permitir a variação da vazão na análise paramétrica, uma alteração no bloco de determinação das vazões teve de ser feita. Essa alteração pode ser verificada na Figura 53

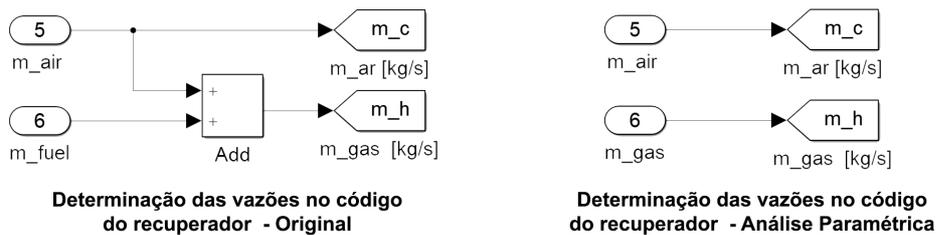


Figura 53 – Alteração do bloco de determinação da vazão para análise paramétrica. Fonte: Autor.

```

%-----Análise Paramétrica do Recuperador-----
%Este código realiza a análise paramétrica do recuperador, variando as
%temperaturas e vazões de entrada dos fluidos e verificando como essa
%variação influencia nas temperaturas de saída, efetividade, taxa de
%transferência de calor, queda de pressão relativa por escoamento e
%total do recuperador.

clear;
clc;

%-----Parâmetros Fixos nas Análises-----
f_mol_ar = [0.79 0.21 0.0 0 0 0 0 0];%composição molar do ar
f_mol_gas = [0.76 0 0 0 0.11 0.13 0 0];%composição molar dos gases

Pc_i = 368000;%pressão de entrada do ar, em Pa (CAI; HUAI; XI, 2018)
Ph_i = 105000;%pressão de entrada do gás, em Pa (CAI; HUAI; XI, 2018)

%-----Variação das Temperaturas-----
%Vazão fixadas
m_c = 0.40;
m_h = 0.40;

%Variação da temperatura de entrada do fluido frio-----
Th_i = 800;%temperatura de entrada do fluido quente fixa

%Pré-alocação
i=0;
j=0;
eftv=zeros(1,30);%efetividade
temp=zeros(1,30);%temperatura variavel
q=zeros(1,30);%transferência de calor
dpc=zeros(1,30);%queda de pressão relativa no fluido frio
dph=zeros(1,30);%queda de pressão relativa no fluido quente
dpt=zeros(1,30);%Queda de pressão relativa total
tco=zeros(1,30);%temperatura de saída fluido frio
tho=zeros(1,30);%temperatura de saída fluido quente

while i < 30,
    Tc_i = 400+j;
    i=i+1;
    j=j+10;
    symout = sim('simulink_analise_parametrica');
    eftv(i)=eftv(end);
    q(i)=q_dot(40,1);
    dpc(i)=(deltaP_c(end)/Pc_i)*100;
    dph(i)=(deltaP_h(end)/Ph_i)*100;
    dpt(i)=dpc(i)+dph(i);
    tco(i)=Tc_o(end);
    tho(i)=Th_o(end);
    temp(i)=Tc_i;
end

figure
plot(temp, tho, 'r', temp, tco, 'b');
legend('Fluido quente','Fluido frio')
xlabel('Temperatura de entrada do fluido frio [K]')

