



UFBA

UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA
ESCOLA POLITÉCNICA
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA INDUSTRIAL - PEI

DOUTORADO EM ENGENHARIA INDUSTRIAL

RODRIGO LIMA MEIRA

**Modelagem rigorosa em regime dinâmico e controle
preditivo de sistemas de transporte de fluidos
compressíveis integrados a compressores centrífugos**



**SALVADOR
2022**



MODELAGEM RIGOROSA EM REGIME DINÂMICO E CONTROLE
PREDITIVO DE SISTEMAS DE TRANSPORTE DE FLUIDOS
COMPRESSÍVEIS INTEGRADOS A COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

Rodrigo Lima Meira

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Industrial, da Universidade Federal da Bahia, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Industrial.

Orientadores: Ricardo de Araújo Kalid

Gloria Meyberg Nunes Costa

Márcio André Fernandes

Martins

Salvador

Novembro de 2022

Ficha catalográfica adaptada pelo Sistema Universitário de Bibliotecas (SIBI/UFBA),
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Lima Meira, Rodrigo

Modelagem rigorosa em regime dinâmico e controle
preditivo de sistemas de transporte de fluidos
compressíveis integrados a compressores centrífugos /
Rodrigo Lima Meira. -- Salvador, 2022.

132 f. : il

Orientador: Ricardo de Araújo Kalid.

Coorientadora: Gloria Meyberg Nunes Costa.

Coorientador: Márcio André Fernandes
Martins.

Tese (Doutorado - Doutorado em Engenharia
Industrial) -- Universidade Federal da Bahia, Escola
Politécnica, 2022.

1. redes de gás natural. 2. compressores
centrífugos. 3. controle de prevenção ao surge. 4.
controle preditivo. I. de Araújo Kalid, Ricardo. II.
Meyberg Nunes Costa, Gloria. III. André Fernandes
Martins, Márcio. IV. Título.

“MODELAGEM RIGOROSA EM REGIME DINÂMICO E CONTROLE PREDITIVO DE SISTEMAS DE TRANSPORTE DE FLUIDOS COMPRESSÍVEIS INTEGRADOS A COMPRESSORES CENTRÍFUGOS”.

RODRIGO LIMA MEIRA

Tese submetida ao corpo docente do programa de pós-graduação em Engenharia Industrial da Universidade Federal da Bahia como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de doutor em Engenharia Industrial.

Examinada por:

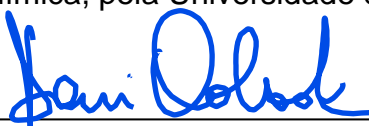


Prof. Dr. Ricardo de Araújo Kalid _____
Doutor em Engenharia Química, pela Universidade de São Paulo, Brasil, 1999

Prof.^a. Dra. Gloria Meyberg Nunes Costa _____
Doutora em Engenharia Industrial, pela Universidade Federal da Bahia, Brasil, 2009

Documento assinado digitalmente
gov.br MARCIO ANDRE FERNANDES MARTINS
Data: 22/11/2022 20:29:18-0300
Verifique em <https://verificador.iti.br>

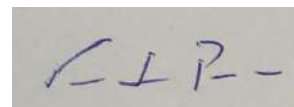
Prof. Dr. Márcio André Fernandes Martins _____
Doutor em Engenharia Química, pela Universidade de São Paulo, Brasil, 2014



Prof. Dr. Darci Odloak _____
Doutor em Engenharia Química, pela Universidade de Leeds, Inglaterra, 1980

Prof. Dr. Fernando Luiz Pellegrini Pessoa _____
Doutor em Engenharia Química, pela Universidade Federal do Rio de Janeiro, Brasil, 1992

Assinado digitalmente por:
Fernando Luiz Pellegrini Pessoa
CPF: ***470.535**
Data: 23/11/2022 10:55:48 -03:00

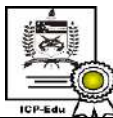


Prof. Dr. Argimiro Resende Secchi _____
Doutor em Engenharia Química, pela Universidade Federal do Rio de Janeiro, Brasil, 1992



Prof. Dr. Julio Elias Normey-Rico _____
Doutor em Robótica Automática y Electrónica, pela Universidad de Sevilla, Espanha, 1999

Documento assinado digitalmente
Julio Elias Normey Rico
Data: 25/11/2022 05:37:36-0300
CPF: ***.840.859.**
Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>



Salvador, BA - BRASIL
novembro/2022

*Dedico este trabalho aos meus
avôs e avós.*

Agradecimentos

A Deus, por me iluminar nos momentos mais difíceis da minha vida, e por nunca permitir que eu desista mesmo com a pandemia que assolou o mundo.

À minha esposa, Camila, pela força, apoio e ajuda, que foram indispensáveis para a realização desse trabalho. Ao nosso *pet* também, La Nilda, que foi um grande conforto nos momentos de frustração.

Aos meus pais, Nirlene e Júnior, e ao meu irmão, Nil, pelo apoio incondicional nesses últimos anos, por sempre acreditarem nesse sonho que é a vida acadêmica, mesmo sabendo dos grandes desafios nesse caminho.

Aos meus familiares brumadenses, pela força, por acreditar em mim e pelo carinho que sempre recebi.

Aos meus colegas e amigos do PROTEC, que tem me ajudado desde o mestrado, agradeço imensamente a vocês por tudo que aprendi.

Aos meus orientadores Prof^ª. Gloria, Prof. Kalid, e Prof. Márcio, por todo o aprendizado acumulado desde de 2014 com uma paciência invejável e um rigor preciso. Agradeço a eles também pela amizade e excelente orientação sempre me incentivando na minha carreira acadêmica buscando a melhor formação possível.

À comunidade científica por permitir que estejamos aqui mesmo após a pandemia de COVID-19. Agradeço também a todo o conhecimento que tem sido passado por gerações através dos trabalhos científicos que permitem que trabalhos como este e muitos outros possam ser realizados.

À FAPESB (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado da Bahia) por financiar este trabalho e garantir a bolsa de doutorado BOL2333/2016.

*“O hoje é apenas um furo no
futuro, por onde o passado começa
a jorrar.”*

Raul Seixas

Resumo da Tese apresentada à UFBA como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (D.Sc.)

O gás natural tem despontado como fonte de energia dentre os combustíveis fósseis por sua maior eficiência energética, e poder ser distribuído via uma rede de dutos. Ainda assim, para torná-lo mais competitivo e acessível, se fazem necessárias ferramentas capazes de diminuir consumo energético necessário para o seu transporte. Para isso, o conhecimento dos sistemas de compressão das dutovias, em especial dos compressores centrífugos é essencial, uma vez que, estes equipamentos possuem grande consumo energético, bem como, influem nos graus de liberdade da operação, limitados pelas linhas de *surge* e *stonewall*. Destas restrições, a linha de *surge* se destaca por estar situada nos pontos de maior eficiência isentrópica do compressor, e também por limitar a estabilidade do processo. Nesse sentido, este trabalho contribui no tema ao modelar o um mapa do compressor fenomenologicamente abarcando a não idealidade do gás escoado. A partir dessa premissa, as seguintes contribuições foram estudadas: (i) avaliar o impacto do modelo fenomenológico dos sistemas de compressão tanto na simulação transiente das redes quanto no controle dos sistemas de compressão, (ii) analisar a influência das equações de estado nas simulações bem como seu impacto nos estados transientes do mapa do compressor, (iii) propor estratégias de controle dos sistemas de compressão tanto em sistemas de parâmetros concentrados quanto distribuídos com a predição não linear da curva de *surge*. As simulações em malha aberta mostraram uma influência significativa da modelagem do sistema de compressão quando comparado com a prática da literatura, principalmente ao avaliar o comportamento transiente da linha de prevenção ao *surge*. Enquanto isso, nas simulações em malha fechada, foi proposta uma estratégia de controle preditivo com horizonte infinito baseado na linearização sucessiva do modelo não linear do processo. Esta estratégia se mostrou promissora em controlar o sistema não linear enquanto mantém o processo em condições seguras, tanto nas simulações no modelo de parâmetros concentrados quanto no modelo de parâmetros distribuídos, com um tempo de cômputo adequado para implementações *in loco*.

Palavras-chave: redes de gás natural, compressores centrífugos, controle de prevenção ao *surge*, controle preditivo.

Abstract of Thesis presented to PEI/UFBA as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science (D.Sc.)

Natural gas has emerged as an energy source among fossil fuels due to its greater energy efficiency and possibility to be distributed via a pipeline network. Even so, to make it more competitive and accessible, tools capable of reducing the energy consumption necessary for its transport are needed. For this, knowledge of pipeline compression systems, especially centrifugal compressors, is essential since this equipment has high energy consumption and influences the degrees of freedom of operation, limited by surge and stonewall lines. From such constraints, the surge line stands out because it is located at the points of highest isentropic efficiency of the compressor and limits the stability of the process. Thus, this work contributes to the theme by modelling a compressor map phenomenologically, encompassing the non-ideality of the gas. From this premise, the following contributions have been studied: (i) evaluate the impact of the phenomenological model of compression systems both in the transient simulation of the networks and in the control of the compression systems, (ii) analyze the influence of the state equations in the simulations, as well as their impact on the transient states of the compressor map, (iii), propose control strategies for compression systems both in lumped and distributed parameter systems with the non-linear prediction of the surge curve. The open-loop simulations showed a significant influence of the compression system modelling compared with the literature practice, mainly when evaluating the transient behaviour of the surge prevention line. Meanwhile, in closed-loop simulations, an infinite horizon model predictive control strategy based on the successive linearization of the non-linear model of the process was proposed. This strategy proved promising in controlling the non-linear system while keeping the process in safe conditions, both in the simulations in the lumped parameter model and the distributed parameter model, with an adequate computation time for in-loco implementations.

Keywords: natural gas network, centrifugal compressors, surge avoidance control, model predictive control.

Sumário

Lista de Figuras	xv
Lista de Tabelas	xix
Lista de Símbolos	xxi
Lista de Abreviaturas	xxix
1 Introdução	1
1.1 Modelagem das dutovias	3
1.2 Modelagem dos compressores centrífugos	6
1.3 Controle do sistema de compressão	10
1.4 Objetivos	15
1.4.1 Objetivo Geral	15
1.4.2 Objetivos específicos	15
1.5 Estrutura do trabalho	16
1.6 Publicações	17
1.6.1 Trabalhos a serem submetidos	18
1.6.2 Trabalhos aceitos ainda não publicados	18
2 Aprimoramento da simulação transiente da rede de gás natural com uma abordagem fenomenológica do sistema de compressão	19
2.1 Modelagem da rede de gás natural	20
2.1.1 Sistema de compressão	24
2.2 Métodos de discretização	30
2.3 Resultados	33
2.3.1 Estudo de Caso 1 - Abordagem da PDE	34
2.3.2 Estudo de Caso 2 - Influência do mapa transiente do compressor	38

2.4	Conclusão	52
2.5	Apêndice - Diagrama de fases	53
3	Estratégias de controle não linear de prevenção de <i>surge</i> baseadas em MPC implementáveis para sistemas de compressão de gás natural não ideal	55
3.1	Resumo	55
3.2	Sistema de compressão modelado não-idealmente	56
3.3	Propostas de formulações de MPC com prevenção ao surge	63
3.3.1	Formulação do NMPC com prevenção ao surge	64
3.3.2	Formulação do IHMPC com o modelo estendido com prevenção ao surge	66
3.4	Resultados da simulação	69
3.5	Conclusão	78
3.6	Apêndices	79
3.6.1	Modelo do mapa do compressor	79
3.6.2	Modelo transiente do sistema de compressão	80
4	Uma estratégia prática NMPC com prevenção de surge: um estudo de caso de sistemas de compressão no controle de redes de gás natural.	85
4.1	Resumo	85
4.2	Modelo do sistema de distribuição	86
4.3	Discretização do modelo da rede de gás natural	91
4.4	Lei de controle do IHMPC	97
4.5	Resultados	100
4.6	Conclusão	111
4.7	Apêndices	111
4.7.1	Cálculo da perda de carga e transferência de calor nos dutos .	111
4.7.2	Modelo do mapa do compressor	113
5	Conclusões e Trabalhos futuros	117
5.1	Conclusões	117
5.2	Sugestões para trabalhos futuros	120

Lista de Figuras

1.1	Produção bibliográfica de periódicos revisados por pares nos últimos 20 anos tendo como tema gasodutos de gás natural.	2
1.2	Exemplo de uma rede de transporte de gás natural.	3
1.3	Mapa do compressor típico com linhas de limites da operação.	7
2.1	Representação dos pontos de compressão da rede.	25
2.2	Fluxograma da modelagem da estação de compressão com o mapa do compressor fenomenológico.	31
2.3	Malha espacial de Chebyshev-Gauss.	32
2.4	Duto simulado no Estudo de Caso 1.	34
2.5	Perturbações na pressão nos contornos do duto.	35
2.6	Avaliação das abordagens da PDE de dutos em regime transiente.	36
2.7	Perfil da vazão mássica para a abordagem TVW em um recorte de tempo da simulação.	36
2.8	Erro relativos das abordagens de resolução da PDE.	37
2.9	Estudo de caso de rede de gás natural.	39
2.10	Curvas dos compressores da rede de gás natural nas condições de projeto.	40
2.11	perturbação na rotação dos compressores da rede.	40
2.12	Dinâmica da vazão mássica dos trechos da rede em respostas a perturbações da rotação.	42
2.13	Dinâmica da pressão na descarga dos trechos em resposta às perturbações da rotação.	43
2.14	Perturbações na rotação dos compressores da rede e nas condições de contorno da GTN.	46
2.15	Dinâmica da vazão mássica dos trechos da rede em respostas a perturbações da rotação.	47

2.16	Dinâmica da pressão na descarga dos trechos em resposta às perturbações da rotação.	48
2.17	Dinâmica da pressão e temperatura na sucção dos compressores em respostas a perturbações da rotação.	49
2.18	Variação do mapa dos compressores ao longo do tempo em respostas a perturbações da rotação e nas condições de contorno.	50
2.19	Resposta do sistema em relação aos mapas dos compressores em respostas a perturbações da rotação e nas condições de contorno.	51
2.20	Diagrama de fases do gás usado na simulação.	53
3.1	Representação do sistema de compressão.	57
3.2	Mapa do compressor proposto para cada equação de estado simulada.	61
3.3	Comportamento transiente em malha aberta do sistema de compressão dada perturbações na rotação do compressor.	62
3.4	Comportamento transiente em malha aberta do sistema de compressão dada perturbações na abertura da válvula de descarga.	63
3.5	Implementação da estratégia do NMPC.	65
3.6	Implementação da estratégia do IHMPC com o modelo estendido.	67
3.7	Influência do modelo interno do Problema P1 da resposta em malha fechada das variáveis de processo.	72
3.8	Influência do modelo interno do Problema P1 da resposta em malha fechada das variáveis manipuladas.	73
3.9	Uma comparação da performance das estratégias dos MPC do Problema P1 no plano do mapa do compressor.	74
3.10	Resposta em malha fechada das variáveis de processo para os controladores baseados no Problema P1 e no Problema P2.	76
3.11	Resposta em malha fechada das variáveis manipuladas para os controladores baseados no Problema P1 e no Problema P2.	77
3.12	Histograma do tempo computacional para as estratégias MPC propostas.	77
4.1	Rede de distribuição simulada.	88
4.2	Representação dos pontos de compressão da rede.	88

4.3	Varição do mapa dos compressores ao longo do tempo na simulação em malha aberta da rede de gás natural.	91
4.4	Grade espacial de Chebyshev-Gauss.	92
4.5	Resposta inversa na simulação em malha aberta da SLD.	100
4.6	Fluxograma da implementação do IHMPC com linearização sucessiva para um modelo de alta ordem.	101
4.7	Resposta ao controlador proposto das variáveis controladas para diferentes restrições de prevenção ao <i>surge</i>	103
4.8	Resposta ao controlador proposto das variáveis manipuladas para diferentes restrições de prevenção ao <i>surge</i>	104
4.9	Resposta ao controlador proposto do SLD para diferentes restrições de prevenção ao <i>surge</i>	105
4.10	Resposta ao controlador das variáveis controladas para uma condição de restrições operacionais na forma de túnel.	107
4.11	Resposta ao controlador da distância a linha de surge dos pontos de compressão.	108
4.12	Resposta ao controlador da rotação dos pontos de compressão.	109
4.13	Histograma do tempo computacional das abordagens de IHMPC adaptativos simuladas.	110

Lista de Tabelas

2.1	Dados do sistema simulado.	24
2.2	Dados do compressor usados nos estudos de caso.	30
2.3	Dados da rede de gás natural da Figura 2.9.	39
2.4	Dados da rede de gás natural da Figura 2.9 para análise da rotação do compressor.	39
3.1	Dados do sistema de compressão.	61
3.2	Restrições dos controladores NMPC.	70
3.3	Configurações dos controladores MPC propostos.	71
3.4	Dados do compressor usados nos estudos de caso.	80
4.1	Dados dos trechos da rede de gás natural simulada.	87
4.2	Comparação entre o número de estados em cada abordagem.	97
4.3	Restrições do controlador.	101
4.4	Configurações dos controladores MPC propostos.	102
4.5	Dados do sistema da rede de gás natural simulada.	113
4.6	Dados do compressor usados nos estudos de caso.	114

Lista de Símbolos

A	Área transversal do duto em m^2 , p. 24
A_0	Área na sucção do compressor em m^2 , p. 29
A_1	Área do duto em m^2 , p. 56
A_H	Parâmetro linear do polinômio de Gresh (2001), p. 26
B_H	Parâmetro de segunda ordem do polinômio de Gresh (2001), p. 26
C_H	Parâmetro de angular ordem do polinômio de Gresh (2001), p. 26
C_P	Capacidade calorífica a pressão constante em kJ/kmol/K , p. 26
C_V	Capacidade calorífica específica a volume constante em kJ/kmol/K , p. 21
C_V^{IG}	Capacidade calorífica específica a volume constante para um gás ideal em kJ/kmol/K , p. 21
D	Diâmetro do duto em m, p. 20
D_1	Diâmetro médio na entrada do impelidor em m, p. 58
D_2	Diâmetro médio na saída do impelidor em m, p. 58
D_H	Parâmetro de terceira ordem do polinômio de Gresh (2001), p. 26
D_{eq}	Diâmetro equivalente do compressor em m, p. 29
L	Comprimento do duto, p. 32

L_C	Comprimento do duto do sistema de compressão em m, p. 56
M	Massa molecular da mistura em kg/kmol, p. 57
N	Rotação do compressor em Hz, p. 29
N_C	Número de compressores em série, p. 24
P	Pressão em kPa, p. 20
P_1	Pressão na sucção do compressor em kPa, p. 56
P_P	Pressão no vaso em kPa, p. 56
P'_Y	Derivada parcial da pressão P com relação a variável Y , p. 21
P_2	Pressão de descarga do compressor em kPa, p. 29
P_{out}	Pressão na descarga da válvula em kPa, p. 56
Pr	Número de Prandtl, p. 24
R	Constante universal dos gases em kJ/kmol/K, p. 20
R_a	Constante universal dos gases ideais em kJ/(kg·K), p. 57
Re	Número de Reynolds, p. 22
T	Temperatura em K, p. 20
T_1	Temperatura do gás na sucção do compressor em K, p. 58
T_P	Temperatura do gás no vaso em K, p. 57
T_{dif}	Temperatura do gás no difusor em K, p. 29
T_{imp}	Temperatura do gás no impelidor em K, p. 29
T_{ref}	Temperatura de referência em K, p. 59
T_{solo}	Temperatura do solo em K, p. 24
U	Coefficiente global de troca térmica em kJ/m ² /K, p. 24

U_1	Velocidade angular das pás entrada do impelidor em m/s, p. 29
U_2	Velocidade angular das pás entrada do difusor em m/s, p. 29
V	Volume molar em m ³ /kmol, p. 20
V^*	Volume específico por unidade de massa em m ³ /kg, p. 22
V_P	Volume específico do gás em m ³ /kg, p. 57
V_{dif}	Volume específico do gás no difusor em m ³ /kg, p. 29
V_{imp}	Volume específico do gás no impelidor em m ³ /kg, p. 29
Z	Fator de compressibilidade, p. 20
Z_P	Fator de compressibilidade do gás no vaso, p. 57
$\Delta \mathbf{u}$	Varição das variáveis manipuladas, p. 64
Φ	Perda de energia do fluido ao longo do compressor, p. 29
α	Abertura da válvula em %, p. 56
α_{2b}	Ângulo de deslocamento do fluido na entrada do difusor, p. 29
β_{1b}	Ângulo das pás do impelidor, p. 29
δ_y	Variáveis de folga associadas com a restrição terminal da formulação do IHMPC, p. 68
$\delta_{y_{max,k}}$	Variáveis de folga associadas a restrição de máximo das variáveis de processo em k , p. 64
$\delta_{y_{min,k}}$	Variáveis de folga associadas a restrição de mínima das variáveis de processo em k , p. 64
$\dot{Q}_{c,1}$	Vazão volumétrica na sucção do compressor em m ³ /s, p. 26
\dot{m}	Vazão mássica em kg/s, p. 21
\dot{m}_c	Vazão mássica do compressor em kg/s, p. 29

\dot{m}_v	Vazão mássica da válvula de reciclo em kg/s, p. 27
\dot{q}_{com}	Taxa de calor do sistema de compressão em kJ, p. 26
ϵ	Rugosidade do duto e m, p. 22
η	Eficiência isentrópica do compressor, p. 29
γ	Razão entre as capacidades caloríficas, p. 26
κ	Coefficiente de condutividade do fluido em kJ/m/K, p. 24
κ_{solo}	Coefficiente de condutividade do solo em kJ/m/K, p. 24
A	Matriz de estado do espaço de estados obtido da linearização do sistema não linear., p. 93
A'	Matriz de estado do espaço de estados da forma canônica de Jordan, p. 95
B	Matriz de entrada do espaço de estados obtido da linearização do sistema não linear., p. 93
B'	Matriz de entrada do espaço de estados da forma canônica de Jordan, p. 95
B^s	Matriz de influência das entradas sobre os estados \mathbf{x}^s , p. 66
Bst	Matriz de influência das entradas sobre os estados \mathbf{x}^{st} , p. 66
C	Matriz de saída do espaço de estados da obtido da linearização do sistema não linear., p. 93
C'	Matriz de saída do espaço de estados da forma canônica de Jordan, p. 95
D	Matriz de alimentação direta do espaço de estados da obtido da linearização do sistema não linear., p. 93
F_{st}	Matriz diagonal da exponencial dos pólos λ_i do $e^{\lambda_i \Delta t}$, p. 66
I	Matriz identidade, p. 66

\mathbf{Q}	Matriz de pesos das variáveis de processo, p. 64
\mathbf{R}	Matriz de pesos das variáveis manipuladas, p. 64
\mathbf{S}_y	Matriz de pesos da variável de folga da restrição terminal da formulação do IHMPC, p. 68
\mathbf{S}_i	Matriz de pesos das variáveis de folga da restrição de desigualdade i , p. 64
Ψ	Matriz da relação entre as variáveis de processo e os estados \mathbf{x}^{st} , p. 66
\mathbf{d}_i	Correção do <i>mismatch</i> entre planta e modelo, p. 64
\mathbf{u}	Variáveis manipuladas, p. 64
\mathbf{x}^d	Estados estáveis do modelo OPOM, p. 66
\mathbf{x}^s	Estados integradores artificiais do modelo OPOM, p. 66
\mathbf{y}	Variáveis de processo, p. 64
\mathbf{y}_{sp}	Referências das variáveis de processo, p. 64
ϕ	Razão de compressão, p. 26
ρ	Massa específica em kg/m ³ , p. 20
$\rho_{c,1}$	Massa específica na sucção do compressor em kg/m ³ , p. 29
ρ_{dif}	Massa específica no difusor em kg/m ³ , p. 29
ρ_{imp}	Massa específica no impelidor em kg/m ³ , p. 29
σ	Fator de equivalência da velocidade angular do fluido, p. 29
c_1	Velocidade do som no gás na sucção do compressor em m/s, p. 56
f	fator de fricção, p. 20
h	Entalpia do fluido, p. 26

h^R	Entalpia residual em kJ/kg, p. 59
h_{ref}^R	Entalpia residual na temperatura de referência em kJ/kg, p. 59
h_1	Entalpia do gás na sucção do compressor em kJ/kg, p. 58
h_C	Entalpia do gás na descarga do compressor em kJ/kg, p. 57
h_P	Entalpia do gás no vaso em kJ/kg, p. 57
h_{Cs}	Entalpia do gás em um estado intermediário após a compressão isentrópica do compressor em kJ/kg, p. 58
k	Passo do tempo, p. 64
k_v	Coefficient of valve, $\text{kg}\cdot\text{kPa}^{0.5}/\text{s}$, p. 56
l_{dif}	Comprimento hidráulico equivalente do difusor em m, p. 29
l_{imp}	Comprimento hidráulico equivalente do impelidor em m, p. 29
m	Horizonte de controle, p. 64
n	Número de secções de discretização, p. 32
p	Horizonte de predição, p. 64
p_i	Parâmetros do polinômio da linha de surge, p. 65
q	Taxa de calor em kJ, p. 20
r_T	Coefficiente de película do gás em $\text{kJ}/\text{m}^2/\text{K}$, p. 24
s	Entropia do fluido em $\text{kJ}/\text{kmol}/\text{K}$, p. 29
s_1	Entropia do gás na sucção do compressor em $\text{kJ}/(\text{K}\cdot\text{kg})$, p. 58
s_{Cs}	Entropia do gás em um estado intermediário após a compressão isentrópica do compressor em $\text{kJ}/(\text{K}\cdot\text{kg})$, p. 58
t	Tempo em s, p. 20

u	Energia interna do gás em kJ/kg, p. 20
v_P	Capacidade do vaso em m ³ , p. 56
w	Velocidade em m/s, p. 20
w_θ	Velocidade angular do gás no interior do compressor em m/s, p. 29
x	Distância percorrida pelo fluido em m, p. 20
z_{solo}	Profundidade em que o duto está enterrado em m, p. 24
$\delta_{surge,k}$	Variável de folga associada a restrição de prevenção ao <i>surge</i> em k , p. 64

Lista de Abreviaturas

ANN	Redes neurais artificiais para o inglês <i>Artificial Neural Network</i> , p. 9
CATP	Condições atmosféricas de temperatura e pressão, p. 20
CFD	Fluidodinâmica Computacional para o inglês <i>Computational Fluid Dynamic</i> , p. 9
DAE	Equações algébrico-diferenciais para o inglês <i>Differential Algebraic Equations</i> , p. 33
EMPC	Controlador preditivo econômico para o inglês <i>Economic Model Predictive Control</i> , p. 13
GTN	Redes de transmissão de gás natural para o inglês <i>Gas Transmission Network</i> , p. 3
IHMPC	Controlador preditivo com horizonte infinito para o inglês <i>Infinite Horizon Model Predictive Control</i> , p. 14
ISE	Integral do erro quadrático para o inglês <i>Integral of Squared Error</i> , p. 107
MPC	Controlador preditivo para o inglês <i>Model Predictive Control</i> , p. 11
NMPC	Controlador preditivo não linear para o inglês <i>Nonlinear Model Predictive Control</i> , p. 11
ODE	Equações Diferenciais Ordinárias para o inglês <i>Ordinárias</i> , p. 32
PDE	Equações diferenciais parciais para o inglês <i>Partial Differential Equations</i> , p. 4

RTO	Otimização em tempo real para o inglês <i>Real Time Optimization</i> , p. 8
SLD	Distância relativa do ponto de operação a linha de <i>surge</i> para o inglês <i>Surge Line Distance</i> , p. 44
TPM	Abordagem em temperatura, pressão e vazão mássica, p. 34
TVW	Abordagem em temperatura, volume molar e velocidade, p. 34

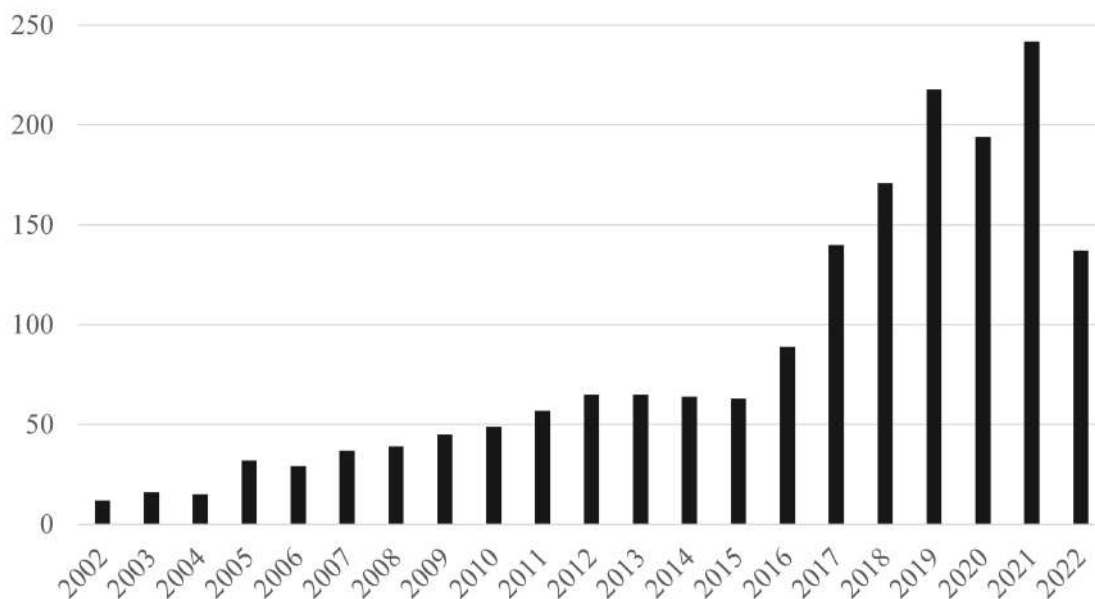
Capítulo 1

Introdução

O gás natural tem tido um papel estratégico e importante com a crescente demanda da matriz energética mundial, uma vez que ele tem um baixo custo de produção em relação às fontes limpas de energia, já que todos os setores econômicos o preferem por ser menos poluente comparado a outros combustíveis fósseis, uma vez que sua combustão elimina menos carbono por watt produzido (VASCONCELOS et al., 2013; POURFARD et al., 2019a). No último ano, seu consumo tem crescido devido a fatores climáticos como secas em países tropicais ou invernos mais rigorosos nos países do norte, o que exige mais desse combustível tanto para suprir a demanda de energia elétrica quanto no uso da calefação (IEA, 2022). Assim, por consequência das leis de mercado e como a política de fontes limpas de energia não tem resultado em soluções a curto prazo, o preço desse combustível tem batido recorde no cenário mundial (IEA, 2022), o que se intensificou com os conflitos políticos ao redor do mundo. Desde 1980, já havia um grande incentivo em programas de diversos países em busca por uma maior competitividade deste combustível (CREMER et al., 2003). Essas iniciativas se intensificaram nos anos 2000 causadas pela globalização industrial, o que colocou o gás natural como um protagonista no cenário econômico mundial (HAMEDDI et al., 2009). Atualmente o incentivo em pesquisas de redes de gás natural continua se intensificando, de modo que 77 % das produções de artigos em periódicos revisados por pares nos últimos 20 anos foram publicadas após 2013, e dentre estes, 70 % foram realizados nos últimos cinco anos, de acordo com a base de dados do periódicos da Capes, conforme a Figura 1.1.

