



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO - CTC
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

Fábio Miotto

Desenvolvimento de um equipamento misturador de correntes térmicas de gases:
controle e automação com análise de modelagem e simulação

Florianópolis

2020

Fábio Miotto

Desenvolvimento de um equipamento misturador de correntes térmicas de gases:
controle e automação com análise de modelagem e simulação

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Química.
Orientador: Prof. Marinho Bastos Quadri, Dr.

Florianópolis

2020

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Miotto, Fábio

Desenvolvimento de um equipamento misturador de correntes térmicas de gases : controle e automação com análise de modelagem e simulação / Fábio Miotto ; orientador, Marinho Bastos Quadri, 2020.

142 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Florianópolis, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia Química. 2. Energia térmica. 3. Misturador estático. 4. Controle de processos. 5. Fluidodinâmica Computacional (CFD). I. Bastos Quadri, Marinho. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós Graduação em Engenharia Química. III. Título.

Fábio Miotto

Desenvolvimento de um equipamento misturador de correntes térmicas de gases:
controle e automação com análise de modelagem e simulação

O presente trabalho em nível de doutorado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Ariovaldo Bolzan, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Bruno Augusto Mattar Carciofi, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Toni Jefferson Lopes, Dr.

Universidade Federal de Rio Grande

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de doutor em Engenharia Química.

Prof. Débora de Oliveira, Dra.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof. Marinho Bastos Quadri, Dr.

Orientador(a)

Florianópolis, 2020.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001. Foi desenvolvido no Laboratório de Sistemas Porosos (LASIPO) do Departamento de Engenharia Química e Engenharia de Alimentos, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.

Dedico este trabalho à Deus e à Nossa Senhora das Graças e, por Deus, à minha esposa Suelen e aos meus amados filhos Tobias, João Pedro e Cecília.

AGRADECIMENTOS

À Deus Uno e Trino, Criador e Redentor meu, a Vós, me submeto todo por inteiro. Vos amo com todas as forças e todo o entendimento. Meu Senhor e meu Deus, faça que eu sempre creia mais em Vós, Vos ame e em Vós espere. *Da quod iubet et iube quod vis.*

À Maria Santíssima, cheia de graça, minha Senhora, Rainha e Mãe, que hoje venero sob o título de Nossa Senhora das Graças, no dia em que finalizo esta Tese. Conduz-me ao seu Filho Jesus Cristo e intercede para que minha família cresça em fé, esperança e caridade.

À minha esposa, Suelen, que amo de todo o coração, com amor sacramental, divino e eterno, por ser tão amável, compreensiva, cuidadosa, mãe amorosa de nossos filhos e suporte seguro de nossa família. Quero contigo e com nossa família a eternidade no céu!

Ao meu filho Tobias, o primogênito presente de Deus, um menino amoroso, criativo e precioso, que me fez pai. Ao meu filho João Pedro, o segundo presente de Deus, um menino que transborda alegria, simpatia e faz todos mais felizes. À minha filha Cecília, a florzinha colocada por Deus em nosso jardim, que desde tão pequenina expressa sua graça e seu sorriso sereno. Amo os três, e desejo para vocês a sétima morada e o céu na glória eterna.

Ao meu pai, Reinaldo, por ser a referência de homem e de pai e por estar ao meu lado nos momentos mais difíceis. À minha mãe, Carmen, por ser referência de bondade, de amor e dedicação. Que Deus abençoe sua vida e lhe dê saúde e a Vida eterna no céu. À minha irmã Andréa, princípio das letras que me trouxeram até o doutorado, juntamente com a minha sobrinha e afilhada Gabriela, a pequena Heloísa e o cunhado Leônidas. À minha irmã Bruna Miotto, mesmo estando distante, amo tanto, e sinto tanta saudade, tenho certeza que tem um futuro brilhante à espera. Que Deus abençoe todos vocês e lhes dê saúde e a Vida eterna no céu

Aos padres e irmãos, orientadores espirituais, que me guiam para a verdadeira Vida.

Ao mestre e pai espiritual não nomeado, que pela fé me fez ver o mundo real dos fatos que não se vêem, e que, transbordante de graça, me fez filho de Deus, és meu guia para a Vida.

Ao Professor Marinho Bastos Quadri, que nesses mais de sete anos de dedicação, orientou-me com sabedoria, conhecimento e sobretudo amizade, essenciais para este trabalho.

Aos meus Professores da Educação Básica, Ensino Médio, Graduação, Pós graduação e Mestrado pelo incentivo e todo o conhecimento e experiência transmitidos.

Aos meus amigos que fazem parte de minha família espiritual e os que passaram por essa vida e que porventura se extraviaram.

À UFSC por fornecer o ensino e a estrutura.

Se pudéssemos ver os fios sutis com que a providência urde a tela de nossa vida, apoderar-se-iam de nós sentimentos de gratidão e amor para com o nosso bom Pai celestial e, deixando nas suas mãos todo o cuidado sobre o nosso futuro, contentar-nos-íamos de ser a pequena lançadeira que doce e calmamente desliza entre os fios da urdidura divina. (Vida de Santa Francisca Xavier Cabrini - Por uma Missionária do Sagrado Coração. C9)

RESUMO

O trabalho exposto teve por objetivo a recuperação de energia térmica de gases, realizado por meio de um equipamento recuperador de calor que pode ser uma alternativa na redução do consumo de combustíveis nas indústrias, o que torna possível utilizar a energia perdida em chaminés, fornos ou equipamentos aquecidos. Esta demanda originar-se dos apelos econômico e de responsabilidade ambiental, tão em evidência na atualidade. O projeto do equipamento, que seguiu as linhas experimental e de modelagem e simulação para a concepção de um protótipo misturador estático que seja capaz de padronizar uma corrente térmica de gases e permitir a sua utilização no processo. O misturador foi construído sob a forma de um cilindro com duas entradas em uma das extremidades, uma de ar aquecido e outra de ar a temperatura ambiente e com a saída disposta de forma concêntrica no lado oposto do cilindro. Utiliza-se no misturador estático elementos defletores para a promoção da mistura, norteados pelo conceito *Kenics*. Em paralelo e com a função de auxílio no projeto inicial do protótipo, desenvolveu-se um modelo para a simulação da fluidodinâmica computacional (CFD) no *software* COMSOL *Multiphysics*®. Com isso, foi possível prever o perfil de velocidades e temperaturas no misturador com a finalidade de avaliar a qualidade da mistura pelo estudo das curvas de isovalores de temperaturas no modelo. O escoamento compressível, ajustado para escoamento laminar transiente ou turbulento estacionário, no misturador foi descrito pela equação da continuidade, de Navier Stokes da quantidade de movimento e da equação da conservação da energia. Os escoamentos turbulentos são preditos pelos modelos de turbulência $k-\epsilon$ e a transferência de calor no isolamento por meio das equações de Brinkman. O protótipo foi submetido a uma vasta gama de experimentos para observar seu comportamento sob os aspectos de variação da vazão da corrente fria (u_f), variação da vazão da corrente quente (u_q), variação da temperatura da corrente quente (T_q), variação da temperatura de saída com perturbações na entrada e, finalmente, atuação dos sistemas de controle frente às perturbações. O sistema mostra-se com elevada inércia térmica, dado que, demora cerca de 3 horas para estabilizar as temperaturas. Desenvolveram-se duas malhas de controle: cascata com controlador PID em feedback atuando apenas na corrente fria e *Split Range Control*, atuando nas duas entradas. O impacto do projeto é elevado mas difícil de quantificar pois depende da implementação em cada sistema industrial e pode efetivamente minimizar o consumo de combustíveis, bem como reduzir os custos operacionais e a inconveniência da poluição ambiental. A capacidade para recuperação de energia térmica ficou acima de 87,3% para o equipamento operado em regime de escoamento turbulento e acima de 66,3 % para o regime laminar. Por fim, tem-se claro que todo o projeto do misturador, sistema de controle aplicado ao protótipo e análise da fenomenologia interna do novo equipamento, são inéditos, o que assinala a contribuição desta tese, aliada a um resultado muito promissor de recuperação de energia térmica.

Palavras-chave: Energia térmica. Misturador estático. Ambiental. Controle Cascata. Controle PID. *Split Range Control*. Fluidodinâmica Computacional (CFD).

ABSTRACT

The exposed work aimed at recovering thermal energy from gases, carried out using heat recovery equipment that can be an alternative in reducing fuel consumption in industries, which makes it possible to use the energy lost in chimneys, ovens or heated equipment. This demand originates from the economic calls and environmental responsibility, as evident today. The design of the equipment, that followed the experimental and modeling and simulation lines for the design of a static mixer prototype that is capable of standardizing a thermal gas stream and allowing its use in the process. The mixer was built in the form of a cylinder with two inlets at one end, one for heated air and the other for air at room temperature and with the outlet arranged concentric on the opposite side of the cylinder. Deflecting elements are used in the static mixer to promote mixing, guided by the Kenics concept. In parallel and with the function of assisting in the initial design of the prototype, a model for the computational fluid dynamics (CFD) simulation was developed using the COMSOL Multiphysics® software. With this, it was possible to predict the speed and temperature profile in the mixer in order to evaluate the quality of the mixture by studying the temperature isovalue curves in the model. The compressible flow, adjusted for transient or stationary turbulent laminar flow, in the mixer was described by the Navier Stokes continuity equation of the amount of movement and the energy conservation equation. Turbulent flows are predicted by the k- ϵ turbulence models and the heat transfer in the insulation using Brinkman's equations. The prototype was subjected to a wide range of experiments to observe its behavior under the aspects of variation of the flow of the cold current (\mathbf{u}_f), variation of the flow of the hot current (\mathbf{u}_q), variation of the temperature of the hot current (T_q), variation of the outlet temperature with disturbances at the entrance and, finally, the performance of the control systems in the face of the disturbances. The system shows high thermal inertia, since it takes about 3 hours to stabilize temperatures. Two control loops were developed: cascade with PID controller in feedback acting only in cold current and Split Range Control, acting in both inputs. The impact of the project is high, but difficult to quantify as it depends on the implementation in each industrial system and can effectively minimize fuel consumption, as well as reduce operating costs and the inconvenience of environmental pollution. The thermal energy recovery capacity was above 87.3% for the equipment operated in turbulent flow regime and above 66.3% for the laminar regime. Finally, it is clear that the entire design of the mixer, control system applied to the prototype and analysis of the internal phenomenology of the new equipment, are unpublished, which highlights the contribution of this thesis, combined with a very promising result of energy recovery thermal.

Keywords: Thermal energy. Static mixer. Environmental. Cascade Control. PID control. Split Range Control. Computational Fluid Dynamics (CFD).

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Misturador estático a) protótipo e b) modelo	20
Figura 2 - Misturador Kenics KM	21
Figura 3 - Número de divisões nas correntes para um misturador com até oito elementos de mistura Kenics.	22
Figura 4 - Esquemáticos de misturadores estáticos estudados por Meijer, Singh e Anderson (2012). (a) Kenics, (b) Ross LPD, (c) padrão Sulzer SMX, (d) e working horse e (e) o compacto	23
Figura 5 - Misturadores estáticos: a) SMX, b) HEV e c) HSM-L.....	24
Figura 6 - Trocador de calor Kenics Heat Exchangers	25
Figura 7 - Diagrama de blocos de um controlador PID em uma malha feedback.....	40
Figura 8 - Malha de um sistema de controle distribuído DCS	42
Figura 9 - Sistema de controle Split Range aplicado à um sistema de mistura entre base e pigmento.....	44
Figura 10 - Controle de vazão através de um sistema SRC	45
Figura 11 - Controlador Split Range aplicado para controlar a temperatura de um reator	46
Figura 12 - SRC aplicado às duas válvulas em sentidos opostos	46
Figura 13 - Tipos de elementos finitos.....	48
Figura 14 - Elemento típico triangular de um domínio bidimensional Ω nas coordenadas (x, y).	49
Figura 15 - Graus de liberdade: (a) de um ponto; (b) de um corpo rígido.	50
Figura 16 - Refinamento sucessivo de malha.....	51
Figura 17 - Fluxograma de informação para desenvolvimento do projeto	52
Figura 18 - Geometria do modelo do misturador.	55
Figura 19 - Malha para escoamento laminar	57
Figura 20 - Qualidade da malha para escoamento laminar	58
Figura 21 - Malha testada para escoamento turbulento	59
Figura 22 - Qualidade da malha para regime turbulento.....	60
Figura 23 - Bancada experimental completa.	65
Figura 24 – Esquema do protótipo com todas as conexões e equipamentos.....	66
Figura 25 - Misturador estático isolado	67
Figura 26 - a) Forno de aquecimento; e b) Parte interna com serpentina.	68

Figura 27 - Termopar tipo K com fios 1,6 mm com isolamento metálico blindado	69
Figura 28 - Esquema para compensação da junta fria.	70
Figura 29 - Curva de tempo <i>versus</i> temperatura do termopar tipo K utilizado.	71
Figura 30 - Sensores de vazão utilizados.	74
Figura 31 - Painel de controle do módulo experimental.....	75
Figura 32 - Controlador Lógico Programável CLP Delta®	76
Figura 33 - Placa de aquisição de dados de termopares.....	77
Figura 34 - Interface Homem-Máquina IHM.....	79
Figura 35 - Telas desenvolvidas da IHM: a) Tela inicial de controle; b) Tela de acompanhamento do controle; c) Tela de ajuste do controle.	79
Figura 36 - Válvulas de controle proporcional direcional FESTO.....	81
Figura 37 - Curva de posição I_w [mA] versus abertura q [%] da válvula.....	82
Figura 38 - Malha de controle inicial proposta com duplo PID. a) esquema de equipamentos; b) diagrama de blocos	83
Figura 39 - Malha de controle cascata PID. a) esquema de equipamentos; b) diagrama de blocos	84
Figura 40 - Malha de controle cascata Split Range Control. a) esquema de equipamentos; b) diagrama de blocos	86
Figura 41 - Aquecimento inicial do protótipo: Variação da temperatura de injeção de fluido quente T_q e temperatura de exaustão T_e , mantendo-se as vazões constantes de $V_q = 200$ NL/min e $V_f = 100$ NL/min.....	89
Figura 42 - Aquecimento inicial do protótipo: Variação da temperatura de injeção de fluido quente T_q e temperatura de exaustão T_e , mantendo-se as vazões constantes de $V_q = 200$ NL/min e $V_f = 50$ NL/min.....	90
Figura 43 - Variação da vazão de fluido quente: Variação da temperatura de injeção de fluido quente T_q e temperatura de exaustão T_e , mantendo-se as vazões constantes de $V_q = 200$ NL/min e $V_f = 50$ NL/min.....	92
Figura 44 - Variação da temperatura da mistura T_e pela variação da vazão de fluido frio mantendo-se $V_q = 100$ NL/min constante	93
Figura 45 - Variação da temperatura da mistura T_e pela variação da vazão de fluido frio mantendo-se $V_q = 300$ NL/min constante.	93
Figura 46 – Transiente de aquecimento inicial e variação nas temperaturas de injeção de fluido quente T_q e temperatura da mistura T_e frente à perturbações na corrente quente em dois níveis de injeção de fluido frio	94

Figura 47 – Variação nas temperaturas de injeção de fluido quente T_q e temperatura da mistura T_e devido à perturbação quadrada na vazão de fluido quente em duas vazões de fluido frio..	95
Figura 48 - Variação nas temperaturas de injeção de fluido quente T_q e temperatura da mistura T_e devido à perturbação do tipo pulso $V_f = 100$ NL/min.....	96
Figura 49 - Variação nas temperaturas de injeção de fluido quente T_q e temperatura da mistura T_e devido à perturbação do tipo pulso $V_f = 200$ NL/min.....	97
Figura 50 - Resultado do controle de temperatura da mistura através de um controlador PID em malha feedback. a) Temperaturas e <i>setpoint</i> b) Vazão/ação de controle	99
Figura 51 – Resultado do controle <i>Split Range Control</i> na partida do equipamento. a) Temperaturas e <i>setpoint</i> b) Vazão/ação de controle	101
Figura 52 – Resultado do controle <i>Split Range Control</i> com equipamento aquecido. a) Temperaturas e <i>setpoint</i> b) Vazão/ação de controle	102
Figura 53 – Curvas de temperatura e vazão para validação do modelo: vazão de fluido quente $V_q = 200$ NL/min e vazão de fluido frio $V_f = 100$ NL/min.....	105
Figura 54 - Campo de velocidades e Temperatura para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 2,72$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f = 1,36$ m/s no transiente de aquecimento inicial. a) e d) $t = 90$ s; b) e e) $t = 3600$ s; c), f) e g) $t = 10800$ s.	106
Figura 55 - Curvas de temperaturas e velocidades para validação do modelo: vazão de fluido quente $V_q = 150$ NL/min e vazão de fluido frio: $V_f = 150$ NL/min para $t < 17110$ s; $V_f = 4,98$ NL/min para $t > 17110$ s;	108
Figura 56 - Campo de velocidades para velocidade de fluido quente $u_q = 2,04$ m/s e velocidade de fluido frio: $u_f = 2,04$ m/s para $t < 17110$ s; $u_f = 0,08$ m/s para $t > 17110$ s;. Transiente de aquecimento inicial a) $t = 90$ s, b) $t = 3600$ s e c) $t = 10800$ s.....	109
Figura 57 - Campo de temperaturas para velocidade de fluido quente $u_q = 2,04$ m/s e velocidade de fluido frio: $u_f = 2,04$ m/s para $t < 17110$ s; $u_f = 0,08$ m/s para $t > 17110$ s;. Transiente de aquecimento inicial a) $t = 90$ s, b) $t = 3600$ s e c) $t = 10800$ s.....	110
Figura 58 - Campo de velocidade e temperatura para velocidade de fluido quente $u_q = 2,72$ m/s e $u_f = 1,92$ m/s, $T_q = 442,0$ °C e $T_f = 20,5$ °C	112
Figura 59 - Campo de velocidade e temperatura para velocidade de fluido quente $u_q = 3,40$ m/s e $u_f = 1,36$ m/s, $T_q = 321,90$ °C e $T_f = 16,50$ °C.....	113
Figura 60 - Campo de velocidade e temperatura para velocidade de fluido quente $u_q = 4,01$ m/s e $u_f = 0,08$ m/s, $T_q = 321,90$ °C e $T_f = 16,50$ °C.....	114

Figura 61 - Curvas de temperaturas e velocidades para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s e velocidade de fluido frio variável	115
Figura 62 - Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f = 0,5$ m/s. Transiente de aquecimento a) $t = 0$, e b) $t = 1800$ s. .	116
Figura 63 - Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s. Temperatura baixa em T_q . a) $t = 1800$ s e $u_f = 1,0$ m/s, b) $t = 2100$ s e $u_f = 1,5$ m/s, c) $t = 2400$ s e $u_f = 2,0$ m/s, d) $t = 2700$ s e $u_f = 2,5$ m/s, e) $t = 3000$ s e $u_f = 0,5$ m/s.	117
Figura 64 - Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f = 0,5$ m/s. Temperatura baixa em T_q . Transiente de aquecimento inicial a) $t = 0$, b) $t = 900$ s e c) $t = 1800$ s.	118
Figura 65 - Campo de temperaturas [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s. Temperatura baixa em T_q . a) $t = 1800$ s e $u_f = 1,0$ m/s, b) $t = 2100$ s e $u_f = 1,5$ m/s, c) $t = 2400$ s e $u_f = 2,0$ m/s, d) $t = 2700$ s e $u_f = 2,5$ m/s, e) $t = 3000$ s e $u_f = 0,5$ m/s.	119
Figura 66 - Campo de velocidade e temperatura para velocidade de fluido quente $u_q = 8,16$ m/s e $u_f = 4,08$ m/s, $T_q = 1000,0$ °C e $T_f = 20,5$ °C	121

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Constantes para o modelo turbulento k- ϵ	31
Tabela 2 - Coeficientes para aproximação polinomial do termopar	70
Tabela 3 - Formulas de Ziegler-Nichols para a sintonia de controladores	87
Tabela 4 - Resumo de propriedades e resultados dos modelos turbulentos	112
Tabela 5 – Capacidade de recuperação de energia térmica do equipamento	122

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD - Computational Fluid Dynamics
CLP – Controlador Lógico Programável
DCS – *Distributed Control System*
DMR – Desvio Médio Relativo
EDP – Equação Diferencial Parcial
GLP - Gás Liquefeito de Petróleo
GNV - Gás Natural Veicular
IHM – Interface Homem Máquina
MEF – Método dos Elementos Finitos
MVF – Métodos dos Volumes Finitos
PID – Controlador proporcional integral derivativo
PLIF - Planar Laser Induced Fluorescence
SRC – *Split Range Control*

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
A_i	Área em i	[m ²]
a_i	Coefficientes para aproximação polinomial do termopar	-
A_{min}	Parâmetro mínimo da sigmoidal logistic5	Adimensional
A_{max}	Parâmetro máximo da sigmoidal logistic5	Adimensional
B	Constante	5,2
c	Passo da sigmoidal logistic5	Adimensional
c_0	Parâmetro da sigmoidal logistic5	Adimensional
C_p	Calor específico a p cte	[J/(kg.K)]
$C_{p,p}$	Calor específico do meio poroso à pressão constante	[J/(kg.K)]
$C_{\epsilon 1}$	Constante do modelo k- ϵ	1,44
$C_{\epsilon 2}$	Constante do modelo k- ϵ	1,92
C_μ	Constante	0,09
D	Diâmetro	[m]
D_t	Diâmetro do cilindro	[m]
E_i	Energia total que entra no equipamento	[kJ/s]
E_j	Energia total que sai do equipamento	[kJ/s]
E_c	Energia cinética	[kJ/s]
E_P	Energia potencial	[kJ/s]
E_f	Energia total corrente fria	[kJ/s]
E_q	Energia total corrente quente	[kJ/s]
E_e	Energia total na exaustão	[kJ/s]
e	Erro de controle	[K ou m/s]
E	Erro de controle	[K ou m/s]
F	Vetor de força de volume	[N/m ³]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Coefficiente convectivo	[W/(m ² K)]
h_c	Coefficiente convectivo	[W/(m ² K)]
i	Índice da corrente	-
I	Matriz identidade	-
I_w	Acionamento da válvula [4 – 20 mA]	[mA]

j	Índice da corrente	-
K	Tensor permeabilidade do meio poroso	$[m^2]$
k	Condutividade térmica do fluido	$[W/(m \cdot K)]$
k	Energia cinética turbulenta	$[m^2/s^2]$
k_{eff}	Condutividade térmica efetiva do meio	$[W/(m \cdot K)]$
K_d	Constante de controle derivativo	Adimensional
K_i	Constante de controle integral	Adimensional
K_p	Constante de controle proporcional	Adimensional
K_u	Ganho crítico	Adimensional
k_p	Condutividade térmica do meio poroso	$[W/(m \cdot K)]$
k_v	Constante de von Kármán	0,41
L	Comprimento do cilindro	$[m]$
\dot{m}	Vazão mássica em	$[kg/s]$
\dot{m}_i	Vazão mássica em i	$[kg/s]$
\mathbf{n}	Vetor normal	m
n	Número de mols	mol
Nu	Número de Nusselt	Adimensional
P	Pressão	$[Pa]$
P_0	Pressão inicial	$[Pa]$
P_{atm}	Pressão atmosférica	$[Pa]$
P_k	Termo de produção energia cinética	$[m^2/s^3]$
p_A	Pressão do ar	$[Pa]$
P_u	Período de tempo das oscilações	$[s]$
Pr	Número de Prandtl	Adimensional
p	Pressão	$[Pa]$
Q	Fontes de calor	$[W/m^3]$
\mathbf{q}	Vetor de fluxo de calor	$[W/m^2]$
$q\%$	Percentual de abertura de válvula	$[\%]$
q_a	Parâmetro da sigmoideal logistic5	Adimensional
q_0	Fluxo de calor	$[W/m^2]$
\dot{q}	Fluxo de calor pelas paredes	$[W/m^2]$
\dot{q}_c	Fluxo de calor convectivo	$[W/m^2]$
\dot{q}_r	Fluxo de calor radioativo	$[W/m^2]$

R	Constante universal dos gases perfeitos	[J/(kg.K)]
r_i	Raio do cilindro em i	[m]
Ra	Número de Rayleigh	Adimensional
Re	Número de Reynolds	Adimensional
S	Tensor da velocidade de carregamento	[m/s]
s	Parâmetro da sigmoidal logistic5	Adimensional
r	Matriz transposta	-
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[K]
T_i	Temperatura em i	[K]
T_f	Temperatura da corrente fria	[K]
T_q	Temperatura da corrente quente	[K]
T_e	Tempetarura da exaustão (mistura)	[K]
T_{∞}	Temperatura ambiente	[K]
T_w	Temperatura da parede	[K]
T_l	Temperatura do termopar	[K]
T_{j1}	Temperatura da chama	[K]
T_{j2}	Temperatura do banho de gelo	[K]
T_{es}	Temperatura de exaustão simulada	[K]
T_{qs}	Temperatura de injeção de fluido quente ajustada	[K]
T_{ar}	Temperatura do ar	[K]
u	Vetor velocidade	[m/s]
u_i	Vetor velocidade em i	[m/s]
u_{τ}	Velocidade de atrito	[m/s]
u_p	Ação proporcional de controle	[%]
u_q	Velocidade inicial de injeção de ar quente	[m/s]
u_f	Velocidade inicial de injeção de ar frio	[m/s]
u_e	Velocidade média da mistura	[m/s]
V_q	Vazão volumetrica de ar quente	[NL/min]
V_f	Vazão volumetrica de ar frio	[NL/min]
x	f.e.m. (força eletromotriz)	[mV]
W_e	Trabalho de eixo	[W]

β	Coeficiente de dilatação térmica	[K ⁻¹]
β_F	Coeficiente de arraste de Forchheimer	[kg/m ⁴]
γ	Constante de tempo do termopar	[s]
δ	Eficiência de recuperação de energia	[m]
δ_w^+	Distância da parede da subcamada	[m]
δ_w	Distância da parede	[m]
ε	Taxa de dissipação turbulenta	[m ² /s ³]
ε_p	Porosidade	[0 ≤ ε_p ≤ 1]
ε_1	Emissividade do termopar	Adimensional
θ_p	Fração de volume de sólido fibroso	[0 ≤ θ_p ≤ 1]
θ_g	Fração de volume de gás	[0 ≤ θ_L ≤ 1]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa/s]
μ_T	Viscosidade turbulenta	[Pa/s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ρ_p	Massa específica do meio poroso	[kg/m ³]
$(\rho C_p)_{\text{eff}}$	Capacidade volumétrica de calor efetivo	[J/(m ³ .K)]
σ	Tensor de forças viscosas	[Pa]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/(m ² K ⁴)]
σ_k	Constante do modelo k- ε	1,0
σ_ε	Constante do modelo k- ε	1,3
τ	Tensor de tensões viscosas	[Pa]
τ_i	Tempo de integração	[s]
ξ	Atraso da resposta do termopar	[s]
∇	Divergente	-

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVOS.....	17
1.1.1	Objetivo Geral	17
1.1.2	Objetivos Específicos	17
2	REVISÃO DE LITERATURA.....	18
2.1	HISTÓRICO.....	18
2.2	GEOMETRIAS DOS EQUIPAMENTOS.....	19
2.2.1	Misturadores estáticos com jato de fluido.....	19
2.2.2	Misturadores estáticos com elementos defletores	20
2.2.3	Trocadores de calor	24
2.3	OPERAÇÃO DE MISTURA	25
2.3.1	Regime de escoamento laminar	26
2.3.2	Regime de escoamento turbulento.....	29
2.3.3	Eficiência de mistura	33
2.3.4	Propriedades físicas dos fluidos.....	34
2.3.5	Expansão dos gases	35
2.3.6	Transferência de calor no isolamento	36
2.4	CONTROLE DIGITAL E AUTOMAÇÃO DE PROCESSOS	38
2.4.1	Controle PID	38
2.4.2	Malha de controle	40
2.4.3	Malha de controle avançado.....	40
2.4.4	Controle cascata.....	41
2.4.5	<i>Split Range Control</i> ou Controle de Faixa Dividida	43
2.5	CONCEPÇÃO DO EQUIPAMENTO.....	47
2.6	SIMULAÇÃO DE PROCESSOS.....	47

2.6.1	Método dos Elementos Finitos.....	48
3	METODOLOGIA.....	52
3.1	MODELO.....	53
3.1.1	Geometria.....	54
3.1.2	Estudo da malha	56
3.1.2.1	<i>Malha para escoamento laminar transiente</i>	56
3.1.2.2	<i>Malha para escoamento turbulento estacionário.....</i>	58
3.1.3	Condições iniciais e de contorno.....	60
3.1.3.1	<i>Escoamento laminar transiente.....</i>	61
3.1.3.2	<i>Escoamento turbulento estacionário</i>	63
3.1.4	Recuperação de energia térmica	64
3.2	MÓDULO EXPERIMENTAL.....	65
3.2.1	Misturador estático.....	67
3.2.2	Forno de aquecimento	67
3.2.3	Sensores.....	69
3.2.3.1	<i>Sensores de temperatura.....</i>	69
3.2.3.2	<i>Sensores de vazão.....</i>	73
3.2.4	Painel de controle.....	74
3.2.4.1	<i>Controlador Lógico Programável (CLP)</i>	75
3.2.4.2	<i>Placa de aquisição de dados de temperatura</i>	77
3.2.4.3	<i>Interface Homem-Máquina (IHM)</i>	78
3.2.5	Atuadores	81
3.2.5.1	<i>Válvulas de controle</i>	81
3.2.6	Estratégias de controle.....	82
3.2.6.1	<i>Malha Cascata com controle geral PID.....</i>	84
3.2.6.2	<i>Malha Cascata SRC (Split Range Control)</i>	85
3.2.6.3	<i>Sintonia dos controladores pelo método Ziegler-Nichols</i>	86

3.2.7	Procedimento experimental.....	87
3.2.7.1	<i>Aquecimento inicial</i>	88
3.2.7.2	<i>Avaliação das características do misturador.....</i>	88
3.2.7.3	<i>Avaliação do sistema de controle.....</i>	88
4	RESULTADOS	89
4.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	89
4.1.1	Aquecimento inicial	89
4.1.2	Avaliação das características de resposta do misturador.....	91
4.1.2.1	<i>Variação da velocidade de injeção de fluido quente: degrau.....</i>	91
4.1.2.2	<i>Variação da velocidade de injeção de fluido frio: degrau</i>	92
4.1.2.3	<i>Impacto das perturbações nas correntes de entrada.....</i>	94
4.1.3	Avaliação do sistema de controle.....	97
4.1.3.1	<i>Controle PID em malha feedback</i>	98
4.1.3.2	<i>Split Range Control</i>	100
4.2	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES.....	103
4.2.1	Validação dos modelos.....	104
4.2.1.1	<i>Validação do modelo laminar transiente.....</i>	104
4.2.1.2	<i>Validação do modelo turbulento</i>	111
4.2.2	Variação da velocidade de injeção de fluido frio	114
4.2.2.1	<i>Modelo laminar transiente.....</i>	115
4.2.2.2	<i>Modelo turbulento estacionário</i>	120
4.2.3	Capacidade de recuperação de energia térmica	121
5	CONCLUSÃO.....	123
	REFERÊNCIAS.....	125
	APÊNDICE A – MOSTRA DO ALGORITMO DE CONTROLE.....	132
	ANEXO A – APLICAÇÃO INDUSTRIAL DOS MISTURADORES ESTÁTICOS	133

1 INTRODUÇÃO

A motivação pelo tema e a demanda do projeto vêm inicialmente de uma demanda da indústria, de reduzir o consumo de gás natural e reutilizar a energia térmica perdida em muitos processos, além disso têm um forte apelo ambiental. A viabilidade econômica do projeto também possui grande importância, pois o setor industrial busca atingir níveis de menor consumo de energia, ou seja, aumento da eficiência energética.

A comunidade científica apresenta documentos com posicionamentos variados em relação à situação ambiental. Um dos documentos recentes mais aceitos pela comunidade científica no mundo foi composto por Francisco (2015). O documento trata da degradação, descaso e desfiguração do planeta e seus elementos que, em última análise, compõe o próprio homem. O ser humano é parte integrante do planeta e recebe os impactos diretos da degradação ambiental.

Um apelo unicamente econômico ou intelectual não é capaz de comportar a complexidade da questão de gestão dos recursos. Se considerarmos um aspecto transcendente, percebemos o que já nos mostra as Sagradas Escrituras: “Na grandeza e na beleza das criaturas, contempla-se, por analogia, o seu Criador” (Sab 13, 5). Por outro lado, o sistema industrial de produção e consumo ainda utiliza-se de recursos não-renováveis ou, como assinala Francisco (2015), fundamenta-se na cultura do descarte. Os progressos para absorver e reutilizar os resíduos e perdas são ainda escassos e urge desenvolver um modelo de produção que assegure recursos para todos, inclusive para as gerações futuras.

Os dados disponibilizados pela *International Energy Agency* revela que indústria brasileira é ainda ineficiente no quesito de eficiência energética, anda no sentido oposto ao perseguido pela maioria das indústrias mundiais, ou seja, a intensidade energética no Brasil aumenta, enquanto no mundo todo tem sido reduzida (AGENCY, 2017; IEA, 2017).

Um exemplo disso é que entre 1980 e 2008 a indústria de papel aumentou a produção em 243% e reduziu a demanda energética em apenas 2,2% por ton produzida. No mesmo período a indústria de ferro e aço aumentou a produção em 120% e reduziu a demanda em apenas 5,2%. Esta redução é ínfima e significa que tais setores aumentaram muito o consumo de energia industrial no país, não acompanhando a grande inovação tecnológica disponível no período (AGENCY, 2017; IEA, 2017).

Para que a indústria nacional possa tornar-se competitiva é imprescindível investir no desenvolvimento de novos processos industriais e desenvolvimento de equipamentos para

resgate de energia desperdiçada. Paralelamente deve ocorrer a substituição de equipamentos por modelos mais eficientes e combinar isso com a oferta de produtos menos intensivos em energia (POCHMANN et al., 2011).

Exemplos do desperdício de energia térmica nas indústrias ocorre por descarte de gases de combustão, perdas de gases aquecidos de fornos, compressores, secadores ou ainda por convecção natural em equipamentos aquecidos. Os gases desprendidos de um secador a gás natural que saem à 360 °C, por exemplo, após a padronização adequada, podem ser utilizados em uma estufa de polimerização que é operada entre as temperaturas de 140 e 160 °C. Contudo, nestes equipamentos, pode haver muitas oscilações nas vazões e temperatura, inviabilizando a utilização da energia sem tratamento prévio.

O desenvolvimento de novas tecnologias e equipamentos por meio da utilização de modelagem numérica com fluidodinâmica computacional (CFD) torna-se ordinária na comunidade científica, dada a redução dos custos de projeto, a otimização prévia dos equipamentos e a compreensão integral dos fenômenos envolvidos no processo.

Um trabalho prévio realizado em 2015 desenvolveu uma proposta inicial do protótipo misturador, bem como, compreender quais as premissas necessárias para nortear o desenvolvimento do sistema de recuperação de energia. O protótipo apresentado mostrou-se adequado para realizar a mistura de ar quente com ar à temperatura ambiente, porém com diversas ressalvas quanto à capacidade de mistura em pontos de operação específicos. O trabalho deixa claro algumas limitações na capacidade de mistura do equipamento proposto, principalmente nos extremos de velocidade estudados (0,5 e 2,5 m/s), o que motivou a modificação da geometria e inserção de elementos defletores no interior da câmara de mistura, ampliando assim a faixa de operação e evitando flutuações na temperatura de saída (MIOTTO, 2015). Todo o desenvolvimento do presente trabalho pressupõe como precursor o trabalho desenvolvido em 2015, desta forma ao fazer será citado apenas como “trabalho precedente”.

Este trabalho objetiva desenvolver um equipamento industrial misturador capaz de padronizar uma corrente de ar quente, ou gases de combustão, com a finalidade de resgatar e reutilizar energia térmica por meio de um equipamento misturador dotado de uma solução mecatrônica de controle. Desenvolve-se paralelamente um modelo capaz de simular a operação do equipamento nos mais diversos casos. O protótipo desenvolvido possui elevada aplicabilidade nos mais diversos processos industriais, fácil instalação e adaptação, além do baixo custo.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver um protótipo misturador industrial com controle automático, versátil e modular, visando o aproveitamento de correntes térmicas gasosas e, com base em um modelo válido, simular e caracterizar a eficiência da mistura e os fenômenos envolvidos na operação do processo.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Montar um protótipo misturador de bancada com os diferentes componentes operacionais e de controle baseado em um modelo computacional prévio;
- Implementar um sistema de controle e automação baseado na dinâmica de resposta da temperatura na saída do misturador;
- Desenvolver uma malha de controle capaz de manter a vazão total e temperatura constantes;
- Conceber um modelo computacional final apto a reproduzir comportamentos observados experimentalmente;
- Validar o modelo computacional com os resultados experimentais;
- Avaliar a eficiência da mistura dos gases com base na distribuição de valores de temperatura na descarga do equipamento;
- Caracterizar os fenômenos de transferência de calor e quantidade de movimento segundo os diferentes mecanismos atuantes no processo;
- Estabelecer princípios de capacidade e de operação para aplicação do misturador proposto.

2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 HISTÓRICO

Os misturadores estáticos e de jatos compreendem tecnologias que promovem o contato direto entre correntes de alimentação e constituem uma alternativa aos tradicionais vasos agitados. Estes misturadores possuem geometria simples, são de fácil operação e podem ser aplicados tanto em processos por batelada como em processos contínuos. A energia utilizada no processo de mistura provém de bombeamento ou ação da gravidade e deve vencer a perda de carga do processo e impulsionar o fluxo de fluido ao percorrer os elementos de mistura (FERNANDES, 2005; YOUSUF, 2013a).

A mistura ocorre nos misturadores, principalmente através de perturbações e alterações na direção do escoamento que promovem o contato entre as camadas de fluido. Os misturadores dinâmicos valem-se de impelidores ou agitadores para causar a distribuições longitudinal e transversal das correntes de componentes a serem misturados. Já nos misturadores estáticos, elementos defletores fixos homogeneizam a mistura utilizando a energia de fluxo do fluido (FERNANDES, 2005; SANT'ANNA, 2012).

O misturador estático mais remoto de que se tem notícia é de autoria e patente de Sutherland (1874), que desenvolve um misturador de elemento único estático multicamada proposto para misturar ar com um combustível gasoso. No início do século passado Petrole (1931), apresenta uma patente de um misturador com elementos helicoidais alinhados em um tubo para promover a mistura. Um pulverizador ou misturador estático para gases de abastecimento de motores de combustão interna foi apresentado por Blanchard (1933) e mais tarde Bakker (1949), estende a aplicação para a mistura de sólidos granulares.

O advento dos misturadores estáticos na indústria data do final da década de 50 do século passado (FERNANDES, 2005; SANT'ANNA, 2012). Taber e Hawkinson (1959) desenvolveram um misturador estático em linha, composto por um metal espiralado inserido num tubo, para promover a mistura de resinas viscosas.

Inicialmente os misturadores estáticos eram utilizados quase que exclusivamente em fluxos laminares. Com avanço da tecnologia e do desenvolvimento de processos a partir de 1970 acrescenta às aplicações a transferência de calor e homogeneização térmica, além de mistura em regime turbulento e em sistemas multifásicos (GRACE, 1982; MEIJER; SINGH; ANDERSON, 2012; NAUMAN, 1979; THAKUR et al., 2003).

A aplicação de elementos helicoidais sem o devido engenho pode não promover a mistura e gerar segregação do fluido mais denso junto das paredes, fato este percebido e explorado por Isaacs e Speed (1905), que utilizou-se do fenômeno para que o fluido externo atuasse como “lubrificante” para escoamento.

As pesquisas no campo de misturadores estáticos avançaram muito ao longo das últimas décadas, o que gerou um incontável número de geometrias de misturadores e elementos defletores, dos quais grande parte com patente requerida (o banco de patentes do Google apresenta mais de 50 mil patentes). Os artigos de estudos de comparação entre as diversas geometrias multiplicaram-se do mesmo modo, porém sempre limitadas aos poucos modelos escolhidos pelos autores (THAKUR et al., 2003).

O conceito do projeto aqui proposto concebe que é necessário efetivar a mistura entre as duas correntes gasosas, mas não faz sentido algum utilizar-se de técnicas apuradas de mistura, mas é necessário sim que a mistura seja suficiente para eliminar as flutuações de temperatura, consequência da formação de camadas de fluido devido à diferença de densidade dos fluidos (BARRUÉ et al., 2001).

Thakur et al. (2003) faz uma síntese dos misturadores e destaca-se dentre os trabalhos mais amplos de investigação dos diversos tipos de equipamentos utilizados até então pela indústria. Os autores comparam e descrevem detalhadamente a eficiência, as vantagens e limitações de cada tipo de misturador utilizado (Anexo A). O artigo verifica equipamentos capazes de efetuar a mistura de fluidos miscíveis, geração de interfaces líquido-líquido e gás-líquido, dispersão líquido-sólido e transferência de calor.

2.2 GEOMETRIAS DOS EQUIPAMENTOS

2.2.1 Misturadores estáticos com jato de fluido

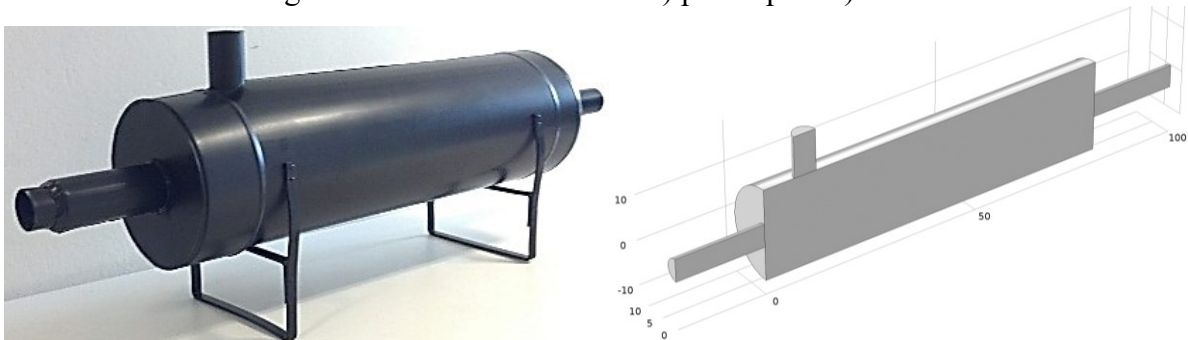
Diversos autores defendem a utilização de misturadores estáticos baseados em jatos de fluido. Nestes equipamentos a mistura é promovida através de jatos cruzados ou choque entre jatos de fluido, valendo-se de diversas formas geométricas com variações nos ângulos de injeção, velocidade de injeção e regime de escoamento. (PATKAR; PATWARDHAN, 2011; YOUSUF, 2013b)

Situações com elevadas variações de velocidades e maiores vazões de fluido, apenas o choque entre jatos de fluido não é suficiente para homogeneizar todo o fluido e eliminar as

diferenças de densidade. Nestes casos, é necessário inserir no misturador estático artificiais capazes de melhorar a mistura como os condicionadores de fluxo (BARRUÉ et al., 2001).

Um projeto desenvolvido anteriormente, pelo mesmo autor que desenvolve o presente trabalho, concebeu um misturador estático baseado em jatos de fluido, o equipamento proposto em 2015 pode ser visto na Figura 1.

Figura 1 - Misturador estático a) protótipo e b) modelo



2.2.2 Misturadores estáticos com elementos defletores

Dentre as várias tecnologias de misturadores estáticos destaca-se o modelo Kenics. Trata-se de um misturador estático de baixa perda de carga e conta com uma série de elementos estáticos helicoidais que condicionam o fluxo de material radialmente em direção às paredes do tubo e volta para o centro. No modelo tradicional mais conhecido os elementos promovem a divisão do fluxo e um giro de 180° que mistura o material continuamente, eliminando as diferenças radiais na temperatura na composição e densidade do material (CHEMINEER, 2014).

Grande parte dos misturadores apresentados por Thakur et al. (2003) é fabricado pela empresa Chemineer (2018), inclusive o modelo *Kenics*, um dos misturadores mais utilizados na indústria. Este equipamento em corte esquemático pode ser visto na Figura 2.

O projeto padrão do misturador estático Kenics (Figura 2) compreende alguns elementos de hélices dobradas de forma a manter um eixo central, alternadas de 180° direita e esquerda. Os elementos com comprimento de 1,5 diâmetros de tubo são posicionados de tal forma que a borda anterior de um elemento seja perpendicular à borda posterior do próximo elemento (BAKKER; LAROCHE; MARSHALL, 2000).

Figura 2 - Misturador Kenics KM



Fonte: Chemineer (2018)

Meijer, Singh e Anderson (2012) destacam que qualquer análise detalhada dos misturadores simples como o Kenics pode se tornar extremamente complexa, devido à complexidade dos fenômenos envolvidos no processo.

Diversas análises numéricas do misturador Kenics foram feitas explorando os diversos detalhes de resolução e construção como a torção e o comprimento de cada elemento de mistura, inclusive considerando-se sistemas dinâmicos (BYRDE; SAWLEY, 1999; LING; ZHANG, 1995; REGNER; ÖSTERGREN; TRÄGÅRDH, 2006). Avalosse e Crochet (1997) utilizaram o método dos elementos finitos para avaliar a mistura de argilas.

Hobbs, Swanson e Muzzio (1998) investigaram a atuação do misturador Kenics em regime laminar para $0,15 < Re < 100$. Kumar, Shirke e Nigam, (2008) avaliaram o desempenho do misturador para a faixa de $1 < Re < 25.000$, ou seja, contemplando o regime de escoamento laminar a turbulento, passando pela faixa de transição, avaliando a queda de pressão do sistema.

Meijer, Singh e Anderson (2012), afirmam que a distribuição de material próximo às paredes é menor que em uma zona de velocidade máxima. Frequentemente o misturador Kenics é utilizado para transferência de calor (NAUMAN, 1979). Alguns trabalhos ainda possuem dados experimentais, o que pode ser importante para um fator de comparação (BYRDE; SAWLEY, 1999; JAFFER; WOOD, 1998).

O misturador Kenics, representado por Chemineer (2018), divide o fluxo em 256 partes em apenas 8 unidades de hélice (Figura 3). O Equipamento Kenics, embora geralmente utilizado para fluidos mais viscosos, possui uma das menores perdas de carga (MEIJER; SINGH; ANDERSON, 2012; THAKUR et al., 2003).

Figura 3 - Número de divisões nas correntes para um misturador com até oito elementos de mistura Kenics.