```

```

ylabel('Temperatura de saída dos fluidos [K]')

figure
plot(temp, eftv);
xlabel('Temperatura de entrada do fluido frio [K]')
ylabel('Efetividade')

figure;
plot(temp, q);
xlabel('Temperatura de entrada do fluido frio [K]')
ylabel('Taxa de transferência de calor [W]')

figure;
plot(temp, dpc);
xlabel('Temperatura de entrada do fluido frio [K]')
ylabel('Queda de pressão relativa (fluido frio) [%]')

figure;
plot(temp, dpc);
xlabel('Temperatura de entrada do fluido frio [K]')
ylabel('Queda de pressão relativa (fluido quente) [%]')

figure;
plot(temp, dpt);
xlabel('Temperatura de entrada do fluido frio [K]')
ylabel('Queda de pressão relativa total [%]')

%Variação da temperatura de entrada do fluido quente-----
Tc_i = 400; %temperatura de entrada do fluido frio fixa

%Pré-alocação
i=0;
j=0;
eftv=zeros(1,30);%efetividade
temp=zeros(1,30);%temperatura variavel
q=zeros(1,30);%transferência de calor
dpc=zeros(1,30);%queda de pressão relativa no fluido frio
dph=zeros(1,30);%queda de pressão relativa no fluido quente
dpt=zeros(1,30);%Queda de pressão relativa total
tco=zeros(1,30);%temperatura de saída fluido frio
tho=zeros(1,30);%temperatura de saída fluido quente

while i < 30,
    Th_i = 500+j;
    i=i+1;
    j=j+10;
    symout = sim('simulink_analise_parametrica');
    eftv(i)=eftv(end);
    q(i)=q(end);
    dpc(i)=(deltaP_c(end)/Pc_i)*100;
    dph(i)=(deltaP_h(end)/Ph_i)*100;
    dpt(i)=dpc(i)+dph(i);
    tco(i)=Tc_o(end);
    tho(i)=Th_o(end);
    temp(i)=Th_i;
end

```

```

figure
plot(temp, tho, 'r', temp, tco, 'b');
legend('Fluido quente','Fluido frio')
xlabel('Temperatura de entrada do fluido frio [K]')
ylabel('Temperatura de saída dos fluidos [K]')

figure;
plot(temp, eftv);
xlabel('Temperatura entrada do fluido quente [K]')
ylabel('Efetividade')

figure;
plot(temp, q);
xlabel('Temperatura entrada do fluido quente [K]')
ylabel('Taxa de transferência de calor [W]')

figure;
plot(temp, dpc);
xlabel('Temperatura entrada do fluido quente [K]')
ylabel('Queda de pressão relativa (fluido frio) [%]')

figure;
plot(temp, dph);
xlabel('Temperatura entrada do fluido quente [K]')
ylabel('Queda de pressão relativa (fluido quente) [%]')

figure;
plot(temp, dpt);
xlabel('Temperatura entrada do fluido quente [K]')
ylabel('Queda de pressão relativa total [%]')

%-----Variação das Vazões-----
%Temperaturas fixadas
Tc_i = 400;
Th_i = 800;

%Variação da vazão mássica do fluido frio-----
m_h = 0.4; %vazão do fluido quente fixa

i=0;
j=0;
eftv=zeros(1,40);%efetividade
m=zeros(1,40);%vazão variavel
q=zeros(1,40);%transferência de calor
dpc=zeros(1,40);%queda de pressão relativa no fluido frio
dph=zeros(1,40);%queda de pressão relativa no fluido quente
dpt=zeros(1,40);%Queda de pressão relativa total
tco=zeros(1,40);%temperatura de saída fluido frio
tho=zeros(1,40);%temperatura de saída fluido quente

dp_h=zeros(1,40);
while i < 40,
    m_c = 0.2+j;
    i=i+1;
    j=j+0.010;

```

```

    symout = sim('simulink_analise_parametrica');
    eftv(i)=efetiv(end);
    q(i)=q_dot(40,1);
    dpc(i)=(deltaP_c(end)/Pc_i)*100;
    dph(i)=(deltaP_h(end)/Ph_i)*100;
    dpt(i)=dpc(i)+dph(i);
    tco(i)=Tc_o(end);
    tho(i)=Th_o(end);
    m(i)=m_c;
end

figure
plot(m, tho, 'r', m, tco, 'b');
legend('Fluido quente','Fluido frio')
xlabel('Vazão mássica do fluido frio [kg/s]')
ylabel('Temperatura de saída dos fluidos [K]')

figure;
plot(m, eftv);
xlabel('Vazão mássica do fluido frio [kg/s]')
ylabel('Efetividade do Recuperador')

figure;
plot(m, q);
xlabel('Vazão mássica do fluido frio [kg/s]')
ylabel('Taxa de transferência de calor [W]')

figure;
plot(m, dpc);
xlabel('Vazão mássica do fluido frio [kg/s]')
ylabel('Queda de pressão relativa (fluido frio) [%]')

figure;
plot(m, dph);
xlabel('Vazão mássica do fluido frio [kg/s]')
ylabel('Queda de pressão relativa (fluido quente) [%]')

figure;
plot(m, dpt);
xlabel('Vazão mássica do fluido frio [kg/s]')
ylabel('Queda de pressão relativa total [%]')

%Variação da vazão mássica do fluido quente-----
m_c = 0.4; %vazão do fluido frio fixa

%Pré-alocação
i=0;
j=0;
eftv=zeros(1,40);%efetividade
m=zeros(1,40);%vazão variavel
q=zeros(1,40);%transferência de calor
dpc=zeros(1,40);%queda de pressão relativa no fluido frio
dph=zeros(1,40);%queda de pressão relativa no fluido quente
dpt=zeros(1,40);%Queda de pressão relativa total
tco=zeros(1,40);%temperatura de saída fluido frio
tho=zeros(1,40);%temperatura de saída fluido quente