No Brasil, apesar da redução do consumo de gás natural nos últimos anos devido à baixa da atividade industrial (EPE, 2020), o seu consumo em 2019 ainda é quase 20 % maior comparado com o ano de 2010 (ANP, 2020). Além disso, o gás natural foi responsável por 12,8 % da energia elétrica nacional em 2021 (uma variação de

Figura 1.1: Produção bibliográfica de periódicos revisados por pares nos últimos 20 anos tendo como tema gasodutos de gás natural.



Fonte: Próprio autor

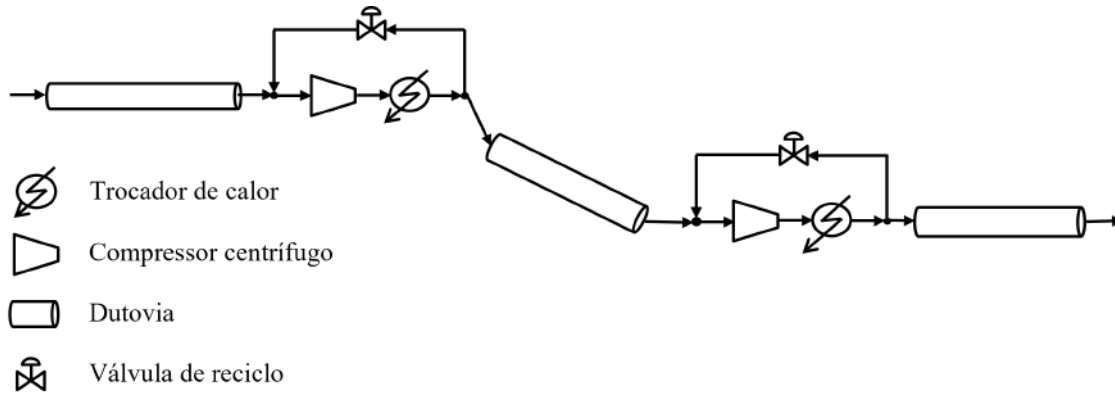
46,2 % em relação ao consumo do ano anterior) em virtude da crise hídrica em 2021 (EPE, 2022). A produção de gás natural em solo brasileiro quase dobrou desde 2010 com o advento da exploração do pré-sal (ANP, 2020), o que possibilitou a expansão em atividades comerciais e residenciais nos centros urbanos brasileiros, bem como gás veicular e na indústria, e coloca este combustível como uma potencial fonte energética nos próximos anos para o Brasil.

Dentro da cadeia de produção e distribuição de gás natural, o transporte a partir dos pontos de produção e tratamento aos consumidores exige um alto custo operacional. Apesar do gás natural poder ser transportado por meio rodoviário, marítimo e ferroviário, é um consenso que dutos de alta pressão é o meio mais econômico de transporte, uma vez que, por ser possível alimentar continuamente os pontos de distribuição, é menos impactado por transações logísticas (ARYA; HONWAD, 2016). Entretanto, além do alto investimento inicial, sua operação consome cerca de 3 % a 5 % do gás transportado para comprimi-lo (WU et al., 2000), o que pode representar entre 5 % a 10 % dos custos operacionais (HAFNER; LUCIANI, 2022). Desse modo, almejando a tornar o gás natural mais competitivo, muitos autores têm se dedicado a aprimorar a operação das redes de distribuição do gás natural (GTN - *Gas Transmission Network*) (BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2017; LIU et al.,

2019b).

Nesse sentido, trabalhos que buscam a otimização da operação das GTN tem se difundido na literatura (RÍOS-MERCADO et al., 2006; BORRAZ-SÁNCHEZ; HAUGLAND, 2011; BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2017; MARFATIA; LI, 2022b). Os principais elementos de uma rede de gás natural são os gasodutos e os sistemas de compressão, como exemplificado na Figura 1.2. A função do sistema de compressão é aumentar a pressão do gás e garantir o escoamento do gás aos pontos de distribuição. Dessa forma, diminuir o custo associado a estes equipamentos tem sido o principal objetivo dos estudos de GTN (RÍOS-MERCADO; BORRAZ-SÁNCHEZ, 2015), o que demanda um melhor conhecimento e controle tanto dos gasodutos quando dos sistemas de compressão (MARFATIA; LI, 2022a).

Figura 1.2: Exemplo de uma rede de transporte de gás natural.



Fonte: Próprio autor.

1.1 Modelagem das dutovias

A modelagem das GTN's são, na maior parte dos processos, uma etapa essencial para estudos que busquem a melhoria do desempenho da operação, tais como: o dimensionamento (ALVES et al., 2016), a otimização (BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2017), e o controle da GTN (MOETAMEDZADEH et al., 2019). Assim, a simulação desses sistemas tem sido alvo de vários os estudos na literatura, na tentativa de buscar modelos mais abrangentes às complexidades da rede de gás natural (MARFATIA; LI, 2022a). Isso porque a modelagem dos dutos da GTN é descrita geralmente pela abordagem de Euler para o escoamento (CHACZYKOWSKI; ZARODKIEWICZ, 2017), a qual consiste em um sistema de equações diferenciais

parciais (PDE - *Partial Differential Equations*) contemplando os balanços de massa, energia e momento do gás variando tanto no tempo quanto no espaço. Além disso, as propriedades do gás natural estão longe da idealidade, o que requer o uso de equações de estado robustas, capazes de prever os estados do gás com as mudanças das condições de temperatura e pressão da GTN. Assim, os esforços nessa área têm se dividido em duas frentes de pesquisa: a avaliação numérica do modelo, e a modelagem robusta das redes de gás natural.

A primeira frente busca aperfeiçoar as técnicas de simulação transiente das redes, uma vez que a resolução da PDE está sujeita à múltiplas condições de contorno. Assim, o objetivo é reduzir tanto o erro numérico da simulação quanto o seu custo computacional (MATKO et al., 2000; NIMMANONDA et al., 2004; HELGAKER et al., 2014). Um dos métodos mais frequentes na literatura é o método *fully implicit method* (ABBASPOUR; CHAPMAN, 2008). Isso porque este método possui melhor convergência numérica, além de ser comumente aplicado com uma malha variável tanto no tempo e quanto no espaço. Entretanto, este método possui um alto custo computacional o que dificulta o uso da simulação em estudos que requerem múltiplas simulações, como comumente ocorrem em trabalhos de controle (POURFARD et al., 2019a). Assim, muitos trabalhos optam por outros métodos mais rápidos com uma solução subótima do problema, sejam explícitos ou semi-implícitos, tais como colocação ortogonal (EBRAHIMZADEH et al., 2012), diferenças finitas (CHACZYKOWSKI; ZARODKIEWICZ, 2017) e método de Runge–Kutta descontínuo de Galerkin (GATO; HENRIQUES, 2005).

Uma alternativa aplicada na literatura para reduzir o custo operacional é simplificar a PDE do modelo dos dutos ao assumir hipóteses tais como escoamento isotérmico e modelos simples no cálculo das propriedades do gás, equações de estado simples ou correlações termodinâmicas para o gás ideal corrigidas pela multiplicação destas com o fator de compressibilidade (OSIADACZ; CHACZYKOWSKI, 2001; POURFARD et al., 2019b), no entanto esta abordagem não se configura como um caso de gás não ideal uma vez que não se faz uso das propriedades termodinâmicas residuais. Essas abordagens têm sido comuns em trabalhos de otimização da GTN (BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2017), assim como assumir a otimalidade em regime estacionário (MARFATIA; LI, 2022b). Outra abordagem comum na literatura

é simplificar o problema à equação de Weymouth (RÍOS-MERCADO; BORRAZ-SÁNCHEZ, 2015), a qual supõe o regime estacionário do modelo isotérmico e assume o duto como um único volume de controle ao invés da diferenciação espacial da PDE original, o que simplifica a descrição do duto em um sistema algébrico.

A outra frente de pesquisa em simulação, se propõe a descrever redes de gás natural pormenorizadamente tanto no regime transiente quanto no estacionário, seja por assumir um maior detalhamento das propriedades do fluido em escoamento, bem como dos elementos adjacentes do sistema, tais como válvulas, compressores e redutores de pressão (OSIADACZ; CHACZYKOWSKI, 2001; REDDY et al., 2006; BRKIĆ, 2011; CHACZYKOWSKI et al., 2018). Nessa linha de pesquisa, a PDE da descrição de Euler são raramente simplificadas, uma vez que a abordagem isotérmica possui uma representação limitada da rede (OSIADACZ; CHACZYKOWSKI, 2001), o que limita o modelo em aplicações, tais como foram observadas em modelos não isotérmicos como:

- a influência do fator de compressibilidade, equações de estado e fator de fricção como função do tempo (ABBASPOUR et al., 2004; CHACZYKOWSKI, 2009);
- o comportamento da rede sujeita aos modelos de troca térmica (CHACZYKOWSKI, 2010; OOSTERKAMP et al., 2015);
- a influência dos componentes do gás na simulação, tais como a presença do hidrogênio e da composição do gás (UILHOORN, 2009; CHACZYKOWSKI; ZARODKIEWICZ, 2017; CHACZYKOWSKI et al., 2018; HAFSI et al., 2019);
- simulações em duas fases (gás e líquido condensado) (ABBASPOUR et al., 2010);
- a modelagem de falhas abruptas na rede (NOURI-BORUJERDI, 2011).

Apesar do esforço para obter uma modelagem mais robusta dos dutos da GTN, a maior parte dos estudos aplicados a sua operação (dimensionamento, otimização e controle) têm preferência pela aproximação isotérmica ou o modelo de Weymouth nos casos de regime estacionário (WU et al., 2000; DEMISSIE et al., 2017; SIRCAR; YADAV, 2019). Estas simplificações permitem um rápido cálculo da solução (BABU et al., 2005; ALVES et al., 2016), apesar de colocar o sistema sujeito a uma região

subótima, com o potencial para reduzir ainda mais os custos de operação. Nesse sentido, vale destacar o trabalho de Behrooz e Boozarjomehry (2017), quem propuseram uma otimização dinâmica baseada no modelo não isotérmico. Isto indica um avanço da representação mais rigorosa das redes nos trabalhos de otimização, como observado posteriormente em Marfatia e Li (2022b), que compararam o modelo não isotérmico em regime estacionário com um modelo da família da equação de Weymouth, e mostraram que os modelos simplificados são ineficazes para a predição efetiva da GTN.

Dessa forma de modo a seguir com essa tendência, o presente trabalho propõe modelar a rede de gás natural pelo modelo não isotérmico. Além disso, serão realizadas simulações tanto em malha aberta quanto em malha fechada, com a finalidade de avaliar controladores que atendam as restrições da operação, como será abordado no Capítulo 4, haja visto que o controle de redes de gás natural modelados sob estas premissas na modelagem ainda está em aberto na literatura. Além disso, no Capítulo 2, uma contribuição na modelagem da GTN deste trabalho é apresentada, sendo esta uma formulação da PDE de forma mais adequada para gases cujas propriedades são mais bem descritas para equações de estado do tipo $P(T,V)$, tais como, SRK (SOAVE, 1972), PR (PENG; ROBINSON, 1976) e BWR (BENEDICT et al., 1940). Assim, espera-se diminuir o tempo computacional das simulações, uma vez que as formulações habituais das equações da abordagem de Euler são mais facilmente resolvidas para equações de estado do tipo $\rho(T,P)$, por haver menos passos implícitos na estimação dos estados termodinâmicos do gás. Além disso, o uso da abordagem de Euler com o componente da temperatura irá permitir um estudo mais abrangente nos pontos de compressão da GTN, uma vez que a temperatura é essencial para o cálculo da razão de compressão do compressor.

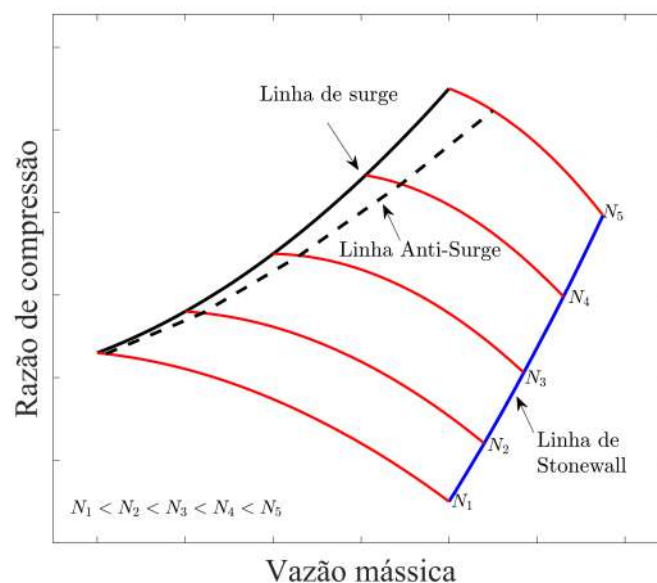
1.2 Modelagem dos compressores centrífugos

Os compressores centrífugos possuem um papel de destaque em processos industriais com várias aplicações além dos pontos de compressão da GTN, em processamento de gases, processos de células de combustíveis, dentre outros (CORTINOVIS et al., 2015; HAN et al., 2017). Porém, devido ao processo de compressão consumir grandes

quantidades de energia, busca-se operar nas condições com maior eficiência possível. Por outro lado, estes pontos coincidem com a restrição da linha de *surge* do mapa do compressor (JIANG et al., 2006), o que limita o range de operação do equipamento.

A função dos compressores centrífugos é transformar a energia cinética fornecida pelo impelidor em um ganho de pressão. No entanto, quanto a vazão mássica do sistema é suficientemente pequena, a vazão do gás pode entrar em refluxo, uma vez que força do diferencial de pressão entre a descarga e a sucção supera a força de arraste do gás no compressor. Quando isso ocorre, caracteriza-se o fenômeno do *surge*, o que faz com que a vazão mássica no compressor oscile drasticamente, uma vez que, o acúmulo de gás na sucção impulsionará a vazão para o sentido de compressão novamente, dando continuidade ao ciclo. Assim, isto resulta em levar o processo a operar em condições instáveis, sendo um grande risco ao processo, além das perdas econômicas provenientes da falha do compressor. A Figura 1.3 apresenta um típico mapa do compressor representando suas curvas características, incluindo a linha de surge, a qual está associada a baixos valores de vazão mássica. É importante ressaltar que comumente o equipamento é assegurado por uma linha de proteção ao surge, como apresentado na Figura 1.3. Uma vez que adotar a linha de *surge* como referência irá ocasionalmente levar o processo a zona de grande risco.

Figura 1.3: Mapa do compressor típico com linhas de limites da operação.



Fonte: adaptado de Meira et al. (2022)

A outra restrição presente no mapa dos compressores centrífugos da Figura 1.3 é a linha de *stonewall*. Esta linha limita a vazão permitida pelo compressor, uma vez que a velocidade do gás nesses pontos se iguala à velocidade do som no gás. Entretanto, por serem pontos de alta vazão, mas baixa eficiência, raramente o processo opera próximo a linha de *stonewall*. Ainda assim, tanto a linha de *surge* quanto a de *stonewall* comumente atuam como restrições do problema de otimização da rede e em trabalhos de controle da GTN (TABKHI et al., 2009; BORRAZ-SÁNCHEZ; HAUGLAND, 2011; DEMISSIE et al., 2017; LIU et al., 2019b; MOETAMEDZADEH et al., 2019).

Com base no que foi exposto é possível notar que a identificação do mapa do compressor é uma etapa crucial para a operação das GTN. Na literatura, seja em aplicações de otimização ou de controle, há uma predominância da representação do mapa do compressor pela proposta de Gresh (2001), a qual foi avaliada na simulação das redes de gás natural primeiramente por Abbaspour et al. (2007). Este modelo é baseado em uma estimativa empírica do mapa na forma de polinômios em função da vazão volumétrica e da rotação do compressor. Uma vantagem desse modelo, é o fácil acesso à eficiência e trabalho isentrópicos do compressor, a qual combinada com uma forma simplificada da transformação isentrópica (em geral sob uma correção pela multiplicação do fator de compressibilidade) calcula a pressão de descarga do compressor com um baixo custo computacional (DEMISSIE et al., 2017). Ainda assim, Marfatia e Li (2022a) acrescentam que em muitos casos essa abordagem ainda pode ser computacionalmente desvantajosa em aplicações de otimização em tempo real (RTO - *Real Time Optimization*). Isso levou a alguns autores a considerar a eficiência do compressor constante (DOMSCHKE et al., 2011; MIKOLAJKOVÁ et al., 2017), ou adotando um polinômio de primeira ordem (BABONNEAU et al., 2012). Uma outra forma de reduzir o custo computacional é assumir um comportamento PVT mais simples no cálculo da pressão de descarga, tais como um fator de compressibilidade constante (DEMISSIE et al., 2017; POURFARD et al., 2019a), ou uma equação de estado simples como a GERG-2004 (CHACZYKOWSKI et al., 2018). Entretanto, os efeitos dessas simplificações na simulação da rede ainda são pouco estudados na literatura.

Uma abordagem alternativa promissora para as simplificações do cálculo do mapa

dos compressores são os modelos orientados a dados, a qual foi proposta recentemente por meio de redes neurais artificiais (ANN - *Artificial Neural Network*) (MARFATIA; LI, 2022a). De fato, a qualidade dessa abordagem depende muito da qualidade dos dados, que podem ser obtidos a partir de um modelo não linear fenomenológico robusto e representativo da planta. Outra alternativa é captar os dados de forma experimental, no entanto, a extração de uma quantidade expressiva de dados experimentais, necessários para o treinamento da ANN, a partir de um processo real de compressão não é uma tarefa trivial, em virtude da necessidade de aproximar o processo de condições inseguras (*surge* e *stonewall*) (LIU; ZHENG, 2013).

Por fim, uma abordagem ainda não explorada em trabalhos de simulação e operação da GTN é o uso de modelos fenomenológicos para representar o mapa do compressor. Isso porque o modelo fenomenológico com melhor desempenho experimental é a abordagem da fluidodinâmica computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamic*) (LI et al., 2013; GIBSON et al., 2017). Esta abordagem requer a resolução de uma outra PDE para as partes internas do compressor, além de necessitar uma discretização com um alto número de células (LIU et al., 2019a), o que torna o uso desse modelo computacionalmente inviável para as simulações das redes. Outra tentativa de modelar o mapa dos compressores fenomenologicamente, em estudos para a compressão de ar, é através do modelo de perdas de ondas de choque da NASA, que consiste no cálculo das perdas de energia do gás no interior do compressor (GRAVDAHL et al., 2002). Este modelo possui diminuto custo computacional, no entanto não foi utilizado em processos de alta pressão ou não idealidade do gás, assim pôde assumir simplificações sem perdas de desempenho, tais como: escoamento incompressível no interior do compressor e gás ideal.

Foi neste contexto, em que as abordagens fenomenológicas eram muito complexas ou muito simples para se justificar os seus usos nas GTN, que foi proposta uma extensão do modelo das perdas de onda de choque da NASA em Meira et al. (2021). Nessa extensão, o mapa do compressor é obtido calculando as perdas de energia no interior do compressor, ao mesmo tempo que corrige as simplificações do modelo original, assumindo escoamento compressível no interior do compressor centrífugo, e representando as propriedades termodinâmicas do gás através de uma equação de

estado. Como resultado, a abordagem obtida é capaz de relacionar as propriedades do gás, a geometria do compressor, e as condições de sucção do gás às curvas do compressor, incluindo as linhas de *surge* e *stonewall*.

Os resultados em Meira et al. (2021) também contemplaram a influência da equação de estado no mapa do compressor em regime estacionário, o que já havia sido ensaiada em Sandberg e Staff (2005), além de avaliar tal influência na transmissão de gás natural em dutovias no regime estacionário. Assim, como uma extensão das análises em Meira et al. (2021), este trabalho propõe cobrir a vacância de avaliar a influência de um mapa fenomenológico nas simulações transientes da GTN, como será abordado no Capítulo 2. Além disso, como é esperado que as propriedades do gás na sucção possuam comportamento transiente, é possível que através de um modelo fenomenológico para o mapa do compressor, este também apresente um comportamento transiente, um outro estudo em aberto ainda na literatura. Além disso, este mesmo modelo será também usado como base para as simulações de sistemas de controle de compressores centrífugos, tanto em parâmetros concentrados no Capítulo 3, quanto em parâmetros distribuídos no Capítulo 4.

1.3 Controle do sistema de compressão

A principal função do controle nos gasodutos é diminuir os custos de operação do sistema (principalmente de compressão) e ao mesmo tempo garantir a demanda dos consumidores. Assim, como tais demandas estão associadas às flutuações de mercado, as pesquisas envolvendo uma otimização dos estados transientes dos gasodutos se tornaram mais frequentes (GOPALAKRISHNAN; BIEGLER, 2013). Na maioria dos casos, o controle está localizado em uma hierarquia inferior à otimização da rede, levando o sistema a operar nos pontos definidos na camada de otimização (POURFARD et al., 2019b). O desafio do controlador, assim como da camada de otimização, é não só manter o sistema dentro dos limites comerciais da operação, como também dentro dos limites operacionais dos compressores centrífugos dos pontos de compressão: as linhas de *surge* e *stonewall*.

Pelo fato da linha de *surge* ser tanto o limite da estabilidade do sistema de compressão, quanto a condição de maior eficiência, os estudos de controle mais di-

fundidos na literatura se concentram em operar nos pontos estáveis mais próximos a ela. Em estudos de parâmetros concentrados, observando apenas o sistema de compressão, para lidar com o fenômeno do surge, duas estratégias de controle são comumente usadas: o controle de *surge* ativo (BADMUS et al., 1996; GRAVDAHL et al., 2000; LIN et al., 2014) e o controle de proteção ao *surge* (MOLENAAR, 2007; CORTINOVIS et al., 2015; ZIABARI et al., 2017). O primeiro almeja retirar o compressor centrífugo da zona de instabilidade, enquanto o segundo evita que o equipamento entre na região instável. Ambas as abordagens consideram a restrição de proteção ao *surge* como referência e buscam manter o processo de operação próximo da maior eficiência. Para os casos de uma rede de transmissão, a qual é modelada em parâmetros distribuídos, há uma prevalência no controle de prevenção do *surge* (MOETAMEDZADEH et al., 2019), uma vez que a maior preocupação nesses casos é que os pontos de compressão da rede violem essa restrição individualmente.

Assim, neste contexto de satisfazer restrições e com o *trade-off* entre segurança e eficiência como também relações não lineares entre as variáveis do processo de compressão, as estratégias com controle preditivo (MPC - *Model Predictive Control*) tem ganhado relevância na última década. Essa abordagem proporciona robustez e estabilidade adequadas para a operação eficiente deste tipo de sistema. As soluções baseadas em MPC para prevenção de *surge* propostas até agora envolvem abordagens convencionais do tipo MPC não linear (NMPC - *Nonlinear Model Predictive Control*), tais quais MPC cujo modelo é baseado na linearização sucessiva do modelo de processo e/ou formulações de controle baseadas em programação quadrática sequencial (TORRISI et al., 2017).

Em sistemas de compressão modelados em parâmetros concentrados, considerando apenas o sistema de compressão, a primeira aplicação de controle com proteção ao *surge* baseada em MPC foi proposta por Molenaar (2007), que consiste em uma abordagem de controle com modo duplo, ou seja, uma estratégia de MPC linear dedicada ao controle de *surge* ativo e um controlador de realimentação de estados para as variáveis do processo de compressão com prevenção ao *surge*. Mas antes disso, (Osiadacz Andrzej, 1998; ZHU et al., 2001) já haviam formulado MPC's lineares para o controle de redes de gás natural, levando em conta tanto a restrição de prevenção ao *surge* quanto a de *stonewall*, no entanto, por conta das limitações

computacionais na época, a GTN era descrita como uma aproximação do modelo de Weymouth em regime transiente, considerando a rede de gás natural (sistema de parâmetros distribuídos) como um sistema de parâmetros concentrados.

Nos anos seguintes, uma proposta de MPC linear com prevenção ao *surge* foi desenvolvida por Cortinovis et al. (2012) por controlar o sistema de compressão cujo modelo é atualizado a cada amostragem. A eficácia deste último trabalho foi, então, testada com sucesso experimentalmente em planta piloto com um vaso em Cortinovis et al. (2014), Cortinovis et al. (2015). Tal estratégia também foi explorada em estudos que tratam da alimentação de dutos (BENTALEB et al., 2015), aplicações de recuperação avançada de petróleo (BUDINIS; THORNHILL, 2015) e abordagens de controle distribuído (JONES et al., 2017).