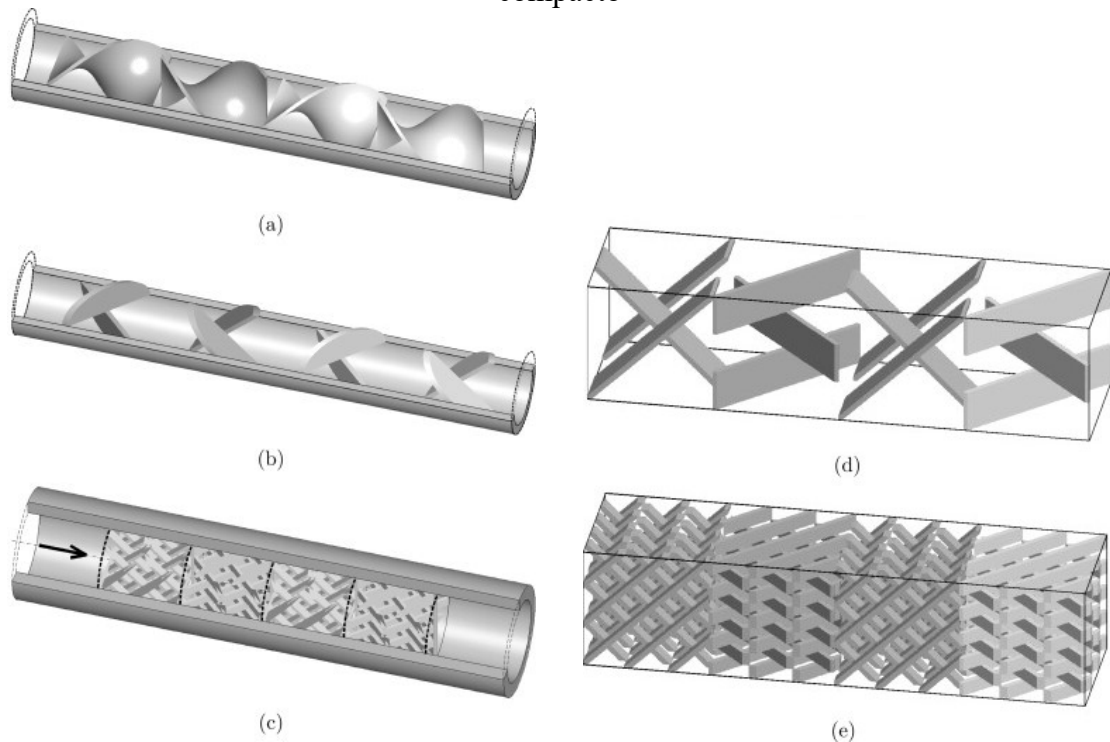
Fonte: (CHEMINEER, 2018).

O trabalho de Barrué et al. (2001) desenvolve um estudo de comparação para mistura gás-gás entre dois misturadores, o Kenics apresentado por Chemineer (2018) e o Oxynator™. O trabalho compara a eficiência da mistura entre os dois equipamentos sob diversos aspectos, quanto ao KMA ou Kenics. O autor declara que o equipamento Kenics promove um fluxo quase homogêneo, com importante movimento rotacional sendo que a mistura é gerada por este movimento e reforçada pela turbulência, o que se repete a cada elemento de mistura.

Barrué et al. (2001) apresenta o misturador Oxynator™ como mais adequado, mas reconhece a limitação do equipamento a uma faixa de vazão ótima indicada pelo fabricante. Fora desta faixa a mistura poderia ficar comprometida. A homogeneidade qualitativa da mistura é análoga nas configurações que o autor estudou, sendo necessária uma análise quantitativa baseada em fluidodinâmica computacional.

O trabalho apresentado por Meijer, Singh e Anderson (2012), completa alguns aspectos relacionados ao desempenho em uma comparação quantitativa, além de avaliar diversos aspectos e variações geométricas. O autor apresenta outros modelos de misturador que são utilizados para fins de comparação (Figura 4), tendo por termo de comparação o Kenics 180°.

Figura 4 - Esquemáticos de misturadores estáticos estudados por Meijer, Singh e Anderson (2012). (a) Kenics, (b) Ross LPD, (c) padrão Sulzer SMX, (d) e working horse e (e) o compacto



Fonte:(MEIJER; SINGH; ANDERSON, 2012).

Dentre os misturadores estáticos industriais mais comumente utilizados destaca-se também o modelo SMX ou KMX (Figura 5 a)). O modelo é apresentado como uma ótima escolha para aplicações de mistura exigentes, como as que envolvem fluidos com viscosidade extrema ou proporções de volume. Utiliza-se de mistura de fluxo cruzado e divisão de fluxo para promover a mistura. Consiste em múltiplas lâminas de interseção, que geram camadas de fluido à medida que a mistura flui a jusante (MEIJER; SINGH; ANDERSON, 2012; THAKUR et al., 2003).

O elevado desempenho do misturador SMX ou KMX é devido às intercessões das lâminas onde o fluxo é cortado por milhares de vezes em camadas mais finas que são distribuídas uniformemente, gerando continuamente um forte gradiente de velocidade de fluxo cruzado à medida que passa ao redor da superfície a montante. A perda de carga deste equipamento é semelhante ao Kenics, porém a fabricação é mais complexa pois é composta por muitas partes (CHEMINEER, 2018; MEIJER; SINGH; ANDERSON, 2012).

Figura 5 - Misturadores estáticos: a) SMX, b) HEV e c) HSM-L



Fonte: a) e b) (CHEMINEER, 2018), c) (SAMHWA, 2018).

Chemineer (2018) apresenta a geometria HEV (Figura 5 b)) com perdas de carga até 75% menores do que outros misturadores estáticos convencionais. A mistura é realizada por estruturas de vórtice e o equipamento é, especialmente, adequado para processos em fase gasosa em que a perda de pressão e o comprimento são críticos, porém a utilização do equipamento restringe-se ao escoamento turbulento.

O equipamento tipo HSM-L (Figura 5 c)) é apresentado pela empresa Samhwa (2018) para promoção de misturas com reação química para líquidos e gases de baixa viscosidade, mistura e dispersão de gás e líquido de baixa viscosidade e mistura concentrada que leva a minimizar o espaço de instalação. A desvantagem do equipamento é a dificuldade de fabricação e manutenção, dado que pode haver zonas de bloqueio e deposição de particulados.

2.2.3 Trocadores de calor

Além da utilização dos elementos defletores em misturadores estáticos de dois fluidos, a tecnologia mostra-se viável para a homogeneização térmica das correntes, utilizado inclusive para aumento de eficiência em trocadores de calor. A empresa Chemineer (2018) desenvolveu um trocador de calor (Figura 6), denominado de *Kenics® Heat Exchangers*, que requer menos espaço, menor energia e menor tempo de residência do que os tradicionais trocadores casco e tubos. O Equipamento elimina os gradientes radiais de temperatura, velocidade e composição do material.

Figura 6 - Trocador de calor Kenics Heat Exchangers



Fonte: (CHEMINEER, 2018)

Torna-se evidente a possibilidade de utilizar este equipamento, ou semelhante, para o tratamento de gases de combustão nos casos onde o processo posterior ao tratamento não admita contaminantes, por exemplo, a utilização de gases de combustão para o aquecimento de produtos alimentícios. Este aspecto porém não pode ser compreendido no escopo deste trabalho, porém fica como um item de sugestão para possíveis trabalhos futuros.

2.3 OPERAÇÃO DE MISTURA

Diversos autores têm demonstrado que os parâmetros geométricos têm impacto expressivo na dinâmica do escoamento e, juntamente com o incremento do valor do número de Reynolds, podem promover o surgimento de perturbações laminares, ou ainda, evoluir para o regime de escoamento turbulento (PARK et al., 2014; PROMTHAISONG; JEDSADARATANACHAI; EIAMSA-ARD, 2018; SONG; HAN, 2005; YOUSUF, 2013a)

Os misturadores estáticos helicoidais como o *Kenics*, apresentado por Chemineer (2018), possuem baixa perda de carga e causam mudanças suaves de direção, o que torna possível operar o equipamento sob o regime de escoamento laminar. Barrué et al (2001) afirma que um fluxo de fluidos de baixa viscosidade com facilidade evolui para o regime turbulento e isso faz com que a mistura seja mais efetiva, portanto também deve ser considerado.

O regime de escoamento laminar ou turbulento, normalmente é caracterizado por um parâmetro adimensional, chamado de número de Reynolds, que é uma razão entre forças inerciais e forças viscosas que caracterizam o movimento. O estudo do número Reynolds crítico

perpassa diversas literaturas afins, mas invariavelmente depende da geometria. Faz-se necessário considerar os regimes de escoamento laminar e turbulento na operação de um sistema de mistura que atende uma ampla faixa de número de Reynolds (Re), ainda mais se aliados a fatores operacionais e geométricos como a presença de perturbações nas correntes e rugosidade das superfícies (BARRUÉ et al., 2001).

Percebe-se que a variação da temperatura do gás afeta fortemente os parâmetros de escoamento, mistura e termodinâmica do sistema, pois o volume específico médio do gás aumenta com a temperatura, tornando a análise do número de Reynolds complexa, possível apenas por meio da utilização de *softwares*.

O número de Reynolds de geometrias complexas varia de ponto a ponto. Desta forma a convergência pode um dos critérios para a escolha do módulo (interface) para o regime de escoamento laminar ou turbulento no *software* COMSOL *Multiphysics*[®]. Geralmente, a interface laminar pode ser aplicada a Reynolds que variam de baixo a intermediário, os valores, porém, dependem de cada geometria. As equações de Navier Stokes são aplicadas a escoamentos incompressíveis ou fracamente compressíveis, até Mach 0,3. Já a interface de escoamento em regime de turbulento aceita Reynolds intermediário e elevado, aplicados aos diversos modelos de turbulência (COMSOL, 2018).

O fenômeno da turbulência é caracterizado por uma extensa gama de escalas de fluxo. Em fluxos turbulentos, os misturadores estáticos geram intensa mistura radial e turbulência. Quando o regime turbulento pode ser atingido, a difusão turbulenta potencializa a mistura para a maioria dos processos industriais. Isso reduz, significativamente, o tempo de contato e aumenta a transferência de calor (GHANEM et al., 2014; SOUZA et al., 2011).

A velocidade \mathbf{u} e as propriedades físicas dos fluidos envolvidos no processo, como viscosidade dinâmica μ e a massa específica ρ , que dependem altamente da temperatura. O Número de Reynolds, que depende destas propriedades e do diâmetro equivalente D , pode ser calculado de acordo com a Equação 1

$$Re = \frac{\rho \mathbf{u} D}{\mu} \quad (1)$$

2.3.1 Regime de escoamento laminar

A partir de diversas referências disponíveis na literatura para descrever os fenômenos envolvidos no processo foram selecionados os módulos no *software* COMSOL (2018) que

pudessem aplicar tais equações. Para unificar a notação e leitura neste trabalho utiliza-se a notação conforme aplicada pelo *software* e disponível em seu material de apoio. As equações envolvidas na modelagem e simulação são comparadas às diversas referências de acordo com a necessidade.

As simulações características de fluxo monofásicos e transferência de calor nos misturadores estáticos são governadas pela equação de continuidade, a equação de Navier-Stokes e a equação da energia. A Equação 2 da conservação da massa, pode ser aplicada fluxo tridimensional, compressível, escritas no sistema tensor cartesiano (BAO et al., 2018; BENNET; MYERS, 1978; DICK, C., GRANDMOON, 1995; DICKINSON; EKSTRÖM; FONTES, 2014; PANTON, 1996; WILCOX, 1986).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2)$$

A conservação da quantidade de movimento para regime laminar, equação de Navier Stokes, pode ser expressa conforme a Equação 3 (BENNET; MYERS, 1978; CHACZYKOWSKI, 2010; DICK, C., GRANDMOON, 1995; PANTON, 1996; WILCOX, 1986).

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{F} \quad (3)$$

Todos os gases e muitos líquidos podem ser considerados fluídos newtonianos, o que implica em uma relação linear entre a tensão e deformação. O tensor $\boldsymbol{\tau}$ pode ser expresso pela Equação 4,

$$\boldsymbol{\tau} = 2\mu \mathbf{S} - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \quad (4)$$

em que, o tensor de velocidade de carregamento \mathbf{S} pode ser expresso conforme a Equação 5 (STOKES, 1845).

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \quad (5)$$

Combinando as Equações 3, 4 e 5, obtém-se a equação de Navier-Stokes, Equação 6, resolvida para fluxo laminar monofásico, aplicado a um sistema compressível. A Equação 6 representa a conservação da quantidade de movimento em sua forma vetorial mais genérica (DICK, C., GRANDMOON, 1995; PANTON, 1996; STOKES, 1845; WILCOX, 1986).

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot \left[-p \mathbf{I} + \mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} \mu(\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right] + \mathbf{F} \quad (6)$$

Chaczykowski (2010) afirma que a conservação da quantidade de movimento, utilizada para o modelo de fluxo de gás transiente, escritas em sua forma compressível, com pressão, velocidade e temperatura como variáveis dependentes, podem ser usadas para descrever transientes rápidos que ocorrem no escoamento em modelos de fluxo de gases.

O módulo de transferência de calor em fluidos do *software* COMSOL *Multiphysics*[®] pode ser empregado para modelar a transferência de calor por condução, convecção e radiação, esta última porém, será negligenciada. A conservação de energia, formulada em termos de temperatura para um sistema gasoso transiente pode ser expresso de acordo com a Equação 7 (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2007),

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \right) = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial p}{\partial T} \Big|_p \left(\frac{\partial p}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) p \right) + Q \quad (7)$$

em que o termo: $-\frac{T}{\rho} \frac{\partial p}{\partial T} \Big|_p \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla p \right)$, que representa o trabalho realizado pela diferença de pressão, e o termo aquecimento viscoso, $\boldsymbol{\tau} : \mathbf{S}$, são insignificantes em um sistema gasoso considerado fracamente compressível. Com isso a Equação 7 se reduz à Equação 8.

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad (8)$$

Utiliza-se a Equação 8 para descrever a conservação de energia em fluidos e também a transferência de calor em sólidos no sistema transiente. Vale lembrar que com o aquecimento o volume específico médio do gás aumenta, o que gera um aumento da velocidade do ar e que modifica fortemente os parâmetros de escoamento, mistura e termodinâmica do sistema (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2007; PANTON, 1996).

2.3.2 Regime de escoamento turbulento

Nos resultados da operação do equipamento em regime de escoamento turbulento, é esperado que os jatos de fluido sejam rapidamente dissipados pela ação dos vórtices, que surgem em uma ampla gama de diâmetros e evoluções, o que promove a mistura rapidamente. Porém a eficiência da mistura fica limitada ao tempo de residência mínimo no interior da câmara para que a mistura ocorra efetivamente.

Pouco aumento da velocidade de escoamento já é suficiente para evoluir o escoamento de fluidos de baixa viscosidade para o regime turbulento. O escoamento turbulento facilita a mistura, porém nem sempre a turbulência é suficiente para eliminar totalmente heterogeneidades de densidade ou de temperatura, pois frequentemente formam-se camadas de fluidos relativamente estáveis, que viajam pela tubulação de forma paralela (BARRUÉ et al., 2001).

Em muitas simulações de escoamento de gases, mudanças rápidas na solução são comuns devido às perturbações geradas pelas flutuações nas correntes de entrada, ou até mesmo, por alterações de vazão e temperatura programadas. Essas perturbações podem evoluir para o regime de escoamento turbulento. Para tanto, modelos de fluxo de gás turbulento não isotérmico são usados para descrever o sistema (CHACZYKOWSKI, 2010).

Metzger e Kind (2014), que avaliaram um misturador de jatos de fluidos em Y e em T, o fluxo, de *vórtex* a completamente turbulento, pode ser notado com número de *Reynolds* na faixa de 1000 a 6000. Luo et al. (LUO et al., 2013) desenvolveram experimentos com *Re* de 2.700 até 17.500 para garantir que os fluxos injetados e o fluxo cruzado estivessem contidos no regime turbulento. O mesmo autor destaca que, embora o fluxo seja turbulento completamente desenvolvido, há regiões do misturador em que o regime laminar pode ser percebido.

As equações de Navier-Stokes podem ser utilizadas para as simulações de escoamento turbulento, porém, exigem um grande número de elementos, a fim de capturar a ampla gama de escalas do fluxo. Raramente a análise do escoamento transiente vale o elevado custo computacional para detalhar sobre as flutuações. Uma representação estacionária ou em média, geralmente fornece informações suficientes sobre o fluxo (COSTA, 2018).

A maioria dos escoamentos turbulentos de interesse industrial e tecnológico, tem sido predita pelos modelos de turbulência de duas equações, sendo o modelo k- ϵ , seguramente o mais utilizado. Este modelo foi escolhido por vários autores para simular o escoamento em

misturadores devido à sua simplicidade e eficiência computacional (DAHIKAR et al., 2010; RIBEIRO et al., 2012).

Para Abrunhosa e Nieckele (2000), o êxito do modelo k-ε na predição de escoamentos cisalhantes é, fundamentalmente, dependente da aplicação das funções de parede. Estas relacionam o escoamento fora da subcamada laminar até às condições de fronteira na superfície sólida, evitando então, a modelagem direta da influência da viscosidade.

Considerando então o modelo de turbulência k-ε, o fluxo turbulento é governado pelas equações de Navier-Stokes para a conservação da quantidade de movimento e a equação de continuidade para a conservação da massa. Os efeitos da turbulência são descritos por duas equações adicionais de transporte e duas variáveis dependentes: a energia cinética turbulenta, k, e a taxa de dissipação turbulenta, ε (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2007; DICK, C., GRANDMOON, 1995; ECKER et al., 1972; PANTON, 1996; STOKES, 1845; WILCOX, 1986).

A Equação 2, da conservação da massa, também deve ser considerada no escoamento turbulento, mas para uma resolução estacionária o termo transiente deve ser suprimido, conforme expresso pela Equação 9 (DICK, C., GRANDMOON, 1995; PANTON, 1996; WILCOX, 1986).

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (9)$$

A Equação 10 representa a conservação da quantidade de movimento de um modelo turbulento, para estado estacionário,

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot \left[-p \mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} - \frac{2}{3} \rho k \mathbf{I} \right] + \mathbf{F} \quad (10)$$

onde, a viscosidade turbulenta μ_T pode ser expressa conforme a Equação 11,

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

sendo C_μ uma constante, descrita no Tabela 1. O transporte de energia cinética, no modelo estacionário, pode ser expresso segundo a Equação 12 (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2007; DICK, C., GRANDMOON, 1995; STOKES, 1845; WILCOX, 1986).

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\ell = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla \ell \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (12)$$

Em que, a constante σ_k está descrita na Tabela 1. O termo de produção P_k , pode ser escrito conforme a Equação 13.

$$P_k = \mu_T \left[\nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho \ell \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (13)$$

Finalmente, a equação de transporte da taxa de dissipação turbulenta, considerando sua forma estacionária, pode ser representada pela Equação 14 (DICK, C., GRANDMOON, 1995; PANTON, 1996; WILCOX, 1986).

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{\ell} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{\ell} P_k, \quad \varepsilon = \text{ep} \quad (14)$$

As constantes σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ estão descritas na Tabela 1.

Tabela 1 - Constantes para o modelo turbulento k-ε.

Constante	Valor
C_μ	0,09
$C_{\varepsilon 1}$	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	1,92
σ_k	1,0
σ_ε	1,3

Fonte: (WILCOX, 1986).

O fluxo próximo de uma parede sólida é muito diferente da corrente livre para um fluxo turbulento. Assim, se faz necessário utilizar expressões analíticas para descrever o fluxo nestas regiões. Estas expressões são ditas funções de parede, de espessura δ_W (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2007; WILCOX, 1986).

Na parede, a condição de contorno para a velocidade é uma condição “sem penetração”, conforme a Equação 15.

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (15)$$

Uma condição de tensão de cisalhamento é imposta de acordo com a Equação 16,

$$\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\sigma} - (\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} = \rho \mathbf{u}_\tau \frac{\mathbf{u}}{|\mathbf{u}|} \max\left(C_\mu^{1/4} \sqrt{k}, \mathbf{u}_\tau\right) \quad (16)$$

Em que, o tensor de tensões viscosas pode ser expresso conforme a Equação 17,

$$\boldsymbol{\sigma} = \mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \quad (17)$$

e a velocidade de atrito é descrita de acordo com a Equação 18.

$$\mathbf{u}_\tau = \frac{|\mathbf{u}|}{\frac{1}{k_v} \ln \delta_w^+ + B} \quad (18)$$

sendo $k_v = 0,41$ a constante de Von Karman e uma constante definida $B = 5,2$. A energia cinética turbulenta está sujeita à condição de Neumann homogênea conforme a Equação 19.

$$\nabla k \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (19)$$

A condição de contorno para ε é escrita conforme a Equação 20,

$$\varepsilon = \rho \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{k_v \delta_w} \quad (20)$$

onde a distância δ_w é calculada segundo a Equação 21.

$$\delta_w^+ = \frac{\rho \mathbf{u}_\tau \delta_w}{\mu} \quad (21)$$

Para descrever a transferência de calor em um modelo turbulento estacionário, o termo transiente da Equação 8 é suprimido e a transferência de calor se dá conforme a Equação 22 (BENNET; MYERS, 1978; BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2007; WILCOX, 1986).

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad (22)$$

2.3.3 Eficiência de mistura

A eficiência energética dos misturadores estáticos tem sido pesquisada por meio da comparação da perda de carga gerada para um dado fluxo de material num determinado raio de tubulação. Já a qualidade de mistura comumente é investigada por meio de modelagem e simulação que, segue parâmetros de concentração, distribuição de temperatura, tempo de residência, natureza caótica do fluxo, tipo de deformação, entre outros (FERNANDES, 2005; RAULINE et al., 1998; SANT'ANNA, 2012).

Nos procedimentos experimentais de sistemas líquidos ou particulados usualmente utiliza-se de traçador e, pelo monitoramento do tempo de residência, quantifica-se a eficiência da mistura do equipamento misturador. A capacidade de mistura depende do tempo requerido para que um traçador injetado seja distribuído homogeneamente ao longo do tanque (CLOETE; EKSTEEN; BRADSHAW, 2014).

Um parâmetro tradicional e universal para a qualidade da mistura é a medida do tempo de mistura, sobretudo, mas não somente, em sistemas em batelada. A quantificação da energia cinética total presente no do sistema é essencial para uma avaliação real da eficiência da mistura, mais especificamente, no que diz respeito à quantidade de mistura.

O fluxo de fluidos de baixa viscosidade, evolui facilmente para o regime turbulento. A turbulência potencializa a mistura pelo aumento da dissipação viscosa e da difusão, que ocorre de forma progressiva, contínua, irregular e transiente. Porém, a turbulência pode não ser suficiente para eliminar totalmente heterogeneidades de densidade e temperatura, principalmente dentro de tubos curtos, ou quando a injeção é feita em pontos isolados no sistema. Para líquidos, por exemplo, é necessário que o caminho seja suficientemente longo, cerca de cem vezes o diâmetro do tubo (BARRUÉ et al., 2001; CLAYTON; WEBB; WHITTAKER, 1963).

Camadas de fluido que se comportam com relativa estabilidade podem ser desenvolvidas se os fluidos apresentarem diferenças na densidade, o que ocorre especialmente no caso de gases, dificultando a mistura (BARRUÉ et al., 2001). No misturador estático baseado em jatos de fluido, trabalho que precedeu este, foi possível perceber claramente nos resultados da modelagem e simulação a presença de camadas de fluido bem definidas que percorrem o corpo do misturador sem efetivamente tomar parte da mistura, sobretudo nos extremos de velocidade ($0,5 < \mathbf{u} < 2,5$ m/s) estudados.

Existem métodos sofisticados de investigação da qualidade da mistura, como o teste de Kolmogorov que observa dados sobre a igualdade de distribuições de probabilidade com base na avaliação da uniformidade (LING; ZHANG, 1995). A aplicação desses testes demandam certo custo de tempo, o que se faz desnecessário para este trabalho, ademais a ampla maioria dos trabalhos avaliam a eficiência da mistura através da observação dos resultados de modelagem e simulação, comparando isocontornos ou linhas de corrente (MA et al., 2015; MEIJER; SINGH; ANDERSON, 2012).

A modelagem numérica não está sujeita a quaisquer limitações físicas e para a maioria dos sistemas é suficiente para descrever a qualidade da mistura, geralmente com o equipamento simulado em escala e condições de contorno reais. Além disso, os dados de fluxo e concentração podem ser facilmente extraídos, em qualquer ponto no tempo e no espaço, fornecendo uma compreensão completa do comportamento do sistema (CLOETE; EKSTEEN; BRADSHAW, 2013).

2.3.4 Propriedades físicas dos fluidos

As propriedades físicas dos fluidos gasosos, neste caso ar, variam de acordo com a temperatura e equações auxiliares, disponíveis na literatura (ANGUS, 1977; ASHRAE, 1993; ECKER et al., 1972). A massa específica ρ pode ser descrita pela Equação 23, que é a mesma Equação 28, já com os valores considerados neste trabalho.

$$\rho = 0,00348 \left[\frac{\text{Ks}^2}{\text{m}^2} \right] \frac{p_A[\text{Pa}]}{T[\text{K}]} \quad (23)$$

a viscosidade dinâmica μ é expressa pela Equação 24.

$$\begin{aligned} \mu = & -8,383 * 10^{-7} \left[\frac{\text{Pa}}{\text{s}} \right] + 8,357 * 10^{-8} \left[\frac{\text{Pa}}{\text{K s}} \right] T[\text{K}] - 7,643 * 10^{-11} \left[\frac{\text{Pa}}{\text{K}^2 \text{s}} \right] T^2[\text{K}] \\ & + 4,644 * 10^{-14} \left[\frac{\text{Pa}}{\text{K}^3 \text{s}} \right] T^3[\text{K}] - 1,066 * 10^{-17} \left[\frac{\text{Pa}}{\text{K}^4 \text{s}} \right] T^4[\text{K}] \end{aligned} \quad (24)$$

A modelagem da transferência de calor envolve a variação do calor específico C_p , descrito pela Equação 25,

$$c_p = 1047,636 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right] - 0,373 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}^2} \right] T[\text{K}] + 9,453 * 10^{-4} \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}^3} \right] T^2[\text{K}] - 6,024 * 10^{-7} \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}^4} \right] T^3[\text{K}] + 1,286 * 10^{-10} \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}^5} \right] T^4[\text{K}] \quad (25)$$

e a condutividade térmica k , calculada conforme Equação 26.

$$k = -0,002 \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}} \right] + 1,155 * 10^{-4} \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}^2} \right] T[\text{K}] - 7,902 * 10^{-8} \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}^3} \right] T^2[\text{K}] + 4,117 * 10^{-11} \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}^4} \right] T^3[\text{K}] - 7,439 * 10^{-15} \left[\frac{\text{W}}{\text{m K}^5} \right] T^4[\text{K}] \quad (26)$$

2.3.5 Expansão dos gases

Para os fluidos e condições dos experimentos envolvidos no estudo as variáveis de estado, temperatura, pressão e massa específica, podem ser relacionadas entre si pela lei dos gases ideais, juntamente com as equações de conservação de massa (FERNANDES et al., 2006; GORD; JANNATABADI, 2014). A Equação 27 descreve a relação entre as variáveis de estado para um gás ideal.

$$PV = nRT \quad (27)$$

A Equação 27 pode ser reformulada em termos do volume específico, para uma corrente i , sendo apresentada de acordo com a Equação 28.

$$\rho_i = \frac{M_i P_i}{R T_i} \quad (28)$$

A vazão mássica, por sua vez, pode ser expressa em termos da massa específica e velocidade para uma seção de área de escoamento de acordo com a Equação 29.

$$\dot{m}_i = \mathbf{u}_i A_i \rho_i \quad (29)$$

A área da seção transversal ao escoamento é dada pela Equação 30.

$$A_i = \pi r_i^2 \quad (30)$$

Considerando um processo de aquecimento isobárico, de um único fluido em uma tubulação com apenas uma entrada e uma saída, sem termo fonte e sem acúmulo, a vazão mássica é constante conforme Equação 31 (FERNANDES et al., 2006; GORD; JANNATABADI, 2014).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (31)$$

Em que \dot{m}_1 é a vazão mássica que entra no equipamento e \dot{m}_2 é a vazão mássica que sai do equipamento. Considerando um balanço de massa entre dois pontos (1 e 2) e substituindo a Equação 29 na Equação 31, obtém-se a Equação 32.

$$\mathbf{u}_1 A_1 \rho_1 = \mathbf{u}_2 A_2 \rho_2 \quad (32)$$

Substituindo as Equações 28 e 30 na Equação 32, obtém-se a variação da velocidade média \mathbf{u}_1 em função da temperatura entre dois pontos, de acordo com a Equação 33.

$$\mathbf{u}_2 = \frac{T_2}{T_1} \frac{r_1^2}{r_2^2} \mathbf{u}_1 \quad (33)$$

Considerando que a temperatura no ponto 2 varia em função do tempo e todas as outras variáveis são constantes, obtém-se a Equação 34.

$$\mathbf{u}_2 = \frac{\mathbf{u}_1}{T_1} \frac{r_1^2}{r_2^2} T_2(t) \quad (34)$$

2.3.6 Transferência de calor no isolamento

A transferência de calor que ocorre no isolamento de fibra cerâmica, lã de vidro, ou em meios porosos, ocorre principalmente através de condução na fase sólida e convecção na fase gasosa (MITCHELL; TAO; BESANT, 1995). A condutividade térmica de um meio poroso depende da interação entre fluido e o meio poroso, com forte influência da geometria, e a condução de calor que ocorre paralelamente nas fases sólidas e fluidas. Assim, a condutividade equivalente representa a média aritmética ponderada das condutividades das fases sólidas e fluidas (DULLIEN, 1979; MITCHELL; TAO; BESANT, 1995; WYLEN; BORGNACKE, 2009).

A equação de transferência de calor para meio poroso corresponde à equação de convecção-difusão com propriedades termodinâmicas médias de modelos para explicar tanto a matriz sólida quanto as propriedades dos fluidos (DULLIEN, 1979; MITCHELL; TAO; BESANT, 1995; NATHAN; SCOBELL, 2012). A transferência de calor em um sistema transiente e complexo precisa ser considerada de forma global, ou seja, deve-se aplicar as equações para a transferência de calor em meios porosos de forma que seja possível prever de forma mais exata a perda de calor para o meio, o que pode ser feito por meio da aplicação Equação 35,

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + Q \quad (35)$$

em que, o campo de velocidade de fluido \mathbf{u} é a velocidade de Darcy, que é a vazão volumétrica por área de seção transversal. A capacidade volumétrica de calor efetivo à pressão constante pode ser calculada conforme a Equação 36.

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} = \theta_p \rho_p C_{p,p} + (1 - \theta_p) \rho C_p \quad (36)$$

A condutividade térmica efetiva, considerada de acordo com a Equação 37,

$$k_{\text{eff}} = \theta_p k_p + (1 - \theta_p) k \quad (37)$$

onde θ_p é a fração de volume do material sólido e θ_g a fração de volume de gás, conforme a Equação 38.

$$(\theta_p + \theta_g) = 1 \quad (38)$$

A perda de calor para o meio na superfície externa utiliza-se de uma condição de contorno de convecção natural externa de um cilindro horizontal longo, desconsiderando a perda de calor por radiação, devido à baixa emissividade e baixa diferença de temperaturas da superfície (T_w) e temperatura ambiente (T_∞). O fluxo de calor é descrito pela Equação 39.

$$q_0 = h \cdot (T_w - T_\infty) \quad (39)$$

2.4 CONTROLE DIGITAL E AUTOMAÇÃO DE PROCESSOS

O avanço tecnológico das últimas décadas tem admitido no meio industrial uma enorme variedade de sensores, equipamentos controladores, CLP's e atuadores. O advento destas tecnologias tem permitido o avanço implacável da automação, termo este que provém do latim *Automatus* que significa mover-se por si, o que torna possível o desenvolvimento de equipamentos que antes seriam impensáveis.

Neste trabalho não tem por finalidade esgotar a teoria de controle e automação de processos, pois isto estaria fora do escopo proposto, então o estudo será direcionado para modelos de controladores já propostos por outros autores que sejam capazes de efetivar o controle da planta proposta, na forma mais simplificada e com melhor relação de custo-benefício. Considera-se um sistema contínuo de mistura de uma corrente de ar quente com uma corrente de ar à temperatura ambiente (ar frio), devidamente dosado.

Uma dos intentos deste trabalho é conceber um sistema de controle para manter a temperatura de saída em um valor prescrito (*setpoint*) agindo na vazão de ar frio, independentemente das características da vazão e temperatura da corrente quente, que podem variar de maneira imprevisível.

A finalidade principal e ótima deste trabalho é desenvolver uma malha de controle capaz de manter, além da temperatura, a vazão total constante. Embora seja um objetivo desafiador, possui importância vital para diversas aplicações do equipamento em meios industriais, onde necessariamente a quantidade de calor que deve ser fornecida deve permanecer constante ou seguir um programa específico (SILVA et al., 2013).

2.4.1 Controle PID

O controle de processos é empregado em praticamente todos os segmentos tecnológicos, seja na indústria automobilística, na aeroespacial, de eletrodomésticos, na instrumentação industrial, entre outros. Estima-se que mais de 90% dos processos utilizam em sua malha o controle Proporcional Integral Derivativo (PID) ou apenas Proporcional Integral (PI). Trata-se de modelos robustos, baratos e de fácil operação e configuração que atendem a maior parte dos processos (ÅSTRÖM; HÄGGLUND, 2001).

O controlador PID é composto basicamente por três ações, Proporcional, Integral e Derivativa. A ação proporcional do controlador, ou controle proporcional, funciona como um

amplificador ajustável de ganho. O ganho proporcional (K_p) tem impacto direto na velocidade de resposta do sistema, no *overshoot* máximo da resposta e no erro estacionário, gerados por ocasião de mudanças no *setpoint* ou por perturbações constantes na saída (ÅSTRÖM; HÄGGLUND, 2001; CALLAI, 2003). A Equação 40 representa a ação proporcional (Controle Proporcional).

$$\mathbf{u}_p(t) = \mathbf{K}_p \mathbf{e}(t) \quad (40)$$

A ação proporcional isolada caracteriza o controle proporcional P, quando aliada à uma ação integral configura o controle Proporcional-Integral (Controle PI). A ação integral tem por finalidade eliminar o erro estacionário que, ao persistir, atinge um valor significativo e potencializa a ação de controle (ÅSTRÖM; HÄGGLUND, 2001; CALLAI, 2003). Comumente o uso da ação integral gera respostas oscilatórias e prejudica a estabilidade do sistema. A ação Integral é representada pela Equação 41.

$$\mathbf{u}_i(t) = \frac{\mathbf{K}_p}{\tau_i} \int \mathbf{e}(t) dt = \mathbf{K}_i \int \mathbf{e}(t) dt \quad (41)$$

Existe ainda a ação derivativa D, que pode atuar juntamente com a ação proporcional, formando o controlador Proporcional Derivativo (PD), e se acrescentar o bloco integral, tem-se o controlador Proporcional Integral Derivativo (Controle PID) (ÅSTRÖM; HÄGGLUND, 2001). A ação derivativa reduz a velocidade de variações de PV quando há erro ativo, portanto reduz o *overshoot* em um controle PD e o *overshoot* e a oscilação do erro no PID. Quando não há erro a ação derivativa é nula (CALLAI, 2003). A ação Derivativa pode ser expressa conforme a Equação 42.

$$\mathbf{u}_d(t) = \mathbf{K}_p \cdot \tau_d \frac{d\mathbf{e}(t)}{dt} = \mathbf{K}_d \frac{d\mathbf{e}(t)}{dt} \quad (42)$$

A equação da ação do controlador PID pode ser expressa segundo a Equação 43 (ÅSTRÖM; HÄGGLUND, 2001; CALLAI, 2003; SHINSKEY, 1979).

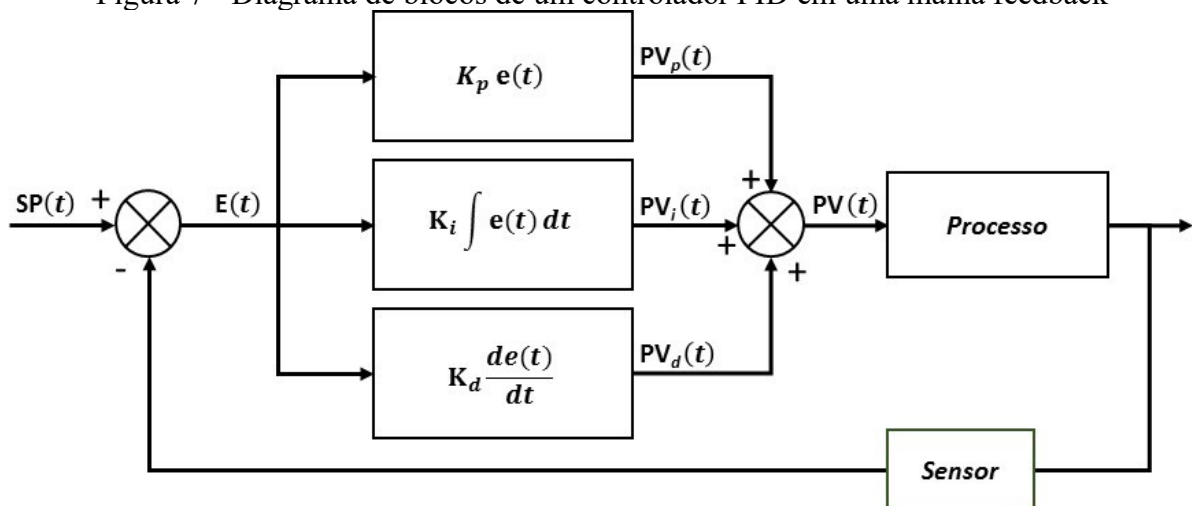
$$\mathbf{u}_d(t) = \mathbf{PV}(t) = \mathbf{K}_p \mathbf{e}(t) + \mathbf{K}_i \int \mathbf{e}(t) dt + \mathbf{K}_d \frac{d\mathbf{e}(t)}{dt} \quad (43)$$

2.4.2 Malha de controle

Uma das formas mais elementares de minimizar o erro $E(t)$ é utilizar o controlador em uma malha fechada, onde o PID é aplicado e compara-se o sinal de saída $PV(t)$ com o *setpoint* $SP(t)$, conforme a Equação 44 (MUNIZ, 2004). O controlador PID em uma malha fechada pode ser representado de acordo com Figura 7.

$$E(t) = SP(t) - PV(t) \quad (44)$$

Figura 7 - Diagrama de blocos de um controlador PID em uma malha feedback



Fonte: Modificado (WEN TAN, 2010)

A utilização de sistemas PI ou PID precisa ser identificado de forma individual e detalhada, pois a ação derivativa não é recomendável para alguns tipos de malhas de vazão, pois a variável já possui uma dinâmica rápida; além do mais, os medidores de vazão costumam gerar sinais ruidosos (DEVRIES, 2005; SHINSKEY, 1979; TEIXEIRA; JOTA; TEIXEIRA, 2007).

2.4.3 Malha de controle avançado

Equipamentos mais complexos, como o misturador de correntes térmicas gasosas possuem elevada quantidade de variáveis, inércia térmica e resposta diversa em cada configuração de vazão. Além disso, tem comportamento dinâmico e de difícil previsão, o que pode tornar o sistema difícil de modelar. Nestes casos frequentemente apenas um controle PID

pode não ser suficiente para controlar o processo, sobretudo quando ocorrem variações em seu ponto ou faixa de operação.

Malhas mais elaboradas, com dois ou mais controladores, geralmente demandam a utilização de um CLP, pois se faz necessário implementar condições e critérios para a seleção do controle ativo, valor do erro de saída, tempo de resposta, tempo de chaveamento ou ainda, regras determinadas por dados obtidos a partir de um modelo do processo (SHINSKEY, 1979). A solução destes problemas mais complexos multiplica as possíveis soluções apresentadas na literatura, gerando malhas diversas aplicáveis a processos bem específicos, como é possível observar a seguir.

Neste sentido Shinsky (1979) desenvolve uma malha dotada de um controlador duplo, onde utiliza um controlador on-off e um PID *feedback* convencional. O autor destaca que o controlador on-off fornece a rápida transição entre os *setpoints*, e um controlador PID pode ser mais interessante na manutenção do controle do processo. Este tipo de controle altera constantemente de malha de controle dependendo da perturbação.

Um sistema PID-*fuzzy* ou PID nebuloso pode ser uma alternativa válida e interessante para tratar estes processos. Com este sistema é possível realizar ajustes dos parâmetros do PID durante a operação da planta, porém, requer ajuste de diversos critérios *Fuzzy* que devem ser adaptados para cada aplicação do equipamento, o que torna a operação do sistema complexo (ALMEIDA; COELHO, 2002; CALLAI, 2003; LIMA et al., 2013).

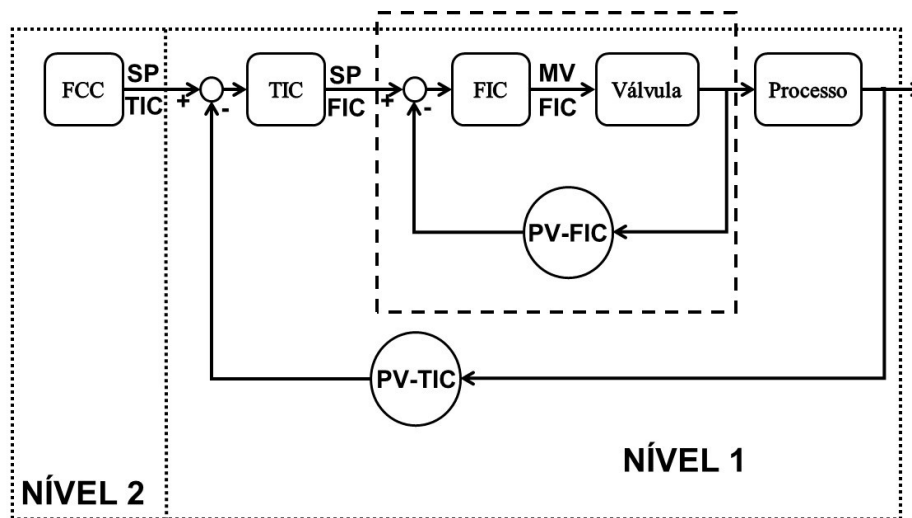
2.4.4 Controle cascata

O controle cascata é um campo muito amplo a ser explorado, neste se definem diversos níveis de controle ou hierarquia de controladores. O controle cascata tem certa popularidade na indústria e na academia devido à sua capacidade de rejeição de ruído (GARAI et al., 2016). Trata-se de uma alternativa interessante para processos mais complexos de controle a parâmetros distribuídos DCS (*Distributed Control System*) que é concepção de estratégias de controle avançado. Este, pode conter controladores preditivos ou o preditor de Smith, além da possibilidade da instalação dos equipamentos em cascata ou níveis com hierarquia definida e com diversas malhas de controle. Esta tecnologia foi utilizada por Teixeira et al. (2007) para o controle dinâmico de fornos, conforme pode-se observar na Figura 8.

O controle de ciclo único geralmente fornece um bom desempenho quando a dinâmica é rápida, o tempo morto é pequeno e os distúrbios são pequenos e lentos. Normalmente o

controle cascata é utilizado quando o controle ciclo único não fornece desempenho de controle aceitável; além disso, requer que uma variável secundária seja medida. Os esquemas de controle em cascata possuem uma saída controlada para cada variável manipulada, em outras palavras, para cada nível de controle são necessários um medidor e um atuador diferentes (ASBJORNSEN, 2003; SHEN-HUII; GANG; MEI-RONG, 2011).

Figura 8 - Malha de um sistema de controle distribuído DCS



Fonte: (TEIXEIRA; JOTA; TEIXEIRA, 2007).

Um controle cascata com dois níveis, como apresentado na Figura 8.

O controle de ciclo único geralmente fornece um bom desempenho quando a dinâmica é rápida, o tempo morto é pequeno e os distúrbios são pequenos e lentos. Normalmente o controle cascata é utilizado quando o controle ciclo único não fornece desempenho de controle aceitável; além disso, requer que uma variável secundária seja medida. Os esquemas de controle em cascata possuem uma saída controlada para cada variável manipulada, em outras palavras, para cada nível de controle são necessários um medidor e um atuador diferentes (ASBJORNSEN, 2003; SHEN-HUII; GANG; MEI-RONG, 2011).

Figura 8, utiliza dois PIDs para cumprir o objetivo de controle. O que ocorre nesta malha porém, é que o sistema pode ser aplicado apenas numa das correntes de entrada e, deste modo, se houver duas correntes de entrada a vazão total do sistema é alterada constantemente, pois possibilita a ação em apenas uma das válvulas.

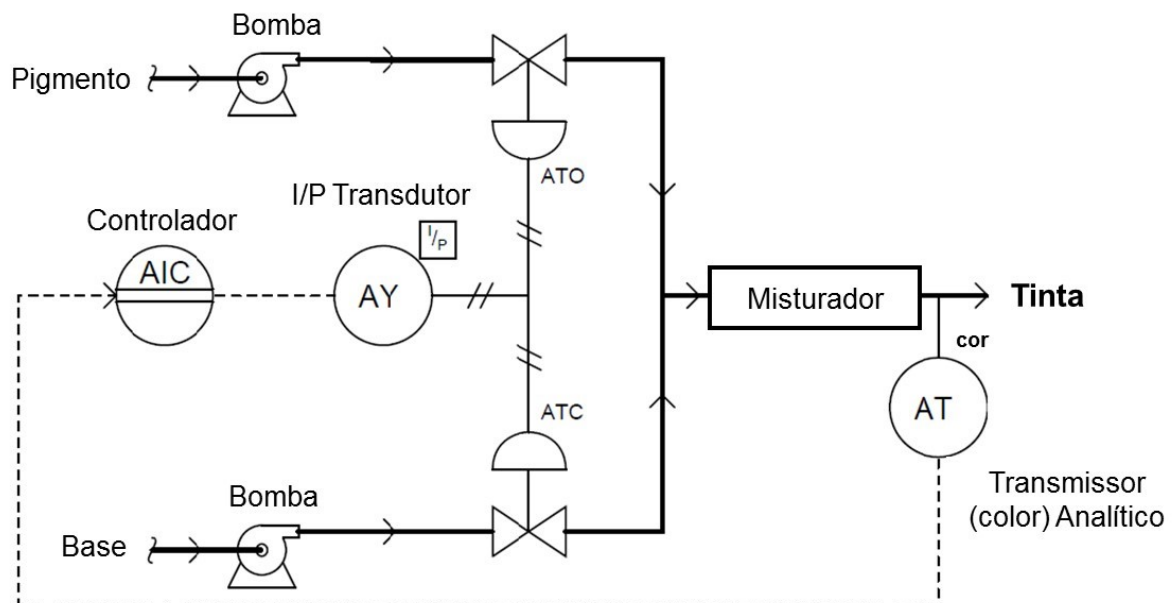
2.4.5 *Split Range Control* ou Controle de Faixa Dividida

Na configuração de *Split-Range Control (SRC)*, ou Controle de Faixa Dividida (CFD), apenas uma medição (saída controlada) pode atuar em mais de uma variável manipulada. Ou seja, o SRC torna possível o controle de uma saída do processo por meio da implementação de ações em várias variáveis manipuladas (ASBJORNSSEN, 2003; SHEN-HUII; GANG; MEI-RONG, 2011).