```

```

while i < 40,
    m_h = 0.2+j;
    i=i+1;
    j=j+0.010;
    symout = sim('simulink_analise_parametrica');
    eftv(i)=efetiv(end);
    q(i)=q_dot(40,1);
    dpc(i)=(deltaP_c(end)/Pc_i)*100;
    dph(i)=(deltaP_h(end)/Ph_i)*100;
    dpt(i)=dpc(i)+dph(i);
    tco(i)=Tc_o(end);
    tho(i)=Th_o(end);
    m(i)=m_h;
end

figure
plot(m, tho, 'r', m, tco, 'b');
legend('Fluido quente','Fluido frio')
xlabel('Vazão mássica do fluido quente [kg/s]')
ylabel('Temperatura de saída dos fluidos [K]')

figure;
plot(m, eftv);
xlabel('Vazão mássica do fluido quente [kg/s]')
ylabel('Efetividade do Recuperador')

figure;
plot(m, q);
xlabel('Vazão mássica do fluido quente [kg/s]')
ylabel('Taxa de transferência de calor [W]')

figure;
plot(m, dpc);
xlabel('Vazão mássica do fluido quente [kg/s]')
ylabel('Queda de pressão relativa (fluido frio) [%]')

figure;
plot(m, dph);
xlabel('Vazão mássica do fluido quente [kg/s]')
ylabel('Queda de pressão relativa (fluido quente) [%]')

figure;
plot(m, dpt);
xlabel('Vazão mássica do fluido quente [kg/s]')
ylabel('Queda de pressão relativa total [%]')

```

APÊNDICE E – Código de chamada para análise da destruição da exergia

O código a seguir foi desenvolvido para o cálculo e análise das parcelas de destruição da exergia (irreversibilidades) no recuperador devido a transferência de calor a uma diferença finita de temperaturas e devido a queda de pressão. O código calcula também as exergia de entrada e saída, bem como a eficiência exergética do recuperador. Detalhes sobre esta simulação se encontram na Seção 4.4.

A configuração do código em blocos utilizados por este código se podem ser vistos na Figura 54.