Mais recentemente, as formulações de MPC com modelos não lineares também tem sido uma opção para a proteção ao *surge* em sistemas modelados em parâmetros concentrados (IMANI et al., 2017; BACKI et al., 2018), almejando a melhoria de sua performance. No entanto, uma desvantagem relacionada às abordagens de NMPC está situada no fato de que possa não ser possível computar as ações de controle dentro do período de amostragem necessário para prevenção ao *surge* se não houver métodos numéricos robustos disponíveis. Tais questões podem ser críticas em aplicações de tempo real à medida que a complexidade do modelo fenomenológico aumenta. Apesar das técnicas numéricas baseadas em diferenciação automática (ANDERSSON et al., 2019) permitirem uma implementação rápida, isso ainda é ineficiente para esquemas NMPC.

Em paralelo a isso, a literatura do controle das redes de gás natural também tem desenvolvido estratégias NMPC, principalmente almejando minimizar os custos de operação na função objetivo do controlador (GOPALAKRISHNAN; BIEGLER, 2013), configurando um EMPC (*Economic Model Predictive Control*). No entanto, os modelos usados nas previsões dos estados transientes ainda tendem a ser simplificados, de modo a garantir um desempenho computacional compatível com a dinâmica da rede. Dessa forma, a abordagem alternativa para contornar isso são os modelos orientados a dados, tal qual observado na descrição dos mapas dos compressores. Uma das aplicações implementada recentemente foi uma formulação NMPC cujo modelo interno é redigido por uma ANN modelada a partir do modelo em

parâmetros distribuídos isotérmico (MOETAMEDZADEH et al., 2019). E mais recentemente, controladores orientados à *Deep Learning* utilizando de dados históricos também tem sido uma opção viável para suprir às dificuldades numéricas do modelo em parâmetros distribuídos (ZHANG et al., 2021). Entretanto, como já mencionado antes, além do grande número de dados que essas estratégias de controle requerem para o treinamento dos modelos, os trabalhos que usam dados a partir de simulações da PDE da rede, ainda assim, simplificam o modelo para o caso isotérmico, o que não garante uma boa representação do processo de transmissão, mesmo com o uso de técnicas recentes de modelagem empírica.

A simplificação da modelagem do sistema também tem sido um percalço em trabalhos do controle de compressores centrífugos (usando modelos de parâmetros concentrados). Os modelos usados nas leis de controle dos MPC propostos nos trabalhos citados são inspirados no *benchmark* de um sistema de compressão proposto por Gravdahl et al. (2000). Sua base fenomenológica foi formulada por considerar um processo politrópico (GREITZER, 1976), que sofre por limitações ao adotar simplificações restritivas no processo de compressão tais como comportamento de gás ideal e escoamento isotérmico. Apesar do bom desempenho dessas suposições para processos de baixa pressão, muitas aplicações envolvendo transporte de gás ocorre a altas pressões. Portanto, usar um modelo de gás não ideal e um comportamento não isotérmico são mandatórios para representar um cenário mais realista dos processos de compressão, principalmente próximo aos limites da operação como a linha de surge. A respeito da simplificação isotérmica, apenas os trabalhos de Budinis e Thornhill (2015), e Ivo (2018) avançaram desse tópico de formas independentes. O primeiro avaliou a temperatura em uma condição de pseudo-estacionário, enquanto o mais recente calcula a temperatura através de uma dinâmica para um modelo *black-oil*. Dessa forma, há lacunas a serem preenchidas na modelagem fenomenológica a respeito do comportamento não ideal do gás em aplicações de compressores centrífugos usando modelos de parâmetros concentrados, e suas aplicações nas formulações de NMPC com prevenção ao surge.

Com base no que foi exposto, este trabalho propõe aprimorar a literatura de controle dos sistemas de compressão e das redes de gás natural por utilizar uma modelagem assumindo tanto o escoamento não isotérmico quanto a representação

do gás por uma equação de estados não ideal, embarcando também o modelo do mapa dos compressores proposto em Meira et al. (2021). No entanto, diferentemente do modelo das GTN's, não há na literatura de controle de compressores centrífugos (usando modelos de parâmetros concentrados) modelos que cumprem os requisitos propostos, dessa forma uma contribuição deste trabalho no Capítulo 3 é propor uma nova abordagem com a expansão do modelo de Greitzer (1976). Além disso, essa nova abordagem será utilizada na formulação de NMPC com estratégia de prevenção ao *surge* com garantia de factibilidade através de variáveis de folga, e comparada com aquela comumente usada na literatura.

Ainda assim, mesmo que haja atualmente tecnologias de *hardware/software* e técnicas numéricas para avaliar rapidamente a solução dos problemas de otimização não lineares, a factibilidade em tempo real de um NMPC que inclua as restrições de *surge* não lineares como proposto, pode ser impraticável pelas abordagens convencionais. Portanto, o Capítulo 3 deste trabalho também propõe uma estratégia alternativa para o controle de prevenção ao *surge* baseada em um MPC com horizonte infinito (ODLOAK, 2004) (IHMPC - *Infinite Horizon Model Predictive Control*). Para isto, a abordagem do IHMPC faz uso da linearização sucessiva do modelo não linear do processo e da restrição da linha de *surge*, o que resulta em uma programação quadrática implementável e convergente ao NMPC convencional. É também importante ressaltar que o IHMPC com o modelo estendido proposto tem garantia de factibilidade pela incorporação de variáveis de folga nas suas restrições terminais de igualdade, o que já foi provado ser eficiente em sistemas reais (MARTIN et al., 2019; SILVA et al., 2020), além disso, as variáveis de folga serão utilizadas para manter a factibilidade mesmo para as restrições de prevenção ao *surge*.

Esta mesma estratégia de IHMPC com o modelo estendido será, então, também aplicada no controle da rede de gás natural no Capítulo 4. Neste caso, em que o modelo da rede dado pela PDE das equações da abordagem de Euler não isotérmica será linearizado sucessivamente para alimentar o IHMPC, enquanto que a simulação em malha fechada terá como planta o modelo não linear da PDE. No entanto, a construção do modelo OPOM (*Output Prediction Oriented Model*) usado no controlador IHMPC pode ser um desafio para um modelo linear com muitos estados, como o caso da PDE da GTN linearizada. Dessa forma, uma abordagem que reduza

os estados do espaço de estados do modelo OPOM é requerida. Uma abordagem com esses requisitos já fora proposta por Sencio e Odloak (2018), no entanto, esta abordagem usa a decomposição de Nagar e Singh (2004), a qual requer a transformação do espaço de estados do modelo linearizado nas funções de transferência no domínio discreto. Assim, seriam necessários muitos passos para a construção do modelo OPOM equivalente, o que incompatibiliza o custo computacional necessário com o tamanho do sistema. Dessa forma, uma outra contribuição apresentada no Capítulo 4 é uma nova formulação do modelo OPOM a partir de um espaço de estados contínuo sem a necessidade da obtenção da matriz função de transferência.

Dessa forma este trabalho se propõe a investigar as seguintes lacunas na literatura: influência dos modelos dos compressores centrífugos na dinâmica da rede, e o projeto de controladores que permita controlar a rede contemplando suas restrições em modelos não isotérmicos tanto em parâmetros concentrados, quanto em distribuídos. Espera-se, assim, viabilizar o controle das GTN com uma boa representação matemática do processo, diminuindo os custos operacionais e proporcionando mais segurança às redes de distribuição de gás natural.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo Geral

Esta tese avalia a sensibilidade da dinâmica de redes de gás natural sob a influência de modelos fenomenológicos de compressores centrífugos tanto em malha aberta quanto em malha fechada, com ênfase na prevenção ao surge, e consequentemente em manter o sistema próximo às condições de maior eficiência isentrópica.

1.4.2 Objetivos específicos

- Desenvolver uma abordagem de Euler para o escoamento numericamente mais condizente com equações de estado do tipo $P(T,V)$, bem como avaliar o efeito das equações de estado nas simulações transientes;
- Avaliar o efeito de modelos fenomenológicos de compressores centrífugos em uma rede de gás natural em regime transiente, bem como no comportamento

das suas restrições;

- Desenvolver controladores ótimos que estejam sujeitos às restrições comuns de compressores centrífugos e redes de gás. Tais controladores devem ter acesso a modelos de compressão não isotérmicos, seja em uma abordagem não linear, seja em uma estratégia cujo modelo é obtido pela linearização do modelo não linear a cada instante de amostragem;
- Desenvolver uma abordagem linear para o controle da rede de gás natural capaz sumarizar um sistema com um grande número de estados;
- Implementar em ambiente computacional o controle dos sistemas de compressão tanto para modelos em parâmetros concentrados, quanto em distribuídos, avaliando principalmente a capacidade de prevenir que o sistema viole a restrição de surge;
- Avaliar o efeito dos modelos do sistema de compressão no controle de compressores centrífugos tanto para parâmetros concentrados, quanto distribuídos e seus efeitos na prevenção ao surge.

1.5 Estrutura do trabalho

Este documento está estruturado em cinco capítulos. Este primeiro é responsável por destacar as pesquisas relevantes da literatura e as contribuições propostas. Os capítulos foram escritos de forma independente, detalhando os principais resultados adquiridos e seus apêndices. A descrição de cada capítulo segue a seguir.

O Capítulo 2 aborda a modelagem de uma rede de transporte de gás natural sob as equações da abordagem de Euler não isotérmica, agregada com um mapa do compressor fenomenológico. A análise em regime transiente é feita de modo a identificar se nessas condições tanto o mapa dos compressores, e suas restrições, possuem um comportamento transiente significativo comparado com a abordagem comumente usada na literatura. Além disso, serão utilizadas duas equações de estado não ideais para calcular as propriedades do gás: BWR e SRK.

No Capítulo 3 é proposto um controlador NMPC com garantia de factibilidade para o controle de sistemas de compressão centrífuga em parâmetros concentrados.

Este controlador contém em sua formulação a restrição de prevenção ao surge, bem como abarca um modelo não isotérmico e um mapa de compressores fenomenológico. Além disso, a influência da modelagem do sistema também é avaliada em uma condição de *mismatch* entre planta e modelo. Por fim, também é proposta uma estratégia estendida baseada na linearização sucessiva do modelo do sistema em um IHMPC, de modo a garantir soluções em tempo hábil para atuar no sistema.

No Capítulo 4, é apresentada a cooperação entre o modelo do Capítulo 2 e a estratégia do IHMPC com o modelo estendido proposta no Capítulo 3 para o controle da rede de gás natural, em parâmetros distribuídos. Para este fim, além de formular o controlador considerando as restrições do processo e a linha de surge, uma nova abordagem para a obtenção do modelo linear do controlador é apresentada, de modo a ser compatível para um sistema dinâmico de altíssima ordem, como é o caso do obtido pela linearização da PDE do modelo da rede de gás natural.

O Capítulo 5, finalmente, sumariza as principais contribuições apresentadas nesta tese e apresenta sugestões para trabalhos futuros.

1.6 Publicações

Alguns dos principais resultados desta tese foram apresentadas nas seguintes publicações em ordem temporal:

- CUNHA, J. C ; MEIRA, R. L ; MARTINS, M. A. F ; COSTA, G. M. N . Influência da equação de estado e das simplificações em modelos de fluidos compressíveis na simulação de compressíveis em dutos. In: *XXII Congresso Brasileiro de Engenharia Química*, 2018, São Paulo. Blucher Chemical Engineering Proceedings, 2018. p. 4247.
- MASCARENHAS, L. S ; MEIRA, R. L ; MARTINS, M. A. F ; COSTA, G. M. N . Dimensionamento e otimização de redes de fluidos compressíveis utilizando modelos técnico-econômicos. In: *XXII Congresso Brasileiro de Engenharia Química*, 2018, São Paulo. Blucher Chemical Engineering Proceedings, 2018. p. 4412.
- MEIRA, R. L.; MARTINS, M. A. F ; KALID, R. A. . A practical model

predictive control strategy to centrifugal compressor anti-surge protection. In: I Congresso Brasileiro em Engenharia de sistemas em Processos, 2019, Rio de Janeiro. I Congresso Brasileiro em Engenharia de sistemas em Processos, 2019.

- MEIRA, R. L. ; MARTINS, M. A. F ; COSTA, G. M. ; KALID, R . Influência do mapa variante de compressores centrífugos na simulação transiente de dutovias de gás natural. In: *Congresso Brasileiro de Engenharia Química*, 2021, Gramado. Anais do 23 Congresso Brasileiro de Engenharia Química - COBEQ, 2021.
- MEIRA, R. L. ; MARTINS, M. A.F. ; KALID, R. A. ; COSTA, G. M.N. Implementable MPC-based *surge* avoidance nonlinear control strategies for non-ideally modeled natural gas compression systems. *Journal of Natural Gas Science and Engineering* , v. 102, p. 104573, 2022.

1.6.1 Trabalhos a serem submetidos

Os seguintes trabalhos referentes aos Capítulos 2 e 4 ainda serão submetidos:

- MEIRA, R. L.; MARTINS, M. A. F; COSTA. G. M. N. ; KALID, R. A. *Improving the natural gas network transient simulation for a phenomenological compression system approach.*
- MEIRA, R. L.; MARTINS, M. A. F; COSTA. G. M. N. ; KALID, R. A. *Nonlinear MPC-based anti-surge control for non-ideally modelled compression systems: an implementable control scheme.*

1.6.2 Trabalhos aceitos ainda não publicados

O seguinte trabalho referente ao resultado parcial do Capítulo 4 foi aceito no Congresso Brasileiro de Automação (CBA):

- MEIRA, R. L.; MARTINS, M. A. F; COSTA. G. M. N. ; KALID, R. A. *Uma estratégia prática NMPC com prevenção de surge: um estudo de caso de sistemas de compressão no controle de redes de gás natural.*

Capítulo 2

Aprimoramento da simulação transiente da rede de gás natural com uma abordagem fenomenológica do sistema de compressão

Resumo

Neste capítulo é apresentada a modelagem e simulação em regime transiente de uma rede de distribuição de gás natural não isotérmica integrado a um modelo fenomenológico do mapa característico de compressores centrífugos. Além disso, o modelo dos dutos foi adaptado para uma equação de estado cúbica, capaz de reduzir o custo computacional das simulações. Para avaliar o efeito do modelo do compressor e das equações de estado para estimar as propriedades do gás, foram realizadas perturbações nas rotações dos compressores bem como nas condições de contorno da rede considerando duas hipóteses: o comportamento transiente dos mapas dos compressores, e mapas são fixos ao longo do tempo. Os resultados indicaram uma diferença de até 4,6 % nas vazões da rede e na pressão de descarga. Além disso, a variabilidade do mapa do compressor pode induzir o operador operar o sistema tanto em uma condição de menor eficiência, quanto em uma condição de maior risco quando se observa os limites operacionais do compressor. Isso se deve, a uma variabilidade com um *range* de 3 % a 12 % na distância de prevenção ao *surge*, quando avaliada em regime transiente. Assim, espera-se que o modelo desenvolvido possa auxiliar na tomada de decisões operacionais mais assertivas da rede de gás natural.

Palavras-chave: redes de gás natural, compressores centrífugos, escoamento transiente, equação de estado cúbica.

Este capítulo foi parcialmente publicado nos anais do Congresso Brasileiro de Engenharia Química.

2.1 Modelagem da rede de gás natural

O comportamento transiente não isotérmico do escoamento de um gás ao longo de um duto é modelado pela abordagem de Euler para o escoamento, abarcando a conservação da massa, momento e energia, respectivamente dadas por,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} = 0, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(P + \rho w^2)}{\partial x} = -\frac{f\rho w|w|}{2D}, \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\left(u + \frac{w^2}{2} \right) \rho \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(u + \frac{P}{\rho} + \frac{w^2}{2} \right) \rho w \right] = \rho q, \quad (2.3)$$

em que ρ é a massa específica do gás, T é a temperatura, P é a pressão, w é a velocidade de escoamento, f é o fator de fricção, D é o diâmetro do duto, q é a taxa de calor trocada ao longo do escoamento, u é a energia interna do gás por unidade de massa. Este modelo, expresso por um sistema de equações diferenciais parciais em função do tempo t e da posição x , tem sido usado em diversos estudos na operação de redes de gás natural bem como na análise de outros fatores tais como impurezas e sistemas com diferentes composições do gás natural (BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2015; BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2017; CHACZYKOWSKI; ZARODKIEWICZ, 2017; GUANDALINI et al., 2017; CHACZYKOWSKI et al., 2018). A finalidade das equações da abordagem de Euler na simulação de redes de gás natural é obter o comportamento, seja transiente ou estacionário, da pressão e da vazão mássica (ou suas variantes como vazão volumétrica na CATP - Condições atmosféricas de temperatura e pressão).

O sistema composto pelas equações (2.1) a (2.3) ainda pode ser retrabalhado sob a forma matricial explicitando as variáveis dependentes (T , P , \dot{m}), permitindo tanto uma melhor expressão das variáveis de interesse (a temperatura, a pressão e a vazão mássica) quanto a interdependência entre elas, de modo que,

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -\frac{P'_T}{P'_\rho} & 1 & 0 \\ \frac{\dot{m}P'_T}{\rho P'_\rho} & \frac{\dot{m}}{\rho P'_\rho} & 1 \end{bmatrix} \frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} T \\ P \\ \dot{m} \end{bmatrix} = w \begin{bmatrix} -1 - \frac{T(P'_T)^2}{C_V \rho^2 P'_\rho} & \frac{TP'_T}{C_V \rho^2 P'_\rho} & -\frac{TP'_T}{C_V \dot{m} \rho} \\ 0 & 0 & \frac{\rho P'_\rho}{\dot{m}} \\ -\frac{\dot{m}P'_T}{\rho P'_\rho} & -\frac{\dot{m}}{\rho w^2} + \frac{\dot{m}P'_T}{\rho P'_\rho} & -1 \end{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} T \\ P \\ \dot{m} \end{bmatrix} + \quad (2.4)$$

$$+ \begin{bmatrix} \frac{fw^2|w|}{2DC_V} + \frac{q}{C_V} \\ 0 \\ \frac{f\dot{m}|w|}{2D} \end{bmatrix},$$

em que, P'_Y é a derivada da pressão em relação a variável Y , obtida através uma equação de estado e C_V é a capacidade calorífica específica a volume constante, obtida com o uso equação de estado e expressada por,

$$C_V = C_V^{IG} + \int_V^\infty T \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_V dV, \quad (2.5)$$

em que, C_V^{IG} é a capacidade calorífica a volume constante para o gás ideal, e $(\partial^2 P / \partial T^2)_V$ é a segunda derivada da pressão em relação a temperatura a volume constante.

Uma simplificação das equações (2.1) à (2.3) comum na literatura é desprezar a contribuição da conservação da energia e a influência da temperatura (escoamento isotérmico) com o objetivo de diminuir o tempo computacional da resolução das PDE's. Esta simplificação é mais comum em trabalhos em que são necessárias múltiplas simulações do sistema de transporte causadas pelas intensas perturbações do sistema tais como observado em aplicações de controle e RTO (WEN et al., 2019; POURFARD et al., 2019a).

É possível identificar ainda que as equações de estado necessárias para os cálculos de P'_Y , C_V dentre outras propriedades, são em geral equações explícitas na pressão, $P(T,V)$, tais como a equação de Papay, de GERG 2004 e de Dranchuk e Abou-Kassem, ou equações cúbicas como SRK (Soave-Redlich-Kwong) e PR (Peng-Robinson), ou modelos viriais estendidos como BWRS (Benedict-Webb-Rubin-Starling). Isto significa que há uma predominância no uso das equações de estado sob forma $P = F(T,V)$, em que o volume molar ou massa específica são obtidos da solução de uma equação algébrica implícita para cada combinação de composição e temperatura. Entretanto essa etapa para a solução da equação (2.4) onera o custo computacional e agrega à simulação seus erros numéricos.

Dessa forma, foi identificada uma oportunidade para reduzir o tempo computacional para a resolução do sistema diferencial parcial para uma equação de estado

do tipo $P = F(T, V)$, uma vez que este atributo é de interesse para viabilizar o uso de equações cúbicas nessas simulações que requerem baixos custos computacionais. Portanto, foi proposta uma nova formulação da equação em (2.4), assumindo que as variáveis dependentes do problema diferencial parcial são a temperatura, o volume específico e a velocidade do gás,

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} T \\ V \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -w & 0 & -T \frac{V^* P'_T}{C_V} \\ 0 & -w & V \\ -V^* P'_T & -V^* P'_V & -w \end{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} T \\ V \\ w \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{fw^2|w|}{2DC_V} + \frac{q}{C_V} \\ 0 \\ \frac{fw|w|}{2D} \end{bmatrix}, \quad (2.6)$$

em que V^* é o volume do gás por unidade de massa. Esta abordagem remove a necessidade de um cálculo numérico na equação de estado, uma vez que tanto a vazão mássica \dot{m} e principalmente a pressão P podem ser calculadas explicitamente, o que evita o acúmulo de erros numéricos na simulação.

Para as simulações, o cálculo do fator de fricção f foi efetuado pela equação de Zigrang e Sylvester (1982), dado por,

$$\frac{1}{\sqrt{4f}} = -4 \log \left\{ \frac{\epsilon}{3.7D} - \frac{5.02}{Re(t,x)} \log \left[\frac{\epsilon}{3.7D} - \frac{5.02}{Re(t,x)} \log \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{13}{Re(t,x)} \right) \right] \right\}, \quad (2.7)$$

em que ϵ é a rugosidade do duto, D é o diâmetro do duto e Re é o número de Reynolds função do tempo e espaço.

Foi assumido também que os dutos estão enterrados e que há troca de calor com o solo, sendo assim a taxa de calor transferida entre o fluido e o solo em uma seção x do duto é dada por (CHACZYKOWSKI, 2010),

$$q = \frac{1}{\rho(t,x)} \frac{4U}{D} (T(t,x) - T_{solo}), \quad (2.8)$$

em que U é o coeficiente global de troca térmica, T_{solo} é a temperatura do solo, e $\rho(t,x)$ e $T(t,x)$ são a densidade e temperatura do fluido funções do tempo e espaço respectivamente. O cálculo do coeficiente de troca térmica para dutos enterrados, considerando apenas a convecção interna e a condução do duto com o solo é dado

por (BERGMAN et al., 2011),

$$U = \frac{1}{\frac{1}{r_T(t,x)} + \frac{D}{2\kappa_{solo}} \cosh^{-1}\left(\frac{2z_{solo}}{D}\right)}, \quad (2.9)$$

em que κ_{solo} é o coeficiente de condução térmica do solo, z_{solo} é a distância do duto à superfície do solo e h_T é o coeficiente de convecção do fluido, dado por (BERGMAN et al., 2011),

$$h_T(t,x) = \frac{\kappa}{D} \cdot \frac{1}{8} \cdot \frac{(1.82 \times \log_{10}(Re(t,x)) - 1.64)^{-2} (Re(t,x) - 1000) Pr(t,x)}{1.07 + 12.7(1.82 \times \log_{10}(Re(t,x)) - 1.64)^{-1} (Pr(t,x))^{2/3} - 1}, \quad (2.10)$$

em que Pr é o número de Prandtl definido por $C_P\mu/\kappa$, κ é a condutividade térmica do fluido e C_P é a capacidade calorífica a pressão constante. Vale ressaltar que tanto Re e Pr são funções da velocidade, temperatura e pressão do fluido, ou seja, variam com o tempo. Além disso, a viscosidade μ , outra propriedade necessária para o cálculo desses números adimensionais, bem como a condutividade κ são também funções de T , P e w . Neste trabalho, a viscosidade foi estimada pelo método de Lucas e a condutividade pelo método empírico de Chung conforme descreve Poling et al. (2000).

As condições de operação bem como a composição do gás natural foi baseada no trabalho de Chaczykowski (2009), cujo gás era composto majoritariamente por metano - CH_4 : 98,34; C_2H_6 : 0,61; C_3H_8 : 0,15; iC_4H_{10} : 0,03; nC_4H_{10} : 0,03; iC_5H_{12} : 0,0055; nC_5H_{12} : 0,0040; N_2 : 0,03; e CO_2 : 0.80. Os dados da rugosidade ϵ do duto, e a condutividade térmica do solo estão dispostas na Tabela 2.1. Foi assumido também que não há mudanças de fases ao longo do escoamento, como corroborado com o diagrama de fases no Apêndice 2.5. Para descrever as propriedades de estado termodinâmicos do gás, as equações de SRK e BWR foram implementadas nas simulações dadas respectivamente por (SOAVE, 1972; BENEDICT et al., 1940),

$$P = \frac{RT}{V+b} - \frac{a(T)}{V(V-b)}, \quad (2.11)$$

$$P = \frac{RT}{V} + \frac{B_0RT - A_0 - C_0/T^2}{V^2} + \frac{bRT - a}{V^3} + \frac{a\alpha}{V^6} + \frac{C}{V^3T^2} \left(\frac{1 + \gamma}{V^2} \right) e^{-\gamma/V^2}, \quad (2.12)$$

em que R é a constante dos gases ideais, e as expressões $a(T)$ e b em 2.11 são os parâmetros de correção das forças intermoleculares e do volume molecular respectivamente e dependentes da composição do gás. Enquanto os parâmetros A_0 , B_0 , C_0 , a , b , α , C , γ em 2.12 são os parâmetros empíricos da equação BWR e são dependentes da composição da mistura do gás.

Tabela 2.1: Dados do sistema simulado.

Variável	Valor	Unidade
ϵ	1.5×10^{-6}	m
κ_{solo}	0.89	W/(m·K)
T_{solo}	15	°C
z_{solo}	2	m

Fonte: Chaczykowski e Zarodkiewicz (2017)

2.1.1 Sistema de compressão

A estação de compressão modelada é constituída por um conjunto de N_C compressores em paralelo, um trocador de calor e uma válvula de reciclo, como representado na Figura 2.1. Na modelagem da estação de compressão é assumida uma condição de pseudo-estacionário, que consiste em assumir que as propriedades do gás podem ser descritas pelos balanços no regime estacionário de massa, energia e momento nos pontos da estação de compressão, isso porque a dinâmica dos componentes da estação é muito mais rápida comparada ao duto.

A vazão de reciclo da Figura 2.1 tem como objetivo proteger o sistema do *surge*, um fenômeno que acomete o compressor nas condições de maior eficiência, e pode levá-lo a instabilidade, assim, este equipamento está sob uma lei de controle para *surge* ativo, ou sob um *set-point* que afaste o sistema da linha de *surge*. Apesar desse artifício ser modelado neste trabalho, aqui tem-se o intuito de avaliar apenas a dinâmica do sistema em condições estáveis, ainda que posteriormente seja avaliado os critérios de segurança do sistema de compressão para a prevenção ao *surge*. Além disso, por assumir um pseudo-estacionário no sistema de compressão, presume-se que as camadas de controle mais inferiores (controle de *surge* ativo e da rotação do

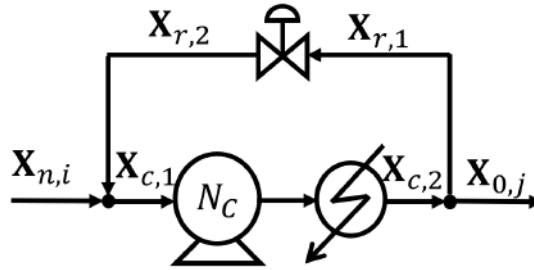
compressor) serão assumidas como sendo muito mais rápidas do que a dinâmica da rede. Sendo assim, assume-se que os controladores para definir tanto a rotação do compressor quanto da válvula de reciclo, são rápidos o suficiente para assumir nesta modelagem a equidade entre estas variáveis e seus respectivos *set-points* ($\dot{m}_{v,sp} = \dot{m}_v$ e $N_{sp} = N$)

Assumindo que a estação de compressão pode ser descrita por 4 conjuntos de estados \mathbf{X} , sendo que,

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} T & V & w \end{bmatrix}^T, \quad (2.13)$$

em que os conjuntos se referem à: a saída da válvula de reciclo, $\mathbf{X}_{r,2}$, a entrada do compressor $\mathbf{X}_{c,1}$, a saída do trocador de calor $\mathbf{X}_{c,2}$ e a entrada da válvula de reciclo $\mathbf{X}_{r,1}$. Além disso, cada conjunto destes estados são dependentes dos dutos que compõe o sistema de compressão, em que $\mathbf{X}_{n,i}$ os estados ao final do duto i e $\mathbf{X}_{0,j}$ os estados no início do duto j , como descrito na Figura 2.1. Assim, para cada conjunto de estados, é necessário um sistema algébrico de três equações, os quais fazem parte das condições de contorno dos dutos i e j .