Os sistemas SRC não são muito comuns em processos químicos, mas fornecem maior segurança e possibilitam a otimização dos processos sempre que necessário (ASBJORNSSEN, 2003). Como neste tipo de controle a saída do controlador pode ser enviada para duas ou mais válvulas de controle, possibilita que cada uma delas atue em uma determinada faixa da saída do controlador ou ao mesmo tempo. O objetivo dessa divisão é melhorar o controlador expandindo sua faixa de atuação (FONSECA et al., 2013; SHEN-HUII; GANG; MEI-RONG, 2011).

O SRC pode ser aplicado em diversos sistemas de controle mais complexos, ITB (2018) destaca o controle de um sistema de mistura entre base e pigmentos (Figura 9). Neste caso as duas bombas devem atuar de forma simultânea; em outras palavras, a resposta linear do controlados deve ser lida em sentido normal por uma das bombas e oposto por outra, e possibilita assim a aplicação do sistema para controle de cor de um processo de mistura entre base e pigmentos.

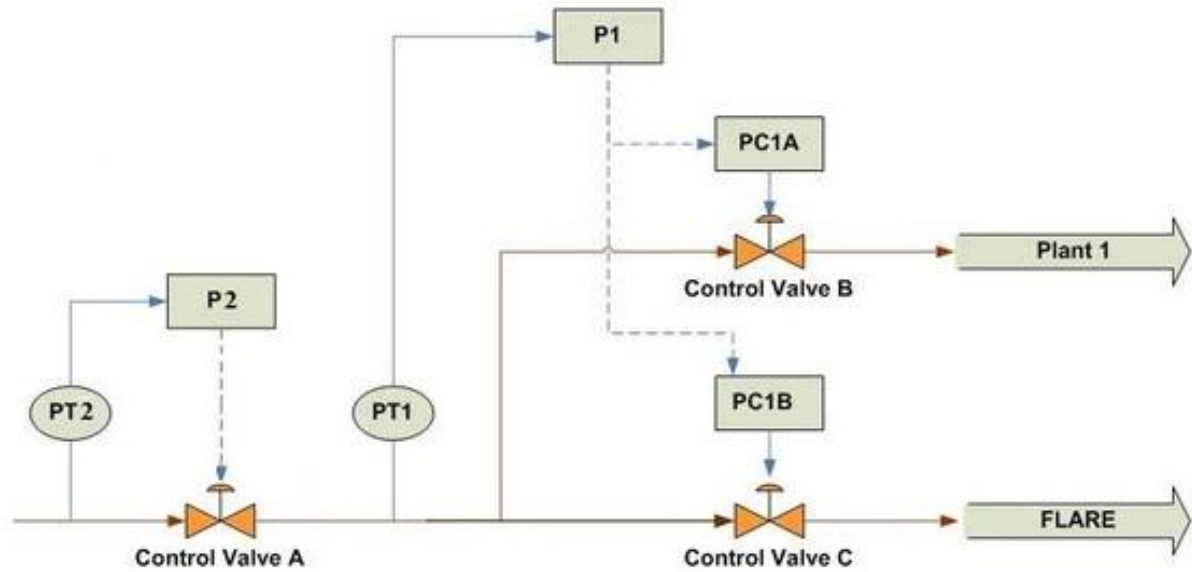
Figura 9 - Sistema de controle Split Range aplicado à um sistema de mistura entre base e pigmento



Fonte: Traduzido (ITB, 2018)

O SRC pode ser usado para controlar duas válvulas de controle para cobrir uma faixa mais ampla de operação, onde uma válvula de controle manipula a faixa inferior e outra manipula a faixa superior (SUN; SHAH; AMALRAJ, 2015). O arranjo apresentado na (Figura 10) contempla este caso. Quando a pressão no PT1 for alta, P1 abrirá inicialmente a válvula B para enviar o gás para a planta 1, quando a válvula B estiver totalmente aberta e a pressão ainda estiver alta, o controlador P1 abrirá a válvula C para enviar gás ao flare. O caminho inverso, para a redução da pressão, ocorre da mesma forma, P1 fechará a válvula C e depois a válvula B até que a pressão atinja o *setpoint* de P1 (SUN; SHAH; AMALRAJ, 2015).

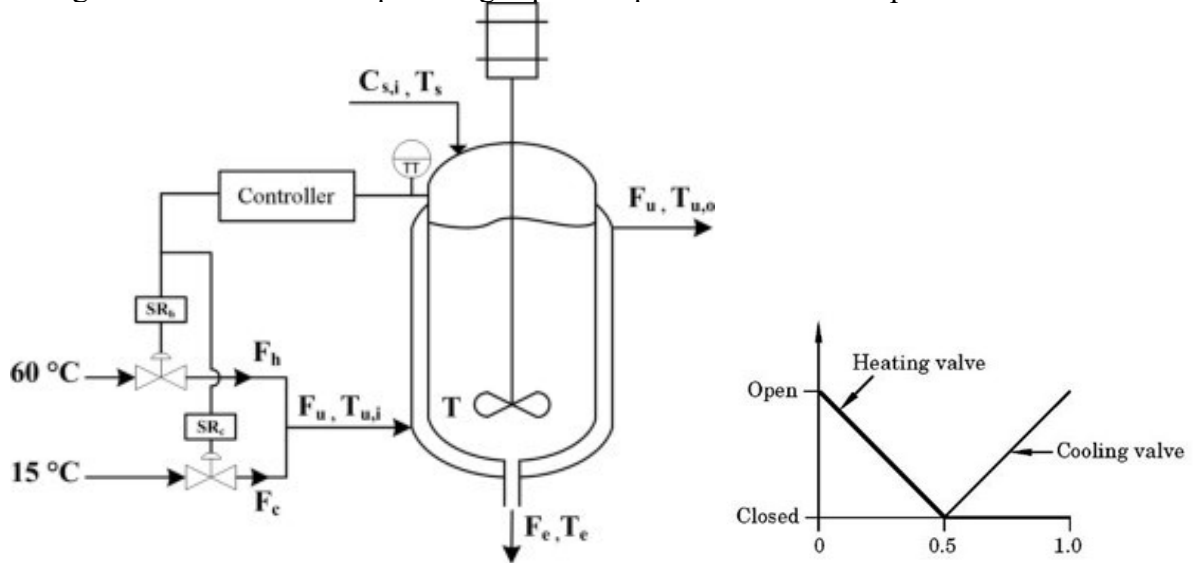
Figura 10 - Controle de vazão através de um sistema SRC



Fonte: (SUN; SHAH; AMALRAJ, 2015).

Frequentemente o SRC é utilizado de forma que as válvulas não atuam ao mesmo tempo. Por exemplo, o controle de temperatura de um reator (Figura 11) tem seu máximo aquecimento quando o sinal de saída do controlador é zero, em seguida diminui linearmente até a faixa intermediária, onde não há aquecimento nem resfriamento e, finalmente, resfriamento aumenta linearmente do intervalo médio até o resfriamento máximo (ASTRÖM; HAGGLUND, 2005; SUN; SHAH; AMALRAJ, 2015).

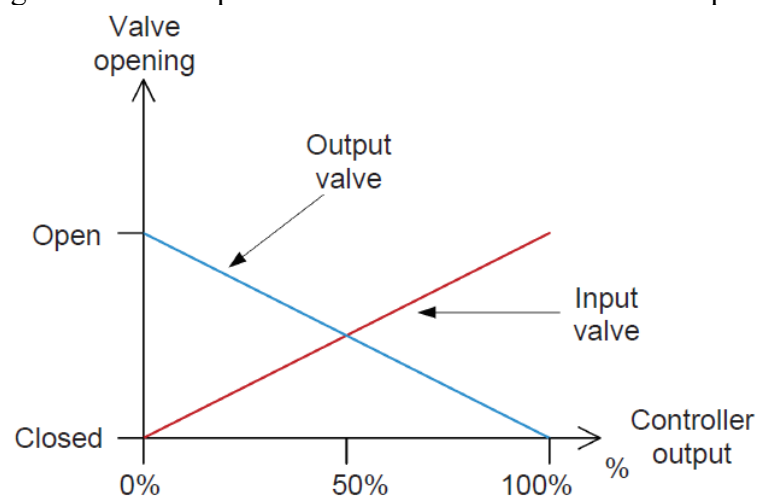
Figura 11 - Controlador Split Range aplicado para controlar a temperatura de um reator



Fonte:(FONSECA et al., 2013)

Existe ainda a possibilidade, muito pouco explorada, de aplicar este sistema de controle de forma que duas válvulas sejam operadas simultaneamente em sentidos opostos, conforme mostrado na Figura 12. Neste caso, a válvula de entrada está totalmente fechada e a válvula de saída está totalmente aberta quando a saída do controlador é 0%, ambas as válvulas estão 50% abertas quando a saída do controlador é 50% e, finalmente, a válvula de entrada está totalmente aberta a válvula de saída está totalmente fechada quando a saída do controlador é 100% (FESTO DIDACTIC, 2018).

Figura 12 - SRC aplicado às duas válvulas em sentidos opostos



Fonte: (FESTO DIDACTIC, 2018)

2.5 CONCEPÇÃO DO EQUIPAMENTO

Partindo da possibilidade de atuação de duas válvulas de forma simultânea, em sentidos opostos, torna-se possível a aplicação deste modo ação de controle em um projeto de mistura de correntes térmicas onde os dois fluidos são idênticos. Permite ainda, atuar no sistema de mistura de forma que as entradas sejam alteradas em sentido oposto uma da outra, mantendo-se a vazão mássica total do sistema constante, contudo, para que isso seja possível, faz-se necessário a linearização do curso das válvulas ou ainda desenvolver um sistema em malha cascata.

A operação do equipamento possui os dados de entrada semelhantes aos dados da operação do protótipo proposto no projeto anterior em 2015 porém, toda a dinâmica de funcionamento, geometria e implementação do sistema de controle são inteiramente novos. É esperado neste tipo de sistema que a as vazões sofram constantes variações devido ao ciclo de pressão de alimentação de ar comprimido, que utiliza um sistema on-off de regulação de pressão. Além disso uma pequena variação na pressão do sistema influencia diretamente na vazão para uma mesma abertura de válvula, sendo que a curva de vazão *versus* abertura não é linear (FESTO, 2018). Esta variação periódica, ao contrário do que possa parecer, permite que o sistema desenvolvido em laboratório se torne semelhante aos processos industriais que, por exemplo, podem apresentar o mesmo tipo de variação devido à variação da temperatura ambiente.

Com base nestes fatos e em todo estado da arte em controladores, torna-se possível conceber um sistema de controle cascata, onde os níveis internos, controle de vazão, sejam controlados por um sistema PID em Feedback, e o nível mais externo se valha de um sistema Split-Range, que define o *setpoint* de vazão das duas válvulas com base na temperatura da mistura. Como esta malha possibilita a atuação das duas válvulas em sentidos opostos (Figura 10). Com isso, a soma da ação das válvulas pode ser considerada como uma variável controlada pelo usuário e poderá ser mantida constante, o que possibilita o cumprimento de um dos objetivos deste trabalho, de manter vazão e temperatura constantes.

2.6 SIMULAÇÃO DE PROCESSOS

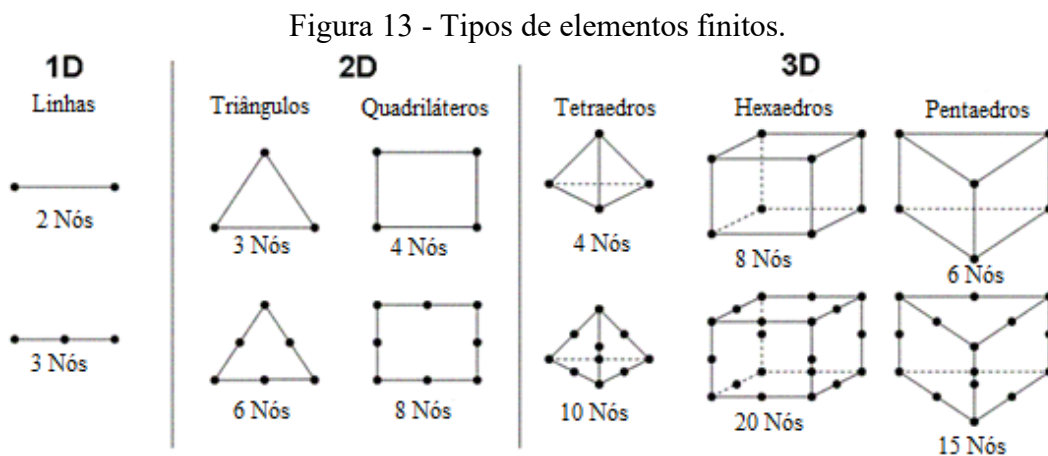
Chaczykowski (2010) e Sanaye e Mahmoudimehr (2012) descrevem que o modelo de fluxo não isotérmico associado a um estudo transiente é amplamente utilizado para descrever

diferentes condições de operação e estratégias de controle em gasodutos e equipamentos. Este modelo pode ser aplicado na avaliação fenomenológica de qualquer escoamento de gás e descreve qualquer variação de fluxo, temperatura ou pressão em tubulações, estações de compressão, misturadores de gases, entre outros.

Chaczykowski (2010) resolveu o modelo de fluxo de gás não isotérmico para simular os transientes lentos e rápidos de fluidos, encontrados em gasodutos para avaliar diferentes modelos térmicos com flutuações de temperatura no escoamento. Böttcher et al. (2012), Khalifeh; Clermont (2005), Lindenberg; Mazzotti (2009), Osiadacz; Chaczykowski (2001), Uilhoorn (2009) e Yoshie (2011) utilizaram modelo de fluxo não isotérmico para avaliar os fenômenos de mistura e escoamento com variação da temperatura.

2.6.1 Método dos Elementos Finitos

No Método dos Elementos Finitos (MEF), o domínio da solução é discretizado em pequenas regiões chamadas elementos finitos. Salles (2008), Souza (2003) e Dickinson (2014) descrevem que os elementos são dispostos no domínio através da criação de uma malha sobre a geometria, por exemplo, triângulos numa superfície em 2D e tetraedros em 3D. Os vértices dos triângulos ou dos tetraedros e formam nós, e estes, estão associados aos graus de liberdade de cada elemento. O conjunto de elementos compõem uma malha que cobre todo domínio. Os principais tipos de elementos finitos para a construção da malha podem ser observados na Figura 13.



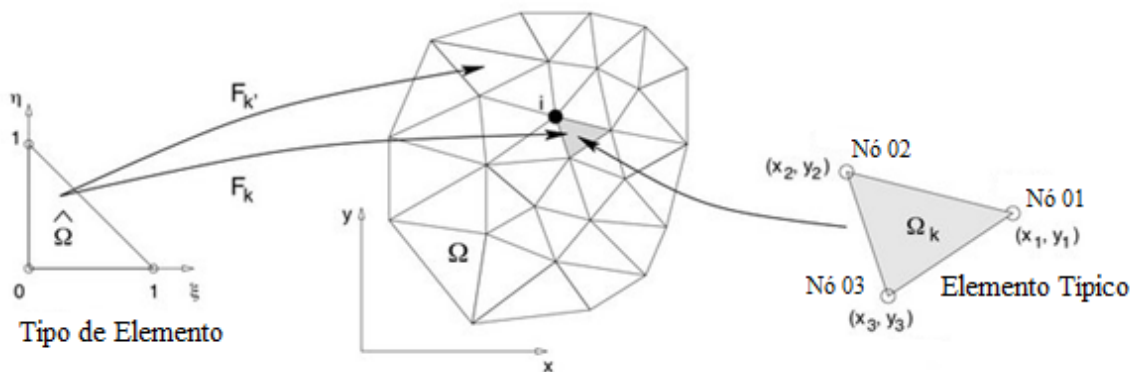
Fonte: Technology (2014).

As interfaces COMSOL *Multiphysics*® utilizam o Método dos Elementos Finitos (MEF) para resolver de forma integral (weak) as Equações Diferenciais Parciais (EDP). As incógnitas são discretizadas como somas sobre um conjunto de funções definidas em elementos finitos (DICKINSON et al., 2014).

Technology (2014) descreve que os valores em cada nó são incógnitas, são os chamados valores nodais. A variação destes valores nodais sobre cada elemento finito, em cada fase, é representada por funções polinomiais, chamadas funções de molde, expressas em termos de coordenadas espaciais (x, y) .

Um exemplo da discretização de um domínio 2D foi dado por Oden (2010), conforme representado na Figura 14. Neste caso, o domínio Ω é dividido em uma malha de elementos triangulares, F_k , conforme o elemento típico, de modo que cobre todo o domínio Ω , cada elemento possui três nós descritos em um sistema de coordenadas.

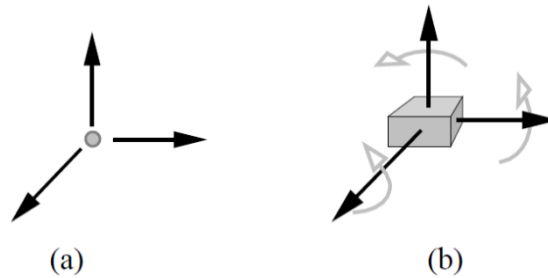
Figura 14 - Elemento típico triangular de um domínio bidimensional Ω nas coordenadas (x, y) .



Fonte: Oden (2010).

Inicialmente, o conceito de grau de liberdade foi utilizado para explicar o movimento de partículas em problemas da mecânica, posteriormente tomou significativa importância no Método dos Elementos Finitos (MEF). Salles (2008) e Souza (2003) mostram que em um ponto no espaço tridimensional apresenta três graus de liberdade, ou seja, três possíveis movimentos de translação. Já um corpo rígido no mesmo espaço apresenta seis graus de liberdade, compostos por três possíveis movimentos de translação e três possíveis movimentos de rotação. A Figura 15 apresenta esquematicamente o conceito de graus de liberdade para os dois casos.

Figura 15 - Graus de liberdade: (a) de um ponto; (b) de um corpo rígido.



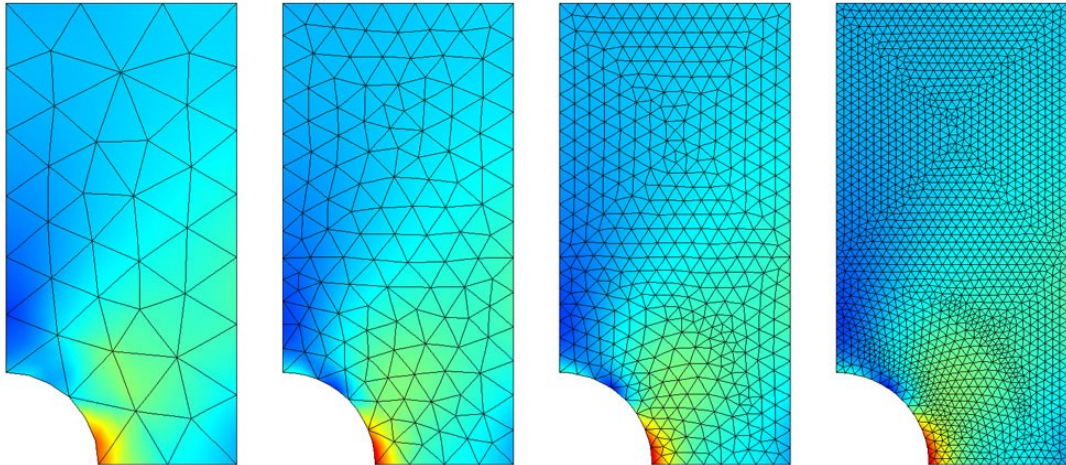
Fonte: Salles (2008).

Salles (2008) descreve que o resultado apresentado em um elemento finito é definido pelo número, posicionamento e pelos graus de liberdade do nó. Dependendo da física envolvida, o mesmo elemento pode ser utilizado com diferentes graus de liberdade, por exemplo, em um estudo da mecânica dos fluidos um elemento pode apresentar seis graus de liberdade, pois apresenta seis possíveis movimentos. Já num problema de condução de calor, utiliza-se comumente o termo grau de liberdade para fazer referência ao campo de temperatura nos nós da malha.

Quanto menor for o tamanho e maior for o número de elementos de uma malha, mais precisos serão os resultados da simulação, porém o custo computacional requerido aumenta proporcionalmente com o aumento do número de elementos. No limite, à medida que o tamanho dos elementos tende a zero, a quantidade de nós tende a infinito e a solução obtida converge para a solução exata do problema. Uma malha apropriada equilibra o custo computacional com o número de elementos finitos suficientes para gerar uma solução numericamente estável, que converge para o resultado analítico (DICKINSON et al., 2014; FREI, 2014; SOUZA, 2003).

Souza (2003) mostra que a precisão do MEF é diretamente proporcional à quantidade e à qualidade de nós e elementos, do tamanho e do tipo dos elementos presentes na malha. Dicknson (2014) afirma que o método dos elementos finitos insere um erro numérico, como qualquer método numérico discreto para resolver uma EDP contínua. Além disso, afirma que malhas muito grosseiras podem gerar a supressão de curvas o que acarreta inevitavelmente erros consideráveis na solução dos problemas (ZIENKIEWICZ; TAYLOR; ZHU, 2005). Assim a construção e refinamento da malha tem influência direta na representatividade do domínio, principalmente em geometrias complexas. A Figura 16 apresenta quatro etapas sucessivas de refinamento da malha.

Figura 16 - Refinamento sucessivo de malha.



Fonte: (COMSOL, 2018b).

Yoon et al. (2013) destacam que, por meio do MEF, as malhas para geometrias extremamente complexas podem ser criadas com facilidade, pois não há necessidade de estruturação dos elementos. É pertinente porém, refinar a malha em locais com elevadas diferenças de velocidade e temperatura, ou ainda, em bordas de ataque, pois isto pode deixar o modelo mais eficiente, com erros menores e menor custo computacional.

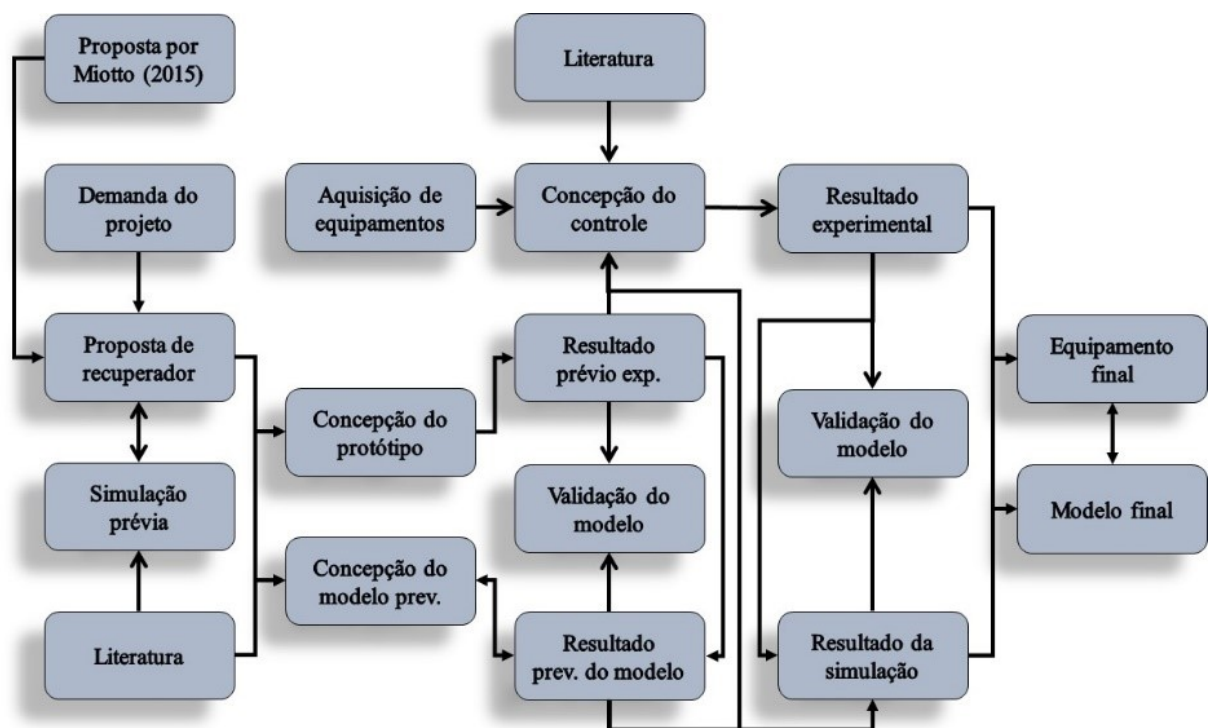
Neste sentido o *software* COMSOL Multiphysics® permite a construir a malha para cada domínio da geometria e compor as camadas elemento a elemento, com controle de taxa de expansão em qualquer limite, volume, ponto ou aresta (DICKINSON et al., 2014).

3 METODOLOGIA

Este trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Sistemas Porosos (LASIPO) do Departamento de Engenharia Química e Engenharia de Alimentos, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Contou com apoio financeiro da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001 e PRH-ANP/MCT N° 34: Formação de Engenheiros nas Áreas de Automação, Controle e Instrumentação para a Indústria do Petróleo e Gás.

A metodologia utilizada para a concepção do protótipo misturador automático conta com o desenvolvimento simultâneo de duas frentes, simulada, por meio da concepção de um modelo, e experimental através da construção de um protótipo. A Figura 17 apresenta o fluxograma de informações desde a demanda até a concepção final do equipamento e do modelo.

Figura 17 - Fluxograma de informação para desenvolvimento do projeto



Este projeto tem por precursor outro equipamento semelhante, desenvolvido previamente num projeto de Mestrado (MIOTTO, 2015). Os dados experimentais do trabalho precedente citado servem como base prévia, norteando a confecção do novo equipamento. O

desenvolvimento do modelo e a simulação prévia serviram como ferramenta de projeto e análise de causas e efeitos no dimensionamento e projeto do equipamento. Além disso, pela simulação prévia tem-se uma descrição inicial dos fenômenos envolvidos no processo o que torna possível fazer ajustes na geometria do equipamento.

3.1 MODELO

A utilização do equipamento nos diversos processos industriais à que o equipamento pretende atender, requer uma investigação do comportamento do equipamento frente à uma ampla gama de variações de temperaturas e velocidades. De tal maneira que requer simulações nos regimes de escoamento laminar e turbulento, além disso, a elevada inércia térmica deste tipo de equipamento faz com que as simulações descrevam longos transientes e, conseqüentemente, à um elevado custo computacional.

O modelo foi concebido tendo por base o estudo prévio e a literatura, conforme pode ser visto no fluxograma de informação da Figura 17. O projeto foi concebido diretamente na plataforma gráfica de desenho de geometria do *software* comercial COMSOL *Multiphysics*®. O mesmo *software* foi utilizado para o desenvolvimento da simulação por meio do método dos elementos finitos, que apresenta boa qualidade nas soluções. Este *software* compreende uma ampla gama de modelos para a descrição dos fenômenos físicos e mostra-se adequado na descrição do fluxo não isotérmico do misturador (GERLICH; SULOVSÁ; ZÁLEŠÁK, 2013; HOLLAND, 1974).

O módulo de fluxo laminar não isotérmico do *software* COMSOL *Multiphysics*® se apresenta como alternativa para modelar o misturador proposto nesta tese, pois acopla a duas físicas: a transferência de calor e a transferência de quantidade de movimento; ademais, através dos resultados das simulações será possível compreender como se dá o escoamento, a mistura, as alterações de vazão e a transferência de calor no interior do equipamento.

O computador utilizado para o tratamento de dados e modelagem, simulações, preparado para esta demanda, possui processador Intel Core i7, 5820k, com 64 GB de memória RAM DDR3 e placa de vídeo Nvidia GeForce GTX 980 Ti.

3.1.1 Geometria

A solução deste projeto para a recuperação da energia térmica de gases consiste na proposição de uma geometria flexível e de fácil operação, que pode ser adaptada aos mais variados processos. Para que compreenda uma elevada gama de variações de parâmetros pode-se facilmente reduzir ou ampliar a escala do equipamento, ou ainda aplicando diversos módulos em paralelo.

Invariavelmente, para cada processo diferente que o equipamento for aplicado, pequenas modificações podem ser propostas pois algumas características devem ser tratadas de forma particular, adequando-se a aplicação do equipamento de acordo com a origem, o tratamento necessário e o destino dos gases.

Como descrito no projeto anterior, desenvolvido em 2015, é possível sustentar a possibilidade de utilizar um misturador baseado em jatos de fluido sem a inserção de elementos defletores (YOUSUF, 2013a). Uma sugestão válida seria a disposição destes em um ângulo de 90° que foi demonstrada como adequada por Patkar; Patwardhan (2011). Neste caso porém, a operação do equipamento se restringe a uma estreita faixa de operação e está sujeita a possíveis flutuações na temperatura de saída por falhas na mistura, que poderiam prejudicar enormemente ou até inviabilizar o sistema de controle. Para que o equipamento torne-se mais robusto frente a variações de velocidade de injeção é mais prudente alterar a geometria do equipamento, admitindo elementos defletores no interior da câmara de mistura.

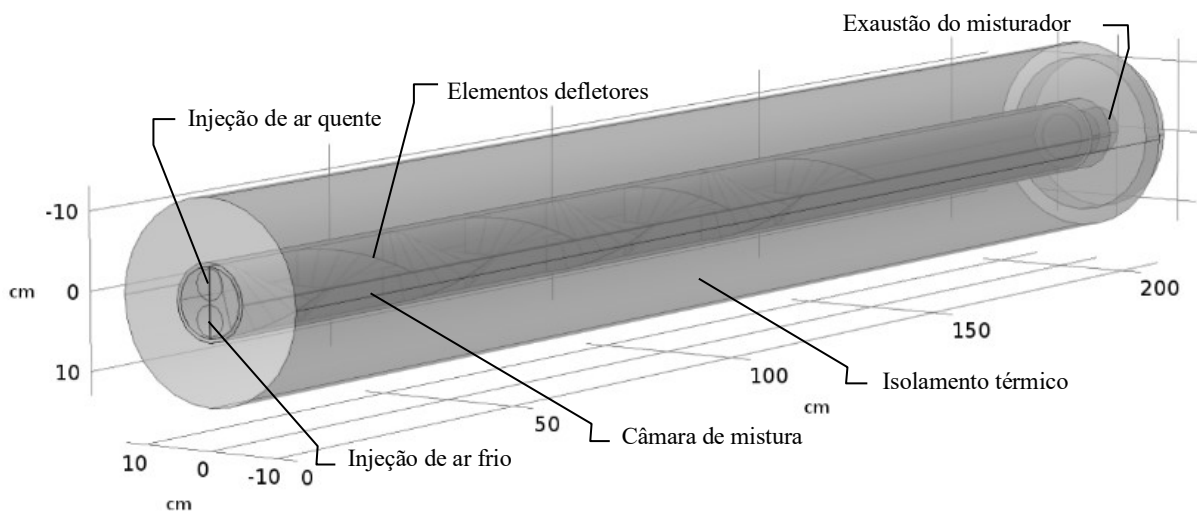
Sempre que a temperatura na origem dos gases for muito variável ou o processo posterior exigir uma flutuação reduzida na temperatura, é necessário que a variação seja absorvida pelo misturador, seja por um sistema com elevada inércia térmica ou com auxílio de um sistema de controle mais robusto. Outros fatores ainda devem ser considerados: o tempo de residência no misturador, a massa de ar no interior da câmara de mistura e a capacidade calorífica dos fluidos.

Tendo por base os diversos fatores abordados sobre o equipamento Kenics como: qualidade da mistura; utilização ampla na indústria; facilidade de fabricação; baixa perda de carga; baixo custo; utilização em ampla faixa de vazões; utilização nos regimes laminar e turbulento; qualidade adequada da mistura; utilização do equipamento para homogeneização térmica; facilidade de instalação; reduzido número de pontos de deposição de particulados; e facilidade de manutenção; considera-se a geometria que deve ser utilizada por base de estudo por ser mais adequada para o fim ao qual este projeto se propõe (BARRUÉ et al., 2001;

BYRDE; SAWLEY, 1999; CHEMINEER, 2018; HOBBS; SWANSON; MUZZIO, 1998; ISAAOS; SPEED, 1905; JAFFER; WOOD, 1998; KHAKHAR; FRANJIONE; OTTINO, 1987; KUMAR; SHIRKE; NIGAM, 2008; MEIJER; SINGH; ANDERSON, 2012; NAUMAN, 1979; RAFIEE et al., 2012; THAKUR et al., 2003).

O modelo concebido foi conformado sob forma de um cilindro horizontal isolado com duas entradas e uma saída, com lâminas helicoidais defletoras inspirados no modelo Kenics. A definição dos critérios operacionais (forma, isolamento, conexões, entre outros) para a escolha da geometria possui também fundamento na experiência prévia das limitações do protótipo proposto em 2015. Antes da construção do protótipo o modelo (Figura 18) foi submetido à simulação prévia, com as condições de contorno da geometria proposta no trabalho precedente e ofereceu resultado prévio coerente para os critérios propostos, sendo então, selecionada para a construção do protótipo.

Figura 18 - Geometria do modelo do misturador.



Na Figura 18 observa-se a geometria tridimensional obtida no *Software* COMSOL *Multiphysics*[®]. O corpo do misturador possui 2 m de comprimento e diâmetro interno de 90 mm. Em uma das extremidades do cilindro estão dispostas as correntes de injeção de ar, aquecido e natural, que possuem diâmetro de 40 mm. Os respectivos dutos, porém, não serão representados no modelo, dado que não há necessidade de detalhamento e tal representação acresceria o volume de cálculo ou custo computacional. Há ainda, na extremidade oposta um duto de saída ou exaustão de 65 mm de diâmetro interno.

As paredes do cilindro de aço inoxidável utilizado possuem espessura de 5 mm, representado no modelo com as mesmas características reais do protótipo. Da mesma forma, o isolamento térmico é concebido no modelo com espessura de 76 mm, conforme as medidas reais. A parede do duto de saída, representada apenas como uma resistência, possui espessura de 0,5 mm.

Internamente adicionou-se oito elementos helicoidais de com 180 mm de comprimento e 90 mm de largura, tocando as paredes do misturador. A espessura das hélices é mínima, 0,5 mm, e para efeitos de cálculo suprimiu-se a transferência de calor entre os dois lados da hélice, considerando-se assim a hipótese de que a composição material e térmica das correntes é a mesma em ambos os lados.

Para que a premissa de atender uma vasta gama de vazões possa ser cumprida é necessário estabelecer no modelo uma ampla gama de vazões de injeção, incluindo a operação do equipamento nos regimes de escoamento laminar e turbulento.

O COMSOL *Multiphysics*[®] utiliza o Método dos Elementos Finitos (MEF) que permite uma descrição adequada da geometria complexa do equipamento, discretizando o domínio em vários subdomínios. Com este método é possível obter resultados prévios suficientes para amparar em tomadas de decisões importantes, como a geometria a ser utilizada ou o número de elementos de mistura necessários (PERUMAL; MON, 2011).

As formas dos elementos são as mais variadas, mas basicamente em uma geometria sem elementos de camada, são tetraédricos, triangulares, de borda e de vértice. Já nos modelos com elementos de camada aparecem elementos piramidais, prismáticos de camada ou de parede além dos elementos tetraédricos. A malha dos elementos de parede possui distribuição de elemento no sentido normal ao longo dos limites específicos e são comumente utilizadas na resolução de problemas de fluxo turbulento (COMSOL, 2018a).

3.1.2 Estudo da malha

3.1.2.1 Malha para escoamento laminar transiente

A definição da malha adequada é essencial para se obter um resultado coerente da simulação transiente, dado que a presença de erros nos cálculos podem se agravar em simulações transientes. Os critérios comumente apresentados na literatura para avaliar a qualidade da malha contemplam aspectos de convergência, representação adequada da

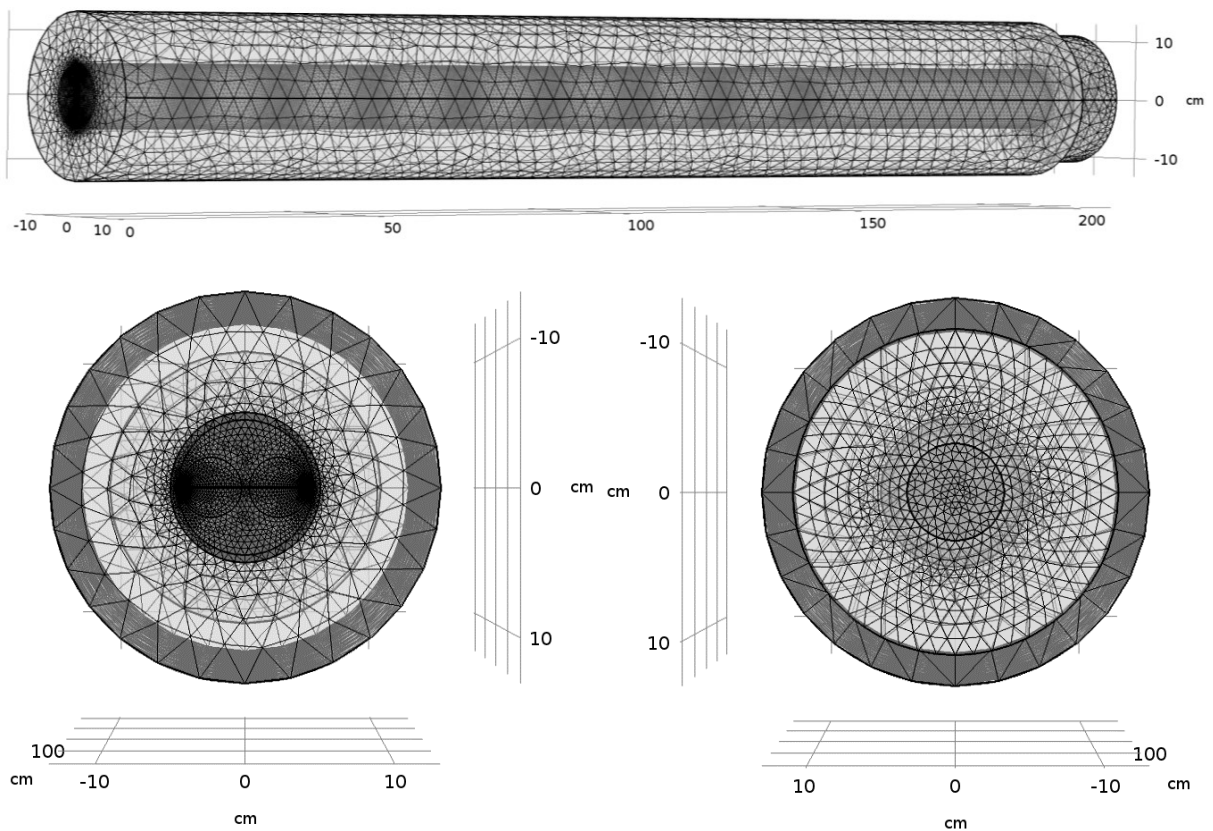
geometria, custo computacional e resultados suficientes, tudo isso alinhado ao tipo de fenômeno envolvido.

Realizou-se uma série simulações com refinamento progressivo geral e local da malha, mantendo-se constantes as demais variáveis. Desta forma, obteve-se apenas o efeito desta modificação sobre o resultado da simulação. Ao perceber que os resultados, avaliados de forma qualitativa, não apresentaram grandes alterações com o progressivo refinamento da malha, definiu-se esta como padrão, dado que o custo de tempo computacional foi mínimo.

Limitou-se os tamanhos máximo e mínimo dos elementos da malha e dividiu-se o domínio em diversas partes menores de acordo com os fenômenos envolvidos e/ou complexidade da geometria, com isso foi possível melhorar a distribuição da malha na geometria e melhorar a qualidade dos elementos nas regiões citadas.

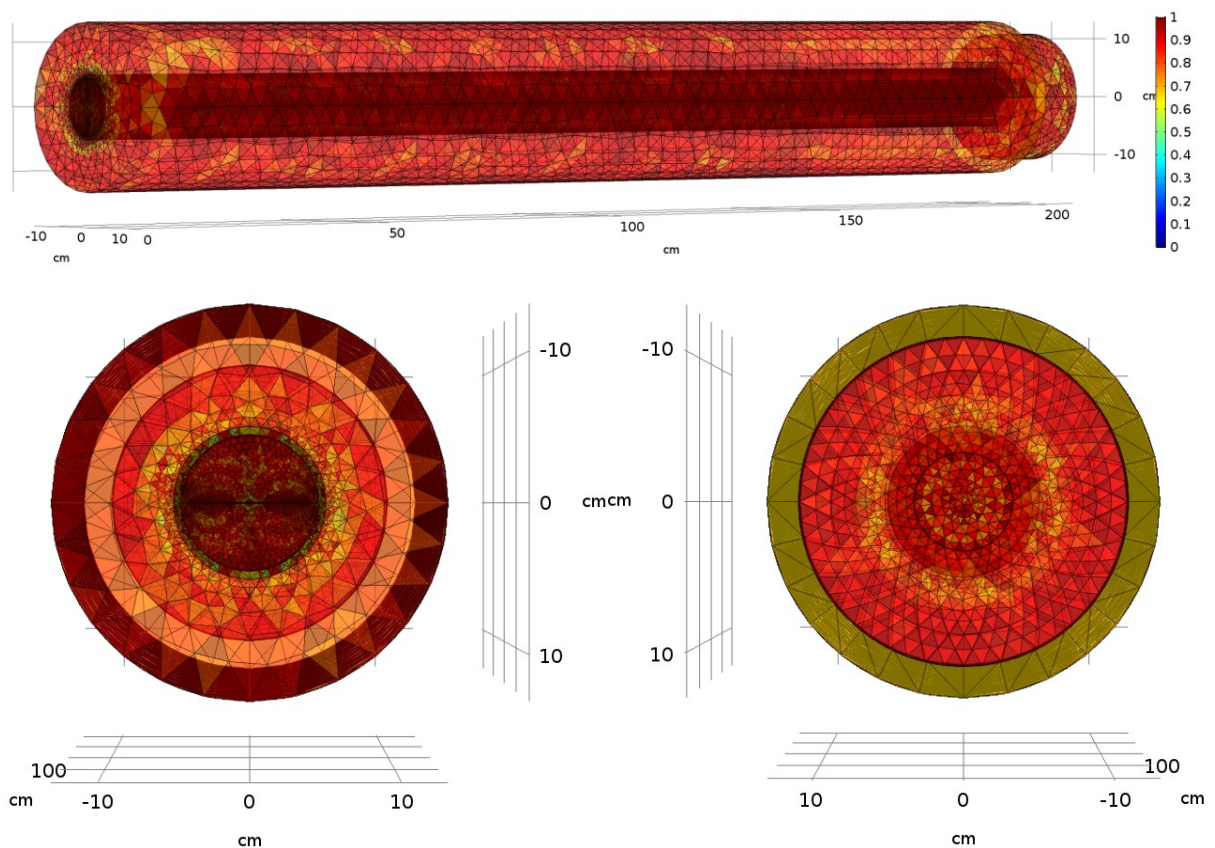
A malha utilizada que adequou-se ao modelo constituiu-se de 2.957.929 elementos tetraédricos, 230.648 elementos triangulares, 10.792 elementos de borda e 374 elementos de vértice. A Figura 19 apresenta a malha prévia definida para escoamento laminar.

Figura 19 - Malha para escoamento laminar



O *software* COMSOL Multiphysics® dispõe de uma ferramenta de análise da qualidade dos elementos da malha com a possibilidade de selecionar diversos critérios, como: assimetria, ângulo máximo, taxa de crescimento, entre outros. Para elementos quadrilaterais e hexaédricos a medida de qualidade de malha padrão e utilizada neste trabalho é a assimetria, disposta em uma escala de 0 a 1, sendo que, quanto mais próximo de 1 melhor a qualidade ou simetria dos elementos. Observa-se na Figura 20 o estudo da qualidade da malha.

Figura 20 - Qualidade da malha para escoamento laminar



O modelo submetido a um estudo em regime transiente de 55 min obteve a solução final em um tempo de 19h h, 23 min, 19 s, utilizando memória física de 10,36 GB, e memória virtual de 11,88 GB.