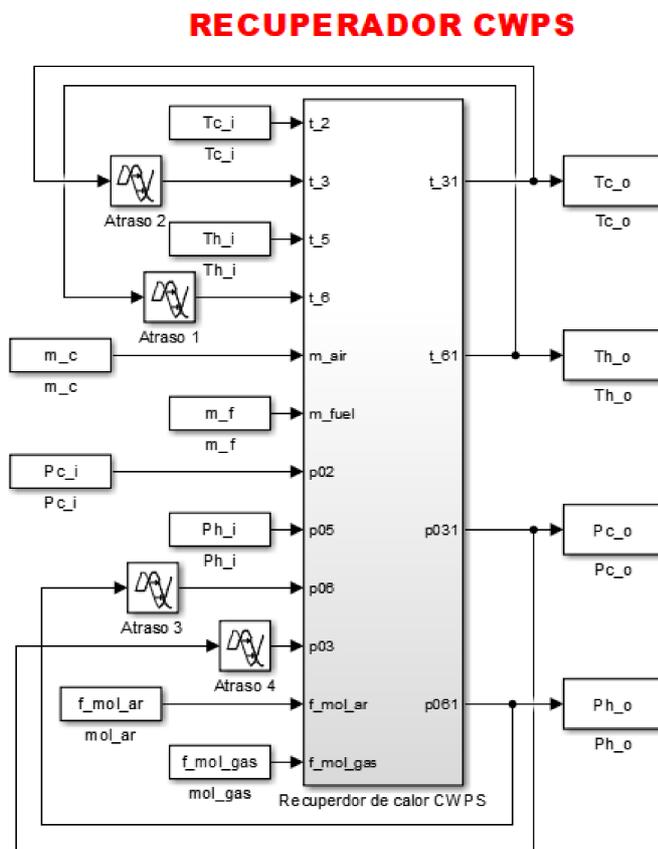


Figura 54 – Ligação dos blocos para análise da destruição da exergia no escoamento do recuperador. Fonte: Autor

```

%-----Análise da destruição da exergia no recuperador-----
%Este código efetua os cálculos relativos a destruição da exergia
%(irreversibilidades) total no recuperador bem como suas componentes
%devido a transferência de calor entre os fluidos à diferenças finitas
%de temperatura, e devido a queda de pressão, considerando que o
%recuperador é adiabático.

clear;
clc;

tzero=(293.57);%temperatura ambiente - média anual de Juiz de Fora, calculada
partir de serie histórica de 30 anos. Fonte: Climatempo. Disponível em: <https://www.
climatempo.com.br/climatologia/152/juizdefora-mg>. Acesso em 15/02/2021

%-----Composição dos fluidos-----
f_mol_ar = [0.79 0.21 0.0 0 0 0 0 0];%composição molar do ar
f_mol_gas = [0.76 0 0 0 0.11 0.13 0 0];%composição molar dos gases

%-----Dados C30 (CAI; HUAI; XI, 2018)-----

m_c=0.3; %Vazão mássica de ar, em kg/s
m_f=0.01; %Vazão mássica de combustível, em kg/s
Tc_i=358.15; %Temperatura de entrada do fluido frio, em K
Th_i=584.817; %Temperatura de entrada do fluido quente, em K
Pc_i = 368000; %pressão de entrada do ar, em Pa (CAI; HUAI; XI, 2018)
Ph_i = 105000; %pressão de entrada do gás, em Pa (CAI; HUAI; XI, 2018)

symout = sim('simulink_analise_exergia'); %Executa o código Simulink para análise de
exergia

%Exergia de entrada
E_i=(m_c+m_f)*(h_h_i(end)-tzero*s_h_i(end))+(m_c)*(h_c_i(end)-tzero*s_c_i(end));

%Exergia total destruída no recuperador
L=(m_c+m_f)*(h_h_i(end)-h_h_o(end)-tzero*(s_h_i(end)-s_h_o(end)))+(m_c)*(h_c_i(end)-
h_c_o(end)-tzero*(s_c_i(end)-s_c_o(end)));

%Exergia de saída
E_o=E_i-L;

%Exergia destruída devido a transferência de calor entre os fluxos
I_deltaT=tzero*(C_c(end)*log(Tc_o(end)/Tc_i(end))+C_h(end)*log(Th_o(end)/Th_i(end)));

%Exergia destruída devido a queda de pressão
I_deltaP=L - I_deltaT;

%Eficiência exergética
psi=E_o/E_i;

%Valores relativos
Idt_rel_Ei=I_deltaT/E_i;
Idp_rel_Ei=I_deltaP/E_i;

```

Idt_rel_L=I_deltaT/L;
Idp_rel_L=I_deltaP/L;

ANEXO A – Código em linguagem gráfica do modelo simplificado da microturbina Capstone C30, desenvolvida pelo GCEME UFJF

Neste anexo encontra-se presente o código Simulink® baseado no modelo simplificado para o recuperador (Figura 55), o qual o presente trabalho visa melhorar através da aplicação de modelos mais detalhados. Em seguida, apresenta-se o código da microturbina, indicando a ligação entre os componentes no código Simulink®. Uma descrição mais completa desta simulação encontra-se em Vieira (2019).