Figura 2.1: Representação dos pontos de compressão da rede.



Fonte: Próprio autor.

O sistema algébrico que determina os valores de $\mathbf{X}_{c,1}$ é descrito pela conservação da massa e energia no ponto de recebimento, bem como na equidade entre a vazão mássica nas condições em $[c,1]$ e $[c,2]$ da Figura 2.1:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{n,i} + \dot{m}_{r,2} - \dot{m}_{c,1} &= 0, \\ \dot{m}_{n,i} \cdot h(T_{n,i}, V_{n,i}) + \dot{m}_{r,2} \cdot h(T_{r,2}, V_{r,2}) - \dot{m}_{c,1} \cdot h(T_{c,1}, V_{c,1}), & \quad (2.14) \\ \dot{m}_{c,1} - \dot{m}_{c,2} &= 0, \end{aligned}$$

em que $h(T,V)$ é a entalpia do fluido na sua respectiva condição de T e V , obtida pelo conceito de entalpia residual, calculada com o auxílio de uma equação de estado.

Para os estados na saída do trocador de calor, assume-se que no ponto de divisão do fluxo as propriedades do gás sejam iguais, modificando apenas a vazão mássica e consequentemente sua velocidade. Além disso, propriedades tais como temperatura e volume molar são calculadas com base nas transformações ocorridas no compressor e trocador de calor, expressão por:

$$\begin{aligned} P(T_{c,2},V_{c,2}) - \phi(N,\dot{m}_{c,1},T_{c,1},V_{c,1})P(T_{c,1},V_{c,1}), \\ h(T_{c,2},V_{c,2}) - h(T_{c,1},V_{c,1}) - N_C \dot{w}_{axial}(N(t)) - \dot{q}_{com}(t) = 0, \\ \dot{m}_{c,2} - \dot{m}_{r,1} - \dot{m}_{0,j} = 0, \end{aligned} \quad (2.15)$$

em que \dot{w}_{axial} é o trabalho axial fornecido pelo compressor, \dot{q}_{com} é a taxa de calor trocada, N é a velocidade de rotação do compressor, ϕ é a razão de compressão. Note que ϕ é comumente obtida através do mapa característico polinomial do compressor o qual é comumente representado como função da vazão volumétrica na sucção do compressor $\dot{Q}_{1,c}$ e da velocidade de rotação N (GRESH, 2001), exemplificada como,

$$\phi = \frac{P_{c,2}}{P_{c,1}} = C_H \left(\frac{\dot{Q}_{c,1}}{N} \right) \left[\frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{N^2}{Z_{c,1} R_a T_{c,1}} \left(A_H + B_H \left(\frac{\dot{Q}_{c,1}}{N} \right)^2 + D_H \left(\frac{\dot{Q}_{c,1}}{N} \right)^3 \right) + 1 \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \quad (2.16)$$

em que γ é a razão entre a capacidade calorífica a pressão constante e a volume constante, C_P , e C_V . A_H , B_H , C_H e D_H são parâmetros polinomiais do mapa do compressor. Além disso, $Z_{c,1}$ e $T_{c,1}$ são comumente considerados constantes nas simulações da literatura.

No entanto este trabalho associa o ϕ do mapa do compressor, representado pelas constantes polinomiais em (2.16), às condições de entrada do compressor $T_{c,1}$ e $V_{c,1}$ conforme o modelo descrito por Meira et al. (2021), mais detalhes da construção do mapa do compressor, bem como o cálculo de ϕ serão discutidos a seguir. Assim, é possível avaliar a influência tanto da mudança das curvas do compressor ao longo do tempo, como também sua influência na simulação de redes de gás natural.

Por fim, falta avaliar os estados da válvula de reciclo, tanto na entrada quanto na

saída. A hipótese nesse modelo é considerar que as condições de entrada da válvula são equivalentes a saída do compressor, ou seja é desprezada a perda de carga do gás na estação de compressão após o compressor. Assim, e ao passar por uma transformação isentálpica na válvula, o fluxo é adicionado a sucção do compressor na mesma pressão. Dessa forma, para a entrada da válvula tem-se que:

$$\begin{aligned} T_{r,1} - T_{c,2} &= 0, \\ V_{r,1} - V_{c,2} &= 0, \\ \dot{m}_{r,1} - \dot{m}_{r,2} &= 0. \end{aligned} \tag{2.17}$$

Para a saída da válvula, a fim de completar o grau de liberdade foi assumido que a vazão da válvula está sob controle, sendo assim sua vazão mássica é pré-determinada, ou seja, uma perturbação do sistema, via alteração de seu *set-point* nas camadas de controle mais internas do sistema de compressão. Assim, tem-se o seguinte conjunto de equações:

$$\begin{aligned} P(T_{r,2}, V_{r,2}) - P(T_{c,1}, V_{c,1}) &= 0, \\ h(T_{r,2}, V_{r,2}) - h(T_{r,1}, V_{r,1}) &= 0, \\ \dot{m}_{r,2} - \dot{m}_v(t) &= 0, \end{aligned} \tag{2.18}$$

em que \dot{m}_v é a vazão estabelecida do sistema de controle da válvula. Note que as suposições de pseudo-estacionário são válidas uma vez que a dinâmica da válvula e do seu controlador, bem como do compressor centrífugo são muito mais rápidas do que o do duto.

Com base no que foi exposto, este trabalho descreve uma estação de compressão mais complexa do que as encontradas na literatura, o que permite também a inserção de novas entradas de dinâmicas no sistema: a velocidade de rotação $N(t)$, a vazão mássica da válvula de reciclo $\dot{m}_v(t)$, e a taxa de calor trocada $\dot{q}_{com}(t)$. Dentre essas entradas, a que mais se destaca nos trabalhos de otimização e controle é a velocidade de rotação do compressor, a qual permite definir a pressão de injeção do gás na linha e conseqüentemente a vazão mássica da rede.

Modelo do compressor

O mapa do compressor foi obtido através do modelo de ondas de choque da NASA (GRAVDAHL et al., 2000) e adaptado por Meira et al. (2021). Estes modelos calculam as perdas energéticas no interior do compressor visando estimar a eficiência isentrópica, η . Entre as possíveis perdas, Gravidahl et al. (2000) cita como as mais significantes aquelas por incidência, causada pela mudança de trajetória da velocidade do fluido, e fricção, causada pelo atrito entre o fluido e os componentes do compressor, sendo eles o impelidor e o difusor:

$$\Phi_{inc,imp} = \frac{1}{2} \left(U_1 - \frac{\dot{m}_c \cot \beta_{1b}}{\rho_{c,1} A_0} \right)^2, \quad (2.19)$$

$$\Phi_{inc,dif} = \frac{1}{2} \left(\sigma U_2 - \frac{\dot{m}_c \cot \alpha_{2b}}{\rho_{imp} A_0} \right)^2, \quad (2.20)$$

$$\Phi_{fric,imp} = \frac{fl_{imp}}{2D_{eq}} \frac{\dot{m}_c^2}{\rho_{imp}^2 A_0^2 \text{sen}^2(\beta_{1b})}, \quad (2.21)$$

$$\Phi_{fric,dif} = \frac{fl_{dif}}{2D_{eq}} \frac{\dot{m}_c^2}{\rho_{dif}^2 A_0^2 \text{sen}^2(\alpha_{2b})}, \quad (2.22)$$

em que Φ é a perda de energia enquanto os subíndices *inc* e *fric* representam as perdas por incidência e fricção respectivamente, e os subíndices *imp* e *dif* representam o componente do compressor, impelidor e difusor respectivamente. Dessa forma a eficiência isentrópica é dada por (GRONG, 2009),

$$\eta(\dot{m}, N) = \frac{\sigma U_2^2 - \Phi_{inc,imp} - \Phi_{inc,dif} - \Phi_{fric,imp} - \Phi_{fric,dif} - \Delta\eta}{\sigma U_2^2}, \quad (2.23)$$

em que $\Delta\eta$ é a correção do modelo abarcando outras perdas a qual Grong (2009) sugere 0.065. Os dados complementares para solucionar este modelo estão dispostos na Tabela 2.2.

Os cálculos da massa específica em cada componente do compressor são realizados via a resolução do sistema algébrico compostos pelos balanços de energia térmica e mecânica no impelidor e difusor expressados respectivamente por Meira et al. (2021),

$$[h(T_{imp}, V_{imp}) - h(T_{c,1}, V_{c,1})] - \frac{\dot{m}_{c,1}}{A_0} \left(\frac{1}{\rho_{imp}^2} - \frac{1}{\rho_{c,1}^2} \right) + \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{imp} = \dot{w}_{eixo}, \quad (2.24)$$

$$-\frac{\dot{m}_{c,1}^2}{A_0^2} \ln \left(\frac{\rho_{imp}}{\rho_{c,1}} \right) + \rho_{imp}^2 \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{imp} + \rho_{imp}^2 (\Phi_{inc,imp} + \Phi_{fric,imp}) + \int_{\rho_{c,1}}^{\rho_{imp}} \rho dP = \rho_{imp}^2 w_{eixo}, \quad (2.25)$$

$$[h(T_{dif}, V_{dif}) - h(T_{imp}, V_{imp})] - \frac{\dot{m}_{c,1}}{A_0} \left(\frac{1}{\rho_{dif}^2} - \frac{1}{\rho_{imp}^2} \right) + \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{dif} = 0, \quad (2.26)$$

$$-\frac{\dot{m}_{c,1}^2}{A_0^2} \ln \left(\frac{\rho_{dif}}{\rho_{imp}} \right) + \rho_{dif}^2 \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{dif} + \rho_{dif}^2 (\Phi_{inc,dif} + \Phi_{fric,dif}) + \int_{\rho_{imp}}^{\rho_{dif}} \rho dP = 0, \quad (2.27)$$

em que w_θ é a componente angular da velocidade do gás no interior do compressor, maiores detalhes do seu cálculo e das principais etapas para resolução desse sistema algébrico podem ser contemplados em Meira et al. (2021). Para o cálculo da linha de *surge* é avaliada a vazão mássica que corresponde a máxima eficiência isentrópica (FERGUSON, 1963), enquanto a linha de *stonewall* é dada pela vazão mássica na qual o número de Mach do fluido seja unitário, quando este passa pelo difusor do compressor, respectivamente representados por,

$$\left. \frac{\partial \eta(\dot{m}, N)}{\partial \dot{m}} \right|_{surge} = 0, \quad (2.28)$$

$$Ma(\dot{m}_{stonewall}, N) = 1, \quad (2.29)$$

em que o valor de Ma é dado pela razão w/c , a qual c representa a velocidade do som no gás dada por,

$$c^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_T - \frac{T}{\rho^2 C_V} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V^2. \quad (2.30)$$

Além disso, nota-se por (2.24) e (2.25) que as curvas do compressor são diretamente relacionadas com as condições de sucção, fato ainda não explorado nas simulações de redes de gás natural quando estas condições possuem um comportamento transiente.

Com a eficiência isentrópica do sistema da expressão (2.23), o cálculo da razão de compressão que compõe o mapa do compressor pode ser efetuado por:

$$\phi(T_{c,1}, P_{c,1}, \dot{m}, N) = \frac{P_{c,2}}{P_{c,1}}, \quad (2.31)$$

Tabela 2.2: Dados do compressor usados nos estudos de caso.

Variável	Valor	Unidade	Variável	Valor	Unidade
D_1	0.057	m	l_{dif}	0.053	m
D_2	0.128	m	β_{1b}	0.61	rad.
A	0.0026	m ²	N_i	20	und.
l_{imp}	0.053	m	σ	0.9	adm.

Fonte: Grong (2009).

em que a pressão de descarga $P_{c,2}$ pode ser calculada através de uma transformação isentrópica de um gás real do sistema por,

$$h(T_{2s}, V_{2s}) - h(T_{c,1}, V_{c,1}) = \eta(T_0, P_0, \dot{m}, N) \cdot \dot{w}_{axial}, \quad (2.32)$$

$$s(T_{2s}, V_{2s}) - s(T_{c,1}, V_{c,1}) = 0, \quad (2.33)$$

$$P_{c,2} = P(T_{2s}, V_{2s}), \quad (2.34)$$

em que h é a entalpia, s é a entropia, \dot{w}_{axial} é o trabalho axial do compressor. E os estados termodinâmicos em $2s$ representam o final da transformação isentrópica. Por combinar as equações algébricas do mapa do compressor nas expressões (2.24) à (2.27) e nas expressões (2.33) à (2.34), com o sistema de equações da estação de compressão da secção 2.1.1, tem-se a proposta desse trabalho que permite avaliar os mapas dos compressores estabelecido em regime transiente. A Figura 2.2 sumariza a implementação do mapa do compressor fenomenológico na estação de compressão da rede.

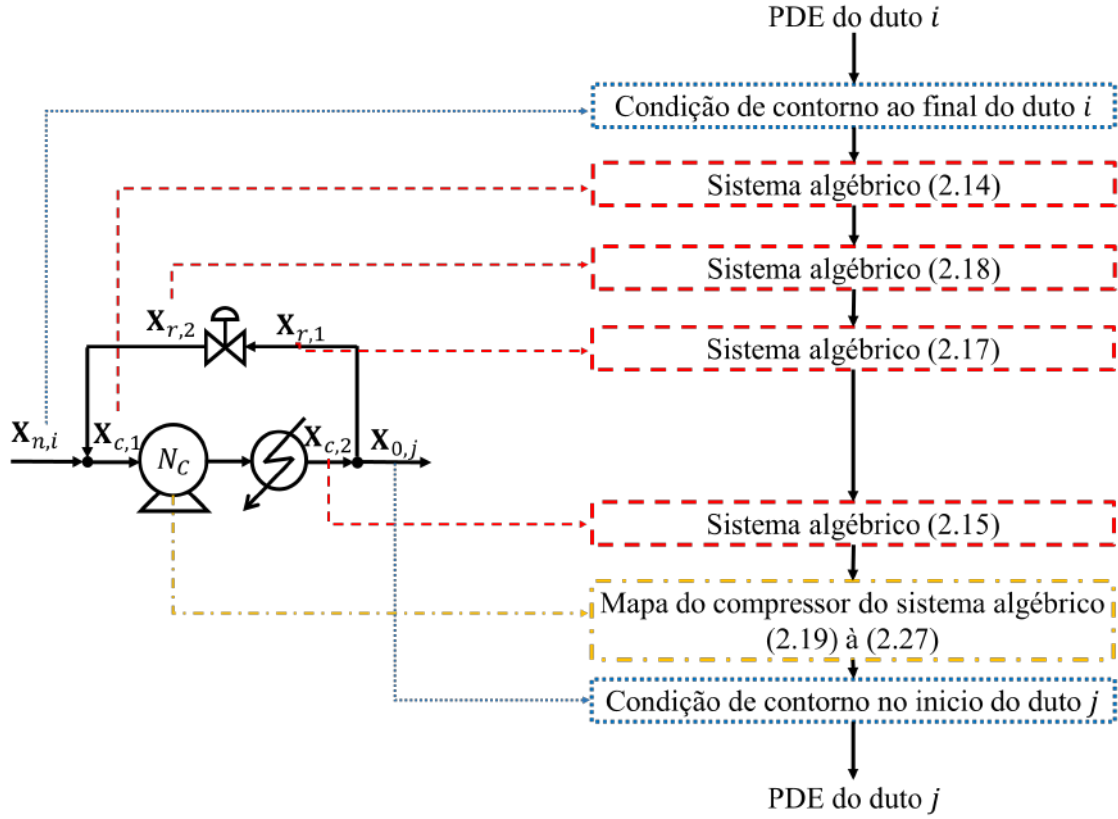
2.2 Métodos de discretização

Um passo necessário para a solução do sistema diferencial parcial da PDE dos dutos é discretizar o sistema de modo a simplificá-lo em um sistema diferencial ordinário,

$$\frac{\partial}{\partial t} \mathbf{X}_j = \mathbf{A}(\mathbf{X}_j) \cdot \frac{\partial}{\partial x} \mathbf{X}_j + \mathbf{B}(\mathbf{X}_j) = \mathbf{A}(\mathbf{X}_j) \cdot \sum_{i=0}^n \Lambda_i(x_j) \mathbf{X}_i + \mathbf{B}(\mathbf{X}_j), \quad (2.35)$$

em que \mathbf{X}_j é o do vetor de variáveis dependentes, e Λ_i são matrizes de pesos que aproximam numericamente a diferenciação espacial de \mathbf{X}_j . Os índices i e j representam a posição do duto em que 0 representa os estados no início do duto enquanto

Figura 2.2: Fluxograma da modelagem da estação de compressão com o mapa do compressor fenomenológico.



Legenda: em azul representa os estados descritos pelas condições de contorno, em vermelho representa os estados descritos pela modelagem descrita nesta seção, em amarelo representa os estados descritos pelo modelo do mapa do compressor.

Fonte: Próprio autor.

n representa estes estados no final do duto.

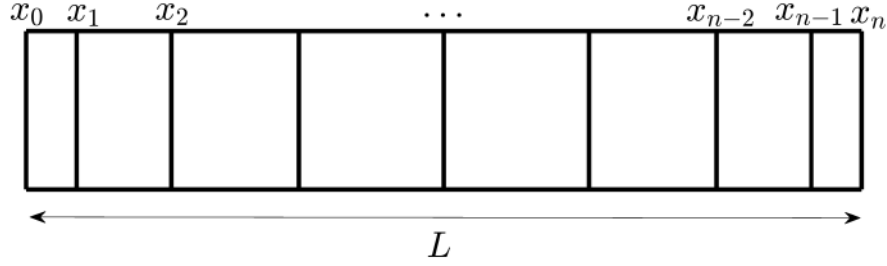
Como a variável independente x é limitada e restringe o sistema às condições de contorno, é comum delimitar alguns pontos no espaço de modo a facilitar os cálculos. Assim, como as perturbações da dinâmica do sistema ocorrem nos contornos do duto, é necessário uma melhor qualidade numérica nesses pontos, sendo assim, foi escolhida a malha de Chebyshev-Gauss (BINOUS et al., 2014) para calcular as posições avaliadas pela discretização da EDP, cujos pontos em x são dados por,

$$x_i = \cos\left(\frac{2i-1}{2n}\pi\right), \quad (2.36)$$

em que n é o número de intervalos discretizados. Esta malha discretiza o sistema de modo que o passo de x seja menor no início e no final do duto, como apresentado na Figura 2.3. Isto pode ser vantajoso uma vez que torna possível um menor número

de pontos de x .

Figura 2.3: Malha espacial de Chebyshev-Gauss.



Fonte: Próprio autor.

A aproximação da diferenciação espacial de \mathbf{X}_j foi obtida pelo método de diferenças finitas para cinco pontos através do polinômio de Lagrange. Assim, a diferenciação espacial de \mathbf{X}_j é dado por,

$$\frac{\partial}{\partial x} \mathbf{X}_j = \sum_{i=0}^n \begin{bmatrix} \lambda_i(x_j) T_i \\ \lambda_i(x_j) V_i \\ \lambda_i(x_j) w_i \end{bmatrix} = \sum_{i=0}^n \underbrace{\begin{bmatrix} \lambda_i(x_j) & \lambda_i(x_j) & \lambda_i(x_j) \end{bmatrix}}_{\Lambda(x_j)} \begin{bmatrix} T_i \\ V_i \\ w_i \end{bmatrix}, \quad (2.37)$$

em que λ_i é o coeficiente i do polinômio obtido pela derivada do polinômio de Lagrange para cinco pontos.

Uma vez que o sistema parcial seja transformado em um sistema de diferenciação ordinária (ODE - *Ordinary Differential Equations*), obtém-se n ODE's para cada estado de \mathbf{X} (temperatura, volume molar e velocidade). No entanto, como o problema está sujeito a condições de contorno, nesse caso são três, duas no início do duto e uma ao final do duto, três das ODE's obtidas, uma de cada estado deve ser descartada, a fim de balancear os graus de liberdade do sistema.

As condições do sistema se distinguem de acordo com a posição de cada duto, nos pontos de compressão tem-se que as condições de contorno são dadas por

$$\begin{aligned} T(x=0) &= T_0(t), \\ P(x=0) &= P_0(t), \\ P(x=L) &= P_L(t), \end{aligned} \quad (2.38)$$

em que $P(T,V)$ são obtidas pela equação de estado cúbica, e as condições em $x=0$

substituem as ODE's de T_0 e V_0 e a condição em $x = L$ substitui a ODE de w_n . Para pontos de distribuição nos finais da rede, a literatura da área fixa a vazão volumétrica, \dot{Q} na saída do duto (CHACZYKOWSKI, 2009), uma vez que se é pretendido manter a pressão nesses pontos sob controle e assim garantir o acesso ao gás, de modo que,

$$\begin{aligned} T(x = 0) &= T_0(t), \\ P(x = 0) &= P_0(t), \\ \dot{Q}(x = L) &= \dot{Q}_L(t), \end{aligned} \tag{2.39}$$

em que $\dot{Q}_L(t)$ é a vazão volumétrica do gás natural consumida nos pontos de distribuição.

Finalmente, ao aglutinar o sistema diferencial obtido com as condições de contorno do sistema, e os outros elementos do sistema de compressão, obtém-se um sistema algébrico-diferencial (DAE - *Differential Algebraic Equations*). A resolução desta DAE, ou seja, a discretização temporal do problema, foi realizada pelo algoritmo de diferenciação automática '*idas*' do *framework* computacional CasADi (ANDERSSON et al., 2019). Nestas simulações, a tolerância de 10^{-6} foi considerada nos métodos de solução algébrica e nos métodos de integração.

2.3 Resultados

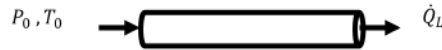
Este trabalho apresenta dois estudos de caso na simulação de redes de gás natural. O primeiro consiste em uma avaliação das abordagens dos modelos das PDE's utilizando uma equação de estado do tipo $P(T,V)$. O segundo estudo de caso avalia o impacto do mapa do compressor variante no tempo na simulação, comparado às simulações com um mapa invariante em meio à perturbações na rotação do compressor e nas condições de contorno da rede. Devido à escassez de dados experimentais em conjunto com as informações necessárias para aplicar a abordagem proposta (dados da geometria do compressor, dados das condições de operação), este trabalho se limitou a realizar uma análise de sensibilidade das hipóteses da simulação. Sendo um trabalho relevante no futuro validação desta abordagem com dados experimentais.

2.3.1 Estudo de Caso 1 - Abordagem da PDE

A avaliação da abordagem da PDE foi simulada conforme adaptada de Chaczykowski (2009), em que o duto possui 200 km de comprimento e 0,42 m de diâmetro, cujas condições de contorno são as condições de temperatura e pressão na sucção e vazão volumétrica na descarga do duto conforme apresentado na Figura 2.4. As perturbações no sistema foram incididas nas condições de contorno da pressão de sucção do duto e na vazão volumétrica ao final do duto, como apresentado na Figura 2.5. A resolução da PDE foi realizada inicialmente supondo as seguintes abordagens:

- Isotérmica, em que a pressão e vazão mássica são avaliadas, abordagem PM;
- Não isotérmica, em que a temperatura, a pressão e vazão mássica compõem a PDE, abordagem TPM;
- Não isotérmica, em que a temperatura, o volume molar e a velocidade do gás compõem a PDE, abordagem TVW.

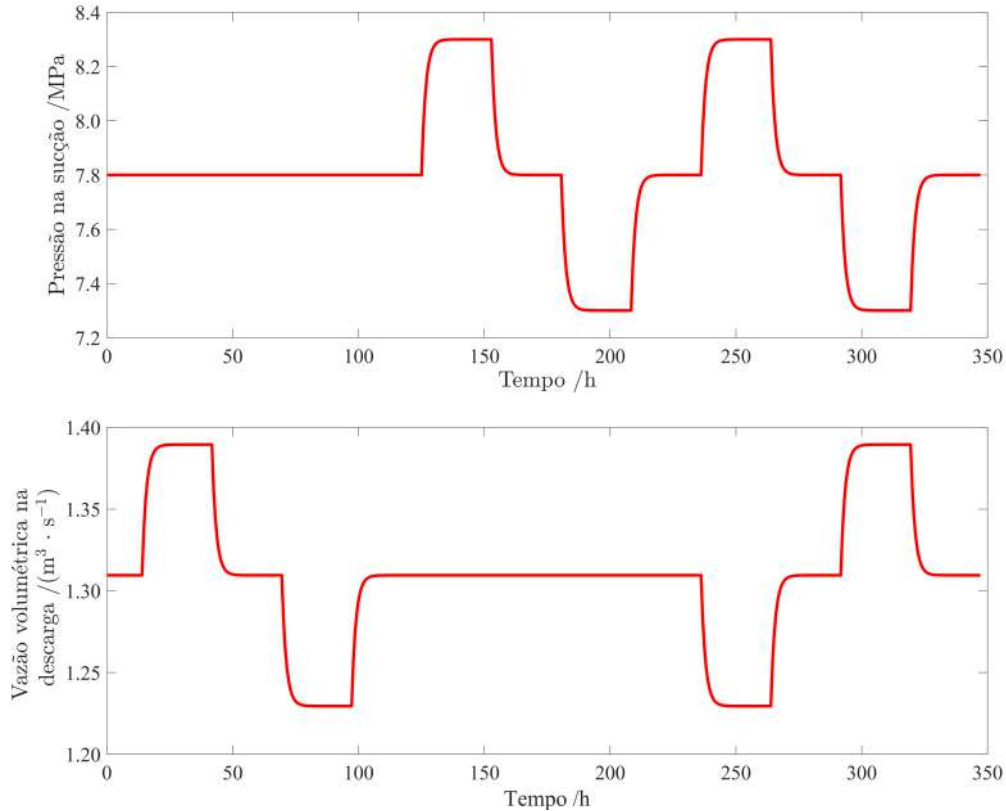
Figura 2.4: Duto simulado no Estudo de Caso 1.



Fonte: Próprio autor.

O resultado das simulações expresso em termos de vazão mássica do duto e da pressão na descarga pode ser contemplado na Figura 2.6, e nos perfis da vazão mássica como apresentado na Figura 2.7. Percebe-se que a abordagem PM se distingue mais em relação às outras principalmente nos pontos de sobressinal e os estados estacionários do sistema. Enquanto as outras abordagens possuem resultados coincidentes. Isso pode ser mais bem demonstrado na Figura 2.8 que apresenta o erro relativo entre as abordagens, sendo que as simulações isotérmicas podem ter um erro relativo absoluto de até 4 % na vazão mássica e 2 % na pressão de descarga. Além disso, é possível notar que a relação entre abordagens não isotérmicas TPM e TVW possui erros relativos absolutos entre si, em torno de 0,04 % para vazão mássica e 0,02 % para a pressão de descarga. Isso indica que há redundância entre as abordagens não-isotérmicas, conforme o esperado, mas nota-se que tais erros são mais acentuados à medida que as perturbações influenciem mais o sistema, devido aos cálculos implícitos da equação de estado do tipo $P(T,V)$.

Figura 2.5: Perturbações na pressão nos contornos do duto.

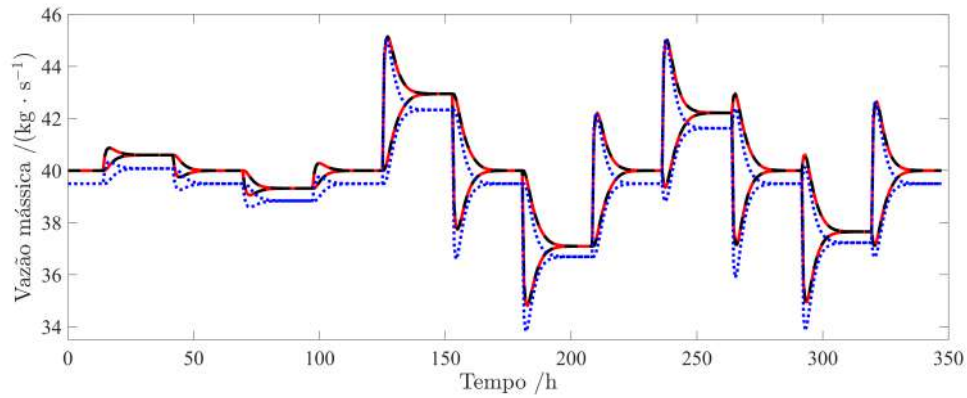


Fonte: Próprio autor.