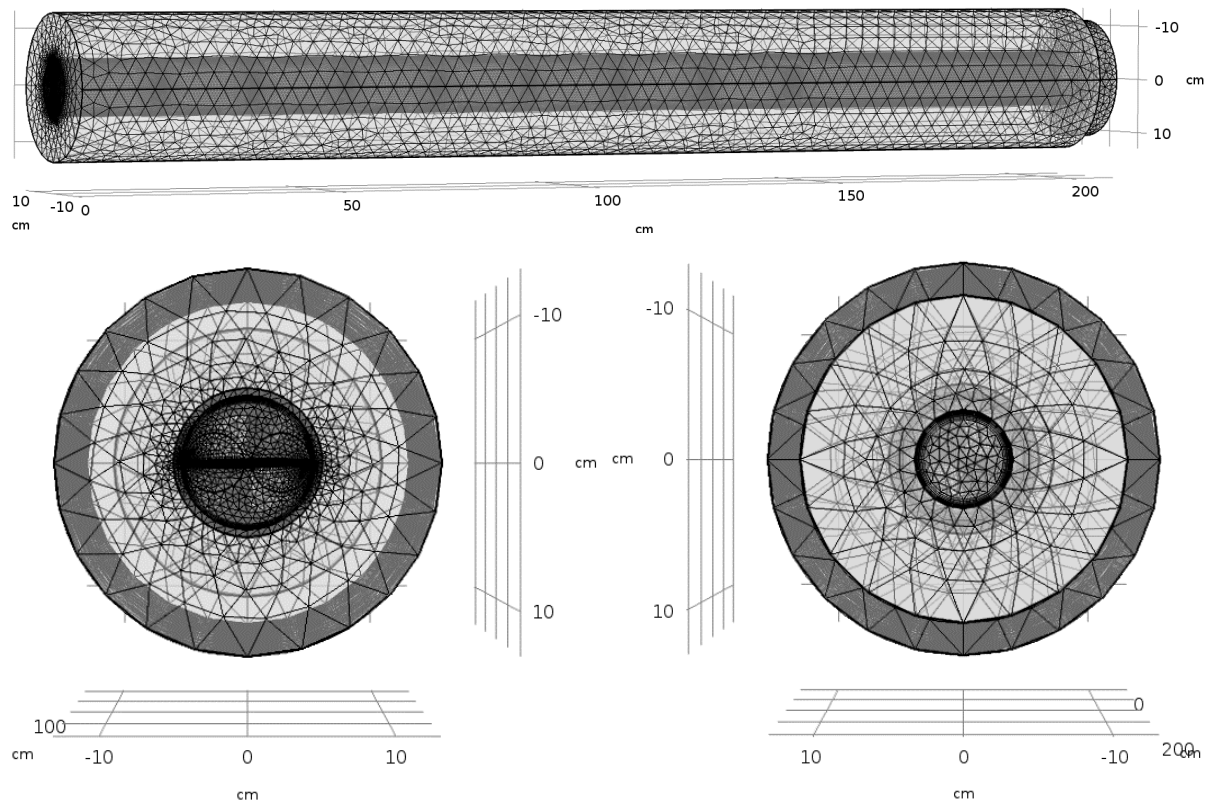
3.1.2.2 Malha para escoamento turbulento estacionário

A construção da malha para o estudo estacionário em regime de escoamento turbulento segue a mesma métrica da malha para regime laminar, porém, para fluxo de fluido turbulento adiciona-se elementos de camada para resolver as camadas limites finas ao longo das fronteiras

do misturador. Em alguns pontos limitou-se os tamanhos máximo e mínimo dos elementos da malha de acordo com a complexidade da geometria e dos fenômenos envolvidos. Diversos pontos onde ocorrem mudanças bruscas de direção, velocidades maiores e de alterações elevadas de temperatura receberam um refinamento da malha para evitar supressão de curvas e reduzir os erros.

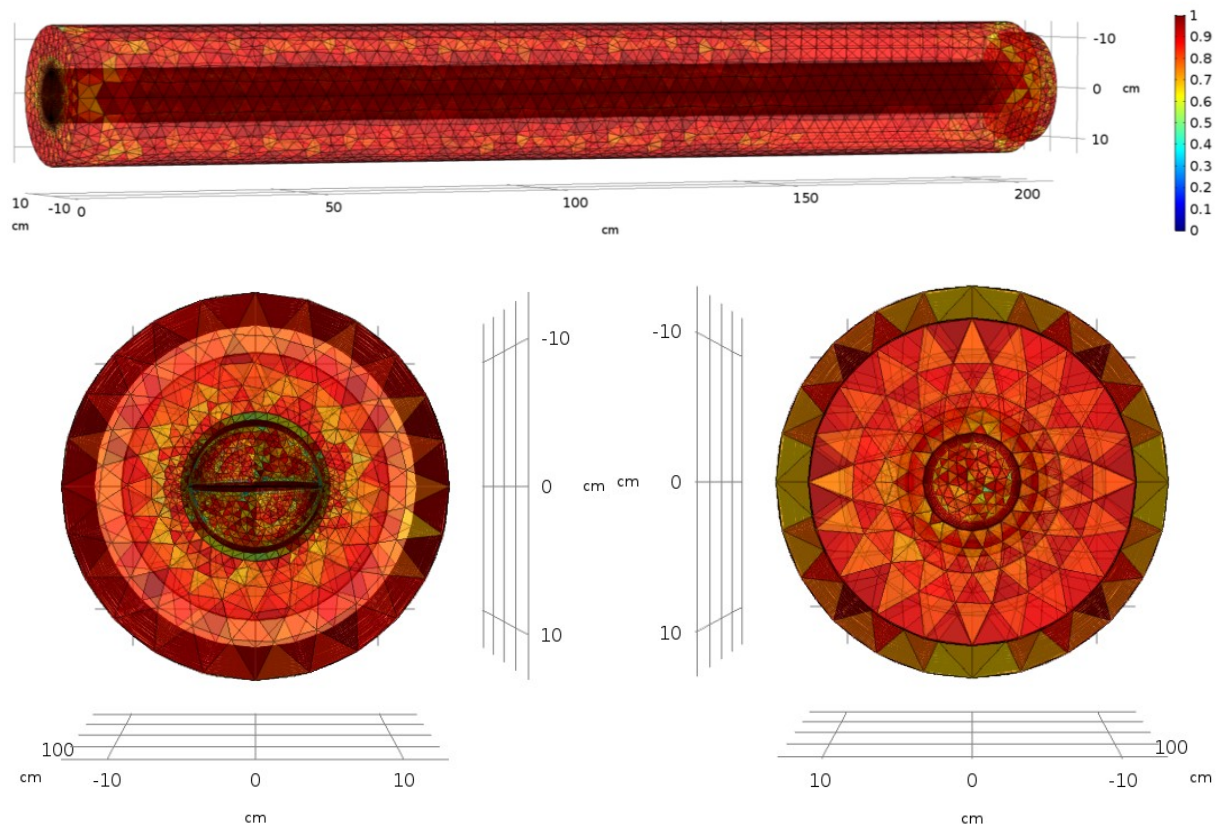
A malha foi construída com 4.038.032 elementos (Figura 21), sendo 23.826 elementos piramidais, 1.064.266 elementos prismáticos de camada ou de parede e 2.949.940 elementos tetraédricos. A inserção dos elementos de camada contribuiu de forma expressiva para o aumento do número de elementos, o que se faz necessário devido ao aumento da complexidade da solução.

Figura 21 - Malha testada para escoamento turbulento



A malha testada no modelo transiente obteve a solução em um tempo de 7 h, 3 min, 23 s, utilizando. Realizou-se novamente a análise da qualidade da malha valendo-se da ferramenta do *software* COMSOL Multiphysics® ajustada para medir a assimetria dos elementos, observa-se o resultado na Figura 22.

Figura 22 - Qualidade da malha para regime turbulento



Observa-se na avaliação da qualidade dos elementos da malha que a maior parte dos elementos possuem qualidade entre 0,6 e 1, porém vários elementos tetraédricos próximos às camadas de parede e próximo à entrada apresentam baixa qualidade, entre 0,4 e 0,6. A presença de alguns elementos de baixa qualidade não necessariamente compromete o resultado final, porém é interessante efetuar alguns ajustes finos e refinamentos locais, avaliando-se principalmente os dados de a temperatura e velocidade nos na saída.

3.1.3 Condições iniciais e de contorno

A convergência do modelo laminar fica limitada a baixas velocidades de injeção de fluido, no presente estudo utilizado para velocidades u inferiores a 2,0 m/s. Os dados de velocidades e temperaturas de injeção de fluidos quente e frio são obtidos a partir dos dados dos sensores de vazão e de temperatura, respectivamente, utilizados nos procedimentos experimentais. Estes dados são inseridos no modelo como condição de contorno.

O processo de mistura em regime laminar pode ser descrito no *software* COMSOL *Multiphysics*[®] por um modelo laminar transiente não isotérmico. Neste, consideram-se dois módulos para descrever os fenômenos envolvidos na mistura: escoamento laminar de fluidos e

transferência de calor em fluidos. Além disso, acrescenta-se mais um módulo com a finalidade de descrever a perda de calor no isolamento de fibra cerâmica: transferência de calor em meio poroso.

A operação do equipamento em regime de escoamento turbulento gera dados contínuos de velocidade e temperatura, porém utiliza-se dados em determinados instantes de tempo onde estas variáveis se apresentam com variações mínimas no tempo, o que possibilita considerar os dados no modelo em regime permanente. O modelo turbulento estacionário é aplicado para velocidades u superiores à 2,5 m/s em pelo menos uma das correntes. De forma análoga ao modelo laminar, para este, são necessárias duas físicas para descrever os fenômenos: escoamento turbulento de fluidos (k- ϵ) e transferência de calor em fluidos, além do módulo de transferência de calor em meio poroso para descrever a perda de calor no isolamento de fibra cerâmica.

Considera-se no modelos a aceleração da gravidade como uma variável interna (g_{const}), e as propriedades físicas do ar (viscosidade dinâmica, massa específica, calor específico e condutividade térmica) são consideradas de acordo com o tipo de fluido envolvido no modelo, neste caso ar. O *Software COMSOL Multiphysics*[®] possui em seu banco de dados equações que descrevem essas propriedades em função da pressão e temperatura, conforme as Equações 23, 24, 25 e 26.

As condições iniciais de temperatura e velocidade dos modelos são definidas de acordo com as condições reais de cada procedimento experimental. Nos estudos transientes se utiliza de equações, ajustadas para cada caso, que descrevem as variações das condições de temperatura e vazão na entrada. Nos modelos estacionários, valores fixos são extraídos de um determinado tempo, ou seja valores reais de temperatura e vazão na operação do equipamento.

3.1.3.1 *Escoamento laminar transiente*

As equações utilizadas para a resolução no *software COMSOL Multiphysics*[®], que consideram o escoamento de fluido compressível, são as equações da continuidade (Equação 2), da quantidade de movimento (Equação 6) e, para modelar a transferência de calor, utiliza a equação da conservação da energia (Equação 8). Todo o desenvolvimento das simulações com baixas velocidades de injeção, numa faixa com regime de escoamento laminar ($u \leq 2,0$ m/s), serão avaliadas em um estudo transiente.

As condições de contorno de velocidade de injeção de fluido quente e frio são impostas ao módulo experimental por uma equação ajustada aos dados experimentais provenientes da leitura dos sensores de vazão. A velocidade de injeção de fluido quente no módulo experimental podem ser determinadas por um *setpoint* de vazão atribuído de forma manual ou pelas malhas de controle, o que será melhor descrito no item 3.2 deste documento. A vazão de fluido frio é imposta manualmente apenas nos estudos preliminares e atua como variável manipulada em todas as malhas estudadas.

A condição de parede foi selecionada para todas as paredes, dutos de entrada e saída do misturador como “não deslizamento na parede”: $\mathbf{u} = 0$ m/s (*no slip*). As condições iniciais de velocidade são definidas como $\mathbf{u} = 0$ m/s, para todas as direções. Da mesma forma é definido para a pressão $P = P_0$, onde $P_0 = P_{\text{atm}}$.

A condição inicial de temperatura foi definida para cada simulação, de acordo com as condições reais apresentadas no experimento. A temperatura de injeção do fluido frio foi monitorada continuamente em cada experimento e uma temperatura média foi definida para cada corrida experimental.

No caso do aquecimento inicial do sistema, a temperatura do fluido quente depende da dinâmica de aquecimento do forno utilizado como fonte de calor e da inércia térmica do sistema. Os dados de temperatura são coletados a cada segundo pelo sistema de aquisição e plotados em um gráfico de tempo *versus* temperatura. A curva de aquecimento tem forma sigmoideal logistic5 (Equação 45), com 5 parâmetros, ajustada por meio do *software* comercial Origin.

$$y = A_{\min} + \frac{A_{\max} - A_{\min}}{\left(1 + \left(\frac{c}{c_0}\right)^{-qa}\right)^s} \quad (45)$$

O misturador estático possui duas camadas de fibra cerâmica de 38 mm, totalizando 76 mm de isolamento com uma lâmina de alumínio fino externo. A transferência de calor no isolamento é dada de acordo com a Equação 35. O fluxo de energia para o meio é dado por convecção natural externa, calculada a cada passo de tempo de acordo com a Equação 39, em que, o h é calculado conforme a Equação 46 (ASHRAE, 1993).

$$h = \frac{k}{D} \left(0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 \quad (46)$$

Uma imagem do aparato experimental é apresentada de forma esquemática na Figura 18, em que apresenta-se as principais entradas e saídas do sistema.

3.1.3.2 *Escoamento turbulento estacionário*

A geometria utilizada na simulação para regime de escoamento turbulento, é exatamente a mesma utilizada para regime laminar, descrita anteriormente na Figura 18 **Erro! Fonte de referência não encontrada..** O regime de escoamento turbulento é considerado para velocidades mais elevadas ($u > 2,0$ m/s), estas simulações serão avaliadas em um estudo estacionário, para avaliar cada estágio da corrida experimental. A convergência do modelo é um ponto decisório para a escolha do regime de escoamento, pois o número de Reynolds é diverso em cada ponto da geometria.

Nas simulações em regime turbulento, que retratam a operação do equipamento é inviável, do ponto de vista de custo computacional, avaliar o transiente de uma perturbação, degrau no *setpoint* por exemplo, mas é possível avaliar o sistema antes da perturbação e depois da nova estabilização do sistema.

O Escoamento turbulento de fluido compressível no misturador é descrito pelas Equações de 9 a 14. Para descrever a transferência de calor, utiliza-se a equação da conservação da energia simplificada, conforme a Equação 22.

Os procedimentos experimentais na operação em regime turbulento são realizados da mesma forma que no caso de regime laminar (item 4.1.3.1), porém para este caso se considera velocidades mais elevadas ($u > 2,0$ m/s). Neste tipo de operação porém, se faz necessário deixar o sistema por um tempo suficientemente longo para que as variações de temperatura sejam mínimas. Considerou-se uma variação de 2°C a cada 10 min como adequada, assumindo que é possível considerar o sistema nestas condições em regime permanente.

A partir de um procedimento experimental longo, que passou por diversas etapas de estabilização programadas, são geradas diversas soluções, uma para cada estabilização, ou seja é possível observar apenas o quadro final correspondente, desdobrado em diversas simulações,

o que é necessário para avaliar cada alteração do sistema. A partir disso, alinharam-se as simulações de acordo com o conjunto de informações de vazão e temperatura coletadas nestes instantes.

Para descrever o escoamento junto à parede de um fluxo turbulento, utilizou-se “função de parede”, de acordo com as Equações 15 a 21, em toda a superfície sólida da geometria. Da mesma forma que para o modelo laminar, no modelo turbulento as condições iniciais de velocidade são definidas como $\mathbf{u} = 0$ m/s, para todas as direções e para todo domínio: $P = P_0$, onde $P_0 = P_{\text{atm}}$.

A condição inicial de temperatura, a temperatura média de injeção do fluido frio e a temperatura de injeção do fluido quente para cada simulação são aplicadas para cada simulação de acordo com a situação real do experimento.

3.1.4 Recuperação de energia térmica

O equipamento proposto, por definição, é um sistema aberto, pois há matéria atravessando as fronteiras durante o processo, e a capacidade de recuperação de energia térmica pode ser feita por meio de balanço de energia em regime permanente, portanto não há acúmulo de energia. Neste sistema também não existem os termos de geração ou consumo de energia (JÚNIOR; CRUZ, 2011).

O balanço de energia resume-se à Equação 47,

$$(\text{Energia}) \text{ ENTRA} = (\text{Energia}) \text{ SAI} \quad (47)$$

esta, pode ser descrita de acordo com a Equação 48,

$$\underbrace{\sum_{i=1}^n E_i}_{\text{Entra}} - \underbrace{\sum_{j=1}^m E_j}_{\text{sai}} = Q + W_e \quad (48)$$

em que, E_i é o total de energia que entra no sistema pelas correntes de entrada e E_j é o total de energia que sai na corrente de exaustão. E_i e E_j podem ser descritos como a soma das energias cinética (E_C), potencial (E_P) e interna (U) de cada uma das correntes. A quantidades de energia transferidas por unidade de tempo como calor é dada por Q e o trabalho de eixo por W_e (JÚNIOR; CRUZ, 2011).

Considerando que não há trabalho de eixo ($W_e = 0$), pois não há partes móveis, e que o sistema proposto possui duas correntes de entradas e uma saída, obtém-se a Equação 49 (JÚNIOR; CRUZ, 2011).

$$E_f + E_q - E_e = Q \quad (49)$$

A eficiência de recuperação de energia térmica δ [%] pode ser obtida por meio da Equação 50.

$$\delta = \frac{E_e}{E_f + E_q} = 1 - \frac{Q}{E_f + E_q} \quad (50)$$

3.2 MÓDULO EXPERIMENTAL

A bancada experimental é composta pelo misturador estático com dimensões e características idênticas ao modelo, conectado aos diversos equipamentos periféricos, sensores e atuadores. Estes são conectados ao sistema de aquisição de dados e controle por cabos e conexões próprias. O conjunto torna possível determinar, armazenar e manipular as variáveis de entrada e atuar através do CLP. Uma foto esquemática da bancada experimental pode ser visualizada na Figura 23.

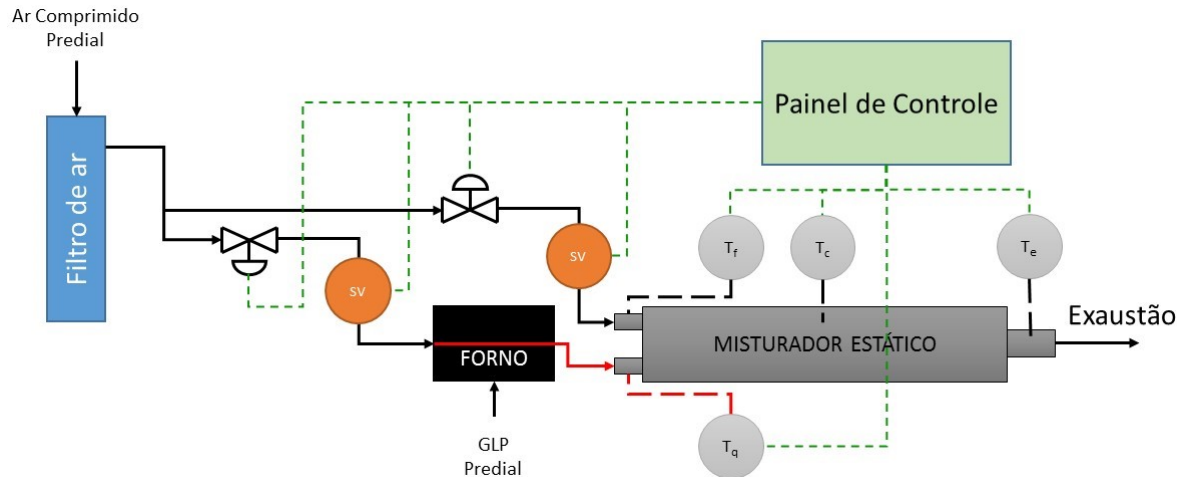
Figura 23 - Bancada experimental completa.



Para fins experimentais utilizou-se o suprimento de ar comprimido proveniente da instalação predial do laboratório, suficiente para simular de forma razoável uma corrente de ar em um sistema industrial. A rede predial possui certa estabilidade, mas há uma variação de pressão dentro de uma faixa entre 6 e 8 bar. Duas mangueiras de alta pressão são conectadas nas duas válvulas de controle de acionamento elétrico, que manipulam as vazões de cada uma das correntes. Na sequência são conectadas aos sensores de vazão que medem as vazões com o ar comprimido à temperatura ambiente.

Uma imagem é apresentada de forma esquemática na Figura 24, em que apresenta-se as principais entradas e saídas do sistema.

Figura 24 – Esquema do protótipo com todas as conexões e equipamentos



Uma das correntes é direcionada diretamente ao misturador, enquanto destina-se a outra para o forno de aquecimento, que conecta-se ao misturador estático por meio de um tubo de cobre, extensão da serpentina de aquecimento do forno, suprindo assim a injeção de ar quente do misturador. Finalmente, depois da mistura, os gases de exaustão são direcionados por um duto de alumínio e descartado no ambiente externo.

O monitoramento da temperatura é efetivado por meio de quatro termopares do tipo K, dispostos em pontos estratégicos do misturador. Um deles para o monitoramento da temperatura da injeção de fluido quente; outro para a injeção de fluido frio; um para a medida da temperatura de saída; outro ainda no centro da câmara de mistura, todos dispostos no centro do cilindro ou duto correspondente (raio = 0).

Os sensores de vazão das correntes de injeção são ligados por meio de um cabo de dados ao CLP Delta e a sua respectiva uma fonte de alimentação. Desta forma, os dados da leitura da vazão de cada uma das correntes são utilizados para o controle da vazão. Os termopares são conectados à placa auxiliar do CLP delta, especialmente desenvolvida para termopares. Os cabos dos termopares são blindados para evitar qualquer interferência externa. Toda a parte elétrica da planta utiliza a rede de energia elétrica predial de 110V, que possui sistema de estabilização para evitar flutuações na energia que possam influenciar nas leituras.

3.2.1 Misturador estático

O modelo e o protótipo possuem dimensões idênticas, facilitando a comparação dos resultados. A Figura 25 apresenta o misturador de gases utilizado nos experimentos. O detalhamento das camadas pode ser visualizado na Figura 18, onde se representa este protótipo tridimensional no modelo computacional.

Figura 25 - Misturador estático isolado



A câmara de mistura foi confeccionada com um tubo de inox com comprimento de 2,0 m, diâmetro interno de 90 mm e espessura da parede de 5 mm. A injeção de ar quente e frio é feita por dois dutos de 40 mm, enquanto a exaustão ocorre num cilindro com diâmetro interno de 65 mm.

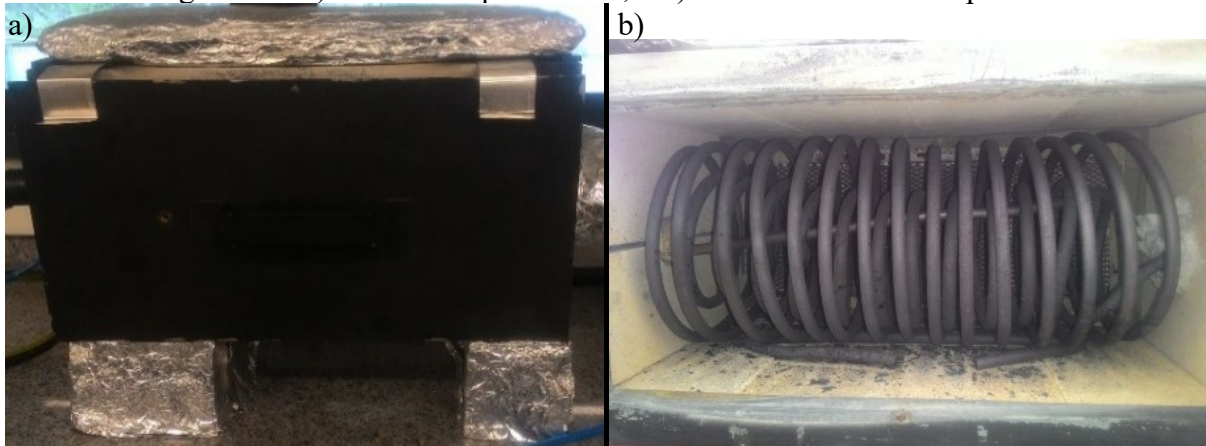
Os elementos defletores do misturador foram construídos norteados pelo conceito do misturador estático kenics (CHEMINEER, 2018). Ao todo, oito elementos foram produzidos em chapas de aço espiralado em um eixo central e dispostas em um ângulo de 90° entre elas. O cilindro principal possui tampas removíveis nas duas extremidades para limpezas e manutenções, possibilitando possíveis trocas ou alterações nos elementos defletores inseridos no cilindro.

3.2.2 Forno de aquecimento

O forno, utilizado nos experimentos foi desenvolvido nesta pesquisa, possui paredes isoladas com blocos refratários em todas as laterais e tampa e na parte superior um isolamento extra de fibra cerâmica. Para o aquecimento optou-se pela utilização de um queimador

infravermelho, disposto na parte posterior do forno. O ar comprimido passa dentro de uma serpentina no interior do forno, ou seja, o ar não entra em contato direto com os gases de combustão. Figura 26 apresenta o forno de aquecimento utilizado.

Figura 26 - a) Forno de aquecimento; e b) Parte interna com serpentina.



A escolha do sistema de aquecimento, queimador e forno, foram desenvolvidos para que se possa obter uma boa simulação laboratorial das condições reais encontradas na indústria. Dantas (2010) desenvolveu um trabalho completo sobre queimadores infravermelhos, no qual, o autor apresenta várias vantagens para aplicações industriais deste tipo de equipamento, dentre as quais, a queima constante que ocorre dentro de um leito cerâmico macro poroso que, por sua vez, aquece uma grade de metal geradora de radiação infravermelha. O aquecimento do ar é feito através de uma serpentina de cobre helicoidal dupla de 10 mm, disposta ao lado do queimador infravermelho. Este sistema garante uma ótima homogeneidade no fornecimento de calor, ou seja, o conjunto não gera flutuações na temperatura de injeção dos gases o que facilita a sintonia e configuração do sistema de controle.

O queimador utiliza por combustível gás GLP obtido diretamente da instalação predial do laboratório, sendo injetado diretamente no queimador e controlado manualmente por um registro agulha.

Este forno que foi desenvolvido para este projeto, munido com este tipo de queimador, atinge temperaturas entre 150 e 600 °C, o que depende da intensidade da queima de GLP no queimador poroso e da vazão de ar dentro da serpentina. Outro controle secundário de temperatura é dado pelo ângulo de abertura da tampa do forno, aumentando ou reduzindo a exaustão, procedimento que por vezes pode ser utilizado como perturbação programada.

3.2.3 Sensores

3.2.3.1 Sensores de temperatura

A bancada experimental conta com quatro termopares tipo K dispostos de forma a compreender as variáveis necessárias para a coleta de dados e posterior atuação do sistema de controle. Trata-se de termopares industriais robustos, que poderão ser aplicados posteriormente na indústria. Os termopares tipo K (Figura 27) utilizados no experimento são desenvolvidos para temperaturas de 0 à 1200 °C e tem precisão de 2,2 °C (TECNOPAR, 2018). Os sensores de temperatura estão dispostos adequadamente nas correntes de entrada quente e fria, no centro misturador e no duto de saída. O termopar está conectado em uma placa de aquisição de dados anexa ao CLP Delta[®].

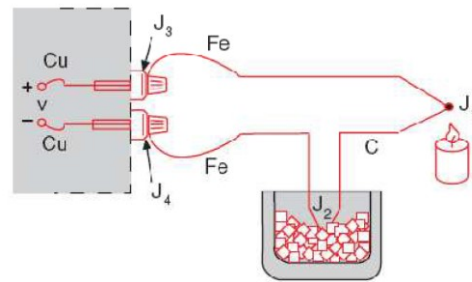
Figura 27 - Termopar tipo K com fios 1,6 mm com isolamento metálico blindado



Diversos autores têm utilizado termopares do tipo K devido a ampla faixa de temperatura e precisão destes equipamentos, inclusive no desenvolvimento de sistemas gasosos (REIS; YANAGIHARA, 1999). Diversos trabalhos apresentam os termopares tipo K como instrumentos de primeira ordem, o que facilita para a sua utilização em sistemas de controle e automação (KATSUKI; MIZUTANI; MATSUMOTO, 1987; SARNES; SCHRÜFER, 2007). Katsuki; Mizutani; Matsumoto (1987) ainda assumem que a inércia térmica do sistema pode não ser percebida devido ao atraso do termopar.

Além da aferição, pode ser necessário submeter o termopar tipo K ao procedimento de compensação da junta fria, quando houver uma grande discrepância entre as leituras, segundo o esquema da Figura 28 e calculado de acordo com a Equação 51 (OMEGA, 2000).

Figura 28 - Esquema para compensação da junta fria.



Fonte:(OMEGA, 2000)

$$T = k(T_{j1} - T_{j2}) \quad (51)$$

Além disso, OMEGA (2018b) e Powell et al. (1974) afirmam que a leitura em μV não é linear nos termopares do tipo K, portanto, se faz necessário a utilização de tabelas padrão ou representações polinomiais. Em sistemas de controle que são microprocessados utiliza-se frequentemente a aproximação polinomial, monótona no intervalo, conforme a Equação 52.

$$T(x) = \sum_{i=0}^8 a_i x^i = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + \dots + a_8 x^8 \quad (52)$$

em que x é a f.e.m. (força eletromotriz) observada em volts (mV), T é a temperatura da junção ($^{\circ}\text{C}$) e os coeficientes apropriados para o Termopar Tipo K são dados na Tabela 2.

Existem ainda dois parâmetros que explicam de forma mais concisa a leitura da temperatura pelo termopar, trata-se da constante de tempo γ e do atraso da resposta λ . A constante de tempo é definida como o tempo necessário para que um sensor alcance 63,2 % de uma alteração da temperatura, em duas constantes de tempo atinge a 86,5 % da resposta final e da mesma forma, para 3, 4 e 5 constantes de tempo, a resposta alcança 95 %, 98,2 % e 99,3 % do valor final, respectivamente (COELHO; CAMPOS, 2010; OMEGA, 2018).

O comportamento do termopar é assintótico, assim o sensor levaria um tempo infinito para alcançar o valor final de temperatura, porém usualmente utiliza-se por valor aceitável a leitura à três constantes de tempo, que entende-se como tempo necessário para que o sinal de saída alcançar e fixar-se dentro dos 5 % do leitura final (COELHO; CAMPOS, 2010).

Tabela 2 - Coeficientes para aproximação polinomial do termopar

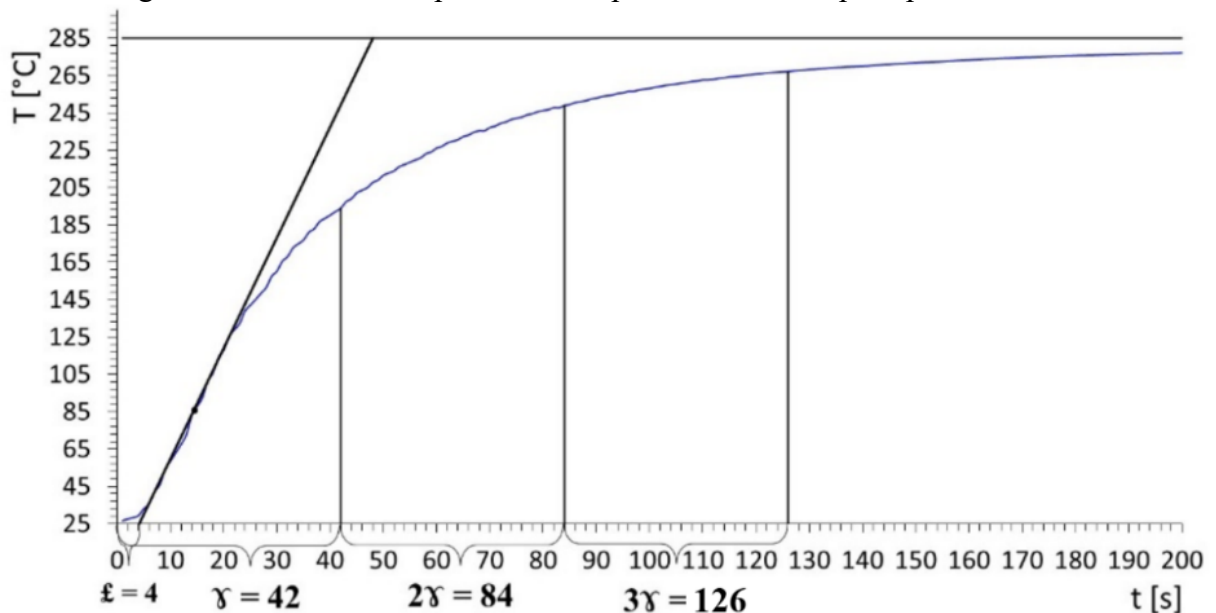
Constantes [s]	Termopar tipo K
----------------	-----------------

a_0	0,226584602
a_1	24152,10900
a_2	67233,4248
a_3	2210340,682
a_4	-860963914,9
a_5	$4,83506 \times 10^{+10}$
a_6	$-1,18452 \times 10^{+12}$
a_7	$1,38690 \times 10^{+13}$
a_8	$6,33708 \times 10^{+13}$

Fonte: (OMEGA, 2000)

A constante de tempo γ e o atraso da resposta ξ são determinados através do método apresentado por Coelho e Campos (2010). Por meio de um procedimento experimental avalia-se a resposta do sensor quando este é submetido a uma variação degrau na temperatura. A Figura 29 destaca a curva de tempo *versus* temperatura do termopar tipo K, utilizado nos experimentos.

Figura 29 - Curva de tempo *versus* temperatura do termopar tipo K utilizado.



Observa-se na curva levantada, apresentada na Figura 29, que a constante de tempo à 63,2 % da resposta para o termopar é de $\gamma = 42$ s. O atraso da resposta é $\xi = 4$ s, determinado por meio da tangente da curva no ponto de inflexão. Com isso percebe-se que para uma variação

degrau o termopar demora 126 s para atingir 95 % da resposta final. Ademais, nos transientes o atraso na resposta e a constante de tempo têm maior impacto na leitura dos termopares e na dinâmica do sistema.

Os sensores de temperatura podem apresentar erros de leitura devido a presença de radiação. A Equação 53 apresenta um balanço de energia no termopar e relaciona a energia transferida por convecção e radiação (JOUHARA et al., 2017).

$$\dot{q}_c = \dot{q}_r \quad (53)$$

Considerando as equações com seus devidos desdobramentos e aplicada em regime permanente, obtém-se a Equação 54.

$$h_c A_1 (T_1 - T_{ar}) = A_1 \sigma \varepsilon_1 (T_1^4 - T_w^4) \quad (54)$$

Realizando a simplificação da área e isolando T obtém-se a Equação 55,

$$T_{ar} = T_1 + \frac{\sigma \varepsilon_1 (T_1^4 - T_w^4)}{h_c} \quad (55)$$

nesta, o coeficiente de transferência de calor por convecção, h_c , pode ser calculado através de correlações de Nusselt, a temperatura T_1 é a temperatura lida pelo termopar, a temperatura T_w é a temperatura da parede e o termo $\sigma \varepsilon_1$ é constante.

A correlação apresentada na Equação 55 pode ser utilizada para a correção da leitura do termopar, porém a emissividade ε_1 é baixa e não gera grandes alterações nas leituras, sendo desconsiderada para este trabalho e pode ser avaliada em algum trabalho futuro.

A convecção forçada, onde o movimento do fluido é gerado por uma fonte externa, é frequentemente estudada em trocadores de calor, misturadores e tubulações e superfícies onde há diferença de temperatura. Basicamente, a convecção forçada envolve analogias clássicas e consolidadas, entre os adimensionais Reynolds (Re) (Equação 1), Prandtl (Pr) e Nusselt (Nu), citadas por (JOSHI; NIGAM; NAUMAN, 1995; TANGUY; BERTRAND; XUEREB, 2005).

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (56)$$

Joshi, Nigam e Nauman (1995) estabeleceram as Equações 57 e 58 para o estimar o número de Nusselt aplicado a misturadores estáticos do tipo *Kenics*, para escoamento laminar e turbulento, respectivamente. Este tipo de misturador não gera excessiva turbulência no tubo, semelhante ao que ocorre em um misturador de jatos de fluidos, sendo plausível realizar esta aproximação.

$$Nu = 3,65 + 3,8 \left(Re Pr \frac{D_t}{L} \right)^{1/3} \quad (57)$$

$$Nu = 0,075 Pr^{0,4} Re^{0,8} \quad (58)$$

Sajadi et al. (2014) utiliza a Equação 59 para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção, expresso sob a forma de número de Nusselt,

$$Nu = \frac{h L}{k} \quad (59)$$

onde, L é o diâmetro equivalente. Rearranjando obtém-se a Equação 60.

$$h = \frac{Nu k}{L} \quad (60)$$

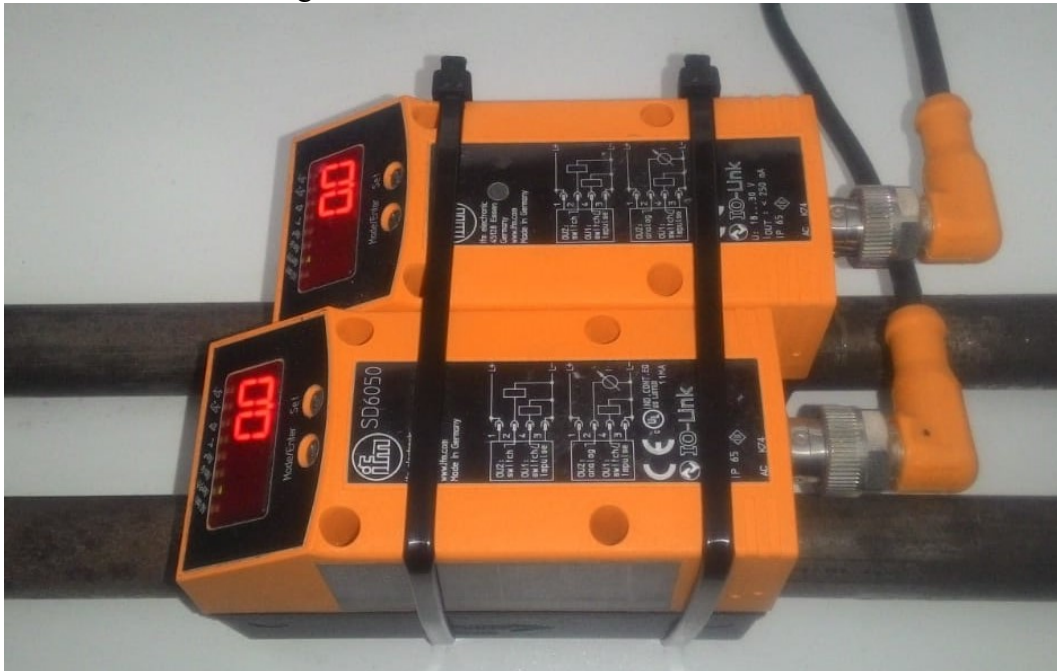
3.2.3.2 Sensores de vazão

Para o monitoramento da vazão utilizou-se o sensor de vazão SD6050 fabricado pela IFM *eletronic*, que foi desenvolvido especificamente para a medida de vazão de ar comprimido. Este equipamento considera a variação das propriedades físicas do fluido, e possibilita a leitura sob diversas unidades: Nm³/h, NI/Min, Nm/s, Nm³, além de monitorar a temperatura do ar comprimido (IFM, 2018). A unidade utilizada é NI/min por exemplo, significa que o litro de ar normal por minuto a 20 ° C e 1.01325 bar. Os sensores de vazão utilizados neste trabalho podem ser visualizados na Figura 30.

O sensor de vazão SD6050 conecta-se facilmente aos dispositivos, pois possui saída analógica e digital, no CLP Delta[®] utiliza-se a saída analógica por uma questão de facilidade de leitura e conexão. Os limites de operação são: vazão 10 à 1250 NL/min ou 0,3 à 103,6 Nm/s,

ou 0,2 à 75 Nm³/h; temperatura entre 0 e 60 °C; pressão máxima de 1,6 Mpa; repetibilidade: $\pm 1,5 \%$; precisão no controle de fluxo (na área de medição) $\pm (15 \% MW + 1,5 \% MEW)$; precisão de controle de temperatura $\pm 2 \text{ K}$ e tempo de resposta 0,1 s (IFM, 2018).

Figura 30 - Sensores de vazão utilizados.



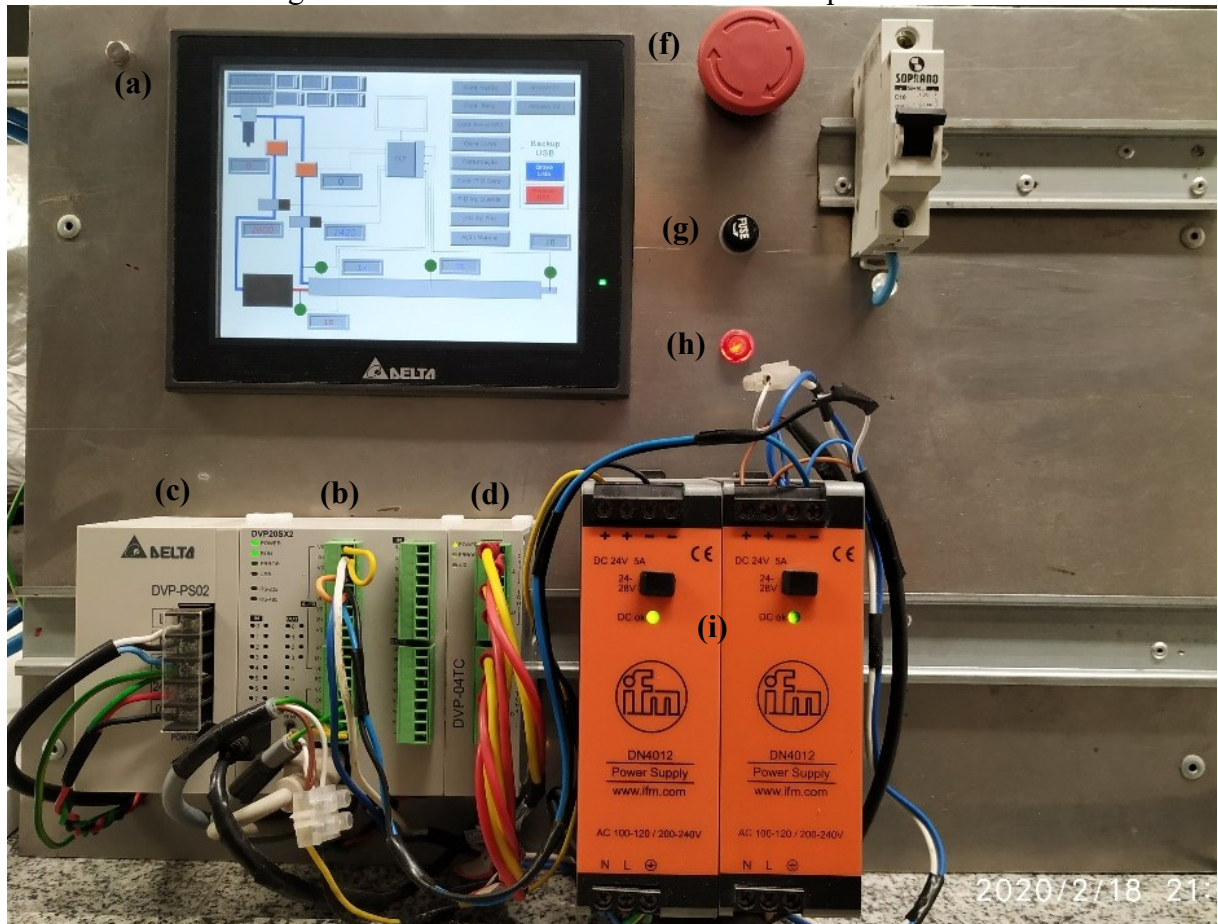
A maioria dos sensores de vazão de ar comprimido possui limitação de temperatura para a utilização, desta forma, optou-se por medir a vazão do ar antes do aquecimento e considerar a expansão dos gases através de equações termodinâmicas. Para a aplicação industrial do equipamento deve requer outras formas de monitoramento da vazão, diversa do equipamento utilizado no laboratório, dado que neste projeto optou-se por utilizar a instalação de ar comprimido predial.

3.2.4 Painel de controle

O Painel de controle (Figura 31) é composto por uma IHM Delta (a) que, conectado ao CLP Delta[®] (b), possibilita a visualização em tempo real dos números da planta, seleção e ajuste aos sistemas de controle, escolha dos parâmetros e dos programas de operação do equipamento e, finalmente, gravação e obtenção dos dados de temperatura e vazão dos

procedimentos experimentais realizados. Além disto a IHM conecta-se ao computador possibilitando a programação das telas de comando por meio do *software* DopSoft da Delta®.

Figura 31 - Painel de controle do módulo experimental



O CLP Delta (b) conecta-se à sua fonte de alimentação (c) e à placa de aquisição de dados de temperatura (d). Todo controle da planta é realizado por este equipamento. As conexões dos sensores de vazão e das válvulas de controle são feitas diretamente nas portas do CLP (b), enquanto os termopares são conectados na placa de aquisição de temperatura (d).

O painel de controle dispõe ainda de um disjuntor geral (e), um botão de emergência (f), um fusível (g), uma luz indicadora (h) e duas fontes ifm (i).

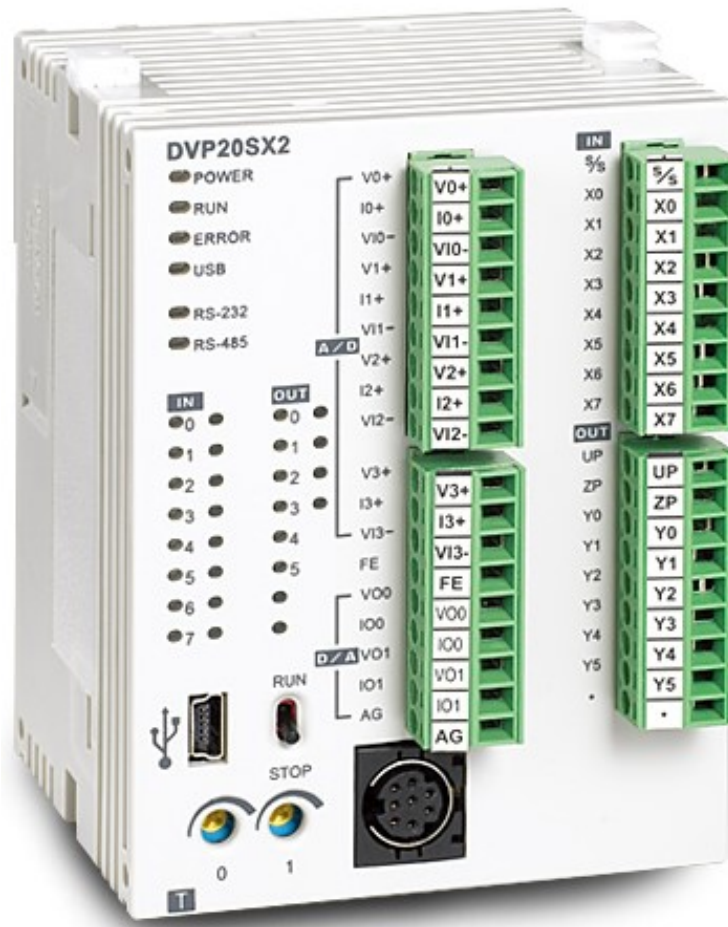
3.2.4.1 Controlador Lógico Programável (CLP)

A complexidade esperada para o sistema de controle do equipamento recuperador de correntes térmicas de gases, aliados aos resultados prévios deste trabalho aponta para a

necessidade de utilização de um CLP ao invés de um controlador comum. Amplia-se com isso as possibilidades de malha de controle e estende o número de conexões de sensores e atuadores.