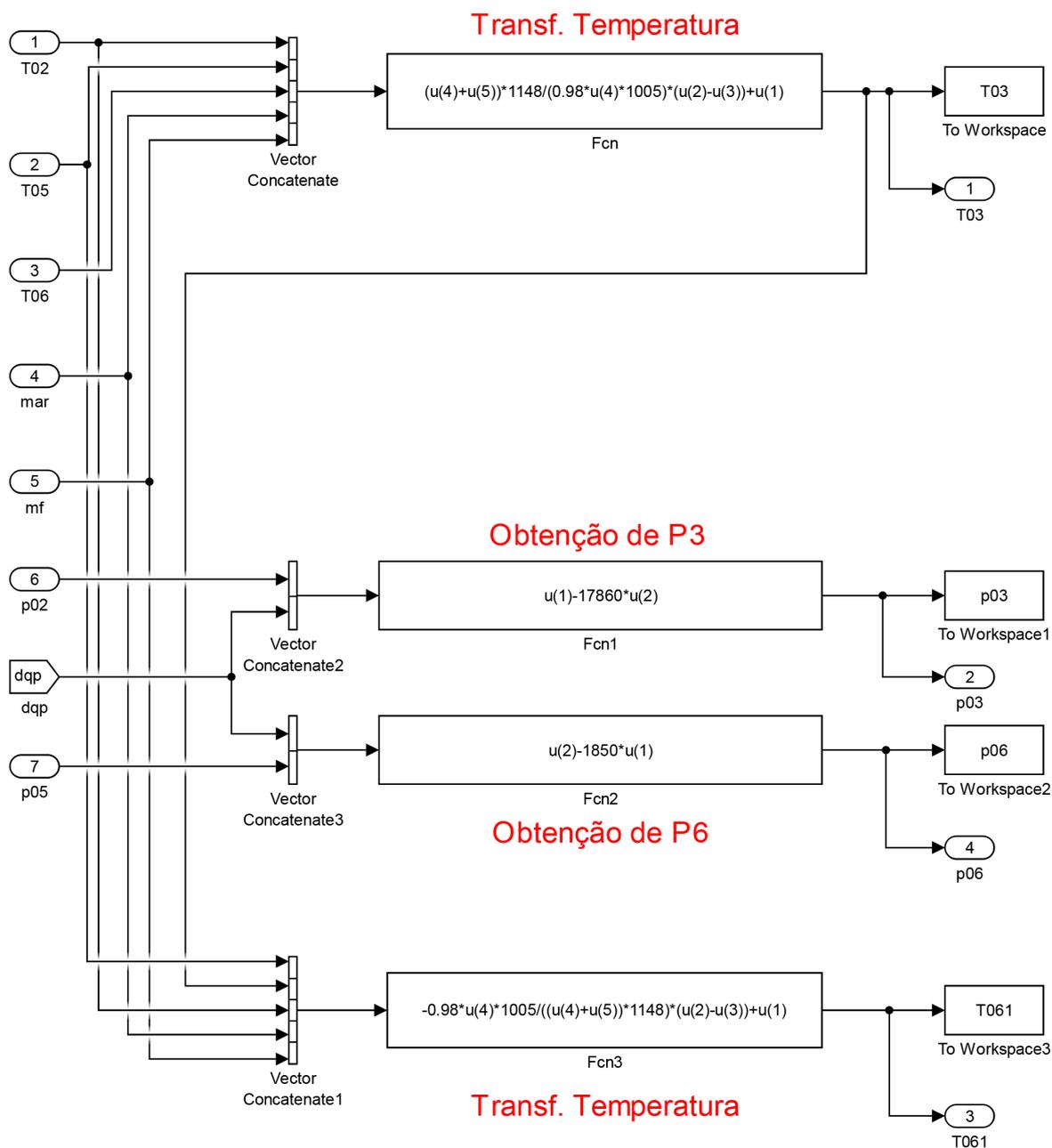


Figura 55 – Bloco referente ao recuperador no modelo simplificado da microturbina. Fonte: Vieira (2019)

ANEXO B – TERMO DE AUTENTICIDADE**UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA****Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria**

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, áudio-visual ou qualquer outro meio.

Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.

Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral¹ e criminais previstas no Código Penal², além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, 11 de março de 2021.

Janderson Honório Mazzine Afonso

Janderson Honório Mazzine Afonso – Discente
Matrícula: 201571047 – CPF: 167.808.627-46

¹LEI Nº 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

²Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena – detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.