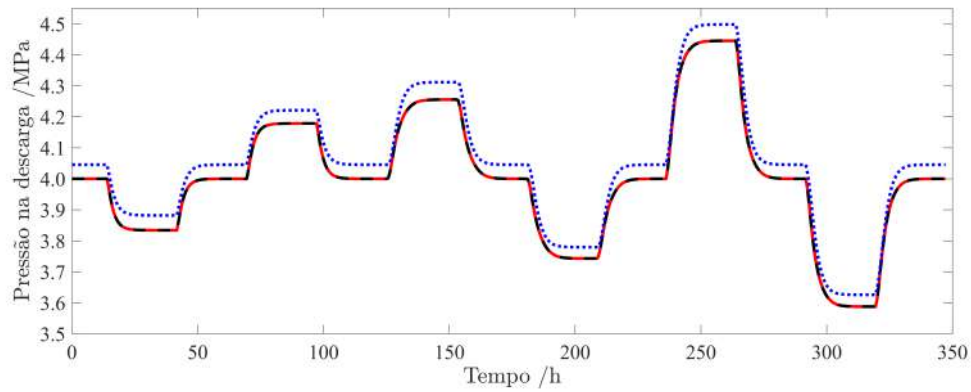
Outro ponto destacado nas simulações é a influência das perturbações nas condições de contorno na vazão mássica do sistema. Nota-se que a influência da pressão de sucção no sistema é maior comparada à vazão da descarga, mesmo que a ordem de perturbações definidas na Figura 2.5 sejam similares entre si, na ordem de 6 % da condição inicial. Isso se deve ao fato de que a variação da pressão de sucção influi diretamente na força sob o gás devido a diferencial de pressão, enquanto que para uma variação na vazão volumétrica, há um contraponto entre as forças de diferencial de pressão e a variação da quantidade de movimento linear em x , o que leva a uma menor variação. Além disso a ação conjunta das duas perturbações não gera um efeito de soma no ganho do sistema, o que é esperado pela não linearidade do sistema simulado.

Outro ponto avaliado nas simulações foi o tempo computacional da resolução da PDE do sistema. Foi possível perceber uma redução singular entre as abordagens TPM e TVW, cujos tempos médios de resolução da PDE são respectivamente 0,14 s e 0,16 s. Apesar da proximidade entre esses valores, é esperado que para sistemas

Figura 2.6: Avaliação das abordagens da PDE de dutos em regime transiente.



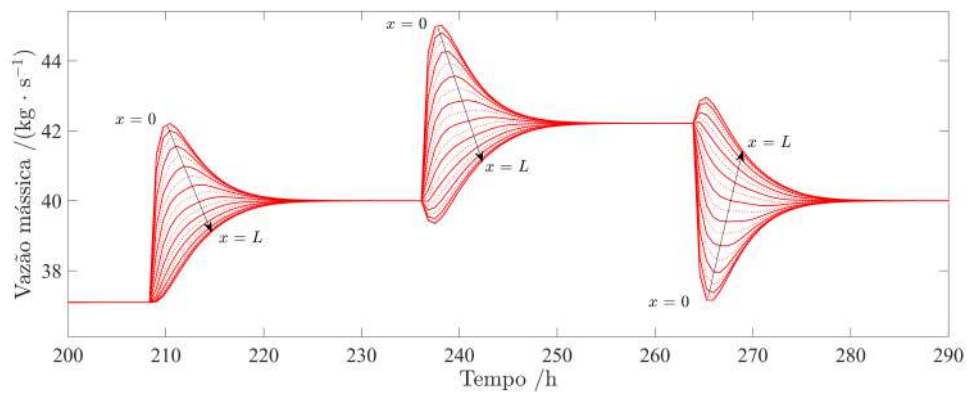
Vazão mássica no início e final do duto, cujo perfil é melhor descrito na Figura 2.7.



(—) abordagem TVW, (■) abordagem TPM e (■) abordagem isotérmica PM.

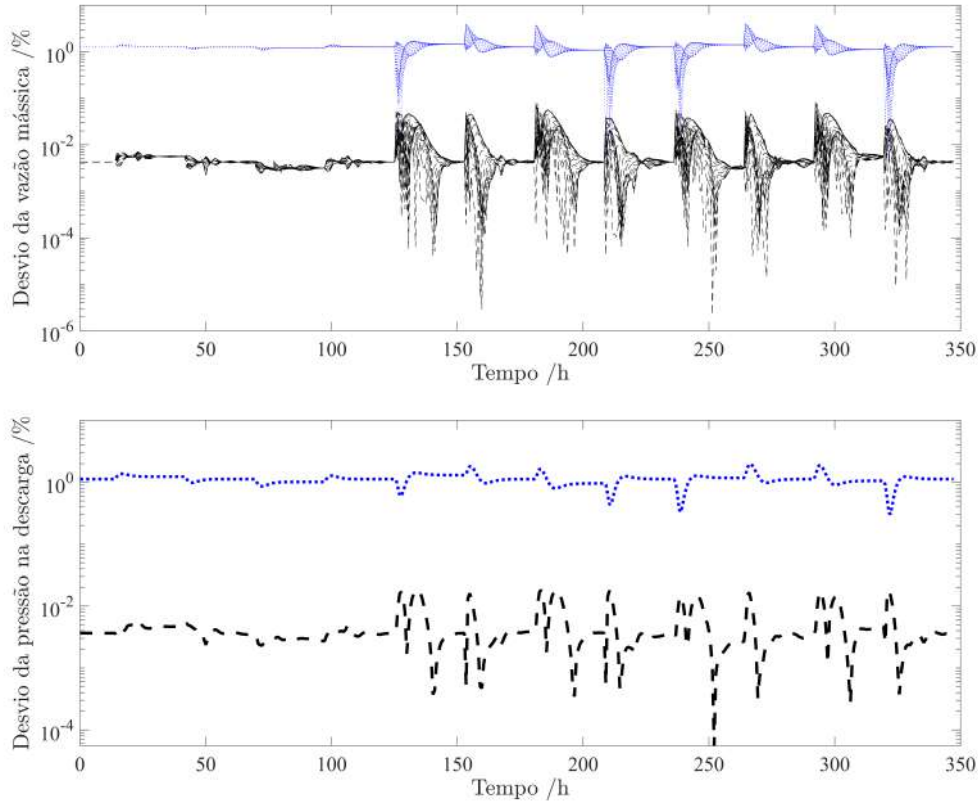
Fonte: Próprio autor.

Figura 2.7: Perfil da vazão mássica para a abordagem TVW em um recorte de tempo da simulação.



Fonte: Próprio autor.

Figura 2.8: Erro relativos das abordagens de resolução da PDE.



Desvio relativo absoluto ao longo do duto $\delta y = (y_{ref} - y)/y_{ref}$ em que a y_{ref} é o estado de referência considerado como os valores calculados pela abordagem TVW. (—) abordagem TPM e (· · ·) isotérmica PM.

Fonte: Próprio autor.

mais complexos, como os que serão apresentados posteriormente, essa diferença se acumule. Além disso, este tempo está associado ao *solver* numérico disponível para o cômputo, e.g. por usar a rotina numérica *ode15s* no do MATLAB[®], esses tempos médios podem aumentar para 2,1 s e 2,6 s para as abordagens TVW e TPM respectivamente, uma diferença de 0,4 s. Para a abordagem isotérmica, os resultados mostraram o menor tempo de resolução da PDE igual à 0,08 s, mesmo com as funções implícitas para o cálculo da densidade do gás. Este tempo da abordagem isotérmica pode ser ainda menor caso uma equação de estado mais simples, ou fator de compressibilidade constante fossem considerados (BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2017). No entanto, tais simplificações poderiam aumentar também o erro estacionário da Figura 2.8 comparado às abordagens TVW e TPM neste trabalho.

2.3.2 Estudo de Caso 2 - Influência do mapa transiente do compressor

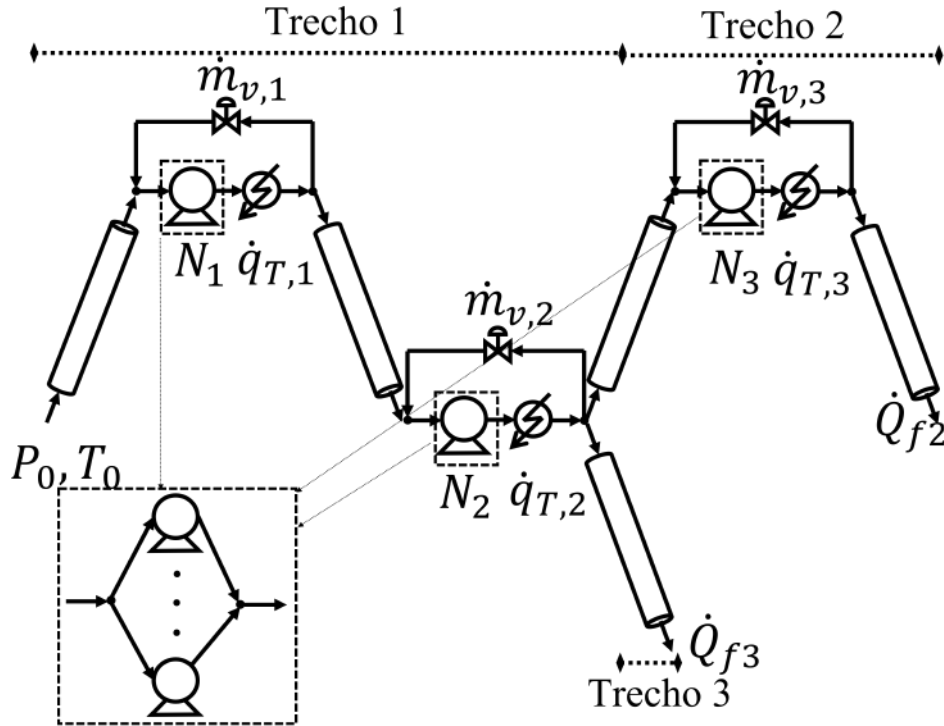
O segundo estudo de caso aplicado consiste em avaliar a relação mútua entre a GTN em regime transiente e o mapa dos compressores. Para isso, a rede da Figura 2.9 é proposta, que consiste em três trechos de duto, com dois sistemas de compressão no Trecho 1 e outro no Trecho 2. Cada sistema de compressão é composto por compressores em paralelo, um trocador de calor e uma válvula de reciclo para proteção de *surge*. Os mapas da condição inicial desses trechos estão dispostos na Figura 2.10 e os dados de cada duto estão dispostos na Tabela 2.3.

A resposta da dinâmica do sistema será avaliada ainda em relação a três fontes de perturbações: a rotação do compressor, a qual é a forma de atuar sobre a rede, e, a pressão de sucção e as vazões volumétricas na descarga, (condições de contorno da operação, e dependentes do fornecedor do gás e do consumo dos clientes). Essas simulações serão realizadas primeiramente atuando apenas na rotação, e em outro momento também nas condições de contorno.

Para avaliar o impacto da hipótese transiente do mapa do compressor, as simulações foram avaliadas sob duas hipóteses: a primeira usando o método descrito na Secção 2.1.1 (mapa variante), a segunda considerando que as curvas da Figura 2.10 são fixas (mapa invariante), sendo que a razão de compressão foi obtida realizando interpolação das curvas para dadas a vazão mássica e a rotação do compressor via a rotina *interpolant* do CasADi com base na grade do mapa na Figura 2.10, de modo que esta estratégia possua similaridade com a aproximação polinomial de Gresh (2001). Além disso, as simulações contemplam a influência da equação de estado na operação da rede de gás natural, sendo elas a equação BWR e SRK. Esta análise já fora realizada anteriormente em regime estacionário por Meira et al. (2021), a qual realizaram uma análise de sensibilidade sobre a influência da equação de estado no mapa de compressores centrífugos associados à dutovias em regime estacionário. E assim, foi observado uma diferença significativa dos custos de operação e da tomada de decisões da operação a depender da equação de estado utilizada para o cálculo do mapa do compressor.

As perturbações da rotação do compressor estão dispostas na Figura 2.11, em que cada rotação é ativada uma por vez de modo a avaliar a influência de cada

Figura 2.9: Estudo de caso de rede de gás natural.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 2.3: Dados da rede de gás natural da Figura 2.9.

Trecho	Diâmetro /m	Comprimento /km	Quantidade de compressores em cada sistema de compressão
1	0.432	200	4
2	0.282	100	2
3	0.332	150	-

Fonte: Próprio autor.

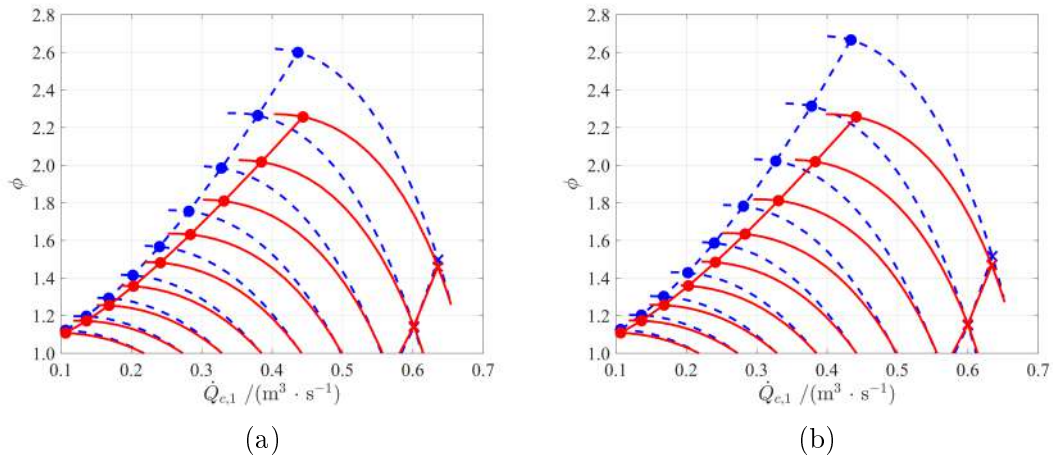
uma nos três trechos, além de propor um caso de maior variabilidade das condições de sucção dos compressores. As condições de contorno do sistema, bem como os valores iniciais das rotações estão dispostas na Tabela 2.4. A condição inicial foi obtida através da solução da PDE considerando regime estacionário.

Tabela 2.4: Dados da rede de gás natural da Figura 2.9 para análise da rotação do compressor.

Trecho	N /Hz	$\dot{q}_c / (\text{kW} \times 10^3)$	Condições de contorno
1	800	1.50	$P_0 = 7.8 \text{ MPa}; T_0 = 23.0 \text{ }^\circ\text{C}$
2	600	1.12	$\dot{Q}_{f1} = 0.61 \text{ m}^3/\text{s}$
3	-	-	$\dot{Q}_{f2} = 0.50 \text{ m}^3/\text{s}$

Fonte: Próprio autor.

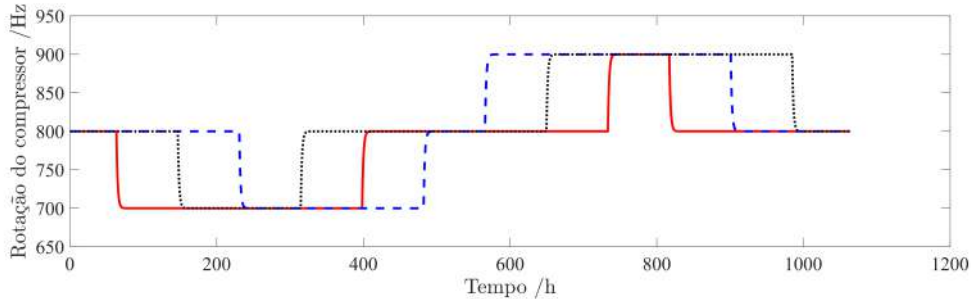
Figura 2.10: Curvas dos compressores da rede de gás natural nas condições de projeto.



(a) construída com uma pressão de sucção de 4,0 MPa, (b) construída com uma pressão de sucção de 4,5 MPa. (—) curvas do compressor para equação de estado BWR, e (---) curvas do compressor para equação de estado SRK. Marcadores: ● linha de surge, × linha de stonewall.

Fonte: Próprio autor.

Figura 2.11: perturbação na rotação dos compressores da rede.



(—) perturbação na rotação do primeiro compressor do Trecho 1, (---) perturbação na rotação do segundo compressor do Trecho 1, (· · ·) perturbação na rotação do compressor do Trecho 2.

Fonte: Próprio autor.

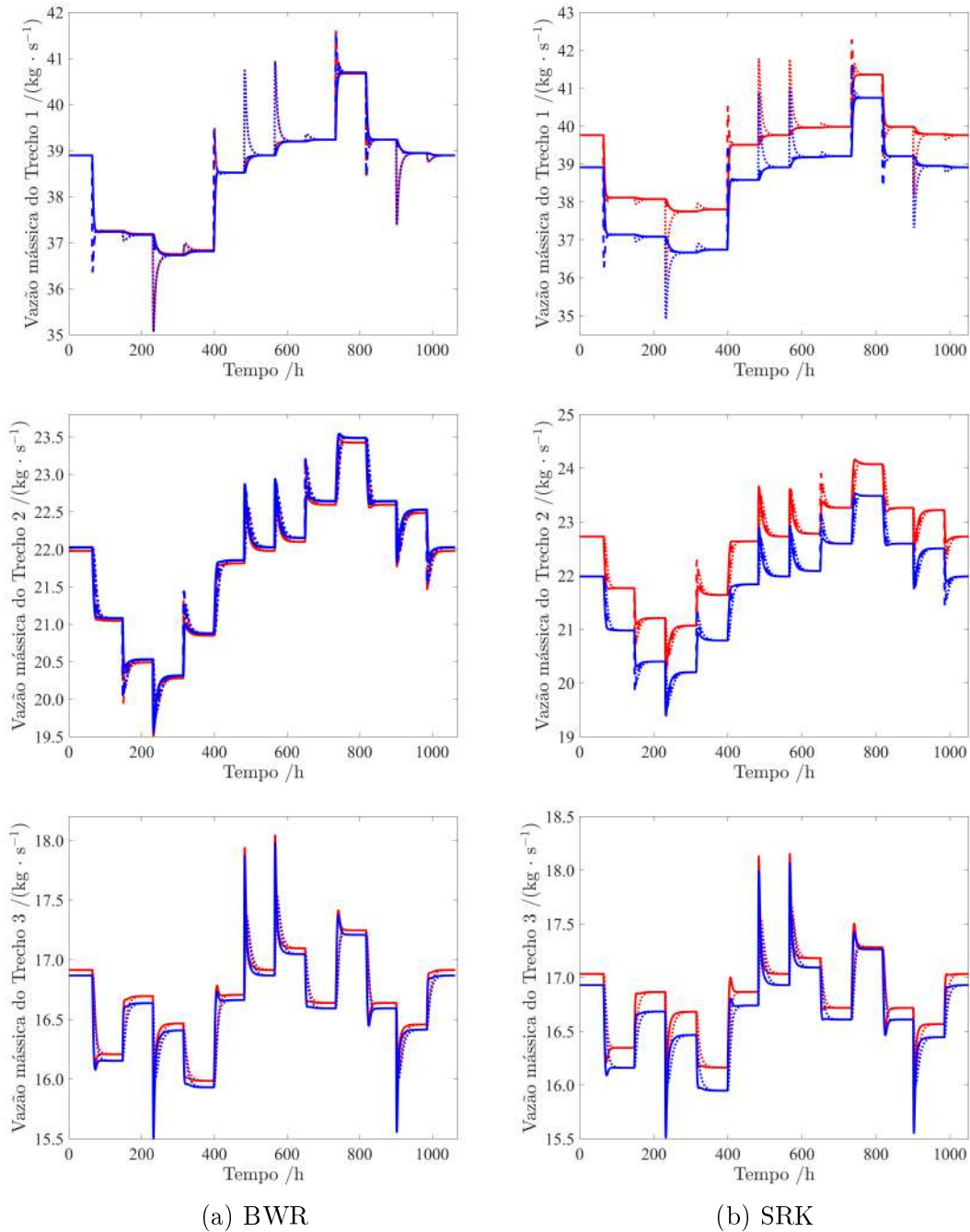
Os resultados das simulações podem ser observados nas Figuras 2.12 e 2.13. Inicialmente é possível apontar que para as condições iniciais das entradas do sistema consideradas, os cenários de mapa variante e invariante não compartilham a mesma condição inicial de vazão mássica e pressão de descarga da rede de gás natural, o que é mantido ao longo das simulações. Além disso, esta mesma diferença entre os estados estacionários são observadas entre das equações de estado (BWR e SRK), o que pode estar associado com as diferenças no mapa do compressor observado na

Figura 2.10. Assim, pode-se computar uma variação de até 4,0 % da vazão mássica e da pressão nos pontos de distribuição avaliando o efeito apenas da equação de estado nas simulações. Foi constatado, também, diferenças entre a variação da vazão mássica e pressão de descarga para os dois cenários alternando o cálculo do mapa do compressor. De modo que, a abordagem do mapa do compressor invariante pode representar um desvio relativo de até 0,44 % da vazão mássica, e de até 0,64 % da pressão de descarga para a equação de estado BWR, e um desvio relativo de até 4,2 % da vazão mássica, e de até 3,3 % da pressão de descarga para a equação de estado SRK. Isso que indica, que para a equação de estado de SRK, o efeito do mapa fenomenológico é mais acentuado. A diferença da performance da simulação entre as equações de estado pode ser explicada pelo fato de que a razão de compressão isentrópica é maior para a equação SRK do que para a equação BWR, e isto está associado tanto a natureza destas equações, a primeira sendo cúbica e a segunda uma equação empírica multiparamétrica, quanto aos seus respectivos parâmetros de mistura avaliados empiricamente. Também é importante ressaltar que o objetivo desse trabalho não é determinar a melhor escolha da equação de estado, em contrapartida, é proposta aqui uma reflexão sobre os cuidados e a importância desta escolha na modelagem do sistema, e como esta escolha pode influenciar na simulação da rede de gás natural.

Ao avaliar a dinâmica do sistema sob as variáveis estudadas (equação de estado, variabilidade do mapa do compressor), nota-se que a presença ou não de sobressinal, bem como os tempos de acomodação são similares, tendo assim, um impacto maior nos valores estacionários da operação da GTN. Ainda assim, as variações observadas podem impactar na atuação sobre a rede de gás natural, uma vez que, a pressão de descarga deve ser usualmente mantida sob condições contratuais para a recepção do cliente (MOETAMEDZADEH et al., 2019), enquanto a vazão mássica está associada com a receita de gás transportado, bem como a energia necessária para compressão do gás. Outro ponto a ser observado que dependendo da equação de estado o desvio sob o mapa variante e invariante podem ser completamente distintos, sendo que para a modelagem com a equação BWR há um desvio pequeno comparado com a modelagem com SRK.

Por fim, foi realizada uma nova simulação ao perturbar não apenas as rotações

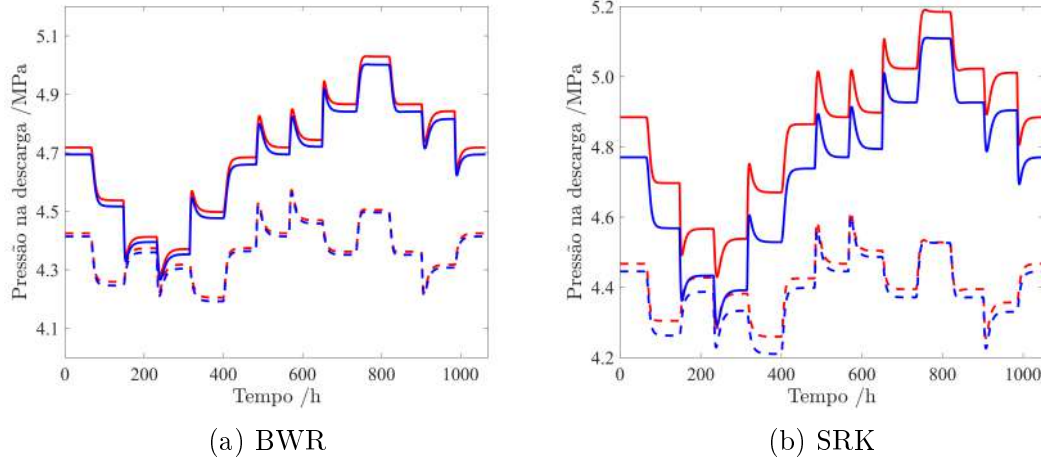
Figura 2.12: Dinâmica da vazão mássica dos trechos da rede em respostas a perturbações da rotação.



Em que a linha vermelha representa as simulações do método proposto e a linha azul representa as simulações considerando os mapas do compressor fixos. (—) vazão mássica no início dos Trechos, (■ ■) vazão mássica nos pontos de compressão intermediários dos Trechos 1 e 2, e (■ ■ ■) vazão mássica no final de cada Trecho.

Fonte: Próprio autor.

Figura 2.13: Dinâmica da pressão na descarga dos trechos em resposta às perturbações da rotação.



Em que a linha vermelha representa as simulações do método proposto e a linha azul representa as simulações considerando os mapas do compressor fixos. (—) pressão na descarga do Trecho 2, e (---) pressão na descarga do Trecho 3.

Fonte: Próprio autor.

do compressor como também as condições de contorno da rede simultaneamente, como mostrado na Figura 2.14. Os resultados das simulações estão dispostos nas Figuras 2.15 e 2.16. Observa-se nesse caso um aumento do desvio relativo entre as simulações com as duas equações de estado propostas para 4,8 % como efeito das novas perturbações. Pelo efeito do mapa dos compressores a equação BWR também apresentou um aumento, apesar de pequeno, para 0,70 % para a vazão mássica e 1,1 % para a pressão final. Enquanto nas simulações com a equação SRK, houve um aumento do desvio relativo para 4,6 % tanto para a vazão mássica quanto para a pressão na descarga. Estes resultados reforçam a importância de uma escolha adequada da equação de estado para a modelagem do sistema, e como elas podem influir na tomada de decisão a respeito da operação da rede.

A Figura 2.17 apresenta as condições de sucção em cada estação de compressão. Nota-se que há uma variação de até 6 °C da temperatura de sucção e de até 1,5 MPa na pressão de sucção. Assim, para testar a influência dos mapas dos compressores sob as variações das condições de sucção foram construídos mapas dos compressores para os cenários de maior e menor pressão para cada sistema de compressão, uma vez que a variação da pressão de sucção se mostrou mais relevante.

As Figuras 2.18 e 2.19 apresentam o efeito da variação dos pontos de sucção ao

longo do tempo dos mapas dos compressores. Os resultados apresentados concordam com os gráficos das Figuras 2.15 e 2.16, em que o efeito transiente do mapa do compressor está diretamente associado com a equação de estado utilizada. De acordo com os resultados das simulações, o sistema modelado com equação de BWR possui uma variação pequena do mapa, diferentemente das simulações com a equação de SRK, cuja variação dos mapas são distinguíveis facilmente.