O CLP DVP20SX211T (Figura 32) é um CLP de boa relação custo/benefício. O CPU escolhido possui diversas entradas e saídas digitais e analógicas e além disto permite controle linear com atuadores 0-10V ou 4-20mA, controle de Driver de Posicionamentos como Motores de Passo ou Servo Motores (ELECTRONICS, 2018).

Figura 32 - Controlador Lógico Programável CLP Delta®



A programação do CLP feita por meio de programação no *software* ISPSOft da fabricante Delta®, que permite a utilização de cinco linguagens de programação dentre elas a linguagem Ladder, utilizada neste projeto. O algoritmo desenvolvido em um computador é transferido ao CLP via porta USB. Segue abaixo uma descrição mais detalhada do CLP DELTA® DVP20SX211T dada pelo fabricante (ELECTRONICS, 2018):

- 08 entradas digitais e 06 saídas digitais NPN ou PNP;
- 04 entradas analógicas (0-10V e 4-20mA) 12 Bits e 02 saídas analógicas;

- Máxima expansão: 512 I/Os;
- Capacidade de memória: 16K;
- Portas de comunicação: USB, RS-485 e RS232;
- Velocidade de execução: LD: 0,64 μ s, MOV: 2 μ s;
- Saída de pulso de: 2 pontos de 100KHz;
- Contadores: 2 entradas de 100KHz.

O algoritmo desenvolvido para o controle e automação do misturador, embora ainda em fase de construção e ajustes, é demasiado extenso para que seja impresso nesta fase do projeto, cerca de 60 páginas. Uma pequena parte será disponibilizada no Apêndice A, apenas para ilustrar a forma, diagramação e linguagem do sistema. O trabalho final terá incorporado o algoritmo em sua forma final em arquivo separado.

3.2.4.2 Placa de aquisição de dados de temperatura

Um módulo DVP-04TC-S também desenvolvido pela Delta[®] (Figura 33) foi acoplado ao CLP, trata-se de uma placa específica para utilização com termopares. Suporta quatro sensores de diversos modelos (tipo J, K, R, S e T) e placa possibilita ler os dados usando os comandos FROM / TO através do *software* ISPSOft para configuração do CLP.

Figura 33 - Placa de aquisição de dados de termopares



O DVP04TC-S funciona nas escalas Celsius e Fahrenheit. A resolução de entrada para o Celsius é de 0,1 graus e para Fahrenheit é de 0,18 graus.

A composição CLP e placa selecionados para o controle da planta permitem selecionar facilmente o intervalo de tempo entre os registros. Desta forma, para obter uma boa resolução da curva de resposta de temperatura, sem gerar uma quantidade excessiva de dados, foram realizados registros a cada segundo, facilitando também a comparação com a simulação ajustada na mesma escala de tempo.

3.2.4.3 Interface Homem-Máquina (IHM)

A Interface Homem-Máquina IHM (Human Machine Interface) Delta DOP-B07E515 (Figura 34) foi selecionada para realizar a comunicação entre o operador da planta e o CLP, sendo possível a programação e construção de telas de interface por meio do *Software* DOPSoft, o que permite o comando do sistema de controle do CLP diretamente pela IHM, de acordo com a programação proposta pelo autor.

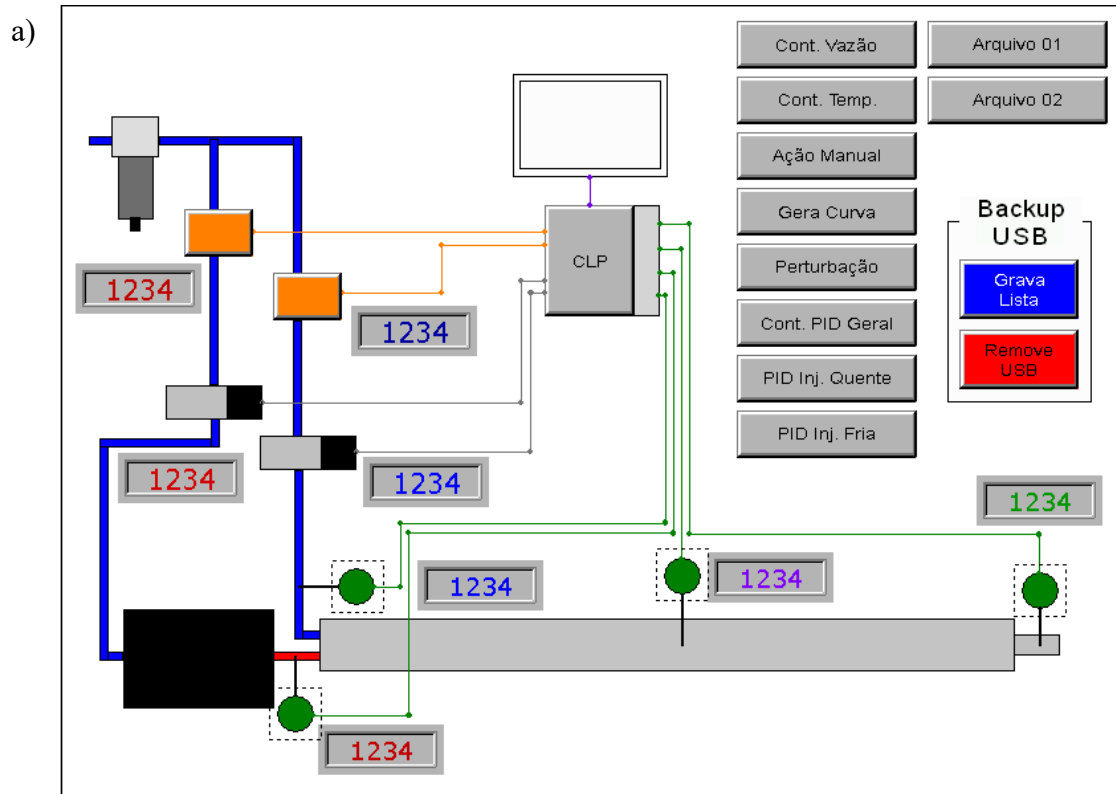
Este modelo de IHM está dotada de uma tela de 7" com resolução (800 x 600 pixels), com visor TFT LCD que comporta 65536 cores. A conexão entre os equipamentos se dá de forma bem ampla, com possibilidade de 3 conjuntos de portas de comunicação: suporte RS232, RS422 e RS485. Já a transferência de dados ou download pode ser feito por RS232, Ethernet e USB. O equipamento suporta ainda USB Host, conexão direta a dispositivo USB, impressora e mouse, cartão SD, Ethernet, saída de áudio (MP3 e Wav). A tela é do equipamento é *touch screen* com IP65° de exibição horizontal e vertical, o que permite uma boa visualização das imagens e a execução de comandos no controlador diretamente pela IHM.

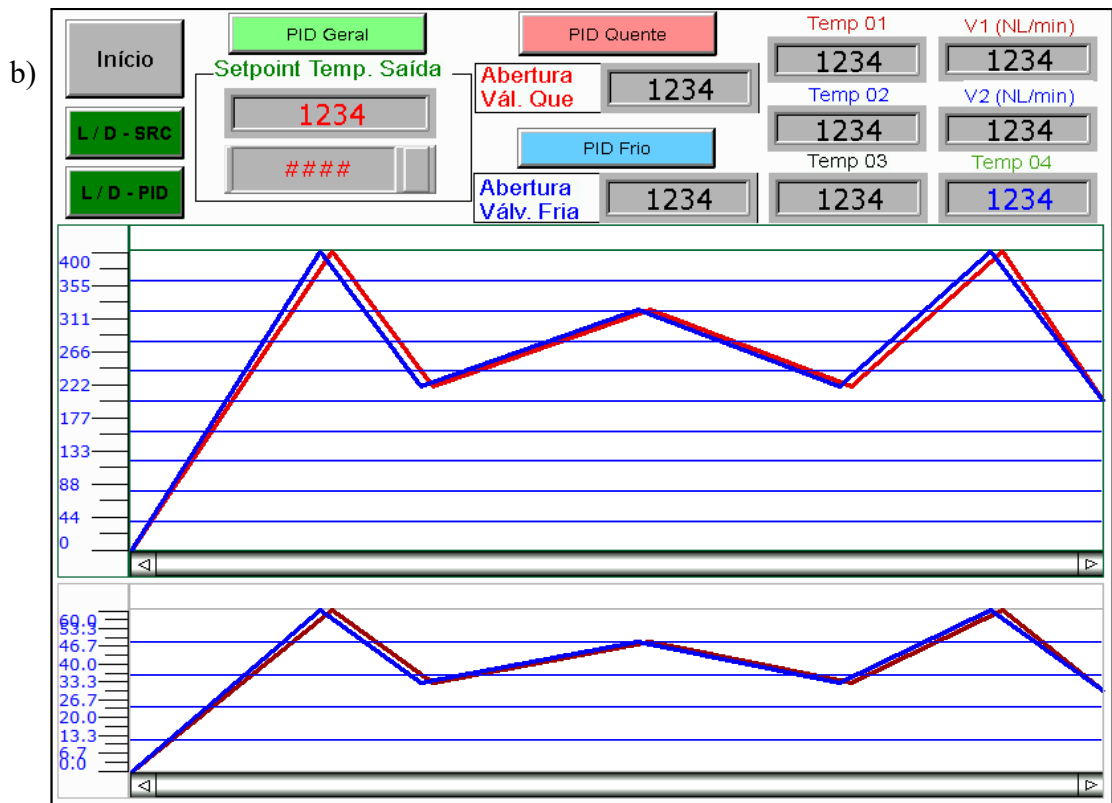
Para facilitar a operação do CLP desenvolveram-se diversas telas na IHM, facilitando assim a para a operação do equipamento. Observa-se na Figura 35 a) a tela inicial da IHM, b) a tela de controle de vazão e temperatura e c) tela de ajuste do controle. Uma tela esquemática de toda a planta foi desenvolvida como tela principal. Esta disponibiliza graficamente a variação de todas as variáveis de operação (vazão, abertura de válvula e temperaturas) diretamente no display.

Figura 34 - Interface Homem-Máquina IHM



Figura 35 - Telas desenvolvidas da IHM: a) Tela inicial de controle; b) Tela de acompanhamento do controle; c) Tela de ajuste do controle.





c)

Controle da Temperatura de Saída

Controle Geral

PID Quente

PID Frio

Auto Tuning

0: Controle Automático
1: Controle Direto
2: Controle Reverso
3: Auto-Tuning
4: Controle de Temp.
5: Controle Automático (Limites)

#

1

Limites Valv.

Limite Superior: ### 12345

Limite Inferior: ### 12345

Enviar

Configuração PID

Limite do Erro

Kp

Ki

Kd

Sampling Time

Limite do Erro

Range Erro

Limite Superior

Limite Inferior

Limite Integral

Superior

Inferior

Atual configuração PID

Limite do Erro

12345 Kp

12345 Ki

12345 Kd

12345 Sampling Time

Limite do Erro

12345 Range Erro

12345 Limite Superior

12345 Limite Inferior

Limite Integral

12345 Superior

12345 Inferior

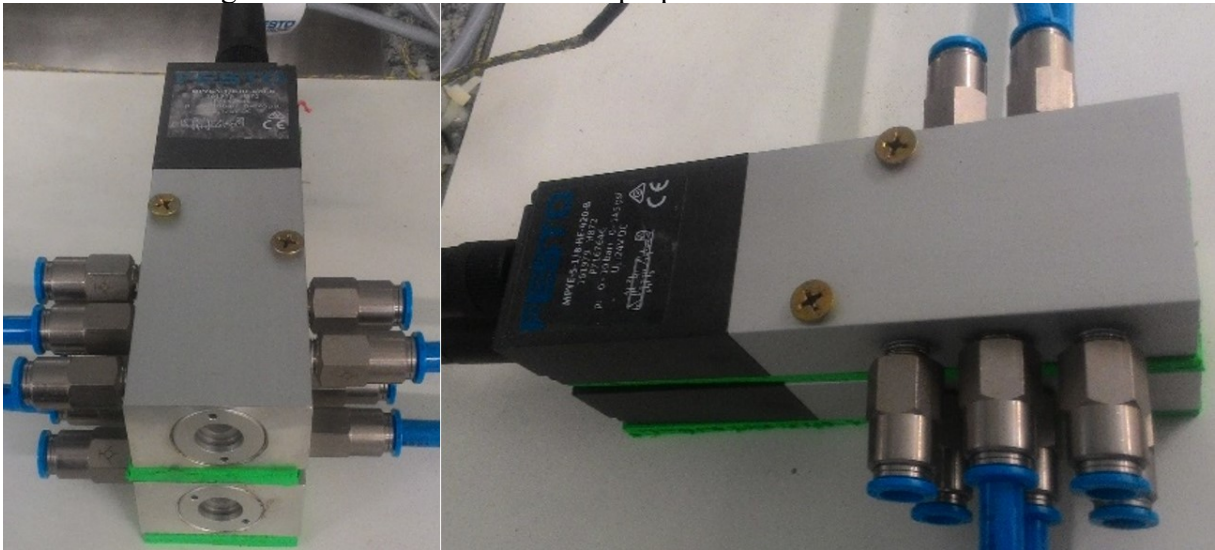
3.2.5 Atuadores

3.2.5.1 Válvulas de controle

Dentre os critérios que nortearam a escolha das válvulas vale citar: a construção do protótipo em laboratório, a utilização de ar comprimido por fluido de teste, a faixa de vazão, o custo do equipamento, a compatibilidade com o CLP e a velocidade de atuação.

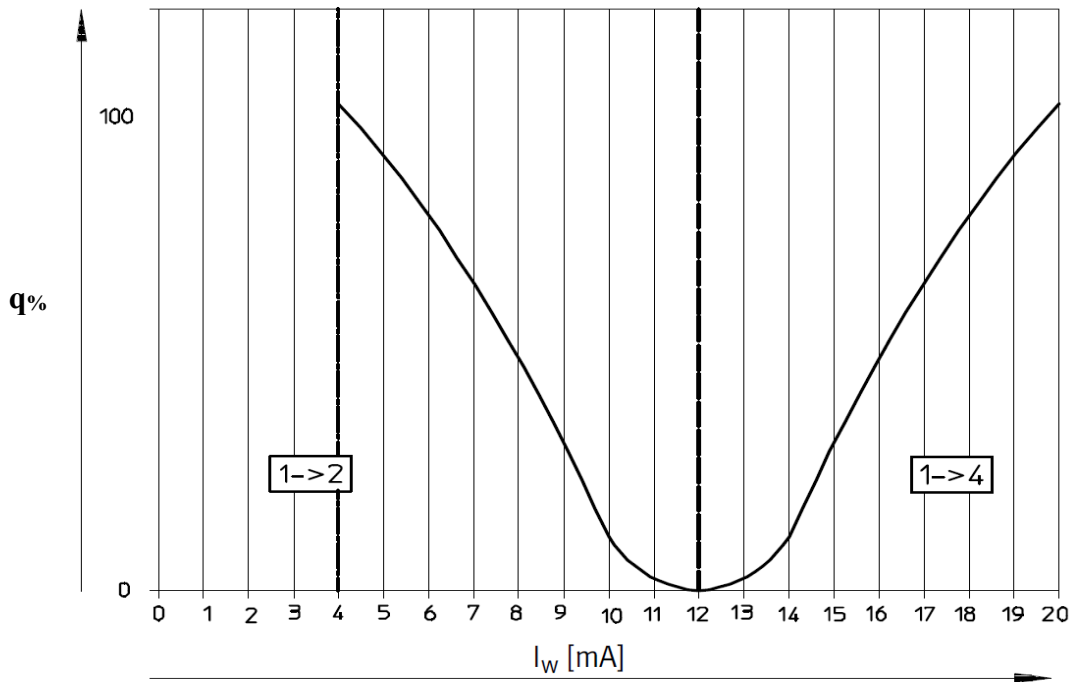
As válvulas são do modelo MPYE-5-1/8-HF-420-B da FESTO® (Figura 36). As válvulas possuem conexões de 1/8 in, 5/3, caminhos (2 entradas e 3 saídas – normalmente fechada) com atuação elétrica direta na posição do carretel do pistão. O modelo escolhido é de alta taxa de fluxo e possui vazão padrão máxima de 700 L/min e pressão de trabalho 0 a 10 bar (0 a 145 psi). A alimentação elétrica da válvula se dá por uma fonte de 24V DC (FESTO, 2018).

Figura 36 - Válvulas de controle proporcional direcional FESTO



O controle da válvula é feito através da variação de uma corrente entre 4 a 20 mA que posiciona o pistão na abertura da válvula de acordo com a Figura 37. De 4 a 12 mA ocorre o fechamento da saída 2 e de 12 a 20 mA ocorre a abertura da saída 4 (FESTO, 2018).

Figura 37 - Curva de posição I_w [mA] versus abertura q [%] da válvula



Fonte: (FESTO, 2018)

Percebe-se que a abertura da válvula ocorre de forma proporcional na saída 4, ou inversamente proporcional se utilizada a saída 2, porém não ocorre de forma linear, isto é, a vazão também varia de forma não linear com a abertura ou posição da válvula. Esta característica deve ser considerada no algoritmo de controle, levantando-se para cada válvula a curva característica de abertura *versus* vazão, ou ainda, considerada como parte da estratégia de controle na malha.

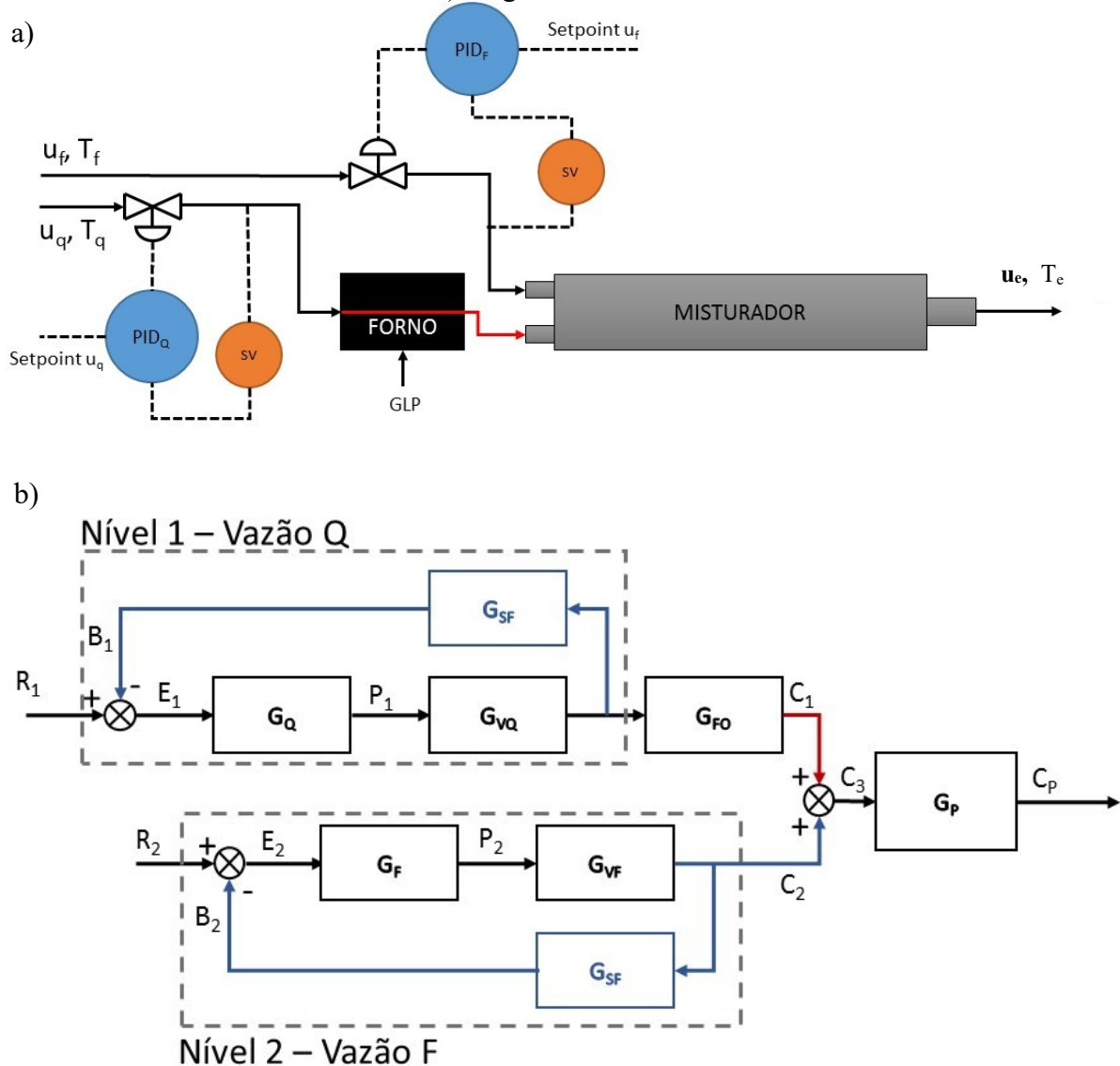
3.2.6 Estratégias de controle

As estratégias de controle e automação a seguir serão estudadas de forma gradual, da mais simples à mais complexa. Inicialmente foi possível constatar que o sistema de alimentação de ar comprimido utilizado nos experimentos possui ruídos periódicos devido ao ciclo de pressão dos compressores feito por um controle On/Off. O ruído senoidal frequente em ambas correntes pode instabilizar o sistema de controle.

Como dito anteriormente, sem o sistema de controle específico para cada uma das correntes, uma abertura de válvula deveria ser definida, e a vazão poderia variar de acordo com a pressão e temperatura da linha de alimentação. Definindo-se a malha, conforme apresentado na Figura 38, torna-se possível definir um *setpoint* de vazão e o sistema de controle PID ajusta

continuamente a abertura de válvula, o que padroniza a vazão das correntes. O sistema assim disposto pode ser utilizado para o levantamento de dados para melhor compreensão dos limites e capacidades do equipamento, bem como auxiliar no entendimento do comportamento do sistema para concepção de um sistema de controle geral.

Figura 38 - Malha de controle inicial proposta com duplo PID. a) esquema de equipamentos; b) diagrama de blocos

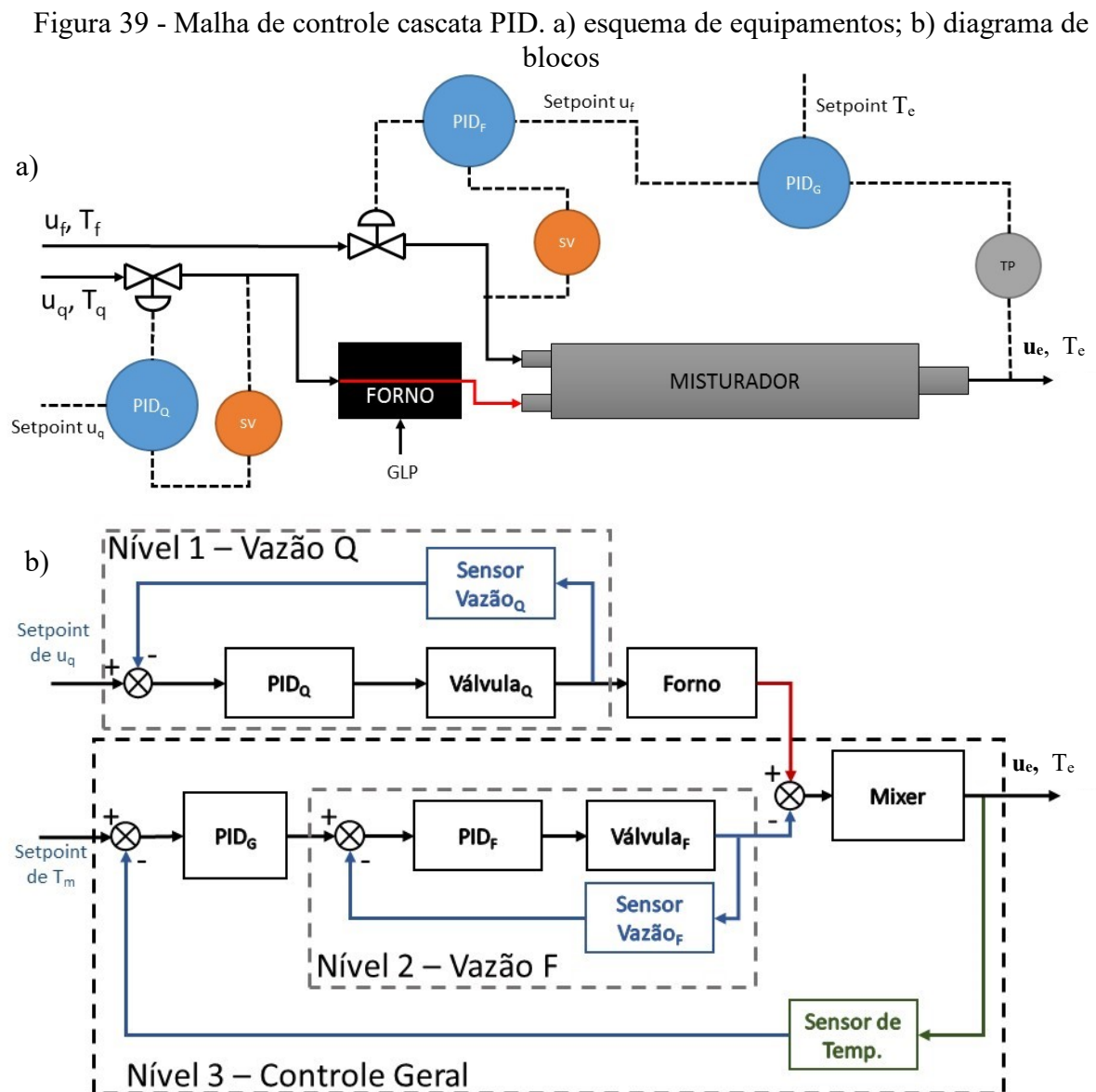


De fato, a sintonia do controlador geral não foi possível, certamente pelo volume de variações em diversas variáveis de alimentação (u_f , u_q e T_q). Para a resolução do problema, optou-se por implementar um PID em malha fechada entre a válvula e o sensor de vazão em cada uma das correntes de injeção. Desta forma, a abertura de válvula é permanentemente

ajustada para manter a vazão constante e no *setpoint* indicado. Este controle está indicado na Figura 38, nos níveis 1 e 2 da malha de controle.

3.2.6.1 Malha Cascata com controle geral PID

A malha feedback com controle PID desenvolvido para a planta pode ser visualizado na Figura 39, neste caso um *setpoint* de vazão da corrente quente é pré-determinado pelo usuário. Nesta malha o *setpoint* de vazão quente pode ser utilizado para infligir perturbações, rampas ou programas pré-definidos de vazão, conforme a necessidade de estudo ou aplicação do equipamento.



Define-se então um controle geral (PID_G) que pode ser visualizado no nível 3 da Figura 39. Este sistema de controle não atua diretamente na válvula, mas atua sob forma de cascata e determina o *setpoint* do controlador PID_F do nível 2. Um *setpoint* de temperatura da mistura deve ser determinado pelo usuário no controlador PID_G . Este controlador do nível 2 atua como escravo, ou seja, a variável manipulada do controlador PID_G é o *setpoint* de vazão de fluido frio. A variável controlada é a temperatura de saída do misturador.

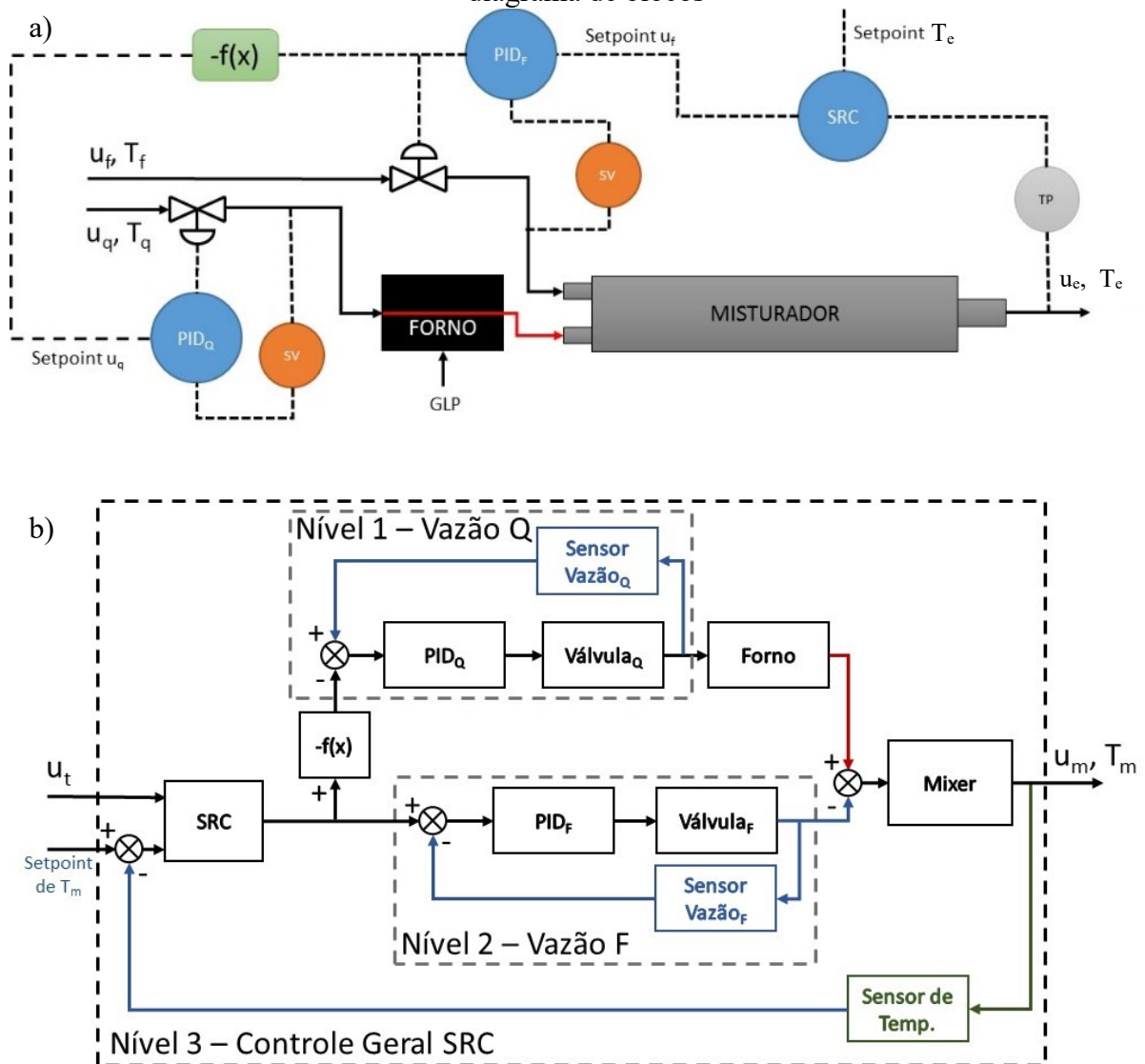
3.2.6.2 Malha Cascata SRC (*Split Range Control*)

Por fim considera-se a malha de controle de faixa ou *Split Range Control* (Figura 40). Neste caso duas variáveis podem ser impostas ao controlador: uma vazão total (soma das vazões de fluido quente e de fluido frio); e um *setpoint* de temperatura na saída do misturador. O controlador manipula de forma simultânea as duas válvulas, conforme Figura 12, ou seja tanto a vazão de fluido frio quanto a vazão de fluido quente são as variáveis manipuladas.

Como o controlador é um PID normal, neste caso denominado de SRC, a saída varia de forma direta ou inversa entre um valor pré-determinado pelo usuário. Assim, se faz necessário adicionar um bloco lógico, ou de operação matemática, para que uma das válvulas atue em sentido contrário à outra.

Nesta malha deve-se ter em mente que apenas parte da corrente de ar quente é utilizada, o resultado da malha porém, é muito interessante, pois é possível manter a temperatura e vazão constantes na saída do misturador, além de ampliar a faixa de temperatura de operação do equipamento. Para manter a vazão constante é necessário linearizar as válvulas ou utilizá-las apenas na faixa linear.

Figura 40 - Malha de controle cascata Split Range Control. a) esquema de equipamentos; b) diagrama de blocos



3.2.6.3 Sintonia dos controladores pelo método Ziegler-Nichols

Os métodos experimentais de sistema de controladores, como o de Ziegler-Nichols, consistem em analisar o comportamento do processo e realizar o ajuste por meio de formulas pré-estabelecidas, conforme descrito na Tabela 3(OGATA et al., 2010).

O Método experimental de ajuste em malha fechada requer a determinação do ganho final, ou seja, deve-se ajustar o ganho do controlador até que o sistema sofra oscilações sustentadas no ganho final, que também é conhecido como ganho crítico (K_u). Determina-se então o período de tempo das oscilações (P_u). Com o período de tempo e com o ganho crítico são ajustados os parâmetros do controlador K_p , K_i e K_d (KUMAR; SINGLA; CHOPRA, 2015).

Tabela 3 - Formulas de Ziegler-Nichols para a sintonia de controladores

Controle	K_p	K_i	K_d
P	$0,50 K_u$	0	0
PI	$0,45 K_u$	$0,83 P_u$	0
PID	$0,60 K_u$	$0,50 P_u$	$0,125 P_u$

Fonte: (OGATA et al., 2010).

A sintonia do controle cascata pelo método Ziegler-Nichols é feito a partir do controle mais interno, ou seja, primeiro deve-se sintonizar o controle servo e depois o controle máster, mais externo (OGATA et al., 2010).

3.2.7 Procedimento experimental

O desenvolvimento de procedimentos experimentais tem inicialmente por finalidade avaliar o comportamento da temperatura na saída, frente à uma série de perturbações nas variáveis de entrada. Tendo feito isso, é possível desenvolver o sistema de controle e então adequá-lo à necessidade requerida.

Divide-se os experimentos em três partes, a primeira contempla o aquecimento inicial do equipamento. Mais duas frentes investigam as características do misturador: uma para perceber as características das respostas frente a perturbações controladas sem o sistema de controle; em outra se investiga a atuação do sistema de controle frente a perturbações controladas.

Vários experimentos foram concebidos para observar o comportamento do protótipo sob vários aspectos:

- a) Transiente de aquecimento inicial;
- b) Variação da temperatura T_q (temperatura baixa e temperatura alta), mantendo-se a vazão mássica das correntes quente u_q e fria u_f constantes;
- c) Variação da vazão da corrente fria u_f , mantendo-se constantes a temperatura T_q e a vazão de fluido quente u_q ;
- d) Variação da vazão da corrente quente u_q , mantendo-se constantes a temperatura T_q e a vazão de fluido frio u_f ;
- e) Atuação dos sistemas de controle frente às perturbações.

3.2.7.1 Aquecimento inicial

O procedimento transiente de aquecimento inicial caracteriza especificamente a partida do equipamento. A investigação será reduzida a duas corridas, variando apenas as vazões envolvidas. Este procedimento será utilizado para a validação do modelo computacional transiente laminar.

3.2.7.2 Avaliação das características do misturador

São realizados dois procedimentos experimentais para investigar a variação da temperatura de exaustão T_e frente a variação de vazão de fluido frio V_f , para duas vazões de entrada na corrente quente V_q . Em cada um dos experimentos mantém-se a vazão de ar na corrente quente constante e a vazão da corrente fria recebe perturbações programadas para avaliar a capacidade de atuação.

Realiza-se um procedimento experimental para investigar a variação da temperatura de exaustão T_e frente a variação de vazão de fluido quente V_q , mantendo-se a vazão de ar na corrente fria V_f constante.

Efetiva-se mais quatro corridas experimentais para avaliar o impacto de perturbações do tipo quadrada e pulso.

3.2.7.3 Avaliação do sistema de controle

Depois dos testes prévios e da implementação das malhas de controle, realiza-se diversas corridas experimentais com diversas perturbações (tanto quanto necessárias) quantificadas e programadas para testar os sistemas de controle.

4 RESULTADOS

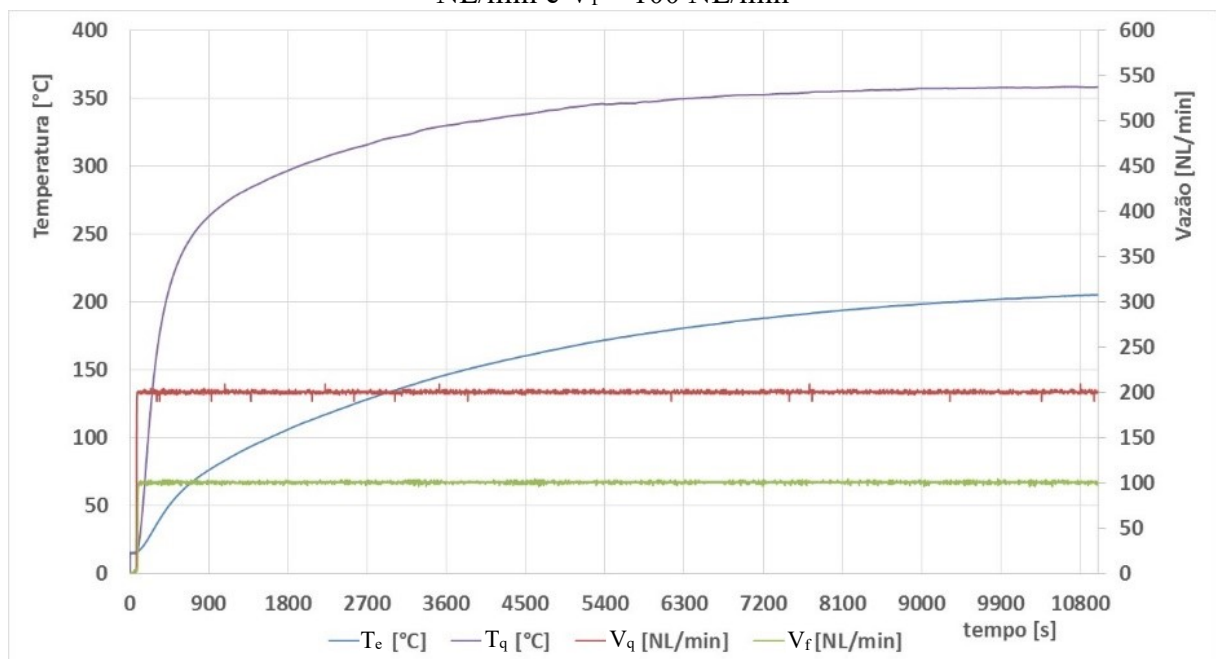
Os resultados experimentais e de modelagem e simulação descritos neste documento serão apresentados de forma estratégica, com a finalidade de ressaltar os principais aspectos e características das respostas que serviram para nortear o desenvolvimento do sistema de controle e automação e do modelo computacional.

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

4.1.1 Aquecimento inicial

O aquecimento inicial do protótipo é apresentado na Figura 41 e mostra que a partida do equipamento é demasiado lenta, aproximadamente 3 horas, que é o tempo necessário para deixar uma variação menor que 2°C a cada 10 min na temperatura de exaustão T_e . Considera-se esta variação como mínima, assumindo que é possível considerar o sistema nestas condições em regime permanente.

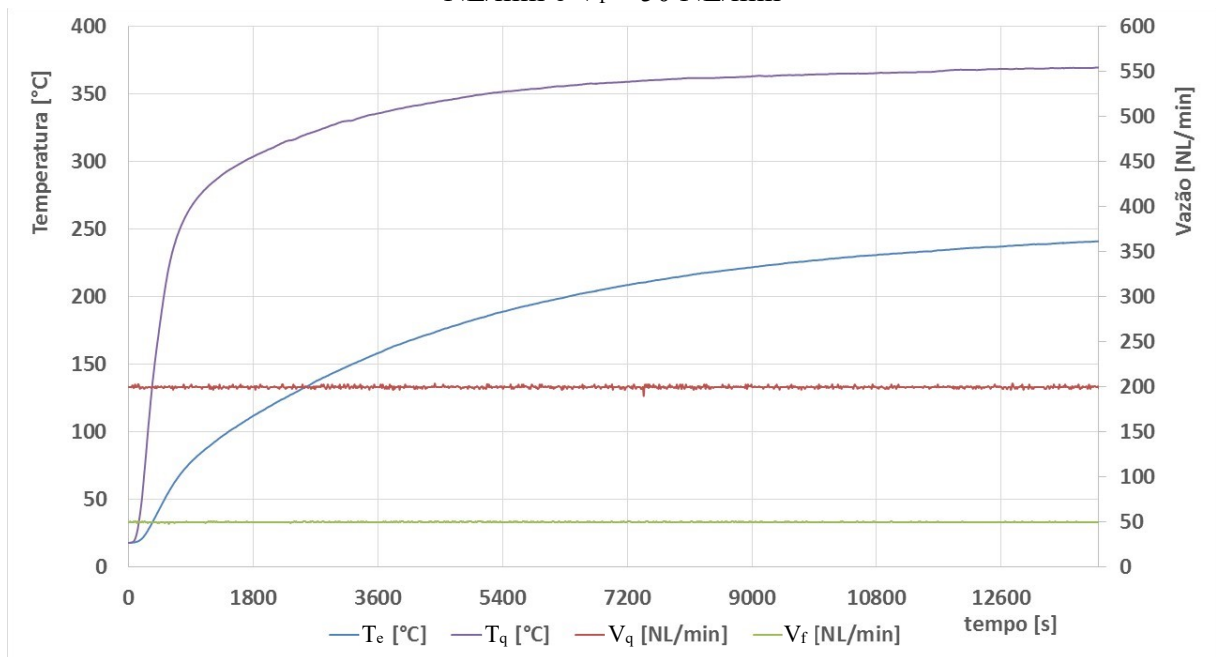
Figura 41 - Aquecimento inicial do protótipo: Variação da temperatura de injeção de fluido quente T_q e temperatura de exaustão T_e , mantendo-se as vazões constantes de $V_q = 200$ NL/min e $V_f = 100$ NL/min



O aquecimento inicialmente ocorre de forma mais intensa na primeira meia hora (900 s) porém segue com variações cada vez menores de forma assintótica. Este fato ocorre devido à elevada inércia térmica projetada no equipamento, que permite que o sistema possa “absorver” flutuações ou perturbações na temperatura e na vazão.

Observa-se na Figura 42 que a única alteração com relação à Figura 41 é a vazão de injeção de fluido frio. Este experimento tem por objetivo avaliar o impacto gerado em um longo tempo de uma alteração na vazão de injeção, além de observar a reprodutibilidade dos dados de T_q , já que para esta corrente tanto a vazão como a temperatura foram mantidas constantes. Neste sentido, é possível perceber que houve uma diferença de tempo para a estabilização da temperatura de saída, $t = 180$ min no primeiro caso e $t = 233$ min no segundo.

Figura 42 - Aquecimento inicial do protótipo: Variação da temperatura de injeção de fluido quente T_q e temperatura de exaustão T_e , mantendo-se as vazões constantes de $V_q = 200$ NL/min e $V_f = 50$ NL/min



A curva característica de aquecimento mostra que o sistema possui uma elevada inércia térmica, o que torna o sistema mais estável frente às pequenas perturbações na temperatura, porém, no caso de uma grande perturbação, lento para correções da válvula de controle. Além disto a temperatura de injeção de fluido quente T_q possui boa reprodutibilidade, pois segue um perfil muito semelhante em ambos os casos, com uma diferença de $11,8$ °C no tempo final e $5,6$ °C no mesmo tempo ($t = 10800$ s).

A manutenção da vazão é ajustada continuamente por controladores PID e mantém a vazão requisitada pelo usuário, com variações constantes de amplitude de no máximo 5 N/L/min devido às flutuações na linha de suprimento de ar comprimido, mesmo assim o valor médio aproxima-se muito do valor de *setpoint* requisitado.

4.1.2 Avaliação das características de resposta do misturador

4.1.2.1 Variação da velocidade de injeção de fluido quente: degrau

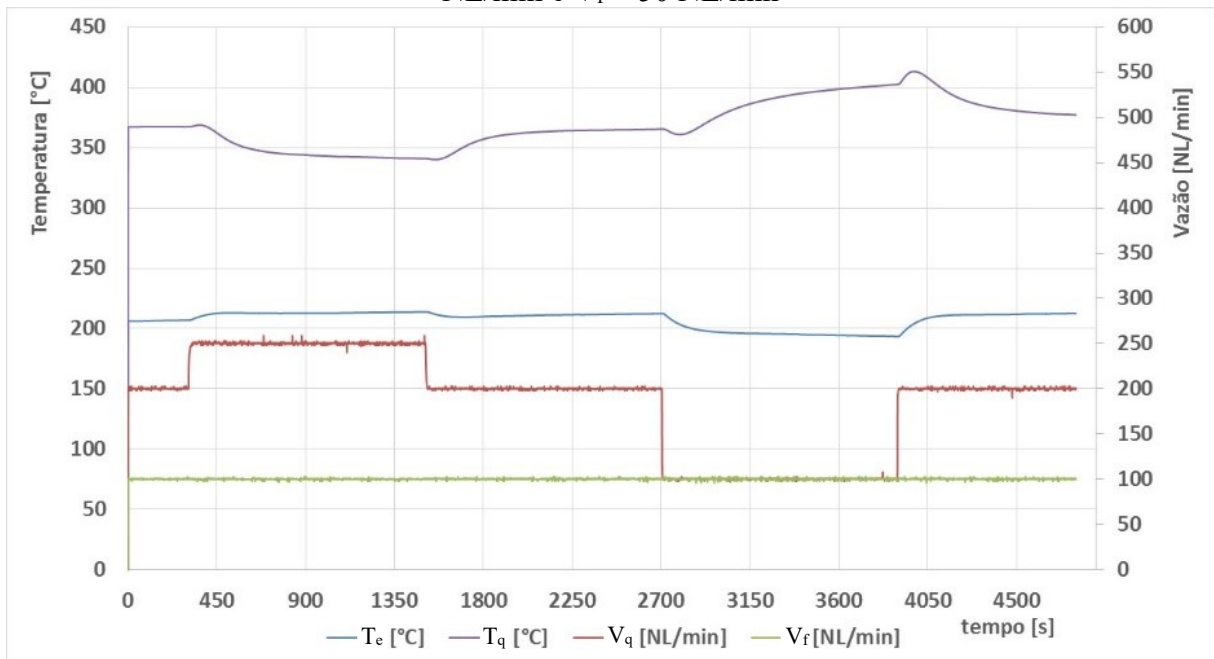
O estudo da variação da vazão de fluido quente deve ser feito mantendo as outras variáveis constantes. Na Figura 43 são apresentadas as curvas de temperatura com alguns degraus na vazão de fluido quente.

Observa-se na Figura 43 que quando ocorre um aumento da vazão de fluido quente V_q , ocorre também uma redução da temperatura do fluido quente T_q . O contrário também acontece: uma redução de V_q gera um aumento de T_q . É necessário considerar que o forno utilizado no experimento possui um sistema constante de fornecimento de energia, desta forma quando ocorre uma variação da vazão de fluido quente, altera-se também a temperatura média reinante no interior do forno.

Do resultado apresentado na Figura 43 é possível deduzir que não é possível alterar apenas a vazão de fluido quente, e que a variação que houve na temperatura de exaustão do misturador T_e é resultado da variação de duas variáveis, V_q e T_q , além é claro de toda dinâmica de transferência de temperatura envolvida no processo. Caso seja necessário o sistema de controle tomar V_q como variável manipulada deverá levar em consideração que uma alteração da vazão de fluido quente gera certamente uma alteração da temperatura de injeção.

Observa-se ainda, que no momento posterior à alteração da vazão ocorre um pico inverso em T_q , fruto da inércia térmica do forno, este efeito porém é absorvido pelo misturador e não chega a ser identificado na temperatura da mistura. Este fenômeno diz respeito ao deslocamento da massa de ar aquecido do início da corpo do misturador para a saída, o que ocorre até o sistema encontrar novo ponto de equilíbrio.

Figura 43 - Variação da vazão de fluido quente: Variação da temperatura de injeção de fluido quente T_q e temperatura de exaustão T_e , mantendo-se as vazões constantes de $V_q = 200$ NL/min e $V_f = 50$ NL/min



4.1.2.2 Variação da velocidade de injeção de fluido frio: degrau

Investigou-se a variação da temperatura da mistura frente às perturbações na vazão de fluido frio V_f frente aos dois níveis de vazão de fluido quente: Figura 44 com $V_q = 100$ NL/min e Figura 45 com $V_q = 300$ NL/min.

Observa-se na Figura 44 que no primeiro degrau onde a vazão de ar frio sofre um acréscimo (0 - 100) NL/min) ocorre uma resposta inversa na temperatura de exaustão T_e , ou seja, um aumento na vazão de ar frio gerou um aumento da temperatura de exaustão, o que é um efeito contrário à atuação esperada pelo sistema. O efeito de resposta inversa não ocorre no degrau seguinte (100 - 200) NL/min). Este efeito não ocorre no caso da operação do equipamento em maiores velocidades e temperaturas (Figura 45), o que indica que a resposta inversa somente ocorre em baixos níveis de velocidade e/ou temperatura.

Figura 44 - Variação da temperatura da mistura T_e pela variação da vazão de fluido frio mantendo-se $V_q = 100$ NL/min constante

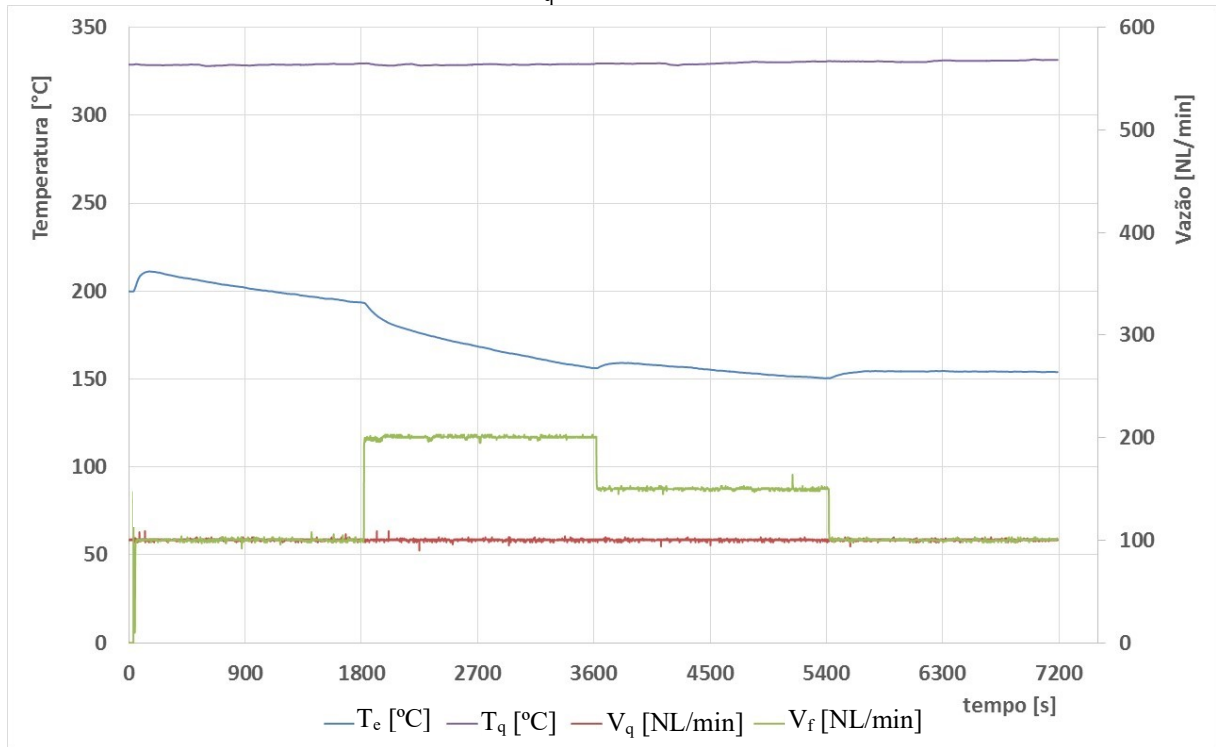
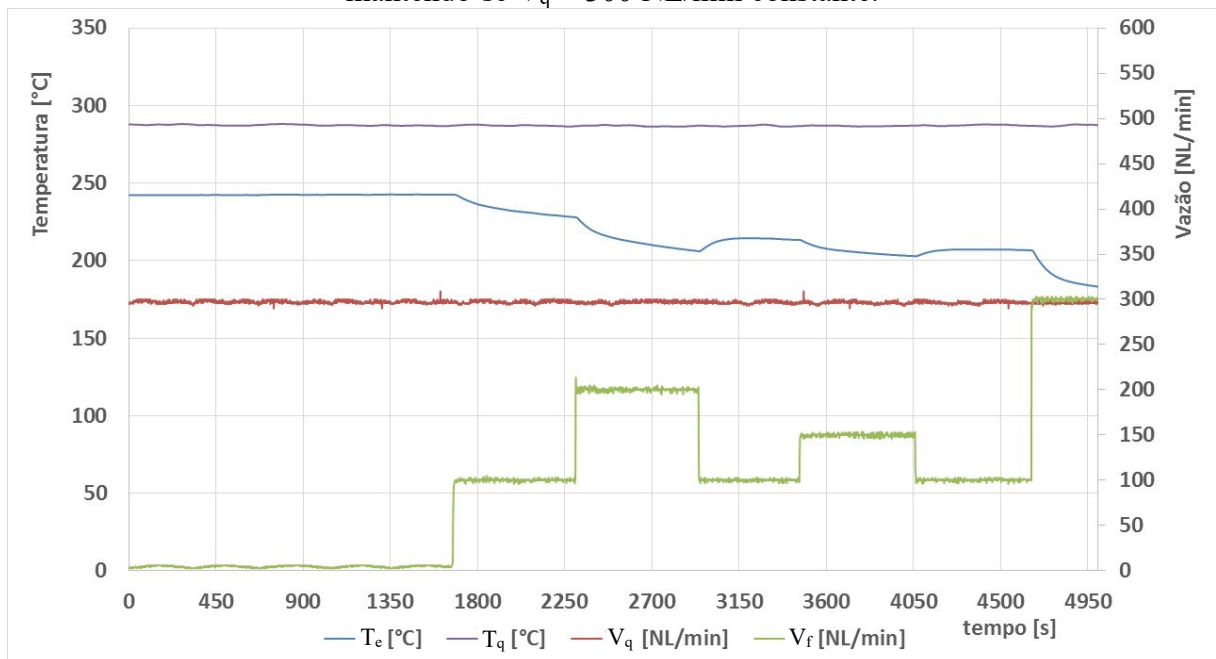


Figura 45 - Variação da temperatura da mistura T_e pela variação da vazão de fluido frio mantendo-se $V_q = 300$ NL/min constante.



Observa-se na Figura 44 e na Figura 45 que o regime permanente não foi atingido na maior parte dos degraus, mas que o início da resposta se dá de forma imediata, deve-se isso à

inércia térmica e à constante de tempo do termopar. É nítido também que o impacto gerado pela variação da vazão de fluido frio na temperatura de exaustão T_e é pequeno, cerca de 65 °C para uma variação de V_f de 0 a 300NL/min na Figura 45 e cerca de 46 °C para uma variação de V_f de 0 a 100NL/min na Figura 44, este número porém deve aumentar na operação em regime de escoamento permanente.

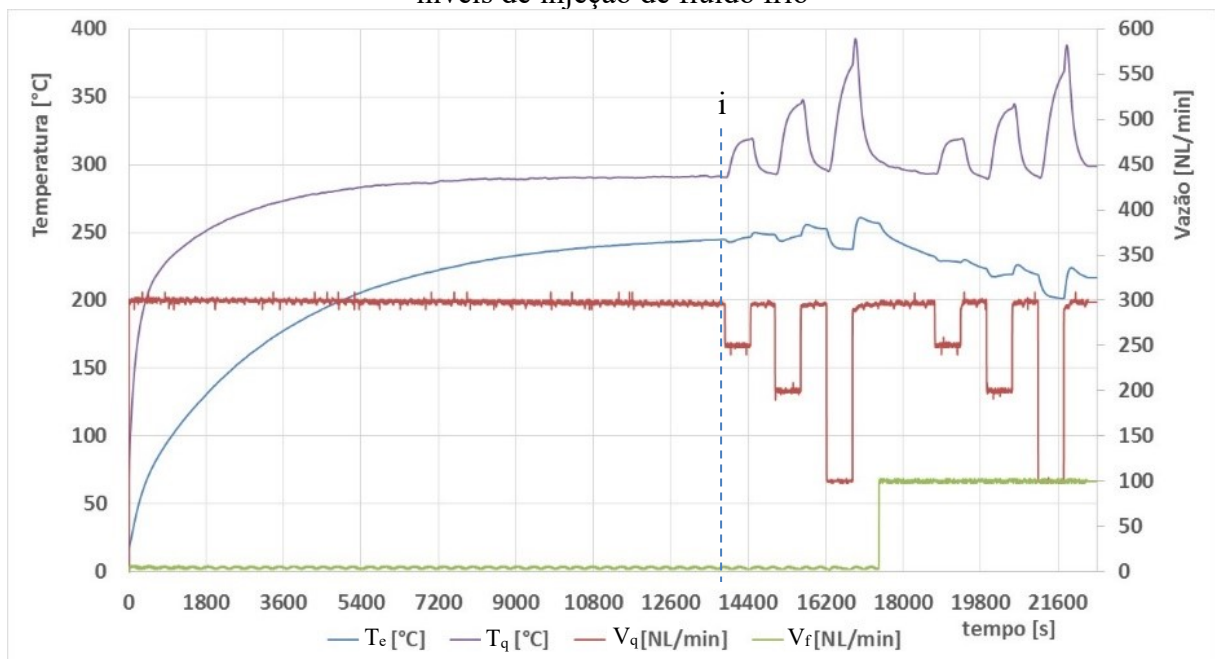
4.1.2.3 Impacto das perturbações nas correntes de entrada

A Figura 46 apresenta como se dá o comportamento experimental completo para a avaliação do impacto das perturbações, neste caso, perturbações quadradas. O transiente inicial demorou mais de 3,5h para chegar em um estado estacionário, com variações mínimas de temperatura.

Observa-se na Figura 46 uma variação sustentada na vazão de fluido frio do início do experimento até o degrau na sua vazão. Este comportamento ocorre devido a variação da pressão da linha de suprimento de ar comprimido, percebido na válvula devido à limitação de construção que não permite o fechamento completo da válvula.

O ponto de operação identificado *i* será utilizado posteriormente no *Capítulo 4.2.1.2* para a simulação do processo.

Figura 46 – Transiente de aquecimento inicial e variação nas temperaturas de injeção de fluido quente T_q e temperatura da mistura T_e frente à perturbações na corrente quente em dois níveis de injeção de fluido frio

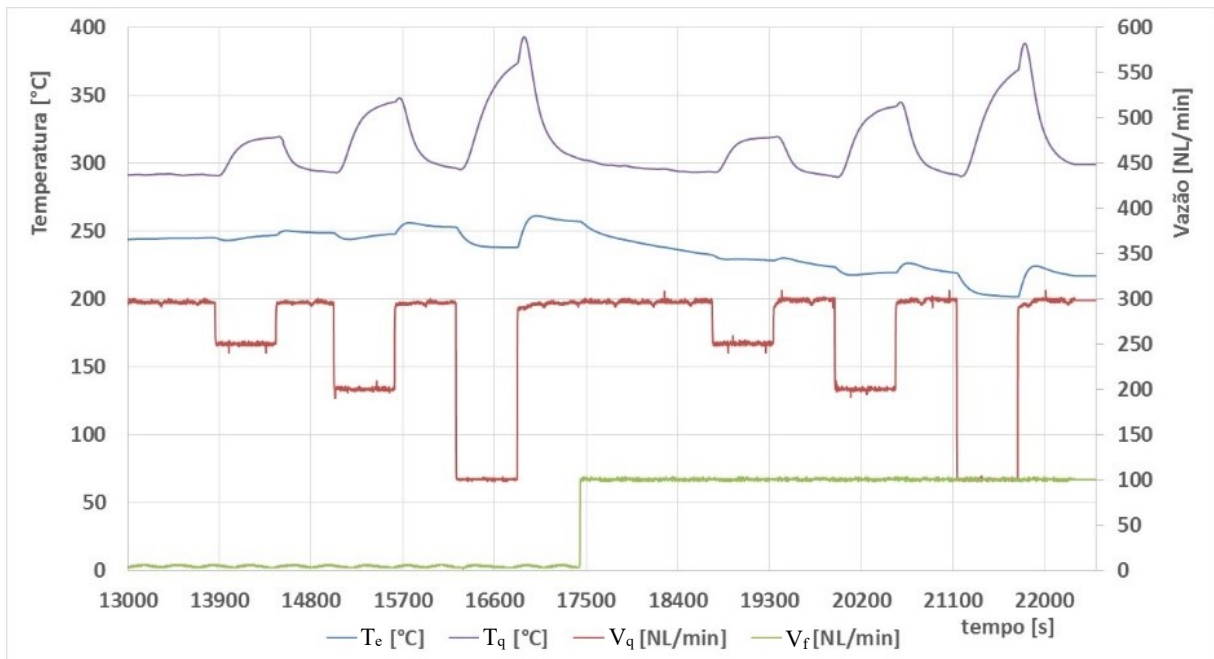


O equipamento foi submetido a três degraus quadrados de 20 min de duração e amplitude de 50, 100 e 200 NL/min. O mesmo programa é repetido para duas vazões de fluido frio 0 e 100 NL/min. Para uma observação mais detalhada a parte final do experimento apresentado na Figura 46 foi ampliada na Figura 47.

Observa-se de forma clara na Figura 46 que imediatamente depois das alterações de aumento de V_Q ocorre um pico de temperatura em T_q proporcional ao tamanho do degrau. Este pico é percebido também na temperatura de exaustão T_e de forma mais suave. Na segunda série de experimentos, com vazão V_f de 100 NL/min a série de perturbações inicia antes de se atingir o regime permanente. O resultado mostra-se muito semelhante nos dois níveis de V_f .

O maior impacto gerado pelas perturbações com amplitude de 200 NL/min em V_q gera uma variação na temperatura de injeção de fluido quente T_q de aproximadamente 100 °C e na temperatura de exaustão em torno de 25 °C, para os dois níveis estudados.

Figura 47 – Variação nas temperaturas de injeção de fluido quente T_q e temperatura da mistura T_e devido à perturbação quadrada na vazão de fluido quente em duas vazões de fluido frio



Outro tipo de perturbação estudado é do tipo pulso, apresentado na Figura 48 e na Figura 49, em dois níveis de vazão de V_f (100 e 200 NL/min), mantendo-se a vazão de fluido quente em 250 NL/min. Desenvolveram-se 4 séries de 3 pulsos (tempo do pulso: 10, 20 e 30 s) com amplitude de + 50 NL/min, - 50 NL/min, - 100 NL/min e - 200 NL/min.

Frente aos pulsos apresentados na Figura 48 e na Figura 49 percebe-se que o maior impacto na temperatura de injeção, que é consequência do sistema de aquecimento, já explicado anteriormente. O impacto gerado pelas perturbações do tipo pulso na temperatura de exaustão T_e é mínimo, praticamente imperceptível, nos degraus de ± 50 NL/min. Nos pulsos maiores chega a impactar mais, com um máximo de 20°C no pulso de 30 s e amplitude de -200 NL/min.

Flutuações como esta podem passar pelo sistema de controle de forma despercebida ou sem ação, pois possui uma amplitude muito pequena, porém o deslocamento do equilíbrio térmico demora cerca de 8 a 15 min para ser alcançado.

O ponto de operação identificado i será utilizado posteriormente no *Capítulo 4.2.1.2* para a simulação do processo.

Figura 48 - Variação nas temperaturas de injeção de fluido quente T_q e temperatura da mistura T_e devido à perturbação do tipo pulso $V_f = 100$ NL/min

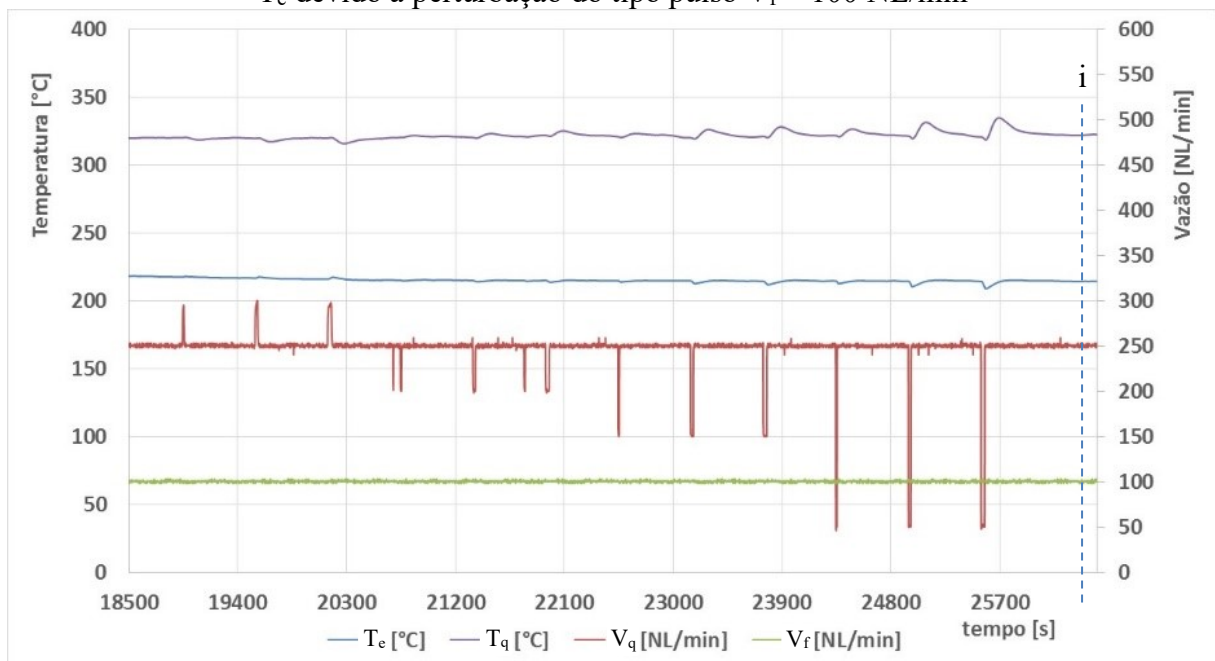
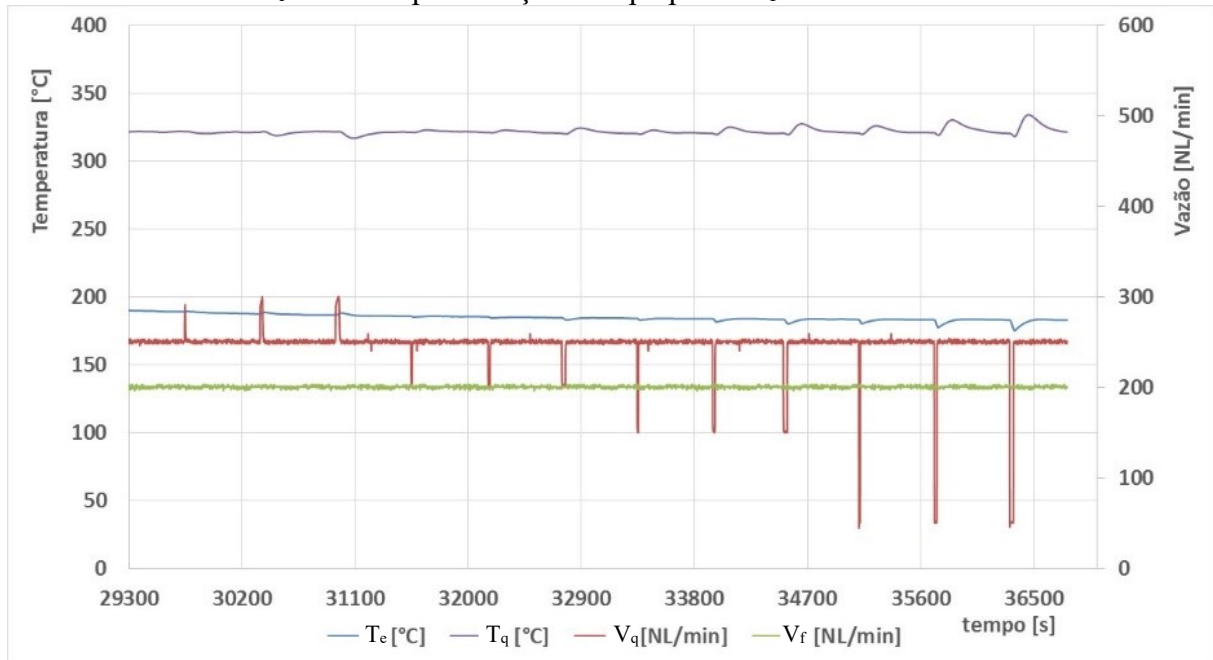


Figura 49 - Variação nas temperaturas de injeção de fluido quente T_q e temperatura da mistura T_c devido à perturbação do tipo pulso $V_f = 200$ NL/min



O estudo das perturbações serve principalmente para a compreensão dos impactos gerados nas temperaturas de injeção e da mistura para este equipamento, levantar os desafios a que o sistema de controle será submetido e a amplitude das despostas possíveis nos extremos de atuação das válvulas de controle. Parte-se agora para a investigação da atuação do sistema de controle frente a perturbações.

4.1.3 Avaliação do sistema de controle

Algumas curvas de resposta às perturbações foram levantadas e o controle de pequenos degraus pôde ser controlado pelo controlador PID. Para isto foram impostas perturbações na temperatura e no *setpoint*. A sintonia dos controladores foi feita de forma experimental pelo para malha fechada e, por se tratar de um controle em cascata, foi realizada em duas etapas: primeiro na malha mais interna, nos controladores PID de vazão quente e frio; depois a sintonia foi ampliada para a malha mais externa, controle PID em malha feedback e controle SRC.

Os parâmetros relativos aplicados no controlador foram ajustados pelo método Ziegler Nichols e corrigidos posteriormente para melhor ajuste aos tipos de controle (PID e SRC), o que gerou os seguintes parâmetros: controle interno: $K_u = 250$, $P_u = 600$; controle Geral $K_u = 16666$, $P_u = 600$, sendo o limite de integração ± 30000 nos dois casos.

4.1.3.1 Controle PID em malha feedback

A primeira alternativa avaliada foi a apresentada na Figura 39, onde utiliza-se no controle geral um PID em uma malha *feedback*, onde o *setpoint* (vazão) da válvula quente é mantido constante e o *setpoint* (vazão) da válvula fria é manipulado pelo sistema de controle PID. O Resultado da aplicação deste sistema pode ser visualizado na Figura 50.

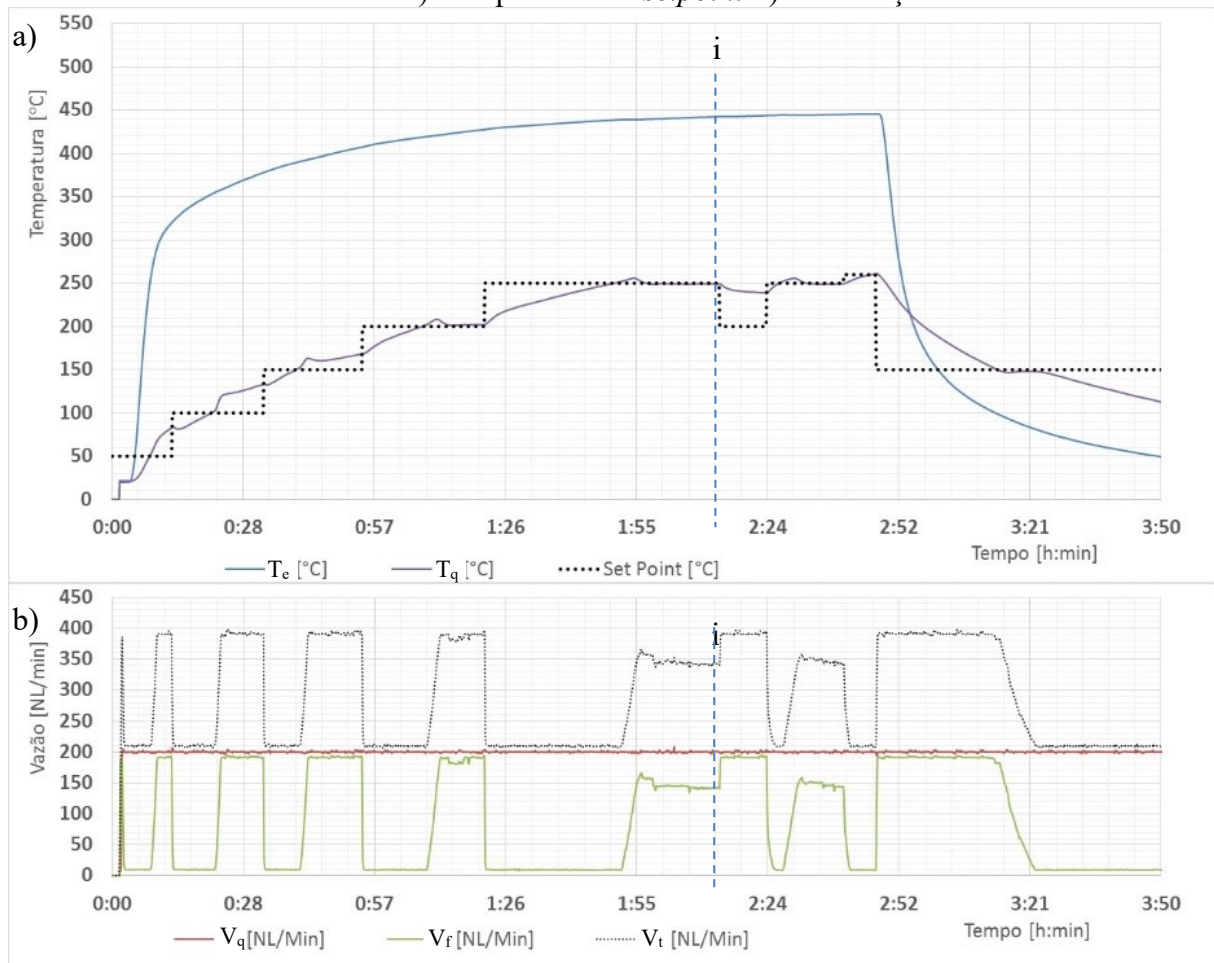
O sistema de controle foi utilizado na fase de aquecimento do sistema, ou seja, em uma faixa onde as temperaturas de entrada e saída sofrem constantes alterações na temperatura devido ao aquecimento do forno e do misturador. Nos primeiros 50 min, definiu-se três degraus no *setpoint* de temperatura de saída: 50, 100 e 150 °C. O Sistema de controle atua ao atingir o *setpoint*, porém a ação máxima de controle não é suficiente para atingir reduzir a temperatura da mistura.

No degrau seguinte o *setpoint* proposto, 200 °C, pôde ser atingido em uma vazão elevada de fluido frio, em torno de 140 NL/min. Este fato indica que a temperatura de saída poderia ser mais elevada para que menos fluido frio fosse injetado na mistura. As modificações de *setpoint* nesta faixa de operação são atingidas muito lentamente, sendo necessário tempos maiores do que 30 min para uma alteração de 50 °C na temperatura de saída.

Percebe-se na Figura 50 a) o aparecimento de um fenômeno interessante no momento posterior a ação de controle, trata-se de uma resposta inversa, em outras palavras, mesmo com o aumento da injeção de fluido frio ocorre um breve aumento da temperatura. Este fenômeno ocorre pois a elevação da vazão total do sistema gera uma breve inversão do fluxo de calor no equipamento, pois as paredes do misturador ficam por um instante mais aquecidas que o ar no seu interior, além disso a massa de ar aquecido é deslocada para a saída do misturador devido ao aumento da vazão total.

O ponto de operação identificado i será utilizado posteriormente no *Capítulo 4.2.1.2* para a simulação do processo.

Figura 50 - Resultado do controle de temperatura da mistura através de um controlador PID em malha feedback. a) Temperaturas e *setpoint* b) Vazão/ação de controle



O sistema de aquecimento foi desligado no tempo de 2:48 [h:min], permanecendo a vazão de injeção de fluido quente constante e reduzindo a temperatura rapidamente. O sistema de controle, desconhece a temperatura de injeção e baseia-se apenas na temperatura da saída, por isto mantém a injeção de fluido frio na máxima vazão até o sistema reduzir a T_c ao *setpoint* de 150 °C, no qual consegue manter-se por cerca de 10 min, por meio da redução gradual da vazão de fluido frio V_f .

A ação máxima de controle é utilizada em muitos pontos de operação do sistema, e mesmo com a ação máxima, as alterações da temperatura de exaustão T_c são pequenas, o que limita muito a faixa de operação do sistema.

O resultado apresentado na Figura 50, deixa a claro a reduzida faixa de operação do sistema de controle que, além disso, possui resposta lenta da temperatura de saída. Ademais, a vazão total do sistema varia de forma diretamente proporcional com a ação de controle, o que

pode ser um elemento limitante em processos posteriores, pois gera alterações na energia fornecida em cada instante de tempo.

Antes de comentar o comportamento do sistema de controle é necessário conhecer o sistema de aquecimento. O ar é aquecido em uma serpentina de cobre que fica dentro de um forno, este possui um queimador poroso infravermelho que fornece uma quantidade de calor constante e, conseqüentemente, a temperatura do ar, que passa pela serpentina, varia com a vazão de forma inversamente proporcional. Isto implica numa inevitável alteração de temperatura de injeção sempre que houver uma alteração na vazão de fluido quente.

4.1.3.2 *Split Range Control*

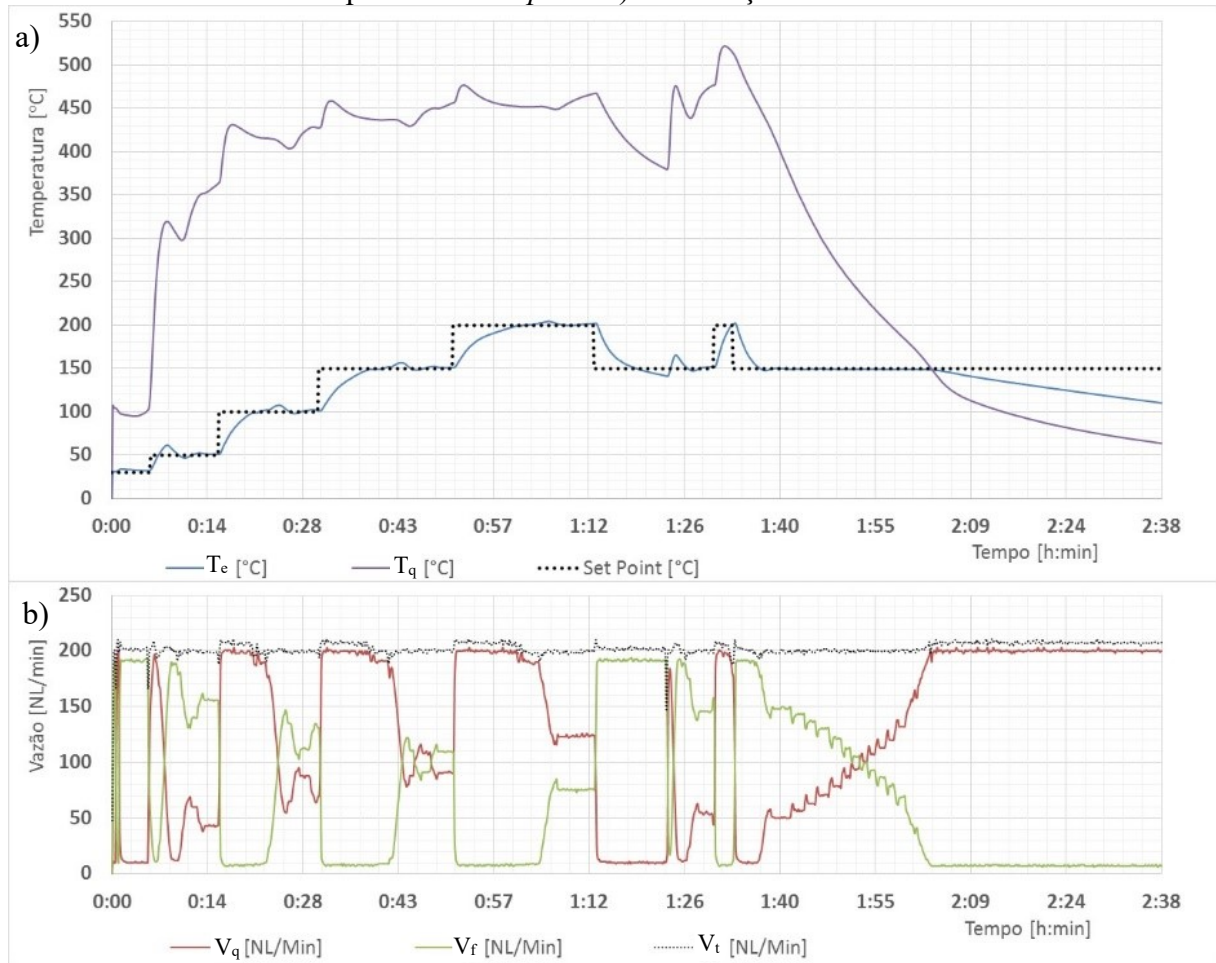
Tendo por base a malha de controle cascata Split Range Control apresentada na Figura 40, desenvolveram-se alguns experimentos iniciais com a finalidade de observar o comportamento e adequação do sistema de controle da temperatura e de vazão na exaustão do equipamento.

O experimento expresso na Figura 51, apresenta uma série de variações no *Setpoint* de temperatura na saída. O experimento contempla toda a fase de aquecimento do forno e protótipo, sendo que a temperatura de injeção parte de 100 °C. Ocorre um rápido aquecimento e resposta do sistema de controle, que para a manutenção da temperatura de saída em 50°C reduz a válvula de injeção de fluido quente e faz o inverso na válvula de fluido frio.

Observa-se então na Figura 51 a) que a temperatura de injeção de fluido quente varia fortemente com a variação da vazão da mesma corrente, mesmo assim, o sistema atinge o *setpoint* de forma rápida e com certa precisão. Logo após atingir o *setpoint* a temperatura apresenta um pequeno pico, que varia de 5 a 15°C, certamente devido resposta inversa no sistema e ao ajuste das variáveis de controle.

Observa-se na Figura 51 b) que as válvulas atuam de forma inversamente proporcional o que mantém a vazão total do sistema praticamente constante, com pequenos picos nos pontos de variação de posicionamento. O tipo de válvula (igual porcentagem) utilizado no experimento possui uma limitação de construção, pois não permite o fechamento completo, o que mantém uma pequena vazão, em torno de 5 a 10 NL/min. Este fato faz com que, quando uma das válvulas está totalmente fechada e a outra no limite superior estabelecido, o somatório da vazão total seja acrescido deste valor.

Figura 51 – Resultado do controle *Split Range Control* na partida do equipamento. a) Temperaturas e *setpoint* b) Vazão/ação de controle

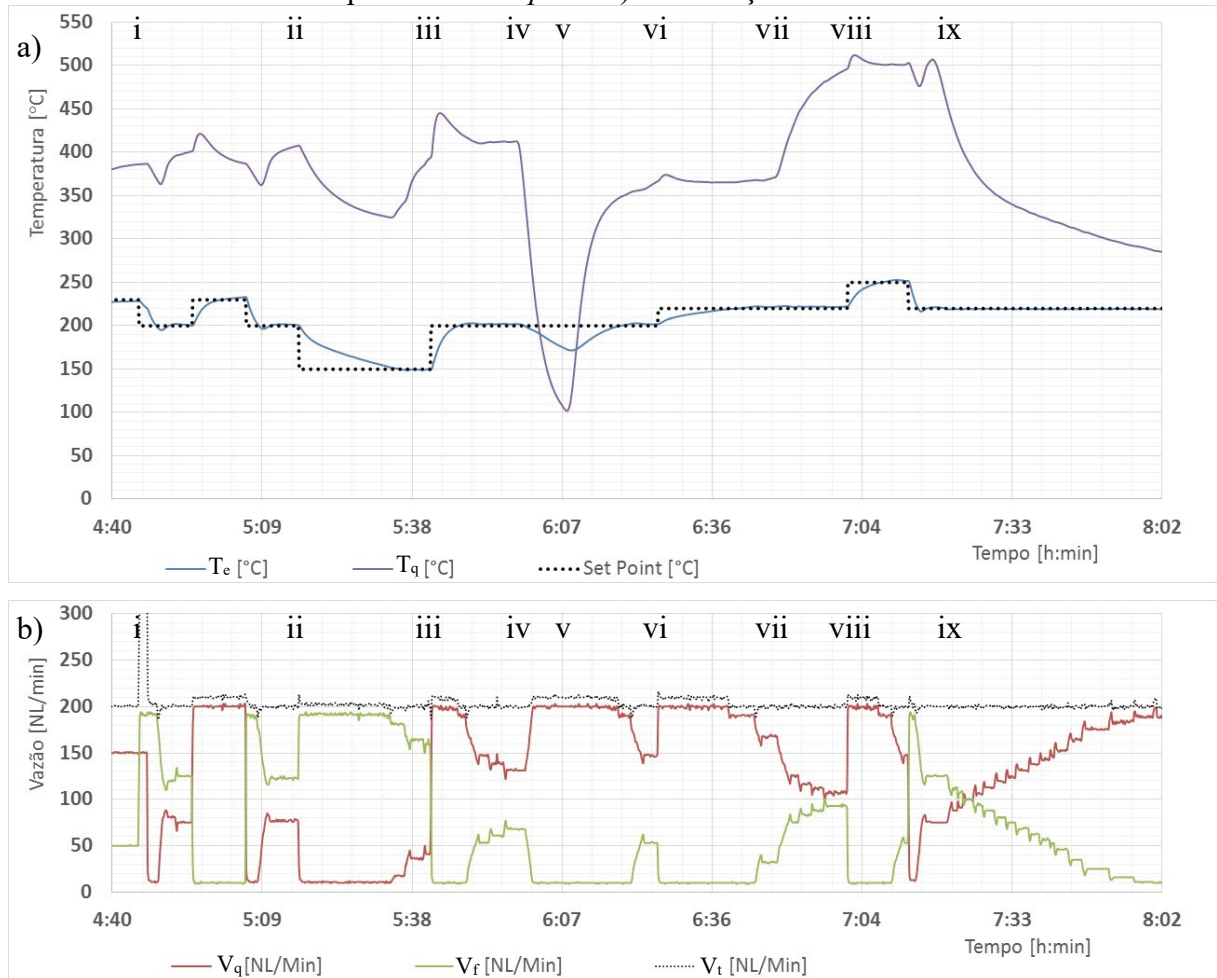


A máxima temperatura de saída solicitada pelo *setpoint* foi de 200 °C. Neste caso, a vazão de fluido quente no estado estacionário gira em torno de 125 NL/min e a de fluido frio em torno de 75 NL/min, ou seja, um ponto de operação para uma temperatura de saída maior seria possível.

Um último ponto interessante a ser considerado ocorre no tempo de 1:30 [h:min] do processo, onde o sistema de aquecimento do forno foi desligado e a temperatura de injeção começa a diminuir de forma constante, o *setpoint* foi mantido em 150 °C. O sistema consegue manter a temperatura de exaustão até o tempo de 2:03 [h:min], ou seja, o sistema de controle manteve a temperatura na saída mesmo com o sistema de aquecimento desligado durante 33 min, ou seja, 23 min a mais que no caso do controlador PID em malha *feedback*. Este fato comprova a grande inércia térmica do sistema e a ótima adequação do sistema de controle, capaz de absorver grandes flutuações da temperatura de injeção.

Com a finalidade de testar os limites do sistema *Split Range Control*, submeteu-se o equipamento a uma nova série de perturbações e, a partir desta confirmar o bom desempenho. Esta nova investida é apresentada na Figura 52. As perturbações iniciam já com o equipamento aquecido e em regime permanente, depois de 4:40 [h:mm] da partida.

Figura 52 – Resultado do controle *Split Range Control* com equipamento aquecido. a) Temperaturas e *setpoint* b) Vazão/ação de controle



Alguns pontos de interesse foram selecionados na Figura 52 para que fosse possível localizar e ressaltar alguns detalhes importantes. Inicialmente em i percebe-se um pico na vazão total do sistema, isto pode ser compreendido como uma perturbação quadrada na vazão de fluido frio V_f , que praticamente não foi percebida no quadro a) das temperaturas. A partir deste momento o sistema *Split Range Control* passa a atuar.

Entre i e ii o sistema foi submetido a degraus no *setpoint* para testar o tempo de resposta em degraus positivos e negativos. Percebe-se que para a faixa de temperatura de exaustão $200^\circ\text{C} < T_e < 230^\circ\text{C}$ a resposta é rápida, cerca de 5 min, com controle preciso. O mesmo não ocorre

entre ii) e iii), neste degrau negativo de 50 °C no *setpoint* o sistema demora cerca de 20 min para atingir o novo ponto de operação. Além disto percebe-se que o sistema está operando recuperando uma baixíssima quantidade de fluido quente conforme observado na Figura 52 b).

O degrau positivo em iii é atingido rapidamente em cerca de 5 min, em vi porém, para atingir o *setpoint* de 220 °C demora 10 min. Depreende-se disso que a faixa de operação do equipamento nessas condições de vazão, a temperatura vai de 150 °C até 220 °C de temperatura da mistura.

No ponto de operação iv o forno foi desligado por 12 min e novamente ligado em v. O sistema experimenta imediatamente a resposta máxima, porém não consegue controlar pois a temperatura de injeção torna-se menor que o *setpoint*. Esta perturbação gerou um DMR de 26 °C na temperatura de exaustão e demorou cerca de 15 min para recompor-se.

Uma perturbação positiva na temperatura é proposta em vii com amplitude de mais de 180 °C sem afetar a temperatura controlada na saída do controlador. Na Faixa entre vii e viii na Figura 52 b) observa-se a progressiva e proporcional ação de controle para manter a temperatura na saída e a vazão total constante. No ponto de maior temperatura viii, um degrau quadrado foi imposto no *setpoint* e foi atingido rapidamente.

Em ix finalmente impõe-se uma redução da temperatura de injeção T_q de forma de curva, com uma amplitude de aproximadamente 215 °C. Neste caso o sistema de controle foi abrindo progressivamente a válvula de fluido quente e fechando a válvula de fluido frio, o que pôde manter a temperatura da mistura em 220 °C em todo o período.

A partir dos dados observados é possível afirmar que o sistema de controle *Split Range Control* cumpre com todos os requisitos exigidos no escopo deste projeto. Uma investigação que poderia ser empreendida seria a imposição de uma nova vazão total na saída, constante neste experimento. Porém, devido à restrição da vazão máxima da linha de ar comprimido predial, não é possível operar o equipamento numa vazão maior. Vazão total menor não faz sentido, pois colocaria o equipamento numa faixa de operação com velocidades muito baixas.

4.2 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

4.2.1 Validação dos modelos

A validação dos modelos para seu uso nos desenvolvimentos de simulações posteriores será desdobrada em duas etapas:

- a) Utiliza-se os dados experimentais de temperatura e velocidade de injeção e temperatura ambiente como parâmetros de entrada no modelo;
- b) Obtém-se a temperatura da mistura no duto de exaustão das soluções da simulação e compara-as com as temperaturas experimentais no mesmo ponto, com isso obtém-se o desvio médio relativo (DMR).

No caso do modelo simulado sob condições laminares transientes compara-se a variação da temperatura média no duto de saída e no caso do modelo simulado sob o regime turbulento e simulação estacionária o valor médio no duto de saída. O comportamento dos campos de temperatura e velocidade do equipamento podem ser avaliados para verificar a qualidade da mistura e adequação final do modelo.