Na Figura 2.19 é apresentada a resposta do sistema em comparação ao comportamento transitório da restrição de prevenção ao *surge*. Ghanbariannaeni e Ghazalehsadat (2012) citam que a linha de prevenção ao *surge* é dada por um fator de segurança variando entre 3% a 10 % da linha de *surge*, assim para avaliar esse fator de segurança comumente se usa a distância relativa à linha de *surge* (SLD - *Surge Line Distance*), dado por (TORRISI et al., 2017),

$$SLD = \frac{\dot{Q}_{c1,surge} - \dot{Q}_{c1}}{\dot{Q}_{c1,surge}} \times 100\%, \quad (2.40)$$

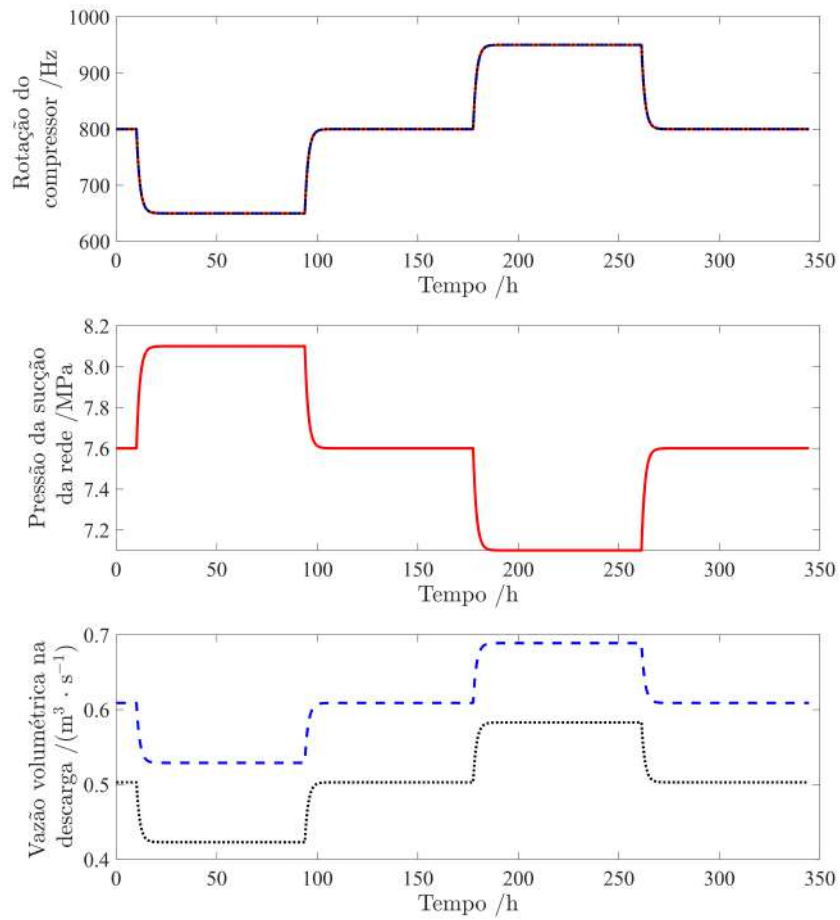
em que para manter o sistema em segurança SLD deve ser menor que fator de segurança. Dessa forma foi calculado a variação do SLD entre as linhas de prevenção ao *surge* tendo como referência a linha de *surge* na condição inicial. Essa análise revelou que o SLD para o sistema modelado pela equação de BWR pode variar entre -1,2 % a 1,9 % (range de até 3,1 %), enquanto para a equação de SRK a linha de prevenção ao *surge* pode variar entre -5,9 % a 6,0 % (range de até 11,9 %). Isto significa que os estados transientes da rede podem ultrapassar o fator de segurança utilizado na linha de *surge* invariante no tempo, em outras palavras não é assegurado que em regime transiente um fator de segurança de 10 % seja suficiente para manter o sistema em segurança, a menos que se tenha conhecimento do comportamento transiente da restrição de prevenção ao *surge*. Ao mesmo tempo que, por considerar que um modelo simples para o mapa do compressor, pode-se levar o sistema a operar em uma condição de menor eficiência. Além disso, em muitos casos, o valor do SLD é utilizado para calcular uma vazão de reciclo no sistema de compressão a fim de proteger o sistema do *surge* (POURFARD et al., 2019b). O ônus dessa estratégia é que reciclar parte do gás pode diminuir a eficiência global do sistema de compressão, que deverá gastar mais energia para comprimir parte do gás que não será transportado.

A Figura 2.19a mostra bem como o processo de decisão pode ser equivocado, o ponto de maior razão de compressão poderia ser confundido como uma condição em que a vazão de reciclo poderia ser reduzida tomando como referência a restrição ao *surge* na condição inicial, enquanto que, na realidade este ponto está suficientemente próximo da restrição estimada no mesmo tempo. Assim, como a modelagem proposta permite avaliar a linha de *surge* fenomenologicamente em regime transiente, espera-se uma melhor performance energética, bem como mais segurança ao processo.

As análises também mostram a importância de avaliar o regime transiente dos mapas de compressores e os efeitos das equações de estados sob estes, e como a tomada de decisão em determinados pontos da operação pode ser equivocada principalmente em relação às restrições do processo. Além disso, é importante destacar que os mapas apresentados são apenas recortes em três instantes de tempo, o que significa que análise realizada está subdimensionada sendo incapaz de verificar os pontos em que a linha de prevenção ao *surge* é violada em instantes intermediários. Outra contribuição é a descrição em detalhe desses mapas, que pode influenciar tanto na discrepância do regime transiente quanto na avaliação das restrições do processo aplicada em cada nicho de estudo: em controle anti-surge (CORTINOVIS et al., 2015) e (BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2017) para trabalhos de otimização de redes de transporte.

O ônus da modelagem proposta é o custo computacional. As simulações do mapa invariante no tempo possuem um tempo médio de 1 min por perturbação, enquanto para a modelagem proposta o tempo médio de simulação é 8 min por perturbação. Para uma simulação com menos pontos ao longo do tempo, o tempo de simulação ainda pode ser reduzido, uma vez que a hipótese de mapa variável ainda pode ser vantajosa de modo a descrever melhor o comportamento transiente e estacionário, e principalmente nas restrições do processo.

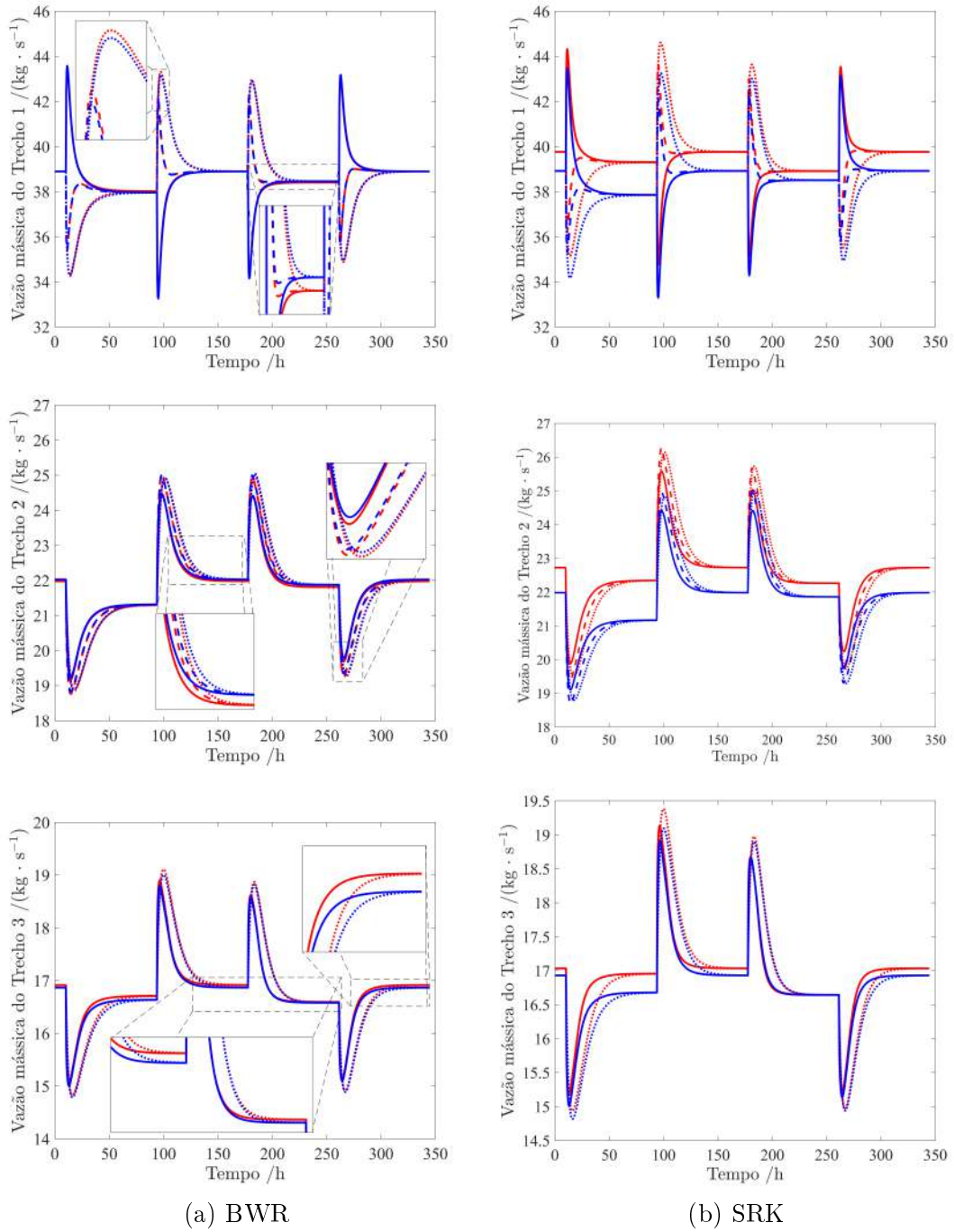
Figura 2.14: Perturbações na rotação dos compressores da rede e nas condições de contorno da GTN.



(—) perturbação na rotação do primeiro compressor do Trecho 1 ou pressão da sucção da rede de gás natural, (---) perturbação na rotação do segundo compressor do Trecho 1 ou a vazão volumétrica no final do Trecho 2, (····) perturbação na rotação do compressor do Trecho 2 ou a vazão volumétrica no final do Trecho 3.

Fonte: Próprio autor.

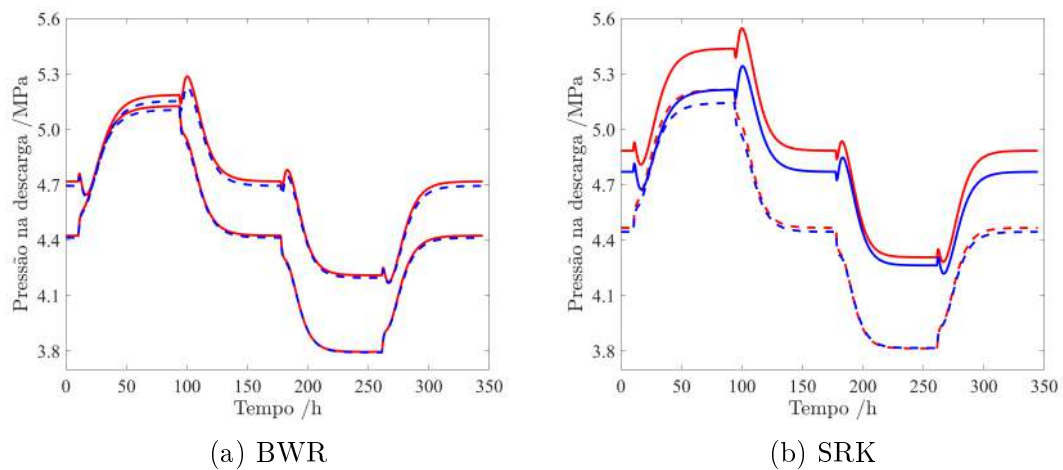
Figura 2.15: Dinâmica da vazão mássica dos trechos da rede em respostas a perturbações da rotação.



Em que a linha vermelha representa as simulações do método proposto e a linha azul representa as simulações considerando os mapas do compressor fixos. (—) vazão mássica no início dos Trechos, (---) vazão mássica nos pontos de compressão intermediários dos Trechos 1 e 2, e (····) vazão mássica no final de cada Trecho.

Fonte: Próprio autor.

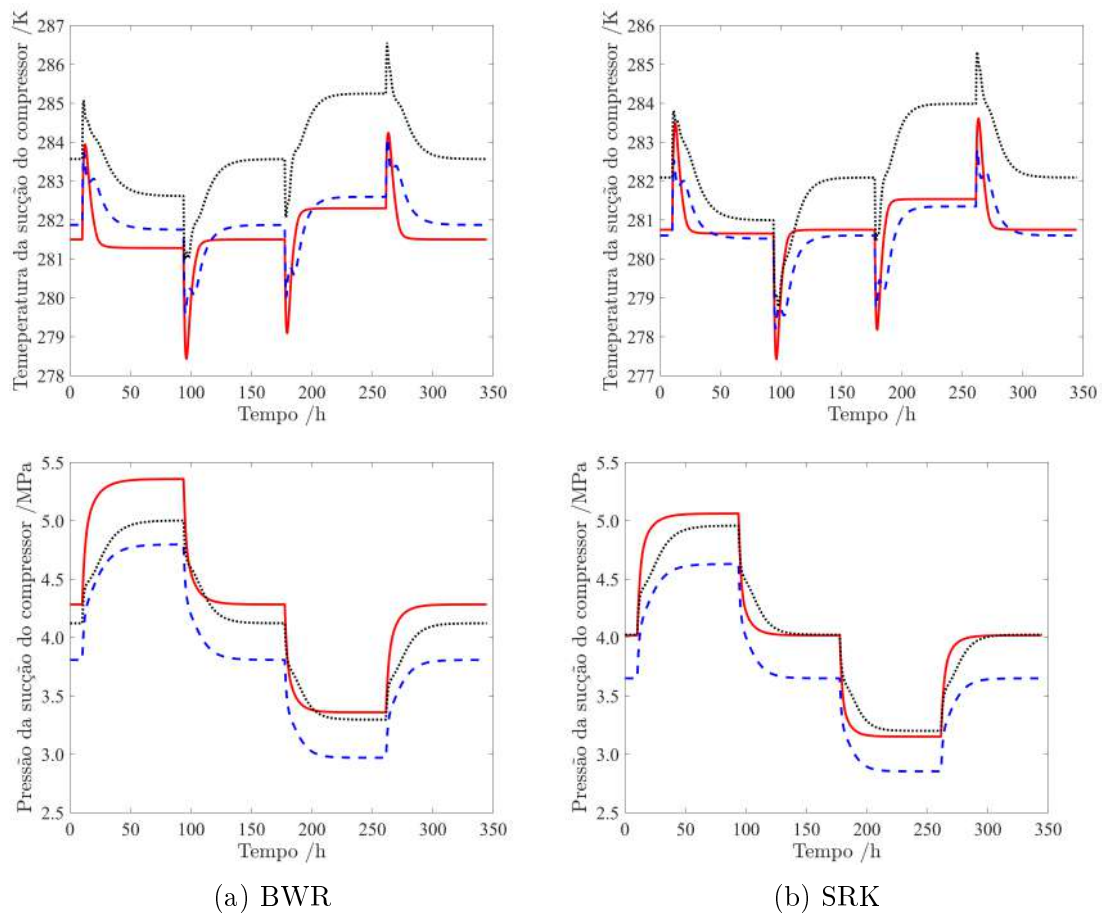
Figura 2.16: Dinâmica da pressão na descarga dos trechos em resposta às perturbações da rotação.



Em que a linha vermelha representa as simulações do método proposto e a linha azul representa as simulações considerando os mapas do compressor fixos. (—) pressão na descarga do Trecho 2, e (---) pressão na descarga do Trecho 3.

Fonte: Próprio autor.

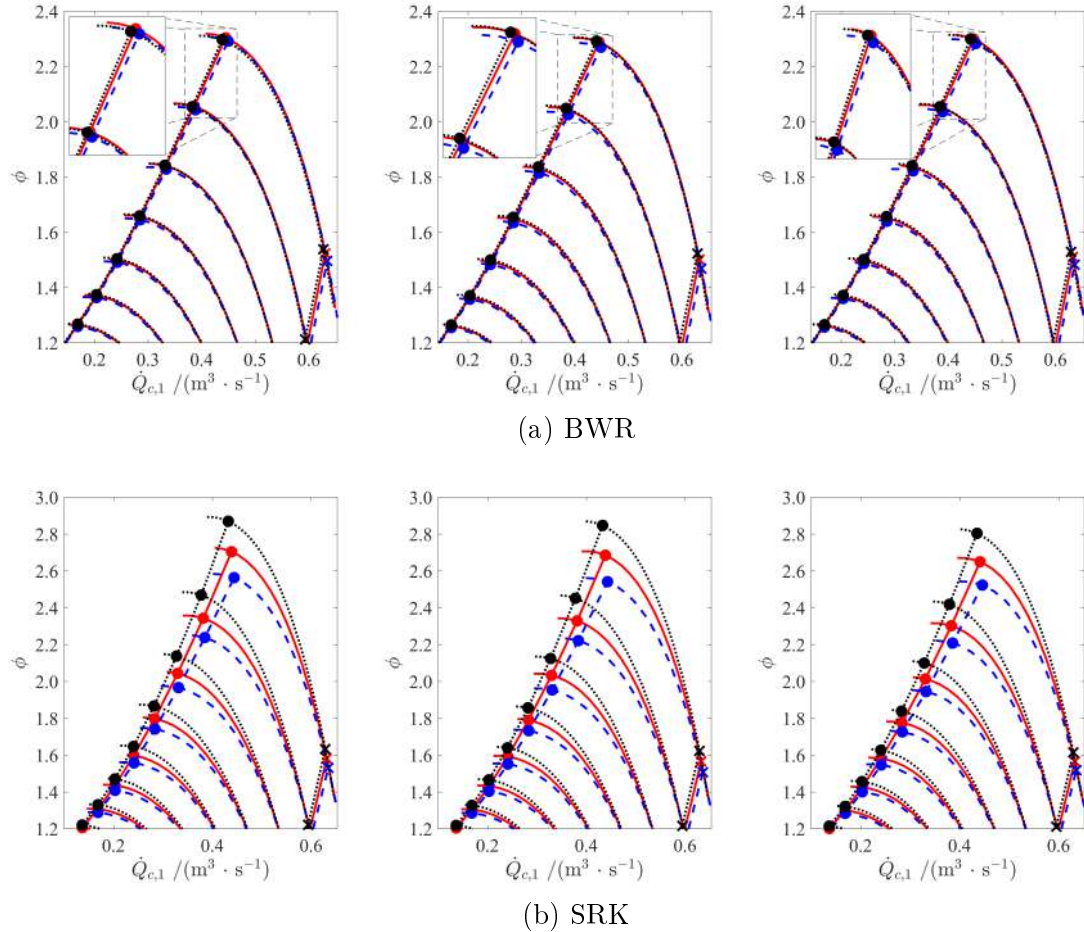
Figura 2.17: Dinâmica da pressão e temperatura na sucção dos compressores em respostas a perturbações da rotação.



(—) perfil da sucção do primeiro sistema de compressão do Trecho 1, (— —) perfil da sucção do segundo sistema de compressão do Trecho 1 e (· · ·) perfil da sucção no sistema de compressão do Trecho 2.

Fonte: Próprio autor.

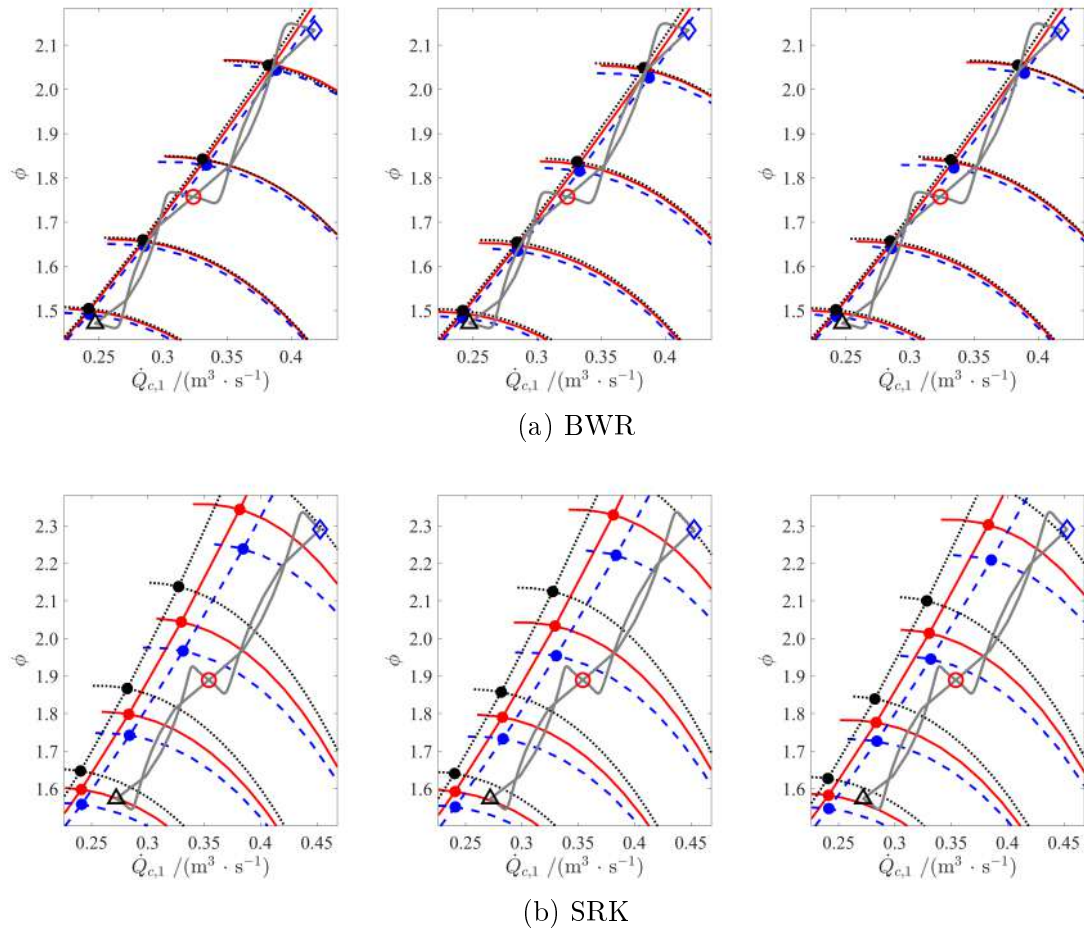
Figura 2.18: Variação do mapa dos compressores ao longo do tempo em respostas a perturbações da rotação e nas condições de contorno.



Mapas dos sistemas de compressão da esquerda para direita sendo, os dois do Trecho 1 e do Trecho 2. (a) simulação usando a equação de estado BWR, (b) simulação usando a equação de estado SRK. (—) curvas do compressor na condição inicial, (—■—) curvas do compressor nas condições de menor pressão de sucção, e (—■—) curvas do compressor nas condições de maior pressão de sucção. Marcadores: ● linha de prevenção ao *surge* com um fator de segurança de 10 %, × linha de stonewall. As pressões usadas para a construção destas curvas foram tomadas com base nos pontos de máximo e mínimo dos gráficos da pressão de sucção na Figura 2.17.

Fonte: Próprio autor.

Figura 2.19: Resposta do sistema em relação aos mapas dos compressores em respostas a perturbações da rotação e nas condições de contorno.



Mapas dos sistemas de compressão da esquerda para direita sendo, os dois do Trecho 1 e do Trecho 2. (a) simulação usando a equação de estado BWR, (b) simulação usando a equação de estado SRK. (—) curvas do compressor na condição inicial, (—■) curvas do compressor nas condições de menor pressão de sucção, (—■■) curvas do compressor nas condições de maior pressão de sucção, e (—) resposta do sistema ao longo do tempo. Marcadores: ● linha de prevenção ao *surge* com um fator de segurança de 10 %, × linha de stonewall.

Fonte: Próprio autor.

2.4 Conclusão

Este capítulo apresenta a modelagem e simulação de uma rede de gás natural abordando as influências da modelagem fenomenológica do sistema de compressão e suas perturbações. Além disso, também foi avaliado o efeito da equação de estado na modelagem do sistema para descrever os estados termodinâmicos do fluido na rede, sendo elas: equação de BWR e de SRK. E por se tratarem equações explícitas na temperatura e volume molar, foi proposta um novo rearranjo da representação da PDE do sistema dirigidas nestas propriedades e na velocidade, em complemento com o que é normalmente abordado na literatura, a qual escreve estas equações para uma equação de estado do tipo $\rho(T,P)$. Assim, foi possível mostrar que para uma equação do tipo $P(T,V)$ a abordagem proposta possui um menor custo computacional, uma vez que não requer a resolução numérica da equação de estado, ao passo que manteve uma boa representatividade do sistema.

Outra contribuição apresentada foi o uso do modelo de perdas de choque da NASA nos sistemas de compressão da rede. Isso permite que os mapas dos compressores exerçam mais influência nas condições de processo, e não apenas da sua rotação e vazão. Dessa forma, foi possível demonstrar que curvas do compressor, bem como suas linhas de restrição operacional, tal como *stonewall* e *surge* também estão em regime transiente.

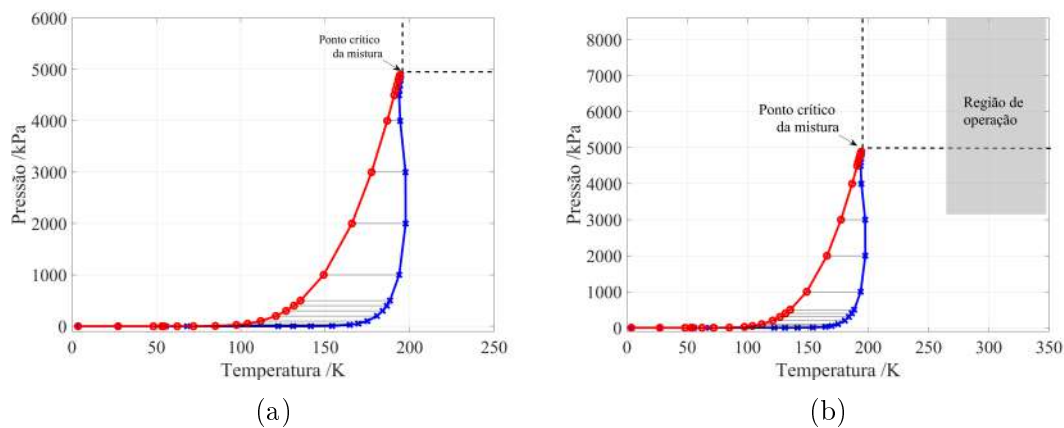
Assim, a análise transiente dos mapas permitiu observar uma diferença de até 5 % nas vazões dos dutos e 5 % na pressão de descarga dos compressores dependendo da equação de estado na modelagem, além de identificar situações em que a interpretação das condições de segurança do processo (linha de prevenção ao surge) são equivocadas caso o mapa seja invariável. E apesar do ônus computacional, foi possível apresentar uma abordagem mais realista das redes de distribuição de gás, explorando mais graus de liberdade e a interação entre as propriedades do gás e dos equipamentos das redes. Assim, espera-se que este trabalho possa contribuir para uma representação melhor desses sistemas, bem como agregar conhecimento em estudos de operação e controle das redes.

2.5 Apêndice - Diagrama de fases

Uma etapa importante para avaliar o escoamento de gases em altas pressões é verificar se há a formação de precipitados em algum ponto do escoamento. Assim, esta avaliação foi realizada para garantir que nos pontos de operação configurados na rede não haja formação de líquido. Caso em algum ponto houvesse a formação de líquido, os trocadores de calor dos pontos de compressão deveriam então ser atuados, bem como reduzir a pressão de descarga dos compressores centrífugos. A Figura 2.20a apresenta o digrama de fases para a composição do gás natural usada neste trabalho. O diagrama de fases foi obtido com auxílio do pacote termodinâmico do *software* AspenHysys utilizando uma abordagem $\phi - \phi$ e a equação de estado SRK, o que é condizente para gases apolares como os retratados na Seção 2.1.

Pode-se perceber que o diagrama de fases possui é influenciado significativamente pelo gás metano (Temperatura crítica: 190.56 K, Pressão crítica: 4.6 MPa), o que é esperado, uma vez que 98 % da mistura é composta por este gás. Além disso, nota-se as condições de operação do sistema estão suficientemente distantes da curva de equilíbrio da mistura gasosa. Dessa forma, de acordo com a Figura 2.20b seria necessário que o sistema operasse com uma temperatura do gás próxima a 200 K (-73 °C), o que raramente ocorreria na operação da rede proposta. No entanto, em aplicações com outra composição de gás natural, e levando em consideração

Figura 2.20: Diagrama de fases do gás usado na simulação.