4.2.1.1 Validação do modelo laminar transiente

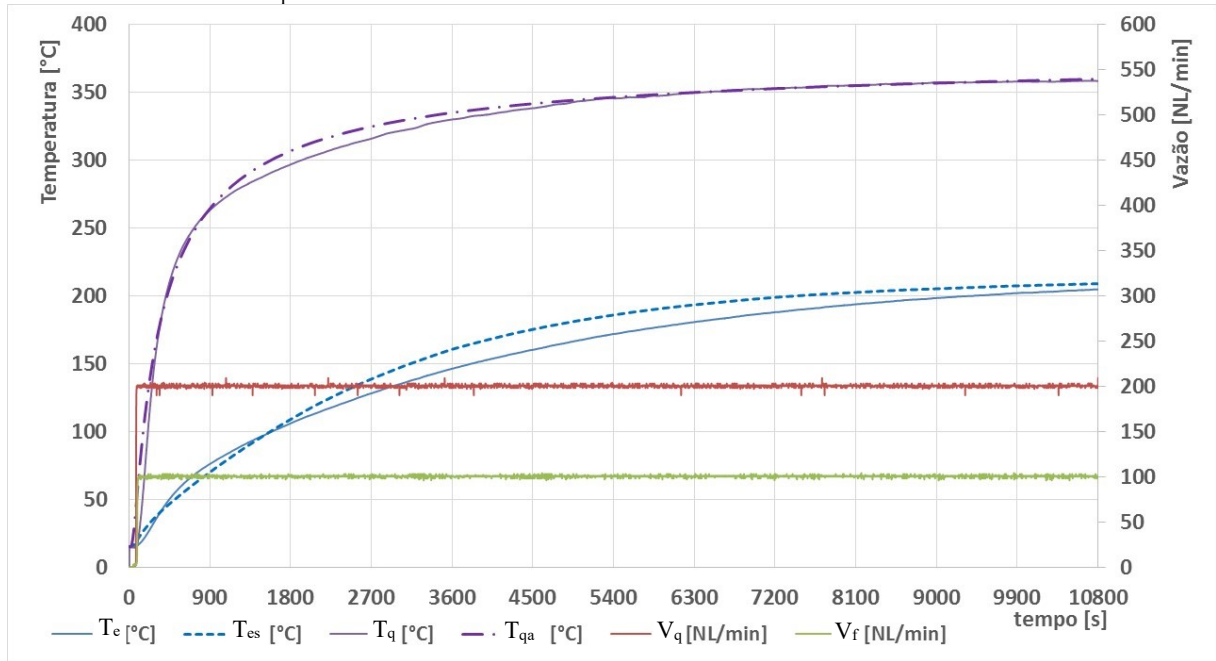
O procedimento de validação do modelo laminar operado em regime transiente requer o acompanhamento da temperatura média da mistura na saída do equipamento e do modelo comparados ao longo do tempo. Para tratar do modelo com parâmetros ajustados para um escoamento laminar e estudo transiente, utiliza-se de velocidade inicial de injeção de fluido abaixo de 4,01 m/s. Como a vazão mássica é constante, a velocidade de injeção de fluido quente aumenta com o aumento da temperatura devido à expansão dos gases.

Para impor ao modelo a curva de aquecimento da temperatura de injeção de fluido quente T_q os dados experimentais foram ajustados por regressão à equação sigmoideal logistic5 utilizando-se para isso do *software* comercial Origin, que gerou a equação que descreve a curva de aquecimento T_{qa} da Figura 53, esta foi utilizada como condição de entrada no modelo.

Utilizou-se a simulação da partida do equipamento, ou transiente inicial, para realizar a validação do modelo (Figura 18), este operado sob o regime de escoamento laminar. Observa-se na Figura 53: a variação da temperatura de injeção de fluido quente T_q e a respectiva curva ajustada T_{qa} ; a temperatura de exaustão T_e e a curva obtida por meio da simulação T_{es} no mesmo ponto; além das vazões mássicas de injeção de fluido frio V_f e de fluido quente V_q que são

constantes na simulação. A temperatura ambiente foi considerada constante durante o experimento de 15,2 °C.

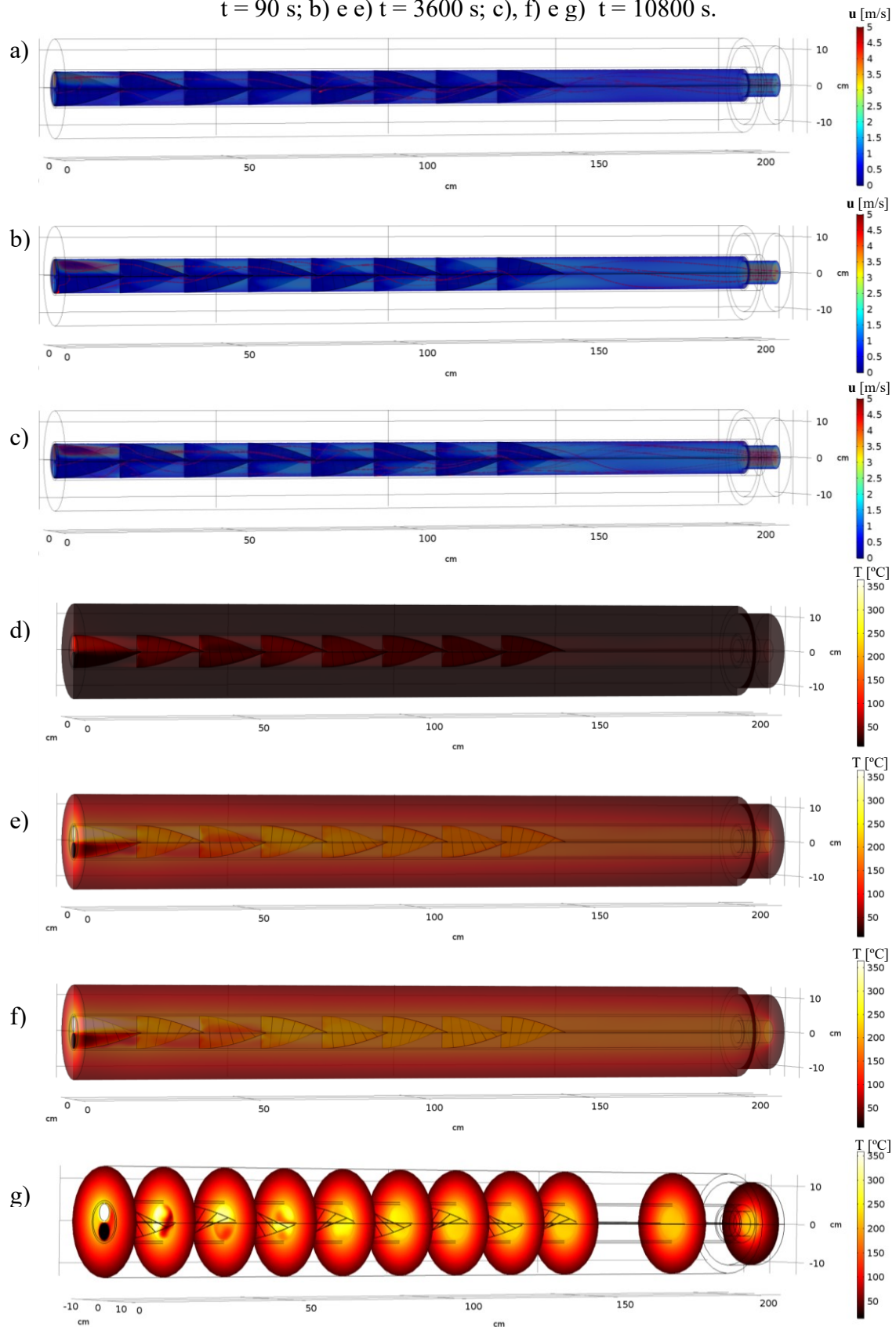
Figura 53 – Curvas de temperatura e vazão para validação do modelo: vazão de fluido quente $V_q = 200$ NL/min e vazão de fluido frio $V_f = 100$ NL/min



A temperatura experimental final referente ao experimento da Figura 53 é de $T_e = 204,60$ °C, a temperatura de exaustão média (no duto de exaustão) final simulada é de $T_{es} = 208,65$ °C, já no mesmo ponto, ou seja, a diferença final fica em apenas 4,05 °C ou 1,98 %. Observa-se também que a curva de temperatura simulada aproxima-se muito da curva experimental, o que reafirma a validade do modelo.

A validação do modelo contou com várias etapas, e passou principalmente pelo ajuste da malha de discretização do modelo até o ponto ótimo, onde não houve alteração substancial do resultado final por novos refinamentos. A partir do modelo já validado foi possível verificar a eficiência da mistura de forma qualitativa, por meio dos campos de velocidade e temperatura no modelo, como observado na Figura 54 para os tempos 90 s, 3600 s e 10800 s de simulação.

Figura 54 - Campo de velocidades e Temperatura para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 2,72$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f = 1,36$ m/s no transiente de aquecimento inicial. a) e d) $t = 90$ s; b) e e) $t = 3600$ s; c), f) e g) $t = 10800$ s.



A Figura 54 a) contém o campo de velocidades para a simulação em seu estado de aquecimento inicial (Figura 54 d)), o campo de velocidades já está desenvolvido. Observa-se nas Figura 54 a) à 17 c) o progressivo aumento do campo de velocidades, que aumenta devido ao aquecimento do fluido. A normalização do escoamento ocorre a partir do terceiro elemento de mistura. Nas simulações as correntes de entrada ou injeção serão consideradas em termos de velocidade \mathbf{u} e não de vazão \mathbf{V} para que possa ser diferenciada e quantificada.

Observa-se na Figura 54 d) à f) o progressivo aumento da temperatura de Injeção de fluido quente. O mapa termal mostra a rápida equalização da temperatura no interior da câmara de mistura. Na Figura 54 g) percebe-se em detalhes que a equalização completa da temperatura só ocorre no quinto elemento defletor. Sendo este é o cenário mais exigente a que o equipamento foi submetido para o modelo laminar, supre à demanda de qualidade da mistura.

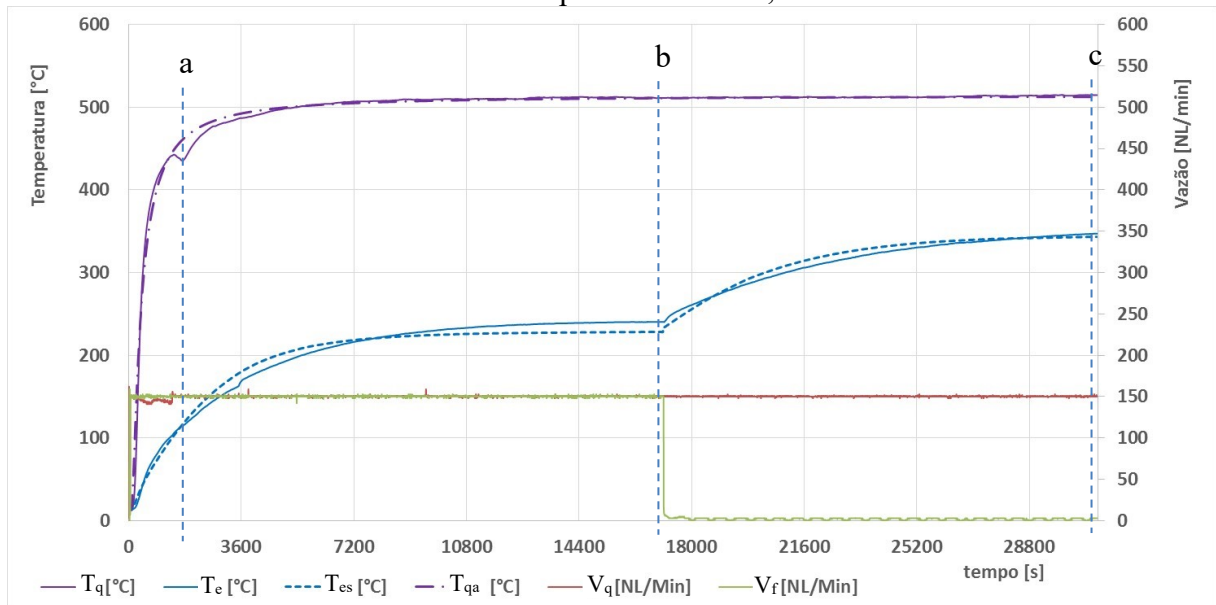
Um segundo experimento foi proposto para avaliar a validade do modelo laminar transiente. Os dados experimentais de temperatura foram ajustados em uma equação sigmoideal logistic5 no *software* Origin. Observa-se na Figura 55 que houve uma perturbação não programada no experimento. Trata-se de uma queda na pressão da linha de ar comprimido predial, provavelmente pela utilização de ar comprimido em outro ponto no prédio. Este fato não inviabilizou o experimento, pois manteve-se a planta em operação por um longo tempo sem alterações nas vazões e temperatura de injeção.

O resultado experimental apresentado na Figura 55, um transiente com duas vazões de fluido frio e com as outras variáveis constantes, gerou um longo ensaio de 8,6 h de duração. Os mesmos dados de entrada são inseridos no modelo para validação deste. A simulação por sua vez, foi finalizada em 19 h 23 min e 19 s de processamento computacional. A variação da temperatura de injeção de fluido quente T_q e a respectiva curva ajustada T_{qa} ; a temperatura de exaustão T_e e a curva obtida por meio da simulação T_{es} no mesmo ponto; além das vazões mássicas de injeção de fluido frio V_f e de fluido quente V_q que são constantes na simulação. A temperatura ambiente foi considerada constante durante o experimento de 13,0 °C.

No trabalho precedente investigamos operação nos regimes de escoamento laminar e turbulento. Na operação do equipamento em regime laminar concentramos esforços em observar a influência dos padrões de escoamento e mistura para um misturador a jatos de fluido. Quatro perturbações laminares foram percebidas: fluxo segregado, fluxo de *vórtex*, fluxo de imersão e fluxo caótico. Nos estudos desenvolvidos neste trabalho estas perturbações laminares não foram percebidas.

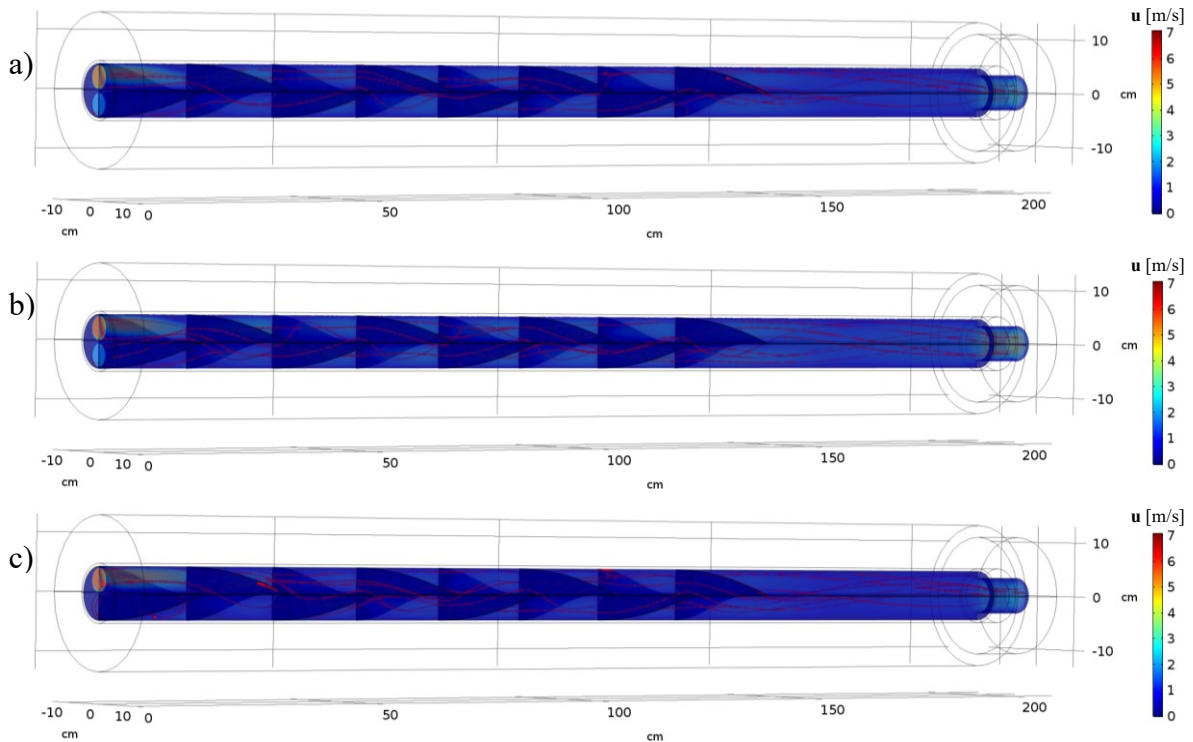
Com exceção da redução da velocidade de injeção de fluido frio, observada no duto de entrada da Figura 56 c), poucas alterações são percebidas nos campos de velocidades.

Figura 55 - Curvas de temperaturas e velocidades para validação do modelo: vazão de fluido quente $V_q = 150$ NL/min e vazão de fluido frio: $V_f = 150$ NL/min para $t < 17110$ s; $V_f = 4,98$ NL/min para $t > 17110$ s;



Os três pontos de operação marcados na Figura 55 serão considerados para avaliação dos campos de velocidades e temperaturas. Os resultados são apresentados na Figura 56.

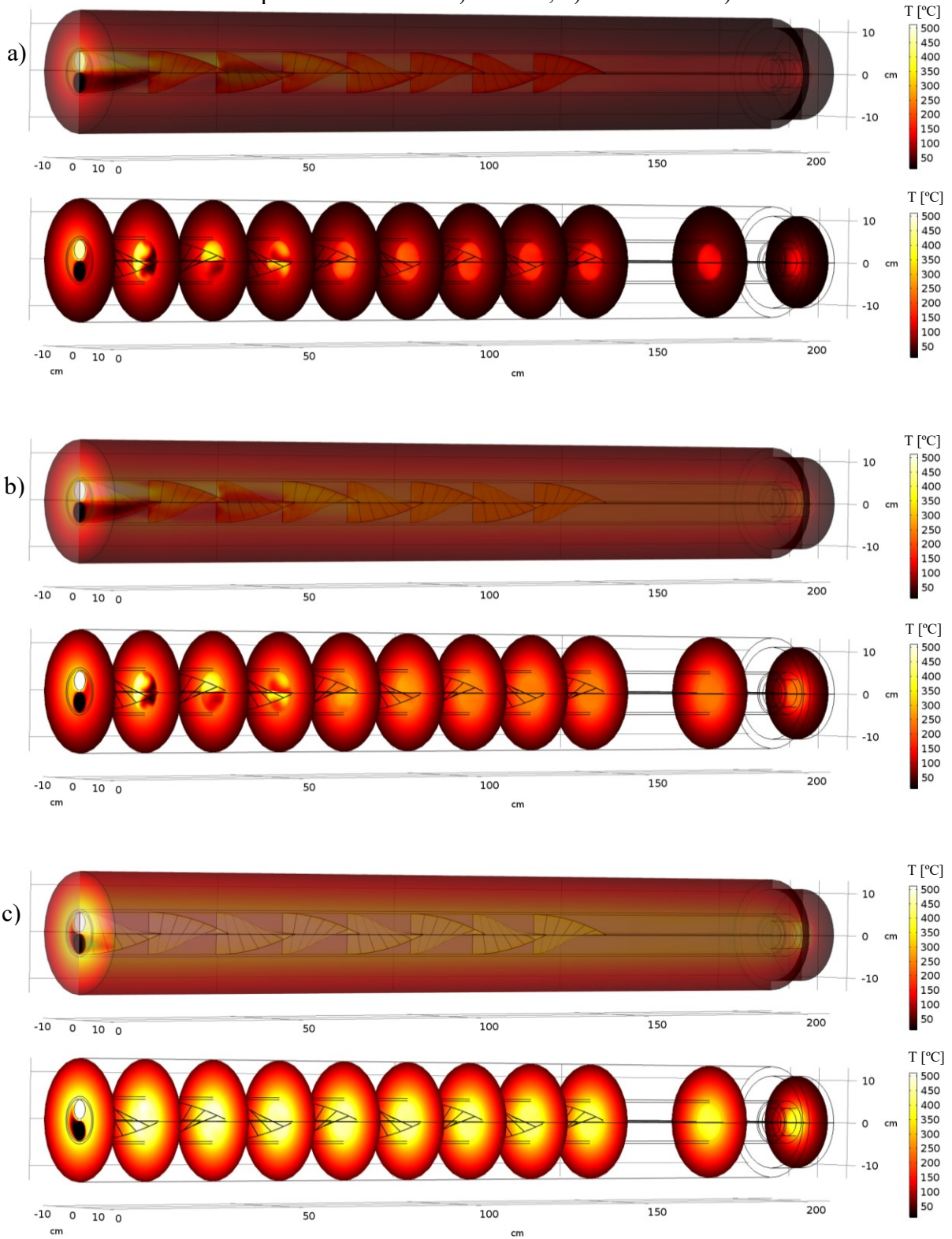
Figura 56 - Campo de velocidades para velocidade de fluido quente $u_q = 2,04$ m/s e velocidade de fluido frio: $u_f = 2,04$ m/s para $t < 17110$ s; $u_f = 0,08$ m/s para $t > 17110$ s;. Transiente de aquecimento inicial a) $t = 90$ s, b) $t = 3600$ s e c) $t = 10800$ s.



Nos campos de temperatura observados na Figura 57 é possível perceber o processo de aquecimento da câmara de mistura e de todo o isolamento progressivamente, de a) para b) devido ao processo de aquecimento e de b) para c) devido à redução da velocidade de injeção de fluido quente. Nos quadros a) e b) é possível observar o processo de mistura, que ocorre adequadamente até o quinto elemento defletor.

A reprodução dos dados de temperatura na saída do equipamento, segue uma característica semelhante, com desvio médio relativo (DMR) final de -4,70 % e -0,99 % para os pontos b) e c), respectivamente. A coerência dos dados dos campos de velocidades e de temperatura mostra que o modelo pode ser utilizado com boa confiabilidade para a reprodução dos dados experimentais. Considera-se assim o modelo laminar com estudo transiente como válido.

Figura 57 - Campo de temperaturas para velocidade de fluido quente $u_q = 2,04$ m/s e velocidade de fluido frio: $u_f = 2,04$ m/s para $t < 17110$ s; $u_f = 0,08$ m/s para $t > 17110$ s;. Transiente de aquecimento inicial a) $t = 90$ s, b) $t = 3600$ s e c) $t = 10800$ s.



4.2.1.2 Validação do modelo turbulento

Os dados de entrada de temperaturas e de velocidades do modelo são extraídos do procedimento experimental, o processo de validação do modelo estacionário, operado sob regime de escoamento turbulento, pode ser feito pela comparação da temperatura média da mistura na saída do misturador com o dado experimental no mesmo ponto. Com a temperatura neste ponto concorde e a simulação coerente nos aspectos de transferência de calor e quantidade de movimento pode-se considerar o modelo válido. O modelo com parâmetros ajustados para um escoamento turbulento foi submetido à velocidades totais de injeção superiores a 4,0 m/s, suficiente para que o escoamento turbulento ocorra em parte do protótipo, neste caso o critério para utilização do modelo é a convergência do modelo e a reprodução dos dados pelo modelo escolhido. Como a vazão mássica é constante, a velocidade de injeção de fluido quente aumenta no interior do forno com o aumento da temperatura devido à expansão dos gases e isto foi considerado por correlação na entrada modelo.

No caso do modelo turbulento estacionário os pontos experimentais a serem inseridos no modelo para a simulação são selecionados em momentos onde as variações de vazão e de temperatura são mínimas, com o equipamento operado em regime permanente. Por se tratar de um sistema dinâmico e com inércia térmica elevada esses momentos são incomuns, mas os três pontos descritos na Tabela 4 foram previstos nos procedimentos experimentais e serão utilizados para a validação do modelo.

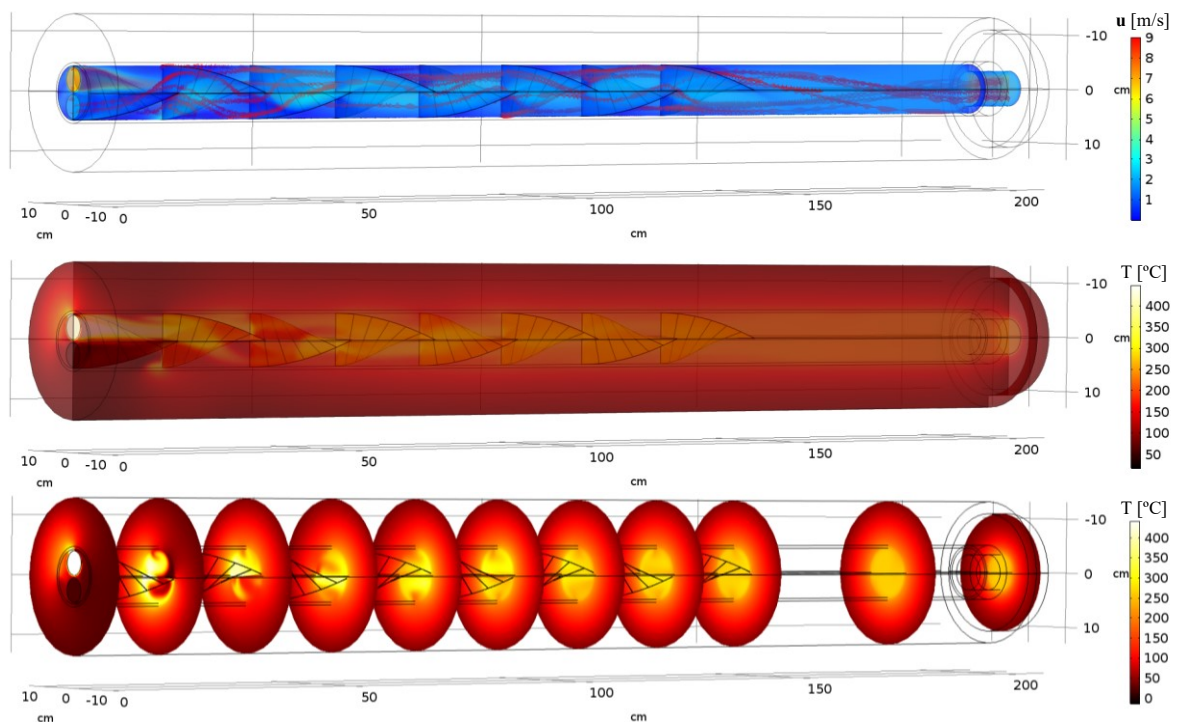
As configurações apresentadas na Tabela 4 possuem variação nas principais entradas do processo: temperatura de injeção de fluido quente T_q , temperatura ambiente, temperatura de injeção de fluido frio T_f , velocidade de fluido frio u_f e velocidade de fluido quente u_q .

No primeiro estudo para validação, Simulação 1 da Tabela 4, os parâmetros experimentais utilizados correspondem ao tempo 2:10 [h:min], ponto i da Figura 50. A velocidade total de injeção é de $u_t = 4,64$ m/s ($u_q = 2,72$ m/s e $u_f = 1,92$ m/s). Nesta configuração apenas o modelo turbulento apresenta convergência devido às velocidades e temperatura mais elevadas e o resultado pode ser visto na Figura 59. Nestas condições de operação, simulado em regime turbulento, a mistura completa precisa de todos os elementos de mistura, o que não significa o limite superior de operação, pois a Figura 59 apresenta velocidades maiores e ainda assim a mistura completa ocorre. A média da temperatura no duto de exaustão $T_{es} = 252,9$ °C comparada ao valor experimental $T_e = 250,0$ °C possui um DMR de + 1,16 % apenas, o que prova a boa reprodução dos dados experimentais pelo modelo.

Tabela 4 - Resumo de propriedades e resultados dos modelos turbulentos

Propriedade	Modelo		
	Simulação 1	Simulação 2	Simulação 3
u_q [m/s]	2,72 m/s	3,40 m/s	4,01 m/s
u_f [m/s]	1,92 m/s	1,36 m/s	0,08 m/s
u_t [m/s]	4,64 m/s	4,76 m/s	4,09 m/s
T_∞ [°C]	20,5 °C	10,2 °C	10,8 °C
T_f [°C]	20,0 °C	16,5 °C	18,1 °C
T_q [°C]	442,0 °C	321,9 °C	290,8 °C
T_e [°C]	250,0 °C	214,2 °C	244,6 °C
T_{es} [°C]	252,9 °C	220,9 °C	254,3 °C
DMR [%]	+ 1,16 %	+ 3,12 %	+ 3,97 %

Figura 58 - Campo de velocidade e temperatura para velocidade de fluido quente $u_q = 2,72$ m/s e $u_f = 1,92$ m/s, $T_q = 442,0$ °C e $T_f = 20,5$ °C



No segundo estudo para validação, Simulação 2 da Tabela 4, os parâmetros experimentais utilizados na simulação correspondem ao ponto i da Figura 48, tempo 26600 s, foram: velocidade de fluido quente $u_q = 3,40$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f = 1,36$ m/s,

totalizando $u_t = 4,47$ m/s. O resultado pode ser visto na Figura 59. Nestas condições de operação, a mistura completa precisa de todos os elementos de mistura, o que não significa o limite superior de operação, pois uma mistura certamente seria finalizada na tubulação posterior. A média da temperatura no duto de exaustão $T_{es} = 220,9$ °C comparada ao valor experimental $T_e = 214,2$ °C, possui um DMR de + 3,12%.

No terceiro estudo para validação, Simulação 3 da Tabela 4, os parâmetros experimentais utilizados na simulação correspondem ao ponto i da Figura 46, tempo 13850 s, foram: velocidade de fluido quente $u_q = 4,01$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f = 0,08$ m/s, totalizando $u_t = 4,09$ m/s. Neste caso a válvula da corrente fria está totalmente fechada e a pequena vazão que aparece refere-se ao vazamento constante devido à limitação de construção das válvulas de acionamento elétrico. O resultado pode ser visto na Figura 60. Nestas condições de operação, a mistura completa ocorre de forma instantânea pois a vazão de fluido frio é muito baixa e a pequena contribuição é absorvida imediatamente. A média da temperatura no duto de exaustão $T_{es} = 254,3$ °C comparada ao valor experimental $T_e = 244,6$ °C, possui um DMR de + 3,98%.

Figura 59 - Campo de velocidade e temperatura para velocidade de fluido quente $u_q = 3,40$ m/s e $u_f = 1,36$ m/s, $T_q = 321,90$ °C e $T_f = 16,50$ °C

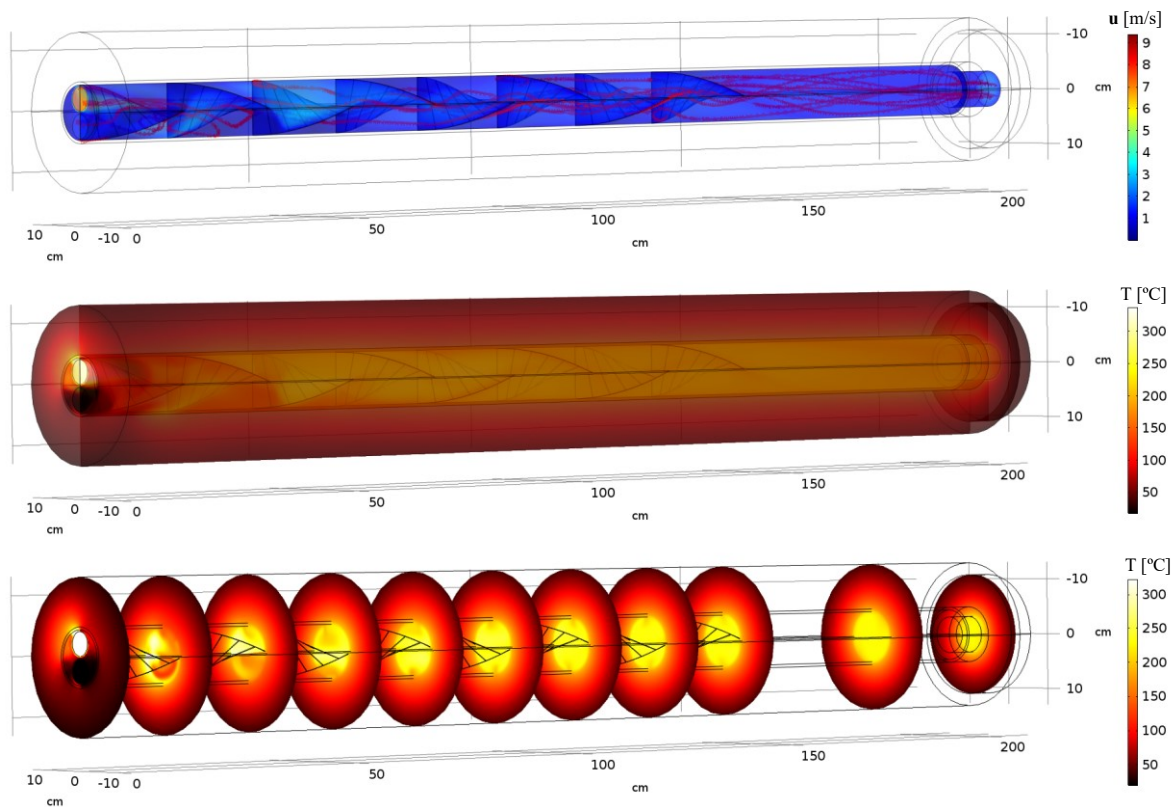
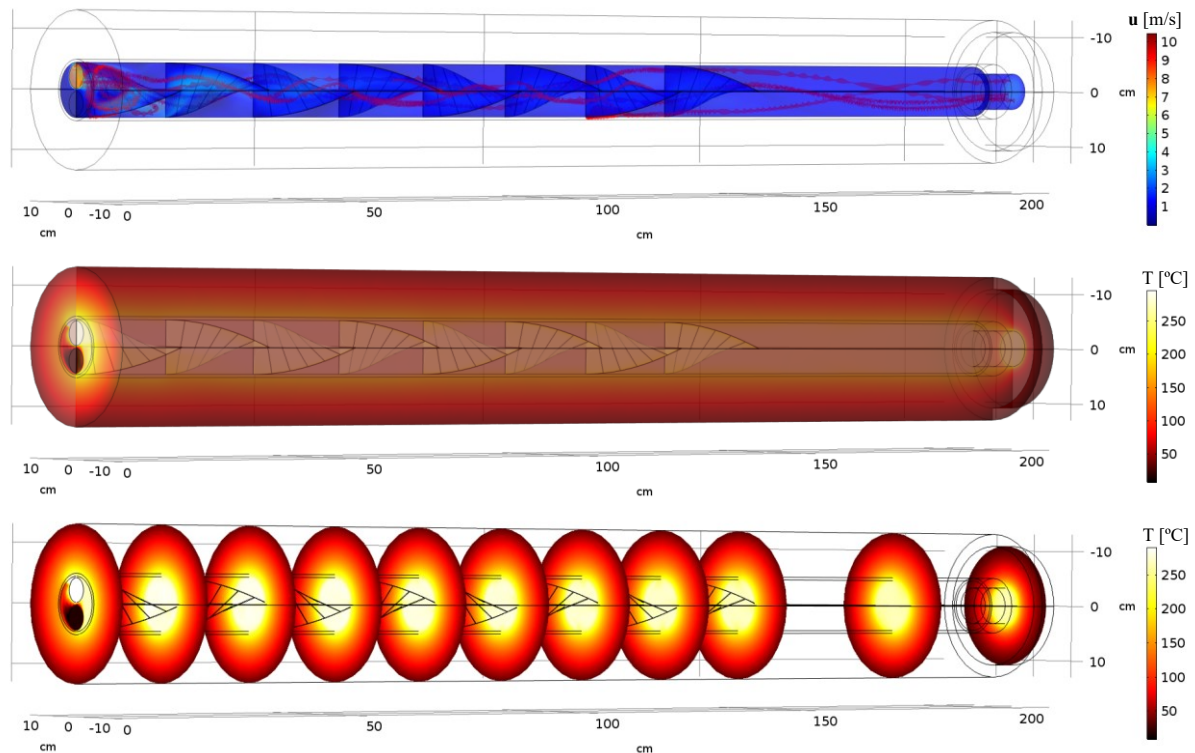


Figura 60 - Campo de velocidade e temperatura para velocidade de fluido quente $u_q = 4,01$ m/s e $u_f = 0,08$ m/s, $T_q = 321,90$ °C e $T_f = 16,50$ °C



A questão do DMR final apresentado em cada simulação proposta tem correlação com o regime permanente, se este foi ou não completamente atingido. O Ponto i da Figura 46, por exemplo, está com variações positivas mínimas na temperatura de exaustão T_e , o que deve reduzir o DMR, ou seja, T_e aproximar-se da temperatura simulada T_{es} , apresentado na Simulação 3 da Tabela 4, pois esta, já considera o regime permanente.

A variação da temperatura ambiente e a variação da temperatura do fluido frio, que mudam devido às condições climáticas do dia e aquecimento dos compressores, podem ser outras possíveis fontes de perturbação. Além disso considerou-se a emissividade baixa e todas as transferências de calor por radiação foram desconsideradas. Desta forma, por se tratar de um sistema dinâmico e com muitas variáveis e simplificações, o desvio médio relativo pode ser considerado aceitável e o modelo turbulento estacionário válido para descrever o protótipo. O comportamento das correntes internas de fluido e o mapa de temperatura apresentam-se de forma coerente, como esperado.

4.2.2 Variação da velocidade de injeção de fluido frio

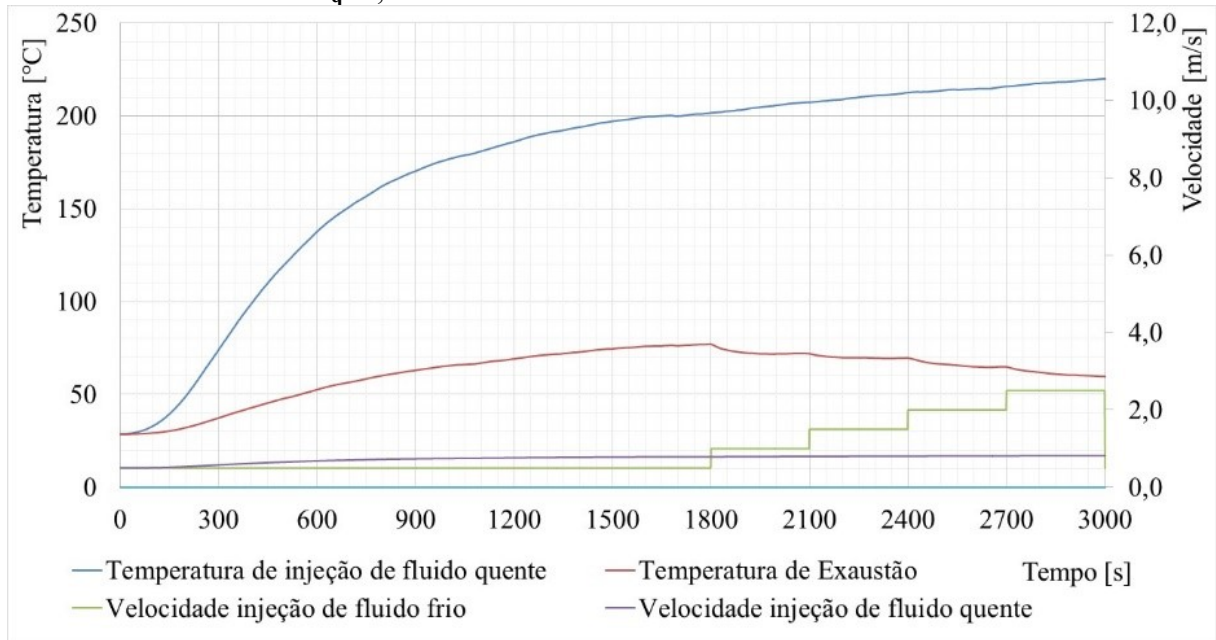
A partir dos resultados experimentais de temperatura e de vazão inseridos como parâmetros de entrada do modelo torna-se possível obter os resultados das simulações e avaliar a eficiência da mistura em diferentes quadros ou configurações de operação, o que foi realizado apenas numa corrida experimental com baixas velocidades de injeção.

4.2.2.1 Modelo laminar transiente

O modelo laminar pode simular um transiente inicial de aquecimento ou partida do equipamento além de variações nas correntes de injeção, ou seja, é possível simular toda variação de temperatura e velocidades. Neste modelo, além do transiente inicial, foi possível simular os transientes intermediários, nas variações das vazões de fluido frio.

Três quadros são apresentados na Figura 62 para ilustrar o campo de velocidades do transiente inicial nos tempos a) $t=0$, b) $t=900$ s e c) $t=1800$ s de simulação. Os dados experimentais correspondentes podem ser visualizados na Figura 61.

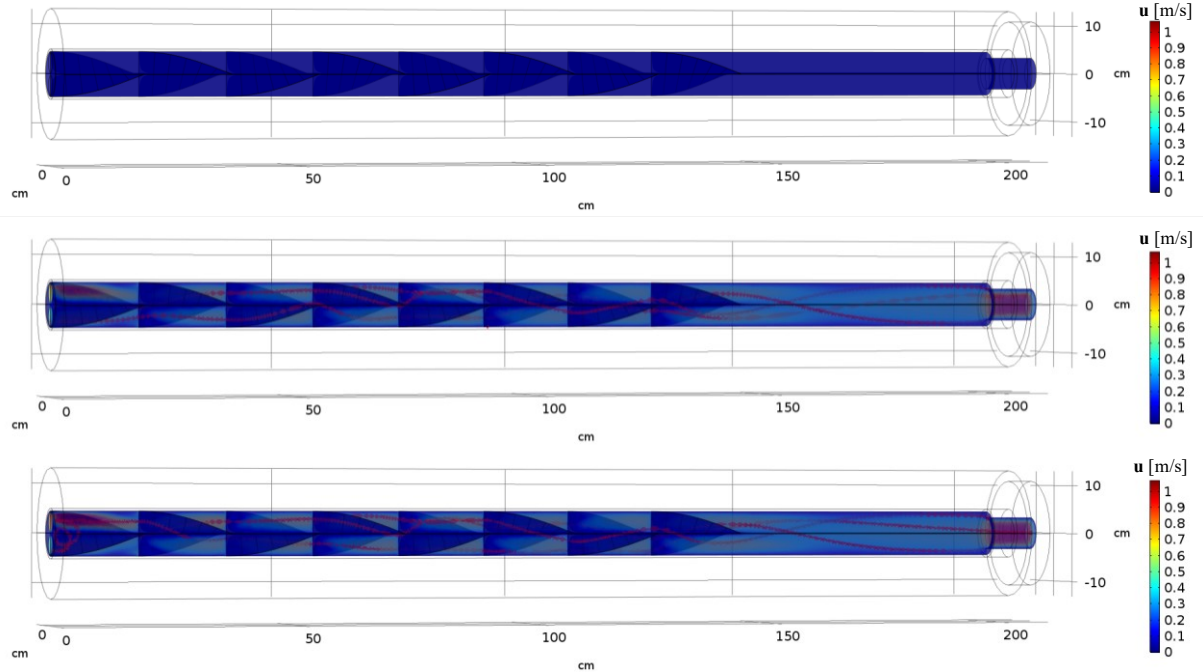
Figura 61 - Curvas de temperaturas e velocidades para velocidade inicial de fluido quente $u_q=0,5$ m/s e velocidade de fluido frio variável



Observa-se na Figura 62 a) a simulação em seu estado inicial, onde os campos de velocidade $u_q = 0,0$ m/s e $u_f = 0,0$ m/s, já em b) e c) a velocidade lida pelo sensor aumenta para $u_q = 0,5$ m/s e $u_f = 0,5$ m/s. No quadro c) da Figura 62 percebe-se a velocidade de injeção de

fluido quente aumenta continuamente, o que se deve à expansão dos gases pelo aquecimento, a vazão mássica das duas correntes porém, é mantida constante.

Figura 62 - Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f = 0,5$ m/s. Transiente de aquecimento a) $t = 0$, e b) $t = 1800$ s.



Os campos de velocidade dentro da câmara de mistura (Figura 63) são relativamente baixos, e a baixa velocidade do escoamento próximo das paredes é característico de um sistema de escoamento laminar. A distribuição de velocidades homogeneiza-se nos primeiros três elementos defletores.

É possível observar na Figura 63 o aumento progressivo na vazão de fluido frio ($0,5 < u_f < 2,5$ m/s) enquanto que velocidade de fluido quente permanece constante em $u_q = 0,5$ m/s. Na situação e) onde a velocidade é do fluido frio é mais elevada a normalização da distribuição das velocidades ocorre já no terceiro elemento defletor o que pode ser um indicio de que a mistura está ocorrendo rapidamente, este fato porém precisa ser confirmado pela análise da distribuição de temperaturas.

Figura 63 - Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s. Temperatura baixa em Tq. a) $t = 1800$ s e $u_f = 1,0$ m/s, b) $t = 2100$ s e $u_f = 1,5$ m/s, c) $t = 2400$ s e $u_f = 2,0$ m/s, d) $t = 2700$ s e $u_f = 2,5$ m/s, e) $t = 3000$ s e $u_f = 0,5$ m/s.

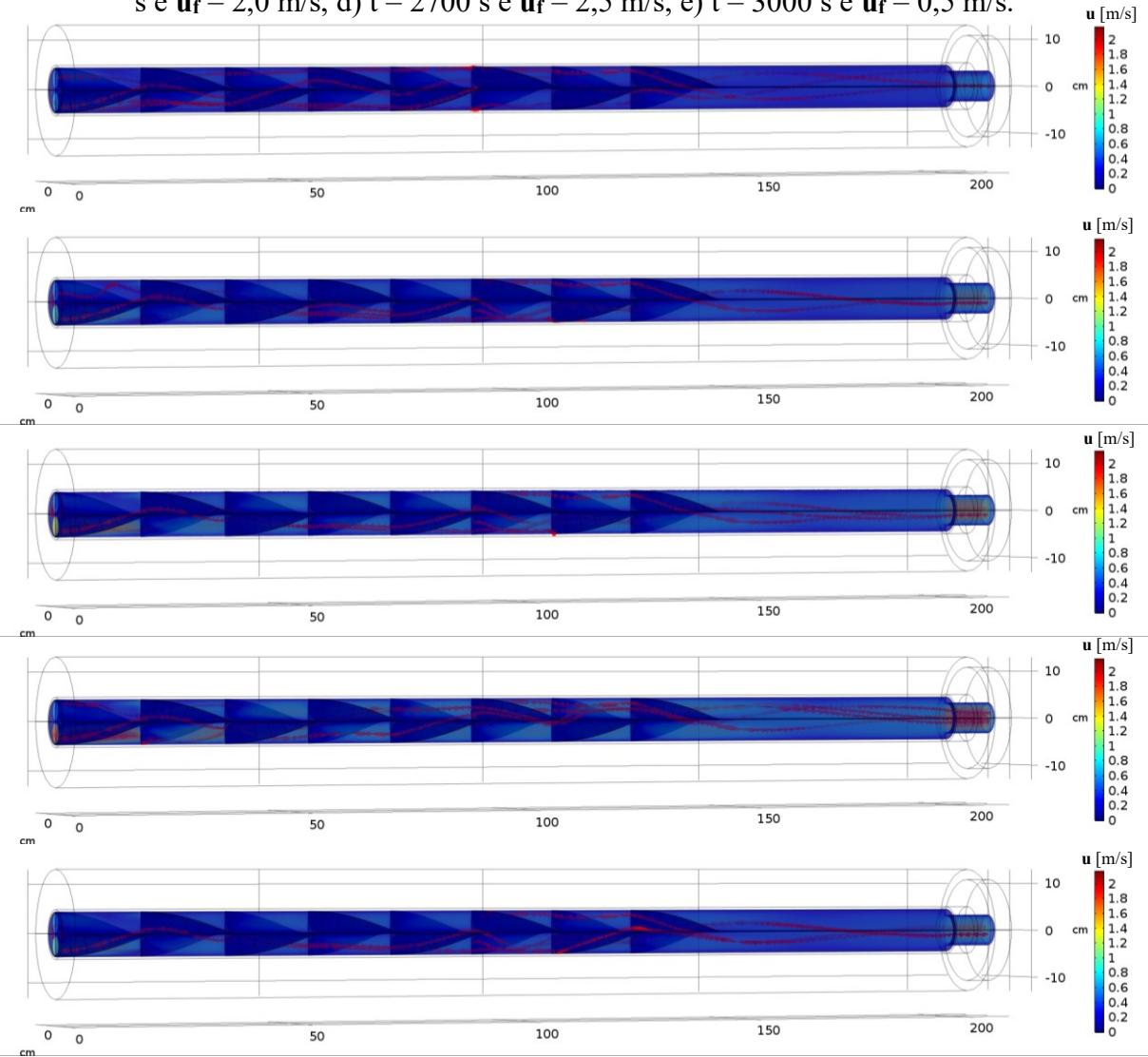
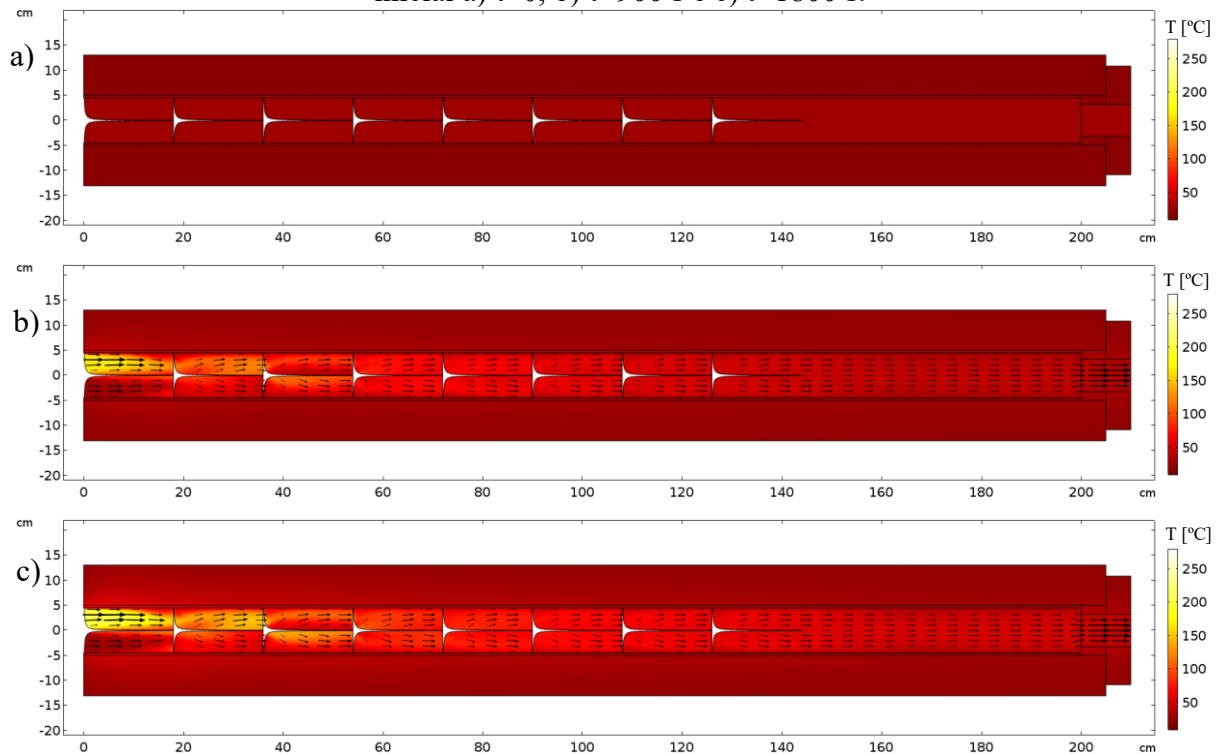


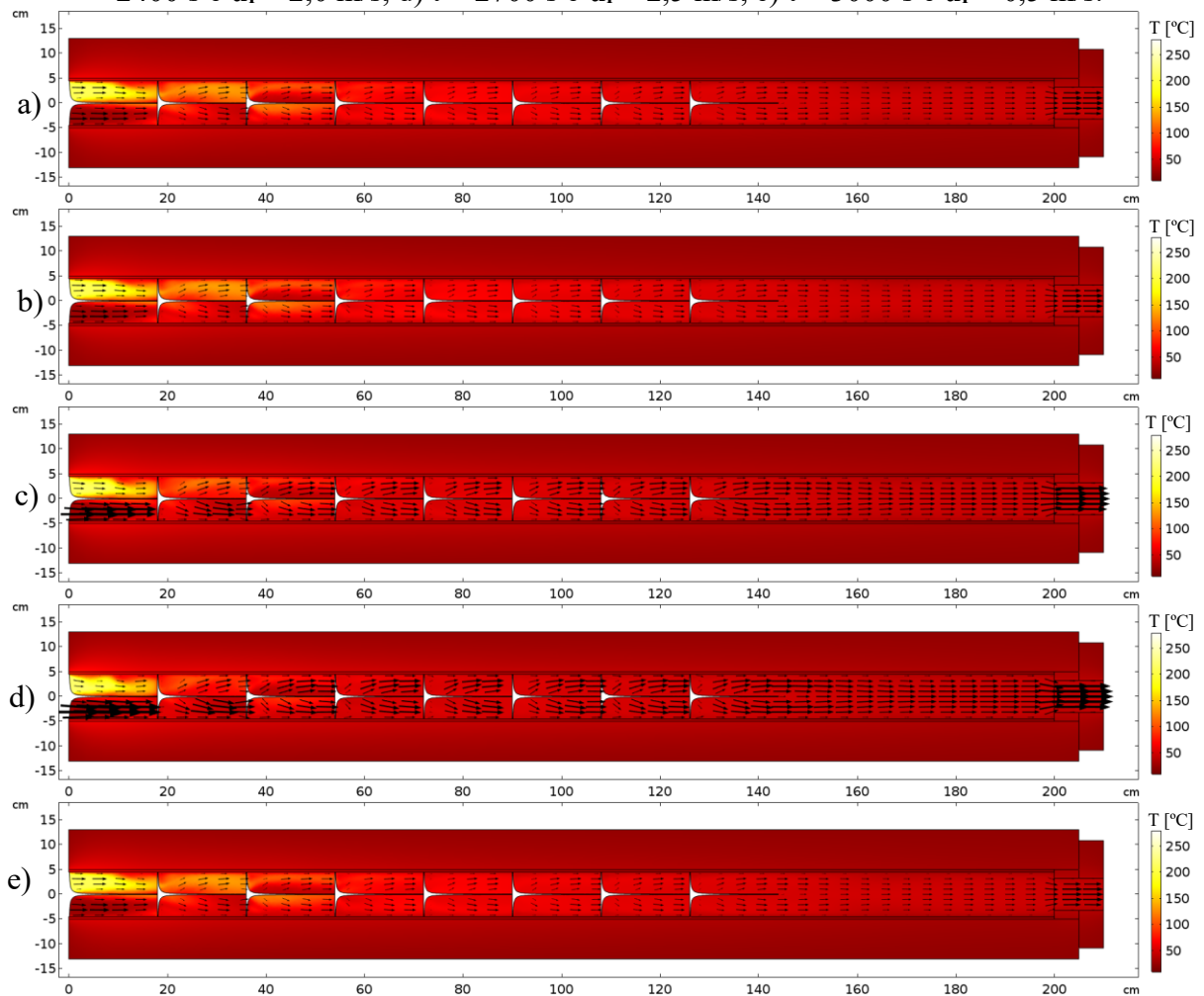
Figura 64 - Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q=0,5$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f=0,5$ m/s. Temperatura baixa em T_q . Transiente de aquecimento inicial a) $t=0$, b) $t=900$ s e c) $t=1800$ s.



Na Figura 62 apresentaram-se três configurações do campo de velocidades referentes ao aquecimento inicial ou partida do equipamento. O campo de temperaturas correspondente é apresentado na Figura 64 para ilustrar a evolução da mistura no transiente inicial nos tempos: a) $t=0$, b) $t=900$ s e c) $t=1800$ s de simulação.

O resultado apresentado na Figura 64 mostra claramente que a homogeneização térmica no equipamento ocorre de forma adequada já no quarto elemento de mistura. Este é um indício suficiente para considerar que o sistema de mistura cumpre com o objetivo de obter uma mistura satisfatória para não gerar distúrbios e erros de leitura no sistema de controle.

Figura 65 - Campo de temperaturas [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s. Temperatura baixa em T_q . a) $t = 1800$ s e $u_f = 1,0$ m/s, b) $t = 2100$ s e $u_f = 1,5$ m/s, c) $t = 2400$ s e $u_f = 2,0$ m/s, d) $t = 2700$ s e $u_f = 2,5$ m/s, e) $t = 3000$ s e $u_f = 0,5$ m/s.



Observa-se na Figura 65 que o aumento da velocidade de injeção de fluido frio ($0,5 < u_f < 2,5$ m/s) não gera grandes alterações na qualidade da mistura, sendo que a única alteração percebida é o alcance do jato da corrente quente, que é naturalmente maior em a) e e), onde equiparam-se as duas velocidades de injeção.

Vale notar que, mesmo com a alteração considerável na proporção da mistura, não ocorre uma aparente alteração proporcional da temperatura de saída, o que se deve pela baixa vazão de fluido quente, ou seja, as perdas de calor para o ambiente somado a progressiva elevação da velocidade de ar frio deixam a operação do sistema em uma temperatura muito baixa, entre 50 e 80 °C. A elevação das velocidades e temperaturas de injeção podem colocar o sistema em um ponto de operação mais adequado, no qual as alterações das velocidades possam gerar maiores impactos na temperatura da mistura.

4.2.2.2 *Modelo turbulento estacionário*

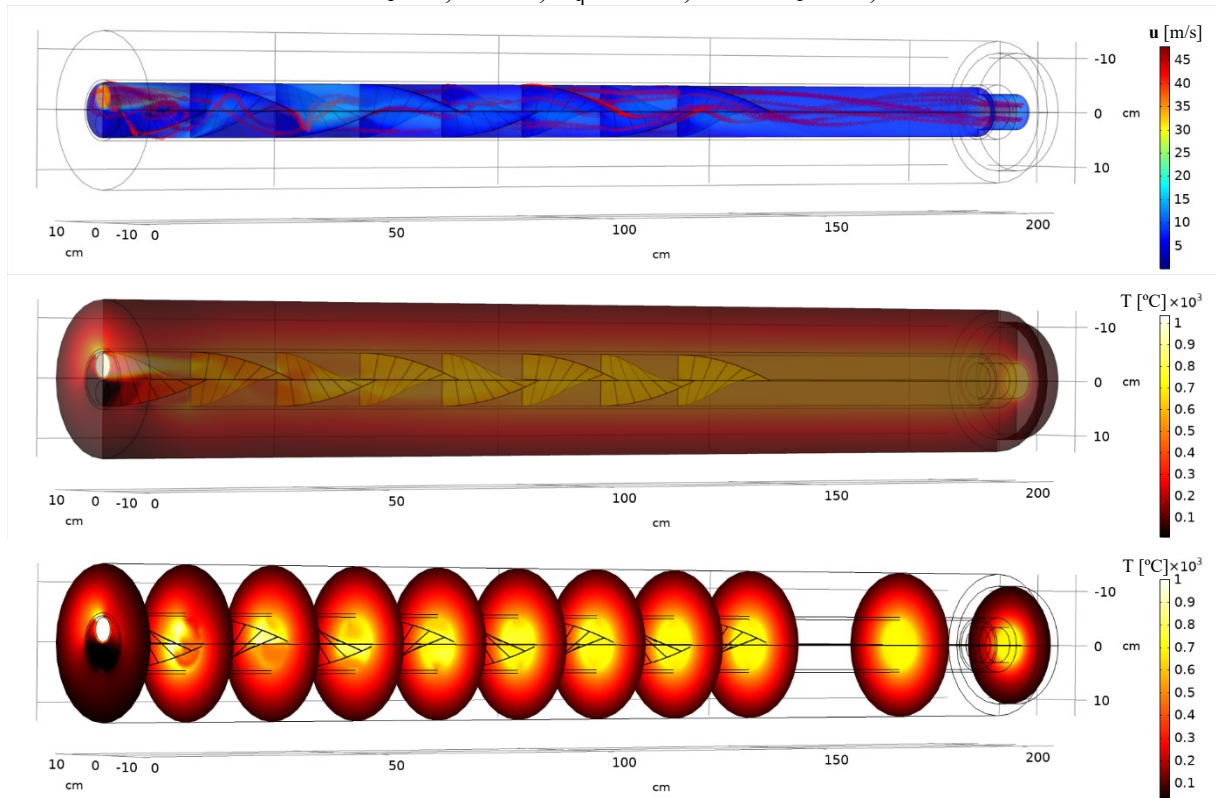
O modelo turbulento operado sob o regime de escoamento estacionário foi explorado frente a diversas configurações de temperatura e velocidade. Porém, os dados experimentais são limitados à velocidade máxima de 4,76 m/s devido ao sistema de alimentação, baseado na linha instalada de ar comprimido predial. O sistema de aquecimento, limitado pela quantidade de energia fornecida pelo queimador poroso, fornece o ar à temperaturas máximas próximo a 500 °C.

Essas condições de operação no modelo podem ser extrapoladas com certa segurança, dado o bom desempenho e reprodução dos modelos. A partir desse pressuposto submeteu-se a geometria a uma velocidade de injeção maior $u_q = 8,16$ m/s e $u_f = 4,08$ m/s e temperatura de injeção de Fluido quente de 1000 °C. A utilização do equipamento nessas condições pode aumentar o a relação custo-benefício pois pode processar um volume muito maior de fluido, ou seja, recuperar uma maior carga térmica. Por se tratar de um estudo hipotético de operação outros parâmetros, como a transferência de calor por radiação continuará sendo negligenciada, mesmo que nessas condições de operação já exerceriam certa influência. A temperatura do fluido frio $T_f = 20,5$ °C e a temperatura ambiente de $T_\infty = 20,0$ °C. O resultado pode ser visto na Figura 60.

Nestas condições de operação, simulada em regime turbulento, a mistura completa precisa de 5 elementos de mistura, ou seja, a mistura ocorre de forma satisfatória mesmo em velocidades elevadas, o que indica a elevada capacidade de mistura do equipamento. A média da temperatura no duto de exaustão $T_e = 684,98$ °C.

A adição de oito elementos defletores helicoidais no interior do misturador, que dividem o fluxo em 256 vezes, tornaram o sistema de mistura muito robusto e fizeram com que a faixa de operação do equipamento fosse maior, de modo que nas maiores vazões a que o equipamento foi submetido a mistura ainda ocorreu de forma suficiente, não sendo possível perceber nenhum gradiente além de uma pequena camada de perda de calor junto a parede, o que é natural.

Figura 66 - Campo de velocidade e temperatura para velocidade de fluido quente $u_q = 8,16$ m/s e $u_f = 4,08$ m/s, $T_q = 1000,0$ °C e $T_f = 20,5$ °C



Mesmo nestas condições mais exigentes de operação do equipamento, a mistura ocorre de forma suficiente e não foi possível encontrar um limite superior de vazão. A limitação da temperatura é dada pelo tipo de termopar (Tipo K) utilizado que suporta temperaturas de até 1200 °C.

4.2.3 Capacidade de recuperação de energia térmica

A capacidade de recuperação de energia térmica depende em última análise da captação das correntes de energia, ou seja, será possível tratar toda a carga térmica de determinada corrente gasosa. Apenas uma pequena quantidade de energia será perdida por convecção natural no corpo do equipamento misturador e nas tubulações. O isolamento térmico de utilizado neste trabalho foi uma camada de 76 mm de fibra cerâmica, que é um isolante com um ótimo custo-benefício, capaz de suportar temperaturas de mais de 1500 °C.

Tabela 5 – Capacidade de recuperação de energia térmica do equipamento

Propriedade	Modelo					
	Figura 58 Turbulento	Figura 59 Turbulento	Figura 60 Turbulento	Figura 54 Laminar	Figura 57 b) Laminar	Figura 57 c) Laminar
\dot{m}_t [kg/s]	27,2 kg/s	27,9 kg/s	23,9 kg/s	18,6 kg/s	18,6 kg/s	9,3 kg/s
g [%]	92,2 %	92,5 %	87,3 %	82,4 %	82,9 %	66,3 %

A capacidade de recuperação da energia térmica do misturador pode ser calculada fazendo-se um balanço de energia a partir do resultado do modelo, considerando-se a vazão mássica total de operação do equipamento (\dot{m}_t). Nas simulações em regime turbulento o resultado obtido já considera regime permanente, já nos três casos laminares utilizou-se pontos de variação mínima da temperatura (2 °C a cada 10 min), considerando desta forma também o regime permanente, ou seja, sem o termo de acúmulo de energia.

Para efeito de cálculo utilizou-se os dados das simulações selecionadas para validação do modelo e os resultados são apresentados na Tabela 5. A recuperação de energia térmica do misturador fica acima de 87,3% para o equipamento operado em regime de escoamento turbulento e acima de 66,3 % para o regime laminar. Como esperado, o ponto de operação é tanto melhor quanto maior vazão mássica processada no equipamento.

A aplicação do equipamento na indústria pode significar uma economia de recursos naturais e financeiros de mesma amplitude, além da redução do impacto ambiental gerado pelos gases de combustão. Esta capacidade de recuperação de energia pode ser ainda maior se considerarmos a energia acumulada no corpo do misturador, capaz de absorver grandes flutuações na temperatura de entrada.

5 CONCLUSÃO

Com base nos estudos prévios e na literatura foi possível desenvolver um protótipo misturador estático de bancada e equipá-lo com todos os componentes operacionais e de controle necessários para a automação. A partir das análises experimentais o protótipo mostrou-se adequado ao objetivo desejado e o modelo capaz de representar o sistema.

Foi possível identificar nos procedimentos experimentais que a temperatura na saída do misturador responde rapidamente às perturbações, porém, tem desenvolvimento lento e assintótico em decorrência da dinâmica de resposta dos termopares e, principalmente, da elevada inércia térmica do sistema que, na partida, até o regime permanente requer em torno de 3 a 4 horas. Essa característica inercial elevada comprova a adequação do sistema que foi projetado para “absorver ” flutuações nas correntes de entrada.

Um controle PID implementado em cada uma das correntes de entrada foi capaz de ajustar continuamente as válvulas e manter as vazões constantes, mesmo com as flutuações periódicas das vazões de entrada, consequência da variação de pressão da linha de alimentação de ar comprimido predial. Essa característica pode ou não estar presente numa possível aplicação posterior do equipamento.

Com base na dinâmica de resposta um primeiro sistema de controle foi proposto com atuação em malha feedback e com controlador PID. Este modo de controle cumpre com o objetivo de manter a temperatura constante na saída, porém a vazão total do sistema varia diretamente com a ação de controle. Ademais, a operação do sistema fica restrita a uma pequena faixa de operação.

Para fornecer na saída do equipamento uma corrente gasosa com vazão e temperatura constantes foi concebida uma malha de controle mais sofisticada, conhecida como controle de faixa dividida ou *Split Range Control*. Este controle altera de forma simultânea e oposta as duas vazões de injeção, o que impôs a condição de variável manipulada às correntes quente e fria. O controlador determina o *setpoint* de vazão da corrente fria e o *setpoint* de vazão da corrente quente é calculado por um bloco matemático. Neste caso, o sistema tem por variável controlada apenas a temperatura da mistura na saída do misturador. A vazão total é imposta como condição limitante superior das válvulas e pode ser determinada pelo usuário do sistema.

O sistema de controle *Split Range Control* é capaz de ajustar-se à demanda e adequar-se ao proposto neste trabalho, embora toda sintonia fina e investigação de resposta às perturbações ainda precisem ser delimitadas para cada aplicação do sistema na planta real.

Um modelo computacional adequado para projeto do misturador, concebido no *software* COMSOL *Multiphysics*[®], foi capaz de reproduzir a fenomenologia envolvida e os comportamentos observados experimentalmente na bancada experimental. Este modelo simulado e validado permitiu estudos de operação em regime laminar transiente e turbulento estacionário e possibilitou a investigação sistêmica de todas as variáveis envolvidas. Os modelos apresentaram DMR muito pequenos, de 3,17% para o modelo turbulento e de 1,98 % para o modelo laminar. Além disso, o modelo permitiu observar, pelos resultados de distribuição de temperatura obtidos, a eficiência qualitativa do sistema de mistura, que mostrou-se suficiente em todos os casos.

O equipamento operado em regime de escoamento turbulento consegue recuperar mais de 92 % da energia captada na corrente de entrada e o modelo laminar pôde recuperar mais de 82 % da energia coletada. A aplicabilidade do protótipo no meio industrial é promissora, dado que pode significar uma redução de mesma monta no consumo de energia e de recursos naturais e financeiros.

O modelo proposto foi submetido à velocidade total de 12,24 m/s, na qual os resultados de mistura mostram que o equipamento não atingiu o limite superior de operação, desta forma não foi possível chegar ao limite de capacidade de operação para aplicação do misturador. O Limite de temperatura, porém é de 1200 °C que é o limite superior do termopar tipo K utilizado neste estudo.

O desenvolvimento do protótipo e modelo atendem ao proposto pelo trabalho com seus fundamentos e princípios ajustados. Resta apenas a implementação do sistema numa situação real industrial para os devidos ajustes e continuidade nas investigações experimentais do sistema de controle.

REFERÊNCIAS

- AGENCY, I. E. **Panorama E Desafios Da Eficiência**. Disponível em: <<https://climatepolicyinitiative.org/publication/panorama-e-desafios-da-eficiencia-energetica-no-brasil/>>. Acesso em: 6 fev. 2020.
- ALMEIDA, O. DA M.; COELHO, A. A. R. **A fuzzy logic method for autotuning a PID controller: SISO and MIMO systems** 15th Triennial World Congress. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<http://folk.ntnu.no/skoge/prost/proceedings/ifac2002/data/content/03031/3031.pdf>>. Acesso em: 11 out. 2018.
- ANGUS, S. **Tables on the thermophysical properties of liquids and gas**. 2. ed. Washington: Hemisphere Pub. Corp., 1977. v. 20
- ASBJORNSEN, O. A. **Chemical process control: An introduction to theory and practice**. [s.l: s.n.]. v. 21 2003.
- ASHRAE. **ASHRAE Handbook OF Fundamentals**. [s.l.] ASHRAE, 1993.
- ÅSTRÖM, K. J.; HAGGLUND, T. **Advanced {PID} control**. [s.l.] ISA-The Instrumentation, Systems, and Automation Society, 2005.
- ÅSTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. **The future of PID control** Control Engineering Practice. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<https://ravt.files.wordpress.com/2013/11/prihodnostpid.pdf>>. Acesso em: 10 out. 2018.
- AVALOSSE, T.; CROCHET, M. J. Finite-Element Simulation of Mixing: 2. Three-Dimensional Flow Through a Kenics Mixer. **AIChE Journal**, v. 43, n. 3, p. 588–597, mar. 1997.
- BAKKER, A.; LAROCHE, R. D.; MARSHALL, E. M. **Laminar Flow in Static Mixers with Helical Elements** The Online CFM book. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<http://www.bakker.org/cfm.>>. Acesso em: 6 out. 2018.
- BAKKER, M. . **No Title** Dispositif pour preparer du beton ou une matiere analogue França French Patent, , 1949.
- BAO, C. et al. Analytical solution to heat transfer in compressible laminar flow in a flat minichannel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 127, p. 975–988, 1 dez. 2018.
- BARRUÉ, H. et al. Comparison of aerodynamics and mixing mechanisms of three mixers: Oxyator™ gas–gas mixer, KMA and SMI static mixers. **Chemical Engineering Journal**, v. 84, n. 3, p. 343–354, 15 dez. 2001.
- BENNET, C. O.; MYERS, J. E. **Fenômenos de Transporte, Quantidade de Calor e Massa**. São Paulo: [s.n.]. 1978.
- BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Transport phenomena**. [s.l: s.n.]. 2007

BLANCHARD, H. **Acceleration valve and immovable mixer.**, 8 set. 1933. Disponível em: <<https://patents.google.com/patent/FR762413A/fr?q=%22static+mixer%22&oq=%22static+mixer%22&sort=old>>. Acesso em: 13 out. 2018

BYRDE, O.; SAWLEY, M. L. Parallel computation and analysis of the flow in a static mixer. **Computers and Fluids**, v. 28, n. 1, p. 1–18, 1 jan. 1999.

CALLAI, T. C. **Abordagem Nebulosa Na Síntese De Controladores Pid.** [s.l.] UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA, 2003.

CHACZYKOWSKI, M. Transient flow in natural gas pipeline - The effect of pipeline thermal model. **Applied Mathematical Modelling**, v. 34, n. 4, p. 1051–1067, 1 abr. 2010.

CHEMINEER. **Kenics™ Static Mixer Technology.** Disponível em: <<https://www.chemineer.com/products/kenics/km-mixers.html>>. Acesso em: 6 set. 2018.

CLAYTON, C. G.; WEBB, J. W.; WHITTAKER, J. B. The dispersion of gas during turbulent flow in a pipe. **British Journal of Applied Physics**, v. 14, n. 11, p. 790–794, nov. 1963.

CLOETE, S. W. P.; EKSTEEN, J. J.; BRADSHAW, S. M. A numerical modelling investigation into design variables influencing mixing efficiency in full scale gas stirred ladles. **Minerals Engineering**, v. 46–47, p. 16–24, 1 jun. 2013.

COELHO, A. L. D. F.; CAMPOS, J. C. C. Princípios gerais de medição de temperatura: estudo da curva de calibração dos termopares tipo J e K. **ANAIS CONEM - VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, 2010.

COLLINS, R. D.; WILLIS, D. C. **Fluid Mixing Device** New York. USA, 1970.

COMSOL. **COMSOL Multiphysics® Software - Understand, Predict, and Optimize**, 2018a. Disponível em: <<https://br.comsol.com/comsol-multiphysics>>. Acesso em: 18 set. 2018

COMSOL. **Qualidade e tamanho do elemento de malha.** Disponível em: <http://desktop-84da6c7:8090/doc/com.comsol.help.comsol/comsol_ref_mesh.15.16.html>. Acesso em: 10 out. 2018b.

COSTA, L. M. F. **Investigação numérica de modelos de turbulência no escoamento do vento em pontes suspensas.** São Paulo: [s.n.]. 2018.

DANTAS, M. A. **Análise Do Desempenho De Um Queimador Infravermelho Funcionando Com Gás Liquefeito De Petróleo E Glicerina.** Natal, RN: [s.n.]. Disponível em: <https://repositorio.ufrn.br/jspui/bitstream/123456789/12918/1/MarcelloAD_DISSERT.pdf>. Acesso em: 4 set. 2018.

DEVRIES, H. M. **Clinical Geropsychology Training in Generalist Doctoral Programs.** [s.l.: s.n.]. v. 25. 2005.

DICK, C., GRANDMOON, R. **An Introduction of Computational Fluid Dynamics.** [s.l.] Cambridge University Press, 1995.

DICKINSON, E. J. F.; EKSTRÖM, H.; FONTES, E. COMSOL Multiphysics®: Finite element

software for electrochemical analysis. A mini-review. **Electrochemistry Communications**, v. 40, p. 71–74, 1 mar. 2014.

DULLIEN, F. A. L. **Single-Phase Transport Phenomena in Porous Media**. [s.l.] Elsevier Science, 1979.

ECKER, E. R. G. et al. **Analysis of Heat and Mass Transfer**. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=1Mh9XoMoPRQC&pg=PA4&dq=Eckert+Drake+Analysis+of+Heat+1987&hl=pt-BR&sa=X&ved=0ahUKEwiJgMudicDnAhVbHLkGHZgIBRkQ6AEIPzAC#v=onepage&q=Eckert+Drake+Analysis+of+Heat+1987&f=false>>. Acesso em: 7 fev. 2020.

ELECTRONICS, D. **DVPAETB instruction sheet**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <https://www.deltaacdrives.com/wp-content/uploads/2012/06/DVP-SX21_MUL_20110412.pdf>. Acesso em: 27 nov. 2018.

FERNANDES, F. A. N. et al. **Termodinâmica Química**. [s.l.: s.n.]. 2006.

FERNANDES, L. A. G. **Ensaio experimentais com misturadores estaticos**. 2005.

FESTO. **Proportional directional control valves MPYE**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <www.festo.com/catalog/...>. Acesso em: 9 out. 2018.

FESTO DIDACTIC. **Split-range Control**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <http://www1.labvolt.com/publications/Exercises/86007-00_1-3.pdf>. Acesso em: 16 nov. 2018.

FONSECA, R. R. et al. A fuzzy-split range control system applied to a fermentation process. **Bioresource Technology**, v. 142, p. 475–482, 1 ago. 2013.

FRANCISCO, P. **Carta Encíclica Laudato Si' do Santo Padre Francisco sobre o cuidado da casa comum**. Vaticano: Santa Sé, 2015.

GARAI, S. et al. A Review of Tuning Method for Cascade Control Student of 4 th. **International Journal of Engineering and Management Research**, n. 5, 2016.

GERLICH, V.; SULOVSÁ, K.; ZÁLEŠÁK, M. COMSOL Multiphysics validation as simulation software for heat transfer calculation in buildings: Building simulation software validation. **Measurement: Journal of the International Measurement Confederation**, v. 46, n. 6, p. 2003–2012, 1 jul. 2013.

GHANEM, A. et al. Static mixers: Mechanisms, applications, and characterization methods – A review. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 92, n. 2, p. 205–228, 1 fev. 2014.

GORD, M. F.; JANNATABADI, M. Simulation of single acting natural gas Reciprocating Expansion Engine based on ideal gas model. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 21, p. 669–679, 1 nov. 2014.

GRACE, H. P. Dispersion phenomena in high viscosity immiscible fluid systems and application of static mixers as dispersion devices in such systems. **Chemical Engineering Communications**, v. 14, n. 3–6, p. 225–277, 3 mar. 1982.

HOBBS, D. M.; SWANSON, P. D.; MUZZIO, F. J. Numerical characterization of low Reynolds number flow in the Kenics static mixer. **Chemical Engineering Science**, v. 53, n. 8, p. 1565–1584, 15 abr. 1998.

HOLLAND, I. Fundamentals of the finite element method. **Computers & Structures**, v. 4, n. 1, p. 3–15, 1 jan. 1974.

IEA. **Energy Efficiency. 2017**. International Energy Agency. 2017.

IFM. **SD6050 - Compressed air meter - eclass: 27273101 / 27-27-31-01**. Disponível em: <<https://www.ifm.com/products/ae/ds/SD6050.htm>>. Acesso em: 21 nov. 2018.

ISAAOS, J. D.; SPEED, J. B. **Helically-rifled fluid pipe-line.**, 23 jun. 1905. Disponível em: <<https://patents.google.com/patent/US808752A/en>>. Acesso em: 13 out. 2018

ITB, I. T. B. **Noções básicas de controle de faixa dividida em aplicações de válvulas de controle - Instrumentação de aprendizado e engenharia de controle**. Disponível em: <<https://www.instrumentationtoolbox.com/2017/04/basics-of-split-range-control-in.html?m=1>>. Acesso em: 16 nov. 2018.

JAFFER, S. A.; WOOD, P. E. Quantification of laminar mixing in the Kenics static mixer: an experimental study. **Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 76, n. 3, p. 516–521, jun. 1998.

JOUHARA, H. et al. Experimental and theoretical investigation of a flat heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in the steel industry. **Energy**, v. 141, p. 1928–1939, 15 dez. 2017.

JÚNIOR, A. C. B.; CRUZ, A. J. G. DA. **Coleção UAB – UFSCar Balanços de massa e energia na análise de processos químicos Tecnologia Sucroalcooleira**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <www.uab.ufscar.br>. Acesso em: 26 nov. 2020.

KATSUKI, M.; MIZUTANI, Y.; MATSUMOTO, Y. An improved thermocouple technique for measurement of fluctuating temperatures in flames. **Combustion and Flame**, v. 67, n. 1, p. 27–36, 1 jan. 1987.

KHAKHAR, D. V.; FRANJIONE, J. G.; OTTINO, J. M. A case study of chaotic mixing in deterministic flows: The partitioned-pipe mixer. **Chemical Engineering Science**, v. 42, n. 12, p. 2909–2926, 1987.

KUMAR, R.; SINGLA, S. K.; CHOPRA, V. Comparison among some well known control schemes with different tuning methods. **Journal of Applied Research and Technology**, v. 13, n. 3, p. 409–415, 1 jun. 2015.

KUMAR, V.; SHIRKE, V.; NIGAM, K. D. P. Performance of Kenics static mixer over a wide range of Reynolds number. **Chemical Engineering Journal**, v. 139, n. 2, p. 284–295, 1 jun. 2008.

LIMA, M. O. et al. **Controle com estrutura pid fuzzy aplicado a plantas industriais mXI Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente (SBAI)**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<http://www.sbai2013.ufc.br/pdfs/9785.pdf>>. Acesso em: 11 out. 2018.

LING, F. H.; ZHANG, X. A numerical study on mixing in the kenics static mixer. **Chemical Engineering Communications**, v. 136, n. 1, p. 119–141, 19 jun. 1995.

MA, C. Y. et al. Simulation for scale-up of a confined jet mixer for continuous hydrothermal flow synthesis of nanomaterials. **Journal of Supercritical Fluids**, v. 98, p. 211–221, 1 mar. 2015.

MEIJER, H. E. H.; SINGH, M. K.; ANDERSON, P. D. On the performance of static mixers: A quantitative comparison. **Progress in Polymer Science**, v. 37, n. 10, p. 1333–1349, 1 out. 2012.

MIOTTO, F. **Estudo de um misturador de correntes térmicas de gases: construção de um protótipo com análise de modelagem e simulação**. [s.l.] Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.

MITCHELL, D. R.; TAO, Y. X.; BESANT, R. W. Air filtration with moisture and frosting phase changes in fiberglass insulation-II. Model validation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 38, n. 9, p. 1597–1604, 1 jun. 1995.

MUNIZ, L. A. R. **Controle Preditivo Adaptativo Aplicado a um Reator de Pirólise Operando em Regime Semi-Batelada Banca Examinadora: Florianópolis, 16 de julho de 2004**. [s.l.: s.n.].

NATHAN, A. J.; SCOBELL, A. **How China sees America**. [s.l.] Springer New York, 2012. v. 91

NAUMAN, E. B. Enhancement of heat transfer and thermal homogeneity with motionless mixers. **AIChE Journal**, v. 25, n. 2, p. 246–258, mar. 1979.

OGATA, K. et al. **Modern Control Engineering Fifth Edition**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <[http://lcr.uns.edu.ar/fcr/images/modern control engineering - 5th edition - ogata.pdf](http://lcr.uns.edu.ar/fcr/images/modern%20control%20engineering%20-%205th%20edition%20-%20ogata.pdf)>. Acesso em: 22 mar. 2019.

OMEGA. **Using Thermocouples Technical Reference Section**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<http://www.omega.com/temperature/z/pdf/z021-032.pdf>>. Acesso em: 9 out. 2018.

OMEGA. **Guia Prático de Medição de Temperatura**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <https://br.omega.com/e-book/282090/ebook-temp.pdf?utm_source=Landing&utm_medium=e-Book&utm_campaign=1-temperature>. Acesso em: 30 ago. 2018.

PANTON, R. **Incompressible Flowvturbomachines**. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 1996.

PARK, T. et al. Effect of static mixer geometry on flow mixing and pressure drop in marine SCR applications. **International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering**, v. 6, n. 1, p. 27–38, 1 mar. 2014.

PATKAR, V. C.; PATWARDHAN, A. W. Effect of jet angle and orifice shape in gas-gas mixer using CFD. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 89, n. 7, p. 904–920, 1 jul. 2011.

PERUMAL, L.; MON, D. T. T. **Finite Elements for Engineering Analysis: A Brief Review**. [s.l: s.n.]. v. 10. 2011.

PETROLE, L. C. DE. **Dispositif pour le mélange de deux ou plusieurs fluides** França, 1931.

POCHMANN, M. et al. **Sustentabilidade Ambiental no Brasil: biodiversidade, economia e bem-estar humano**. Livro 7 ed. Brasília: Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada – IPEA, 2011. v. 78

POWELL, R. L. et al. **Thermocouple reference tables based on the IPTS-68**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/MONO/nbsmonograph125suppl.pdf>>. Acesso em: 9 out. 2018.

PROMTHAISONG, P.; JEDSADARATANACHAI, W.; EIAMSA-ARD, S. Effect of geometrical parameters on turbulent flow and heat transfer behaviors in triple-start corrugated tubes. **Journal of Thermal Science and Technology**, v. 13, n. 1, p. JTST0008-JTST0008, 2018.

RAFIEE, M. et al. Study of laminar mixing in kenics static mixer by using Positron Emission Particle Tracking (PEPT). **Procedia Food Science**, v. 1, p. 678–684, 2012.

RAULINE, D. et al. Numerical investigation of the performance of several static mixers. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 76, n. 3, p. 527–535, jun. 1998.

REGNER, M.; ÖSTERGREN, K.; TRÄGÅRDH, C. Effects of geometry and flow rate on secondary flow and the mixing process in static mixers-a numerical study. **Chemical Engineering Science**, v. 61, n. 18, p. 6133–6141, 1 set. 2006.

REIS, M. A.; YANAGIHARA, I. J. **Medição de flutuações de velocidade em escoamentos turbulentos usando dados de termopares**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<http://abcm.org.br/anais/cobem/1999/pdf/AAEAHI.pdf>>. 2020.

SAMHWA. **Static Mixers** | samhwa. Disponível em: <http://www.samhwamix.com/product/static_mixers/>. Acesso em: 19 nov. 2018.

SANT'ANNA, M. C. S. DE. **Otimização de um misturador estático para a produção de biodiesel**. [s.l.] Universidade Federal de Sergipe, 2012.

SARNES, B.; SCHRÜFER, E. **Determination of the time behaviour of thermocouples for sensor speedup and medium supervision** Proc. Estonian Acad. Sci. Eng. [s.l: s.n.]. Disponível em: <http://www.kirj.ee/public/Engineering/2007/issue_4/eng-2007-4-4.pdf>. Acesso em: 30 ago. 2018.

SHEN-HUI, D.; GANG, Z.; MEI-RONG, H. Research on regulator signal segment match to control valve in split range control system. **2011 International Conference on Consumer Electronics, Communications and Networks, CECNet 2011 - Proceedings**, p. 4350–4353, 2011.

SHINSKEY, F. **Process-control systems : application, design, adjustment**. [s.l: s.n.]. 1979.

SILVA, L. D. DA et al. Descrição da secagem de placas cerâmicas por meio de um modelo de difusão. **Cerâmica**, v. 59, n. 351, p. 409–416, 2013.

SONG, H. S.; HAN, S. P. A general correlation for pressure drop in a Kenics static mixer. **Chemical Engineering Science**, v. 60, n. 21, p. 5696–5704, nov. 2005.

SOUZA, J. F. A. DE et al. Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. **Revista Brasileira de Geofísica**, v. 29, n. 1, p. 21–41, mar. 2011.

STOKES, G. G. **Trans. Camb. Phil. Soc.** [s.l: s.n.]. 1845.

SUN, X.; SHAH, A.; AMALRAJ, J. A dual split-range control strategy for pressure and flow processes. **Control Engineering**, v. 62, n. 4, p. 38–40, 2015.

SUTHERLAND, W. **Improvement in apparatus for preparing gaseous fuel, Sutherland 1874.pdf**, 1874.

TECNOPAR. **Full-Text.** Disponível em: <http://www.tecnopar-rs.com.br/manuais/manual_caracteristicas.pdf>. 2020.

TEIXEIRA, B. O. S.; JOTA, F. G.; TEIXEIRA, M. H. Modelagem, controle e otimização do processo dos fornos de reaquecimento de placas. **Sba: Controle & Automação Sociedade Brasileira de Automatica**, v. 18, n. 1, p. 67–93, mar. 2007.

THAKUR, R. K. et al. Static mixers in the process industries - a review. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 81, n. 7, p. 787–826, 1 ago. 2003.

WEN TAN. **Unified Tuning of PID Load Frequency Controller for Power Systems via IMC.** Disponível em: <<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/58257-unified-tuning-of-pid-load-frequency-controller-for-multi-area-power-systems-via-imc>>. Acesso em: 11 out. 2018.

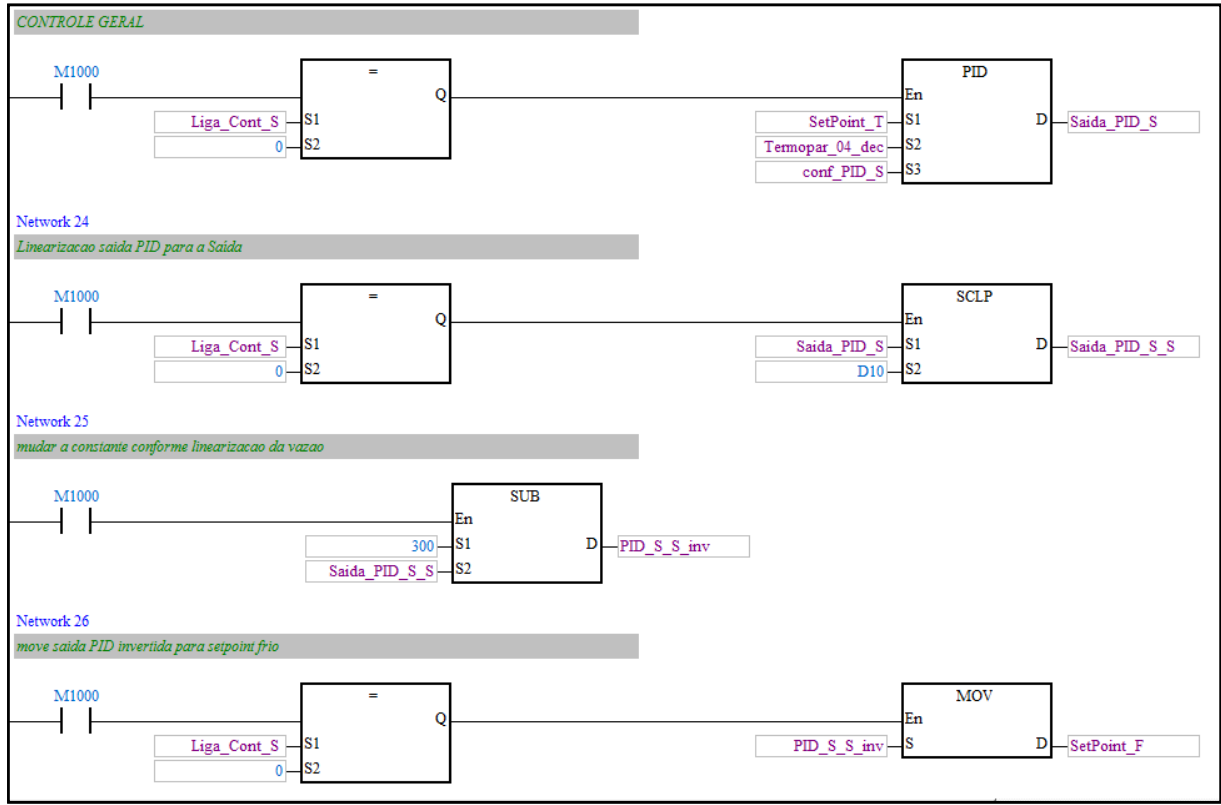
WILCOX, D. C. **Turbulence modelling.** [s.l: s.n.]. 2016.

WYLEN, G. J. VAN; BORGNAKKE, R. E. S. C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica.** 4ª Edição ed. [s.l: s.n.]. 2009.

YOUSUF, M. A. S. M. **Modelling , Simulation and Experimental Characterization of T-Jets Reactors** Mohamed Ashar Sultan Mohamed Yousuf Supervisors. n. January, 2013a.

YOUSUF, M. A. S. M. **Modelling , Simulation and Experimental Characterization of T-Jets Reactors** Mohamed Ashar Sultan Mohamed Yousuf Supervisors. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/72610/2/27310.pdf>>. Acesso em: 26 set. 2018b.

APÊNDICE A – MOSTRA DO ALGORITMO DE CONTROLE



ANEXO A – APLICAÇÃO INDUSTRIAL DOS MISTURADORES ESTÁTICOS

Mixer	Flow regime	Area of application
Kenics	Laminar/turbulent	Thermal homogenization of polymer melt Gas-liquid dispersion Dilution of feed to reactor
	Turbulent $980 < Re < 8500$	Dispersion of viscous liquids Enhancement of forced flow boiling heat exchanger
SMX	Laminar	Mixing of high viscosity liquids and liquids with extremely diverse viscosity, homogenization of melts in polymer processing
SMV	Turbulent	Low viscosity mixing and mass transfer in gas-liquid systems
		Liquid-liquid extraction Homogeneous dispersion and emulsions
SMXL	Laminar	Heat transfer enhancement for viscous fluids
SMF		Sludge conditioning, pulp stock blending, bleaching and dilution, bleaching of suspension and slurries
SMR	Laminar	Polystyrene polymerization and devolatilization
HEV	Turbulent	Low viscosity liquid-liquid blending, gas/gas mixing
LPD	Laminar	Blend two resins to form a homogeneous mixture
	Turbulent	Blending grades of oil or gasoline
LLPD	Turbulent	Liquid-liquid dispersions
	Laminar	Blend out thermal gradient in viscous streams
ISG	Laminar	Blending catalyst, dye or additive into viscous fluid Homogenization of polymer dope Pipeline reactor to provide selectivity of product
Inliner mixer series 45	Turbulent Turbulent	Waste water neutralization Fast reaction and blending application including widely differing viscosity, densities and fluid with unusual properties, such as polymer
Inliner mixer series 50		Chemical and petrochemical systems, hydrocarbon refining, caustics, pulp and fast reactions
SMV-4	$1400 < Re < 3700$ $16,000 < Re < 58,000$	Fine liquid-liquid dispersions (water-kerosene) Dispersion of immiscible fluids, e.g. water-kerosene Phase inversion in liquid-liquid system, e.g. water-organic, water- CCl_4
Static-mixer woven screen	Turbulent	Dispersion of kerosene in water
Komax SM		Mixing food products such as margarine and tomato pastes, viscous liquids like syrups and light fluids like juices

Fonte: (THAKUR et al., 2003)