(a) Diagrama de fases $P \times T$ da mistura gasosa implementada, (b) comparação do diagrama de fases e a região de operação da rede de gás natural.

Fonte: Próprio autor.

outros contaminantes do gás, caso as condições de operação permitissem a formação de líquido no duto, seria necessário elaborar estratégias para evitar a formação de líquido ao longo do escoamento, bem como acompanhar o perfil de temperatura e pressão ao longo do duto para que não entre em uma região de duas fases.

Capítulo 3

Estratégias de controle não linear de prevenção de *surge* baseadas em MPC implementáveis para sistemas de compressão de gás natural não ideal

3.1 Resumo

Este capítulo propõe uma estratégia MPC com prevenção ao *surge* e factibilidade para um sistema de compressão de gás natural não-ideal. As principais contribuições apresentadas são: (i) a extensão do modelo termodinâmico isotérmico e ideal comumente adotado na literatura para um MPC de prevenção ao *surge*; (ii) a formulação de um MPC não linear com prevenção ao *surge* sendo conduzida por variáveis de folga nas restrições não lineares; (iii) a síntese de um controlador MPC de horizonte infinito com prevenção ao *surge* baseado na linearização sucessiva do modelo rigoroso proposto para o sistema de compressão. A partir das simulações comparando o desempenho do NMPC com diferentes abordagens do modelo do compressor com desvios entre o modelo e a planta, foi obtido que, aquele com o modelo rigoroso é mais favorável para evitar a restrição de *surge* comparado com o modelo simplificado. Além disso, a abordagem com o modelo linearizado em cada amostragem proposta mostrou um desempenho similar ao NMPC convencional, além de ter um custo computacional drasticamente menor.

Palavras-chave: controle de prevenção ao *surge*, MPC não linear, MPC de horizonte infinito, compressor centrífugo.

Este capítulo foi publicado na revista científica *Journal of Natural Gas Science & Engineering*.

3.2 Sistema de compressão modelado não-idealmente

Neste trabalho, a ênfase do controle está no sistema de compressão constituído por um compressor centrífugo, um duto, e um vaso, como apresentado na Figura 3.1. As equações, que são comumente adotadas na literatura para sistemas de compressão, são baseadas no balanço de momento do duto, e na combinação dos balanços de massa e energia no vaso sob condições politrópicas, como apresentado a seguir (GRAVDAHL et al., 2000).

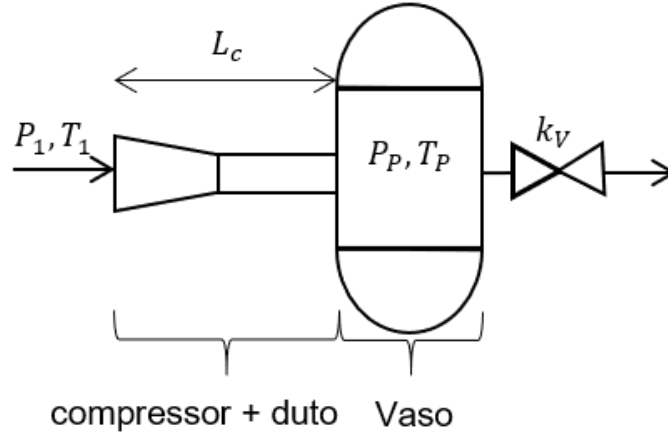
$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{A_1}{L_C}(\phi(\dot{m}, N) \cdot P_1 - P_P), \quad (3.1)$$

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{c_1^2}{v_P}(\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}), \quad (3.2)$$

em que \dot{m} é a vazão mássica do compressor, P_P é a pressão no vaso, ϕ é a razão de compressão entre a descarga e a sucção do compressor, descrito como função da vazão mássica, \dot{m} , e da velocidade de rotação do compressor (N) através das curvas polinomiais descritas por expressões empíricas, P_1 é a pressão de sucção do compressor, P_{out} é a pressão na descarga da válvula do vaso, α é a abertura da válvula, k_v é coeficiente da válvula, A_1 é a área do duto, L_C é o comprimento do duto, v_P é o volume do vaso cilíndrico, c_1 é a velocidade do som no gás na sucção do compressor. A modelagem das expressões em (3.1) e (3.2) assume um comportamento ideal do gás e fluxo isotérmico, conhecida como modelo de Greitzer (GREITZER, 1976), o que não é condizente com aplicações em envolvendo gases não ideais tal qual o gás natural. Os avanços na modelagem rigorosa do regime transiente e suas aplicações em um MPC com prevenção de *surge* ainda estão em aberto na literatura, apesar do avanço nos trabalhos de Budinis e Thornhill (2015), Ivo (2018).

Com a finalidade de retirar algumas das simplificações anteriores, é proposta uma extensão da modelagem citada acima por uma abordagem que considera um comportamento não ideal do gás, representado por uma equação de estado adequada, e um fluxo não isotérmico. Além disso, as curvas características do compressor serão computadas por um *framework* fenomenológico robusto. Assim, as equações que regem os balanços de massa e energia e outras relações se tornam sistemas algébrico-diferenciais (DAE - *Differential-Algebraic Equations*), cujas equações diferenciais

Figura 3.1: Representação do sistema de compressão.



Fonte: Próprio autor.

são dadas por, ver detalhes no Apêndice 3.6.2:

$$\frac{dV_P}{dt} = -\frac{V_P^2}{v_P M} (\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}), \quad (3.3)$$

$$\frac{dT_P}{dt} = \frac{V_P \dot{m}}{v_P M} \left(\frac{h_C - h_P}{C_V} \right) + \frac{R_a T_P}{C_V} \left[T_P \left. \frac{\partial Z_P}{\partial T} \right|_{V_P} + Z_P \right] \frac{V_P}{v_P M} (\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}), \quad (3.4)$$

em que V_P , T_P e Z_P são o volume molar, temperatura e fator de compressibilidade do gás no vaso respectivamente, R_a é a constante universal do gás ideal em $\text{kJ}/(\text{K}\cdot\text{kg})$, M é a massa molecular da mistura, h_1 , h_C , e h_P são a entalpia do gás avaliadas na sucção do compressor, na descarga do compressor e no vaso respectivamente, as quais são funções da temperatura, volume molar e composição ($h(T, V)$), e C_V é a capacidade calorífica do gás a volume constante. As equações algébricas da DAE são compostas por dois conjuntos de equações. O primeiro aglutina as expressões que delimitam a transformação isotrópica de um gás real em (3.5) e (3.6), seguida um aquecimento isobárico em (3.7) e (3.8), e da avaliação da pressão no vaso pela equação de estado em (3.9),

$$s_{Cs} - s_1 = 0, \quad (3.5)$$

$$h_{Cs} - h_1 - \eta(\dot{m}, N) w_{axial}(\dot{m}, N) = 0, \quad (3.6)$$

$$P(T_C, V_C) - \phi(\dot{m}, N) P_1 = 0, \quad (3.7)$$

$$h_C - h_{Cs} - (1 - \eta(\dot{m}, N))w_{axial}(\dot{m}, N) = 0, \quad (3.8)$$

$$P_P - P(T_P, V_P) = 0, \quad (3.9)$$

em que s_1 e s_{Cs} são a entropia do gás na sucção do compressor, e em um estado intermediário após a compressão isentrópica Cs , e h_{Cs} é a entalpia do gás em Cs . As funções η , ϕ , e w_{axial} são a eficiência isentrópica, razão de compressão, e a potência do compressor respectivamente, expressos pela vazão mássica \dot{m} e a velocidade de rotação do compressor N . O segundo conjunto algébrico da DEA do modelo avalia o mapa do compressor, cuja proposta neste trabalho é o modelo de perdas de choque da NASA Gravdahl et al. (2002), Jiang et al. (2006), Grong (2009), Cortinovis et al. (2012) mas estendido para um gás real e fluxo compressível (MEIRA et al., 2021). Em símbolos denota:

$$[h(T_{imp}, V_{imp}) - h(T_1, V_1)] - \frac{\dot{m}^2}{A_1^2} \left(\frac{1}{\rho_{imp}^2} - \frac{1}{\rho_1^2} \right) + \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{imp} = \dot{w}_{axial}, \quad (3.10)$$

$$- \frac{\dot{m}^2}{A_1^2} \ln \left(\frac{\rho_{imp}}{\rho_1} \right) + \rho_{imp}^2 \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{imp} + \rho_{imp}^2 (\Phi_{inc, imp} + \Phi_{fric, imp}) + \int_{\rho_1}^{\rho_{imp}} \rho dP = \rho_{imp}^2 \dot{w}_{axial}, \quad (3.11)$$

$$[h(T_{dif}, V_{dif}) - h(T_{imp}, V_{imp})] - \frac{\dot{m}}{A_1^2} \left(\frac{1}{\rho_{dif}^2} - \frac{1}{\rho_{imp}^2} \right) + \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{dif} = 0, \quad (3.12)$$

$$- \frac{\dot{m}^2}{A_0^2} \ln \left(\frac{\rho_{dif}}{\rho_{imp}} \right) + \rho_{dif}^2 \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{dif} + \rho_{dif}^2 (\Phi_{inc, dif} + \Phi_{fric, dif}) + \int_{\rho_{imp}}^{\rho_{dif}} \rho dP = 0, \quad (3.13)$$

em que V_{imp} , T_{imp} , V_{dif} e T_{dif} são o volume específico e temperatura do gás calculados no impelidor e difusor do compressor. ρ_{imp} e ρ_{dif} são a massa específica no impelidor e difusor respectivamente. $\Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)$ é a variação da velocidade centrípeta do gás no compressor, e Φ_{ij} é a perda de energia causada pela incidência e fricção no impelidor ou difusor do compressor. Para as perdas por fricção tanto no impelidor quanto no difusor, a equação de Haaland (HAALAND, 1983) foi aplicada para avaliar o fator de fricção. Mais detalhes do cálculo dessas perdas e a avaliação da eficiência isentrópica do compressor podem ser visualizadas no Apêndice 3.6.1. Esta abordagem para o mapa do compressor é baseada em Meira et al. (2021), que avaliaram os efeitos das

equações de estado não ideais nos mapas de compressores de gás natural em dutos no regime estacionário. Esta também é uma proposta relevante neste trabalho, dado que é desejado avaliar a influência das equações de estado no comportamento transiente no sistema de compressão.

Finalmente, a pressão ($P(T_P, V_P)$) e a entalpia h podem ser estimados por uma equação de estado e a entalpia residual, nominalmente:

$$h(T, V) = h^R - h_{ref}^R + \int_{T_{ref}}^T C_P^{IG} dT, \quad (3.14)$$

em que h^R é a entalpia residual do gás função de T e V , h_{ref}^R é a entalpia residual do gás em uma temperatura de referência - T_{ref} , e C_P^{IG} é a capacidade calorífica específica a volume constante para o gás ideal.

As expressões (3.3) e (3.4) resultam em (3.2) se os fluidos se comportam como gases ideais, se a variação de entalpia é quase nula e se a temperatura do vaso T_P for próxima à temperatura da sucção do compressor T_1 , como é abordado em detalhes no Apêndice 3.6.2.

Uma implicação do comportamento não-ideal na formulação do modelo proposto é permitir que os projetistas possam usar, nas variadas equações de estado, parâmetros binários e regras de misturas adequadas para aumentar os limites de operação de temperatura e pressão. Por outro lado, nos trabalhos que usam o modelo da literatura de Greitzer, toda a complexidade da compressão do gás e da mistura são reduzidas a constantes invariantes no tempo tais como a velocidade do som c_1 e do fator de compressibilidade $Z = 1$. Assim, a proposta central deste trabalho é avaliar ambas as performances de um NMPC e seus custos computacionais por assumir um sistema de compressão com modelo não-isotérmico e não-ideal, como também um mapa do compressor descrito pela extensão do modelo de perdas de choque da NASA.

Maior parte dos trabalhos consideram no projeto de prevenção ao *surge* ou um problema de busca pela referência (*set-point*), cujo valor é definido como uma distância à linha de *surge* (TORRISI et al., 2017), ou através de uma vazão de reciclo do gás no sistema (BUDINIS; THORNHILL, 2015). No entanto, em algumas aplicações, o controle da vazão mássica é de suma importância para o processo de compressão,

e a vazão de reciclo implica em um alto custo, e.g., no transporte de gás natural (POURFARD et al., 2019a). Assim, este trabalho não faz uso dessa estratégia, uma vez que se objetiva testar a performance dos controladores propostos em condições com poucos graus de liberdade. De fato, o controlador deve trabalhar limitado pela restrição de prevenção ao *surge*, i.e. se a referência viola tal restrição, o controlador deve levar o processo ao ponto seguro mais próximo da referência.

Para verificar a efetividade do modelo proposto em regime transiente, principalmente, simulações em malha aberta foram realizadas e comparadas com o comportamento do modelo de Greitzer. Para a abordagem proposta serão simulados processos com duas equações de estado distintas: Soave-Redlich-Kwong (SRK) e Benedict-Webb-Rubin (BWR), respectivamente dadas por,

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a(T)}{V(V + b)}, \quad (3.15)$$

$$P = \frac{RT}{V} + \frac{B_0RT - A_0 - C_0/T^2}{V^2} + \frac{bRT - a}{V^3} + \frac{a\alpha}{V^6} + \frac{C}{V^3T^2} \left(\frac{1 + \gamma}{V^2} \right) e^{-\gamma/V^2}. \quad (3.16)$$

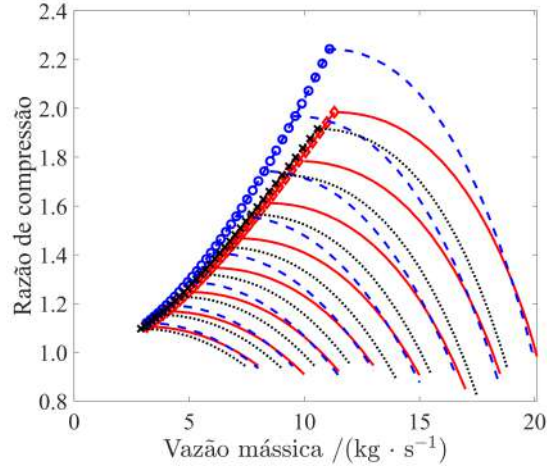
Por outro lado, o gás ideal será assumido pelo modelo de Greitzer. Para comparar as simulações, um processo de alta pressão do transporte de gás natural foi considerado, cuja composição do gás foi fornecida por Chaczykowski (2009). É relevante explicar que o mapa do compressor avaliado por (3.10) à (3.13) também depende dessas equações de estado, como apresentado na Figura 3.2.

Os dados dos cenários simulados estão resumidos na Tabela 3.1, além de incluir as perturbações do processo tais como rotação do compressor (N) e a abertura de válvula (α) nos seguintes instantes de tempo:

$$N = \begin{cases} 750 \text{ rps}, & t \in [0; 60]s, [120; 180]s, [240; 300]s \\ 775 \text{ rps}, & t \in [60; 120]s \\ 725 \text{ rps} & t \in [180; 240]s \end{cases} \quad (3.17)$$

$$\alpha = \begin{cases} 0.50, & t \in [0; 60]s, [120; 180]s, [240; 300]s \\ 0.46, & t \in [60; 120]s \\ 0.54 & t \in [180; 240]s \end{cases} \quad (3.18)$$

Figura 3.2: Mapa do compressor proposto para cada equação de estado simulada.



(—) mapa do compressor para a equação de estado BWR, (---) mapa do compressor para a equação de estado SRK, e (•••) mapa do compressor para um gás ideal.

Fonte: Meira et al. (2021)

Tabela 3.1: Dados do sistema de compressão.

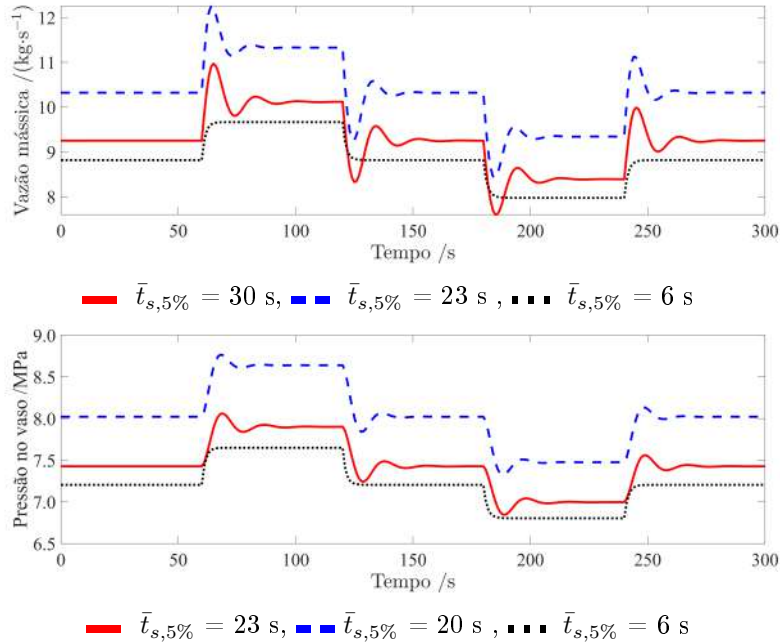
Variável	Valor	Unidade
A_1	$2,6 \times 10^{-3}$	m^2
v_P	2,0	m^3
L_C	2,0	m
k_v	0,38	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (\text{kPa})^{-0.5}$
T_1	300	K
P_1	8,5	MPa
P_{out}	5,0	MPa

Fonte Grong (2009).

Nas Figuras 3.3 e 3.4, é possível observar a diferença entre as respostas dos modelos no regime transiente. A abordagem rigorosa proposta, a qual deveria representar o sistema mais eficientemente em um processo de alta pressão, apresenta uma resposta similar ao comportamento de segunda ordem para ambas as equações de estado de gases reais, enquanto os resultados do modelo de Greitzer são similares a uma resposta de primeira ordem. Além disso, por considerar o comportamento não-ideal e fluxo não-isotérmico, a modelagem proposta tem uma dinâmica mais lenta do sistema de compressão. Isso pode ser quantificado pelos tempos médios de acomodação ($\bar{t}_{5\%}$), em que pode ser observado valores baixos para o modelo mais simples. Esta diferença entre os modelos pode influenciar significativamente na performance do controlador NMPC para prevenção ao *surge*, como será abordado posteriormente. É importante destacar que a escolha do modelo e da equação de

estado para modelar o processo irá depender dos dados experimentais disponíveis. Assim, a análise de sensibilidade apresentada nas Figuras 3.3 e 3.4 sem dados é insuficiente para definir o melhor modelo.

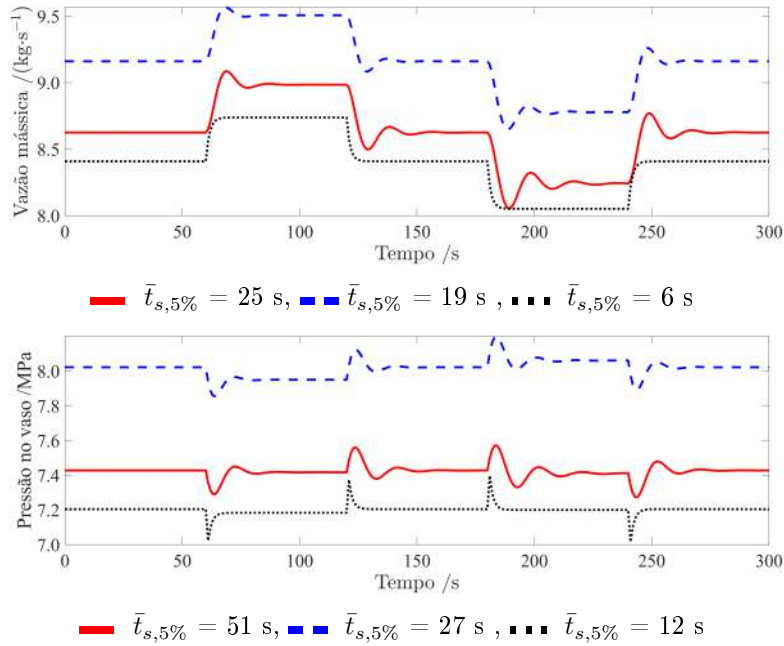
Figura 3.3: Comportamento transiente em malha aberta do sistema de compressão dada perturbações na rotação do compressor.



(—) modelo proposto com a equação de estado BWR, (- -) modelo proposto com a equação de estado SRK, e (⋯) modelo de Greitzer.

Fonte: Próprio autor.

Figura 3.4: Comportamento transiente em malha aberta do sistema de compressão dada perturbações na abertura da válvula de descarga.



(—) modelo proposto com a equação de estado BWR, (— —) modelo proposto com a equação de estado SRK, e (· · ·) modelo de Greitzer.

Fonte: Próprio autor.

3.3 Propostas de formulações de MPC com prevenção ao surge

Nesta seção, as duas estratégias de controle preditivo (MPC - *Model Predictive Control*) para o controle de prevenção ao *surge* são apresentadas, de modo que elas possam acomodar o modelo mais rigoroso para o processo de compressão proposto na Seção 3.2. A primeira lei de controle (Problema P1) lida com o modelo não-linear proposto e a restrição de prevenção ao *surge*, enquanto a segunda lei de controle é uma abordagem de horizonte infinito usando linearização sucessiva do modelo do processo de compressão e suas restrições (Problema P2).

O uso das estratégias MPC propostas aqui almejam (i) manter o compressor de compressão em condições seguras de operação como também atender a restrição não linear da linha de *surge*, (ii) perseguir os pontos de referência das principais variáveis de processo, sendo estas a pressão no vaso e a vazão mássica do compressor. Com a finalidade realizar de forma viável as tarefas citadas, a formulação dos controladores propostos foca nos problemas de otimização com garantia de factibilidade através

do uso adequado de variáveis de folga.

Adicionalmente, uma avaliação de robustez dos controladores será realizada, assumindo um cenário de *mismatch* entre os modelos do controlador e da planta, tal que o modelo não isotérmico proposto com a equação de estado BWR representará a planta. A escolha da equação BWR decorre de sua maior precisão em relação ao modelo orientado a SRK. Isso foi validado experimentalmente com dados de velocidade de som (GOMES; TRUSLER, 1998), cujos erros relativos são cerca de $\bar{e}_{BWR} = 1,6\%$ e $\bar{e}_{SRK} = 2,7\%$, respectivamente, para a faixa de temperatura e pressão utilizada neste trabalho.

3.3.1 Formulação do NMPC com prevenção ao surge

Aqui, o MPC não linear com restrições de prevenção ao *surge* procura resolver o seguinte problema de otimização:

Problema P1

$$\begin{aligned} \min_{\Delta \tilde{\mathbf{u}}, \delta_{\text{surge},k}, \delta_{\mathbf{y}_{\max},k}, \delta_{\mathbf{y}_{\min},k}} & \sum_{j=1}^p \|\mathbf{y}_{k+j|k} - \mathbf{y}_{sp,k} + \mathbf{d}_k\|_{\mathbf{Q}}^2 + \sum_{j=0}^{m-1} \|\Delta \mathbf{u}_{k+j|k}\|_{\mathbf{R}}^2 + \\ & + \|\delta_{\text{surge},k}\|_{\mathbf{S}_{\text{surge}}}^2 + \|\delta_{\mathbf{y}_{\max},k}\|_{\mathbf{S}_{\mathbf{y}_{\max}}}^2 + \|\delta_{\mathbf{y}_{\min},k}\|_{\mathbf{S}_{\mathbf{y}_{\min}}}^2, \end{aligned} \quad (3.19)$$

sujeito a (3.3)–(3.15), e

$$\mathbf{u}_{\min} \leq \mathbf{u}_{k+j|k} \leq \mathbf{u}_{\max}, \quad j = 0, 1, \dots, m-1, \quad (3.20)$$

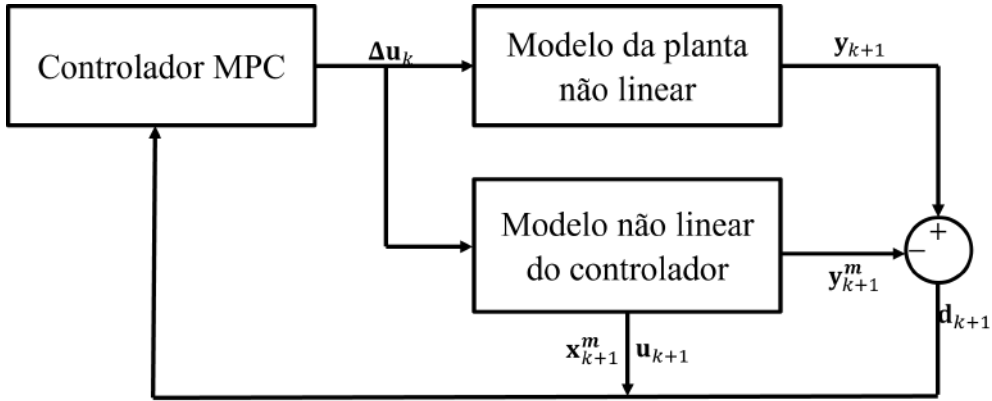
$$\Delta \mathbf{u}_{\min} \leq \Delta \mathbf{u}_{k+j|k} \leq \Delta \mathbf{u}_{\max}, \quad j = 0, 1, \dots, m-1, \quad (3.21)$$

$$-\delta_{\mathbf{y}_{\min}} + \mathbf{y}_{\min} \leq \mathbf{y}_{k+j|k} + \mathbf{d}_k \leq \mathbf{y}_{\max} + \delta_{\mathbf{y}_{\max}}, \quad j = 1, 2, \dots, p, \quad (3.22)$$

$$1,1 \times \dot{m}_{\text{surge},k+j|k} \leq \dot{m}_{k+j|k} + \dot{d}_{\dot{m}} + \delta_{\text{surge}}, \quad j = 1, 2, \dots, p, \quad (3.23)$$

em que p é o horizonte de predição, m é o horizonte de controle, $\mathbf{y}_{k+j|k}$ é o vetor das variáveis de processo (P_P e \dot{m}) preditos nos passo de tempo $k+j$ dadas as informações no tempo em k , $\mathbf{u}_{k+j|k}$ é o vetor das variáveis manipuladas (N e α) calculadas dentro do horizonte de controle, $\Delta \tilde{\mathbf{u}}$ é a sequência do incremento das ações de controle calculadas dentro do horizonte de controle, \mathbf{y}_{sp} é o vetor da referência das variáveis controladas, \mathbf{Q} e \mathbf{R} são as matrizes de peso das variáveis de

Figura 3.5: Implementação da estratégia do NMPC.



Fonte: Próprio autor.

processo e das variáveis manipuladas, respectivamente. \mathbf{d}_k representa a diferença entre planta e modelo no tempo em k de modo que reproduza o erro de regime em malha fechada como apresentado na Figura 3.5, sendo assim $\mathbf{d}_k = [d_{in} \quad d_P]^T$. Com o propósito de garantir a factibilidade da lei de controle proposta (e aumentar o domínio de atração), um conjunto de variáveis de folga $\delta_{y_{max}}^T$, $\delta_{y_{min}}^T$ e δ_{surge} são consideradas, as quais são apropriadamente penalizadas pela matriz \mathbf{S}_i na função custo de modo a serem usadas apenas quando necessárias. Finalmente, as previsões correspondentes a $\dot{m}_{surge,k+j|k}$ são expressas por uma função polinomial a partir da razão de compressão $((P_P + d_P)/P_1)$ no compressor (ϕ_{k+j}) , remetente a:

$$\dot{m}_{surge,k+j|k} = p_1 + p_2\phi_{k+j|k} + p_3\phi_{k+j|k}^2 + p_4\phi_{k+j|k}^3, \quad (3.24)$$

em que p_i são os parâmetros estimados pela regressão polinomial da linha de *surge* do mapa do compressor da planta na Figura 3.2. Apesar do fato de que as variáveis de folga δ_{surge} permitam que o controlador possa infringir a restrição de prevenção ao *surge*, isso não necessariamente leva o processo a uma condição instável. Tal situação ocorre apenas quando o processo cruza a linha de *surge*, o que é evitado pelo fator de segurança de 1,1 em (3.23).

Para resolver esta otimização, a integração do sistema DAE relacionado ao modelo de processo é avaliada pelo algoritmo de diferenciação automática, ‘*idas*’, do *framework* CasADi(ANDERSSON et al., 2019), enquanto a solução do controlador vem da resposta do algoritmo SQP (programação quadrática sequencial) encapsulado no software MATLAB. Para avaliar a influência do hardware nas simulações,

os experimentos foram executados em dois computadores: o primeiro com processador Intel Core i7 rodando a 1,80 GHz usando 16 GB de RAM, e o segundo com processador Intel Core i7 rodando a 2,20 GHz usando 32 GB de RAM.

3.3.2 Formulação do IHMPC com o modelo estendido com prevenção ao surge

Apesar da factibilidade garantida do Problema P1, dependendo do *software/hardware* disponíveis para o cálculo do controlador, é requerido muitas avaliações da solução da DAE proposta, o que pode tomar um tempo considerável para encontrar a solução. Assim, para reduzir o custo computacional da formulação de controle, este trabalho também propõe um MPC de horizonte infinito (IHMPC) cuja lei de controle é baseada na linearização sucessiva do modelo do processo de compressão e suas restrições. Este modelo linearizado em cada instante de amostragem é usado, via de uma transformação de similaridade, para construir um espaço de estado baseado na expressão analítica da resposta degrau (ODLOAK, 2004), i.e.:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k+1}^s \\ \mathbf{x}_{k+1}^{st} \end{bmatrix} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{F}_{st} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}_k} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k^s \\ \mathbf{x}_k^{st} \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{B}^s \\ \mathbf{B}^{st} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_k} \Delta \mathbf{u}_k, \\ \mathbf{y}_k &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{\Psi} \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}_k} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k^s \\ \mathbf{x}_k^{st} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Esta formulação do modelo é adequada para a síntese de um IHMPC livre de *off-set* por considerar a forma incremental das entradas do sistema. Sendo assim, esta formulação será baseada na atualização das matrizes \mathbf{A}_k , \mathbf{B}_k e \mathbf{C}_k a cada amostragem, de modo a acomodar as não-linearidades do processo de compressão. Para mais detalhes sobre os estados artificiais, \mathbf{x}^s e \mathbf{x}^{st} , e as matrizes \mathbf{F}_{st} , \mathbf{B}^s , \mathbf{B}^{st} e $\mathbf{\Psi}_{st}$, referem-se a Odloak (2004).

Com relação a restrição de prevenção ao *surge*, esta também é linearizada a cada amostragem do sistema. Para isso, a predição da vazão mássica dentro das condições

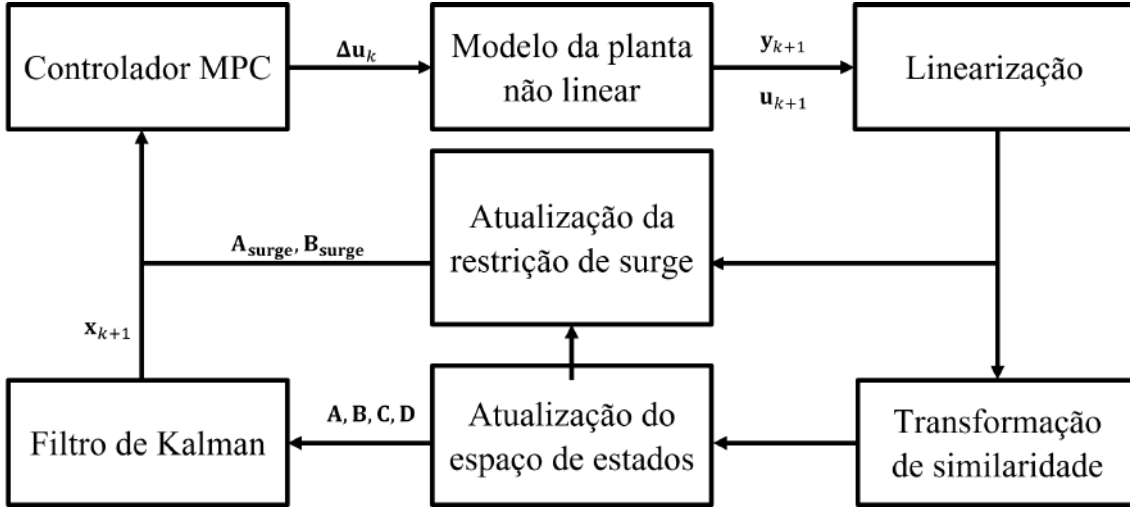
de *surge*, no instante $k + j$, é dada por:

$$\dot{m}_{surge,k+j|k} = \dot{m}_{surge,k} + \underbrace{[p_2 + 2p_3\phi_k + 3p_4\phi_k^2]}_{a_k}(\phi_{k+j|k} - \phi_k). \quad (3.26)$$

A partir de (3.26), as seguintes restrições de prevenção ao *surge* com variáveis de folga no instante $k + j$ pode ser obtida:

$$1,1 \cdot [\dot{m}_{surge,k} + a_k(\phi_k - \phi_{k+j|k})] \leq \dot{m}_{k+j|k} + \delta_{surge,k}. \quad (3.27)$$

Figura 3.6: Implementação da estratégia do IHMPC com o modelo estendido.



Fonte: Próprio autor.

A estratégia do IHMPC com o modelo estendido então proposta está resumida na Figura 3.6, cuja lei de controle com o modelo estendido almeja minimizar a seguinte função custo:

$$V_k = \sum_{j=1}^{\infty} \|\mathbf{y}_{k+j|k} - \mathbf{y}_{sp,k} - \boldsymbol{\delta}_{y,k}\|_{\mathbf{Q}}^2 + \sum_{i=0}^{m-1} \|\Delta \mathbf{u}_{k+i|k}\|_{\mathbf{R}}^2 + \|\boldsymbol{\delta}_{y,k}\|_{\mathbf{S}_y}^2 + \|\boldsymbol{\delta}_{surge,k}\|_{\mathbf{S}_{surge}}^2 + \|\boldsymbol{\delta}_{y_{max},k}\|_{\mathbf{S}_{y_{max}}}^2 + \|\boldsymbol{\delta}_{y_{min},k}\|_{\mathbf{S}_{y_{min}}}^2, \quad (3.28)$$

em que \mathbf{y}_{k+j} é avaliado pelo modelo em espaço de estados linear obtido na forma em (3.25), $\Delta \mathbf{u}_{k+j}$ são os j movimentos da entrada a partir do instante k , e $\boldsymbol{\delta}_{y_{max},k}$ e $\boldsymbol{\delta}_{y_{min},k}$ são as variáveis de folga para a restrição dos limites das variáveis do processo, $\boldsymbol{\delta}_{surge,k}$ é a variável de folga da restrição de prevenção ao *surge*, e $\boldsymbol{\delta}_{y,k}$ é a variável

de folga da restrição terminal que será apresentada nos próximos passos. A função custo em (3.28) pode, então, ter sua soma infinita das variáveis de controle dividida em,

$$\begin{aligned}
V_k = & \sum_{j=1}^m \left\| \mathbf{y}_{k+j|k} - \mathbf{y}_{sp,k} - \boldsymbol{\delta}_{y,k} \right\|_{\mathbf{Q}}^2 + \sum_{j=1}^{\infty} \left\| \mathbf{x}_{k+m+j|k}^s + \boldsymbol{\Psi} \mathbf{x}_{k+m+j|k}^{st} - \mathbf{y}_{sp,k} - \boldsymbol{\delta}_{y,k} \right\|_{\mathbf{Q}}^2 + \\
& + \sum_{i=0}^{m-1} \left\| \Delta \mathbf{u}_{k+i|k} \right\|_{\mathbf{R}}^2 + \left\| \boldsymbol{\delta}_{y,k} \right\|_{\mathbf{S}_y}^2 + \left\| \boldsymbol{\delta}_{surge,k} \right\|_{\mathbf{S}_{surge}}^2 + \left\| \boldsymbol{\delta}_{y_{max},k} \right\|_{\mathbf{S}_{y_{max}}}^2 + \left\| \boldsymbol{\delta}_{y_{min},k} \right\|_{\mathbf{S}_{y_{min}}}^2.
\end{aligned} \tag{3.29}$$

Para resolver a soma infinita, os estados \mathbf{x}_{k+m}^s devem convergir para o valor da referência em m movimentos, o que requer então a seguinte restrição terminal amortecida,

$$\mathbf{x}_{k+m}^s - \mathbf{y}_{sp,k} - \boldsymbol{\delta}_{y,k} = \mathbf{0}. \tag{3.30}$$

Além disso, a soma dos estados \mathbf{x}_{k+m+j}^{st} convergem à,

$$\sum_{j=1}^{\infty} \left\| \boldsymbol{\Psi} \mathbf{x}_{k+m+j|k}^{st} \right\|_{\mathbf{Q}}^2 = \left\| \mathbf{x}_{k+m|k}^{st} \right\|_{\tilde{\mathbf{Q}}}^2, \tag{3.31}$$

em que $\tilde{\mathbf{Q}}$ é a matriz peso obtida pela solução da equação de Lyapunov, dada por:

$$\tilde{\mathbf{Q}} - \mathbf{F}_{st}^T \tilde{\mathbf{Q}} \mathbf{F}_{st} = (\boldsymbol{\Phi}_{st} \mathbf{F}_{st})^T \mathbf{Q} (\boldsymbol{\Phi}_{st} \mathbf{F}_{st}). \tag{3.32}$$

Finalmente, a abordagem IHMPC pode ser resumida no seguinte problema quadrático,

Problema P2

$$\begin{aligned}
\min_{\Delta \tilde{\mathbf{u}}, \boldsymbol{\delta}_{y,k}, \boldsymbol{\delta}_{surge,k}, \boldsymbol{\delta}_{y_{max},k}, \boldsymbol{\delta}_{y_{min},k}} & \sum_{j=1}^m \left\| \mathbf{y}_{k+j|k} - \mathbf{y}_{sp,k} - \boldsymbol{\delta}_{y,k} \right\|_{\mathbf{Q}}^2 + \sum_{i=0}^{m-1} \left\| \Delta \mathbf{u}_{k+i|k} \right\|_{\mathbf{R}}^2 + \\
& + \left\| \mathbf{x}_{k+m|k}^{st} \right\|_{\tilde{\mathbf{Q}}}^2 + \left\| \boldsymbol{\delta}_{y,k} \right\|_{\mathbf{S}_y}^2 + \left\| \boldsymbol{\delta}_{surge,k} \right\|_{\mathbf{S}_{surge}}^2 + \\
& + \left\| \boldsymbol{\delta}_{y_{max},k} \right\|_{\mathbf{S}_{y_{max}}}^2 + \left\| \boldsymbol{\delta}_{y_{min},k} \right\|_{\mathbf{S}_{y_{min}}}^2,
\end{aligned} \tag{3.33}$$

sujeito ao modelo linearizado, e à (3.20), (3.21), (3.25), (3.27), (3.30), e

$$-\delta_{y_{min}} + \mathbf{y}_{min} \leq \mathbf{y}_{k+j|k} \leq \mathbf{y}_{max} + \delta_{y_{max}}, \quad j = 1, 2, \dots, m. \quad (3.34)$$

Assim, de forma similar ao Problema P1, o MPC com horizonte infinito possui factibilidade garantida, um vez que as variáveis de folga são apropriadamente penalizadas na função objetivo por \mathbf{S}_{surge} , $\mathbf{S}_{y_{max}}$, $\mathbf{S}_{y_{min}}$ e \mathbf{S}_{surge} , respectivamente, com valores grandes o suficiente para assegurar que eles serão usadas apenas quando necessário.

Finalmente, é essencial destacar o requisito do filtro de Kalman na Figura 3.6. Esta avaliação é necessária para reestimar os estados artificiais do modelo linear do controlador. Além disso, como no modelo de espaço de estados, o ganho de Kalman também é atualizado sucessivamente. Para a abordagem do Problema P1, o filtro de Kalman é desnecessário, como visto na Figura 3.5, uma vez que as simulações do modelo não linear fornecem os estados do controlador.

Uma alternativa ao IHMPC proposto seria um MPC baseado em IA (Inteligência Artificial), mas isso requer esforço de coleta dos dados da planta, e um treinamento adequado do modelo, que pode levar muito tempo para ser projetado. No entanto, o maior entrave dos esquemas orientados a dados para sistemas de compressão está na obtenção de dados próximos à linha de *surge* visando a caracterização desse fenômeno, comprometendo a segurança operacional do sistema de compressão Liu e Zheng (2013). Por outro lado, *frameworks* computacionais podem avaliar rapidamente a linearização sucessiva na literatura, como CasADi (ANDERSSON et al., 2019). Suas expressões orientadas a símbolos permitem a construção de modelos em espaço de estados lineares a partir de um DAE não linear em poucos passos.

3.4 Resultados da simulação

Esta seção avalia a efetividade das estratégias de controle de prevenção ao *surge* baseadas em MPC. Com essa finalidade, a distância relativa à linha de *surge* (SLD - *Surge Line Distance*) será usada para expressar a restrição de prevenção ao *surge*,

desprezando a influência das condições de sucção do compressor, nominalmente

$$\text{SLD} = \frac{\dot{m}_{surge} - \dot{m}}{\dot{m}_{surge}} \times 100 \%. \quad (3.35)$$

Assumindo um critério de 10 % para a prevenção ao *surge* (GHANBARIANNAE-ENI; GHAZALEHSADAT, 2012), os resultados dessa restrição podem ser reescritos como $\text{SLD} \leq -10\%$. As restrições complementares do Problema P1 e Problema P2 estão apresentados na Tabela 3.2.

A análise dos resultados será dividida em dois cenários: a influência do modelo no controlador baseado no Problema P1 e o contraste de desempenho entre as leis de controle baseadas no Problema P1 e no Problema P2. No primeiro caso, testaram-se os dois modelos do sistema de compressão no Problema P1: o modelo proposto considerando a equação de estado SRK, e o modelo mais simples comumente adotado na literatura, o chamado modelo de Greitzer. O segundo estudo avaliará os dois controladores propostos para o modelo não isotérmico considerando a equação de estado SRK. A configuração a ser adotada nos controladores ao longo das simulações está resumida na Tabela 3.3. Como já mencionado, nos cenários simulados a planta será considerada como o modelo proposto considerando a equação de estado BWR, o que caracteriza uma condição de *mismatch* entre planta e modelo em ambas as abordagens NMPC (convencional, e IHMPC estendido).

Primeiramente, foram realizadas simulações da abordagem do Problema P1 tanto com o modelo não-isotérmico orientado a SRK quanto com o modelo Greitzer, conforme apresentado nas Figuras 3.7 a 3.9. Nos primeiros 180 s, um cenário tanto incluindo uma perturbação com uma variação 0,2 MPa em P_1 foi simulado, bem como, foi definido um ponto de referência que viole a restrição da linha *surge*. Sendo

Tabela 3.2: Restrições dos controladores NMPC.

Restrições	Valores
\mathbf{y}_{\max}	$\begin{bmatrix} 12.5 \text{ kg/s} & 8.5 \text{ MPa} \end{bmatrix}^T$
\mathbf{y}_{\min}	$\begin{bmatrix} 7.0 \text{ kg/s} & 6.3 \text{ MPa} \end{bmatrix}^T$
\mathbf{u}_{\max}	$\begin{bmatrix} 850 \text{ Hz} & 70 \% \end{bmatrix}^T$
\mathbf{u}_{\min}	$\begin{bmatrix} 650 \text{ Hz} & 30 \% \end{bmatrix}^T$

Fonte: Próprio autor.

Tabela 3.3: Configurações dos controladores MPC propostos.

Variáveis	Problema P1 com modelo de Greitzer	Problema P1 com modelo não isotérmico	Problema P2
Tempo de amostragem	0.5 s	2.0 s	2.0 s
${}^1\mathbf{Q}$	diag $\begin{bmatrix} 10 & 4 \end{bmatrix}$	diag $\begin{bmatrix} 80 & 40 \end{bmatrix}$	diag $\begin{bmatrix} 80 & 40 \end{bmatrix}$
${}^1\mathbf{R}$	diag $\begin{bmatrix} 20 & 40 \end{bmatrix}$	diag $\begin{bmatrix} 1 & 20 \end{bmatrix}$	diag $\begin{bmatrix} 1 & 20 \end{bmatrix}$
$\mathbf{S}_{y_{\min}}$	diag $\begin{bmatrix} 10^4 & 10^4 \end{bmatrix}$	diag $\begin{bmatrix} 10^4 & 10^4 \end{bmatrix}$	diag $\begin{bmatrix} 10^4 & 10^4 \end{bmatrix}$
$\mathbf{S}_{y_{\max}}$	diag $\begin{bmatrix} 10^4 & 10^4 \end{bmatrix}$	diag $\begin{bmatrix} 10^4 & 10^4 \end{bmatrix}$	diag $\begin{bmatrix} 10^4 & 10^4 \end{bmatrix}$
$\mathbf{S}_{\text{surge}}$	10^5	10^5	10^5
\mathbf{S}_y	-	-	diag $\begin{bmatrix} 10^3 & 10^5 \end{bmatrix}$
p	12	12	∞
m	3	3	3
$\Delta\mathbf{u}_{\max}$	$\begin{bmatrix} 10 \text{ Hz} & 1\% \end{bmatrix}^T$	$\begin{bmatrix} 40 \text{ Hz} & 4\% \end{bmatrix}^T$	$\begin{bmatrix} 40 \text{ Hz} & 4\% \end{bmatrix}^T$

¹ Os valores dispostos para as matrizes de pesos \mathbf{Q} e \mathbf{R} levam em conta a normalização de \mathbf{y} e

$\Delta\mathbf{u}$ baseada nos *ranges* de mínimo e máximo.

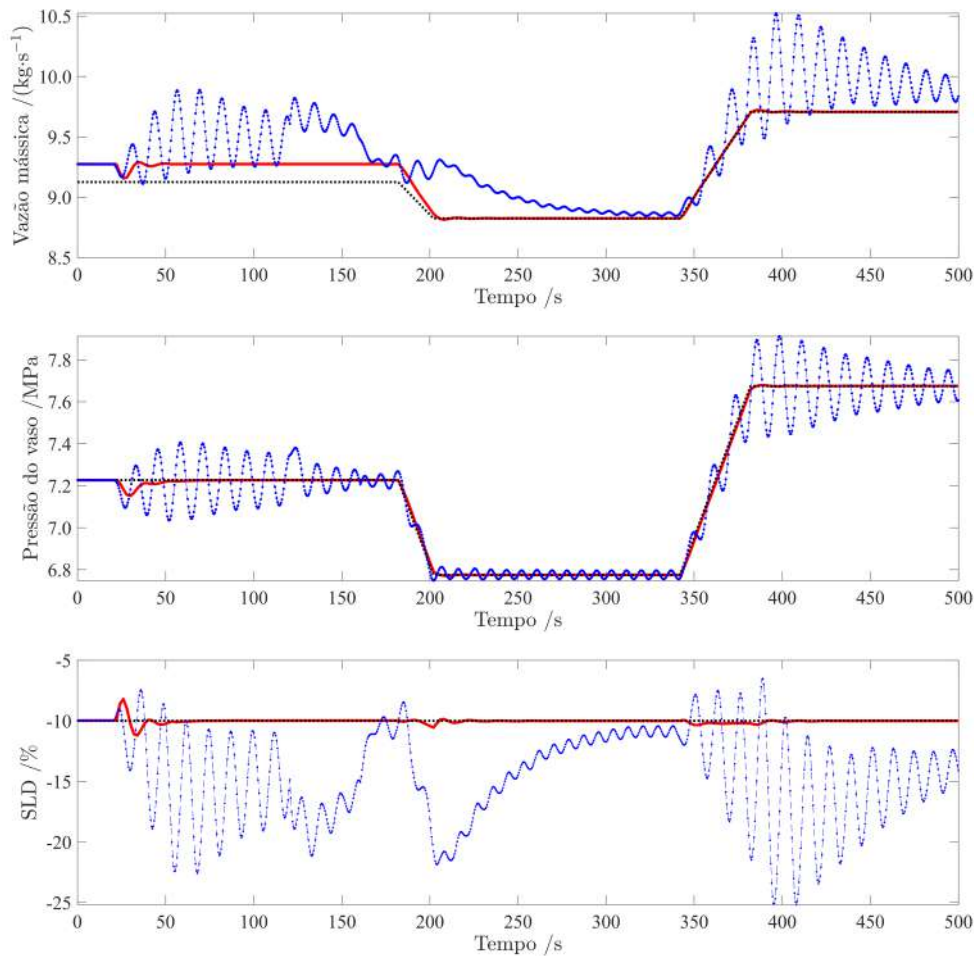
Fonte: Próprio autor.

assim, espera-se que neste cenário o controlador prefira a segurança do processo ao *set-point* da vazão mássica. O comportamento em malha fechada revela que ambos os controladores podem ignorar a referência da vazão de massa, enquanto removem com sucesso o sistema de compressão da condição de operação insegura (linha de surge), conforme apresentado na Figura 3.9. No entanto, decorrente do *mismatch* do modelo planta, o controlador baseado no Problema P1 usando o modelo Greitzer apresenta uma capacidade menor de manter a pressão em seu ponto desejado. Além disso, este modelo leva o sistema a operar em uma condição mais distante da restrição de prevenção ao *surge*, comprometendo assim a eficiência operacional do sistema de compressão.

Após 180 s, o controlador baseado no Problema P1 usando o modelo não-isotérmico proposto pôde lidar com sucesso com a restrição de prevenção ao *surge* e levar o sistema às novas referências da pressão e da vazão mássica do sistema de compressão, mesmo com sob o *mismatch* entre planta e modelo devido à diferença das equações de estado BWR/SRK, respectivamente. Por outro lado, o controlador baseado no Problema P1 que faz uso do modelo de Greitzer apresenta um comportamento oscilatório e é incapaz perseguir os *set-points* de vazão mássica junto com o limite de prevenção ao *surge* (restrição). Isso pode ser atribuído à diferença significativa entre o modelo e a planta neste caso, pois o comportamento transiente

observado pelo modelo Greitzer é mais rápido que a resposta da planta, conforme mostrado na Figura 3.3. Tais resultados reforçam a significância do modelo de compressão para a descrição mais realista de sistemas de comportamento termodinâmico não-ideal de distribuição/transporte de gás natural.

Figura 3.7: Influência do modelo interno do Problema P1 da resposta em malha fechada das variáveis de processo.



(—) Problema P1 baseado no modelo não isotérmico proposto com a equação de estado de SRK, (- ● -) Problema P1 baseado no modelo de Greitzer e gás ideal, (■ ■) set-points.

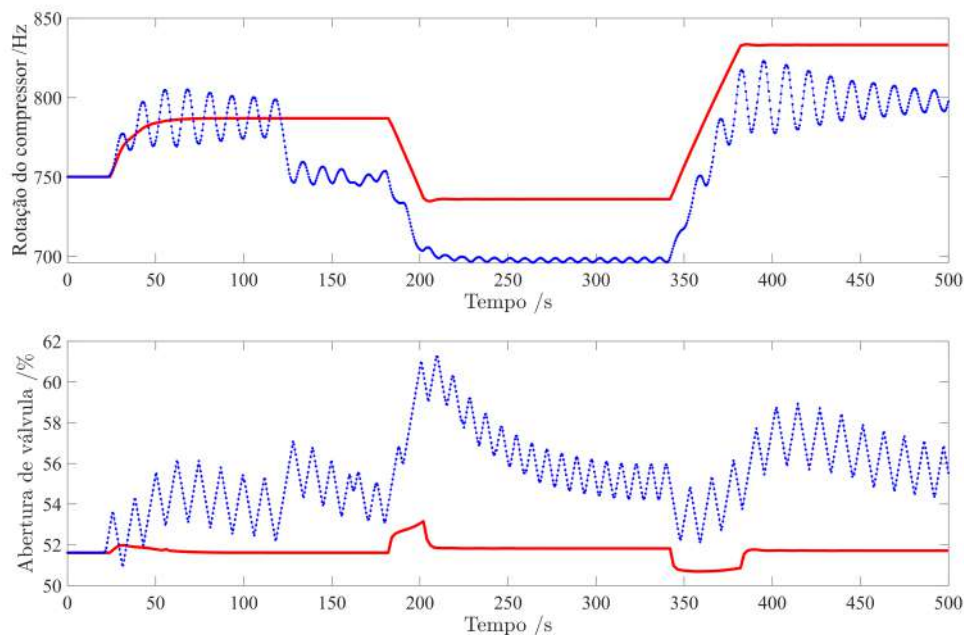
Fonte: Próprio autor.

A partir dos resultados apresentados, também vale destacar os tempos de processamento das soluções baseadas no NMPC do Problema P1, uma vez que estes valores foram superiores aos correspondentes tempos de amostragem para cada modelo (cf. Tabela 3.3). O NMPC com o modelo Greitzer apresentou um tempo computacional médio de 22 s enquanto o NMPC com o modelo não-isotérmico proposto levou 40 s usando o *hardware* com menos recursos. Esses altos tempos computacionais evidenciam as limitações de *hardware/software* para resolver o Problema P1 com um

modelo não-linear do sistema de compressão em um NMPC. Para estes mesmos modelos, é possível reduzir os tempos computacionais do NMPC para 13 s e 20 s para o modelo Greitzer e não-isotérmico, respectivamente, com melhor *hardware*. Assim, dado um aprimoramento tanto no *software* (e.g. métodos numéricos mais robustos e rápidos, tal qual o uso da diferenciação automática na resolução da otimização), quanto no *hardware* (e.g. um aumento na capacidade de RAM, e processadores mais potentes), os tempos computacionais podem atingir o tempo de amostragem requerido. No que diz respeito à modelagem de compressão, como mencionado na Seção 3.1, os trabalhos da literatura até então simplificam algumas propriedades do gás (por exemplo, velocidade do som e fator de compressibilidade), aqui tais propriedades são avaliadas por uma equação de estado e uma regra de mistura termodinâmica, o que pode aumentar o custo computacional. Embora este problema possa ser resolvido com melhorias em termos de *hardware/software*, e assim, tornar a estratégia NMPC mais rigorosa proposta aplicável na prática.

Mesmo assim, este trabalho também buscou propor uma lei de controle MPC alternativa (Problema P2) para lidar com esta questão. De fato, a abordagem de

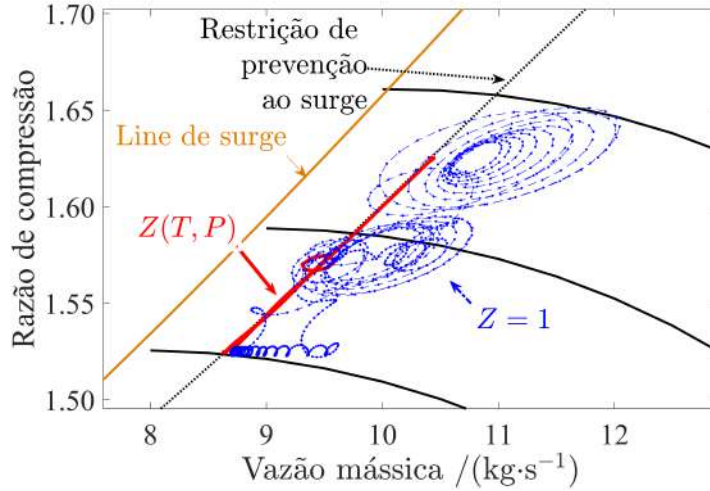
Figura 3.8: Influência do modelo interno do Problema P1 da resposta em malha fechada das variáveis manipuladas.



(—) Problema P1 baseado no modelo não isotérmico proposto com a equação de estado de SRK, (- • -) Problema P1 baseado no modelo de Greitzer e gás ideal.

Fonte: Próprio autor.

Figura 3.9: Uma comparação da performance das estratégias dos MPC do Problema P1 no plano do mapa do compressor.



(—) Problema P1 baseado no modelo não isotérmico proposto com a equação de estado de SRK, (— ● —) Problema P1 baseado no modelo de Greitzer e gás ideal.

Fonte: Próprio autor.

linearização sucessiva do Problema P2 pode diminuir a robustez do controlador. No entanto, tal redução pode ser insignificante se a variação do modelo for pequena o suficiente dentro da amostragem do processo.

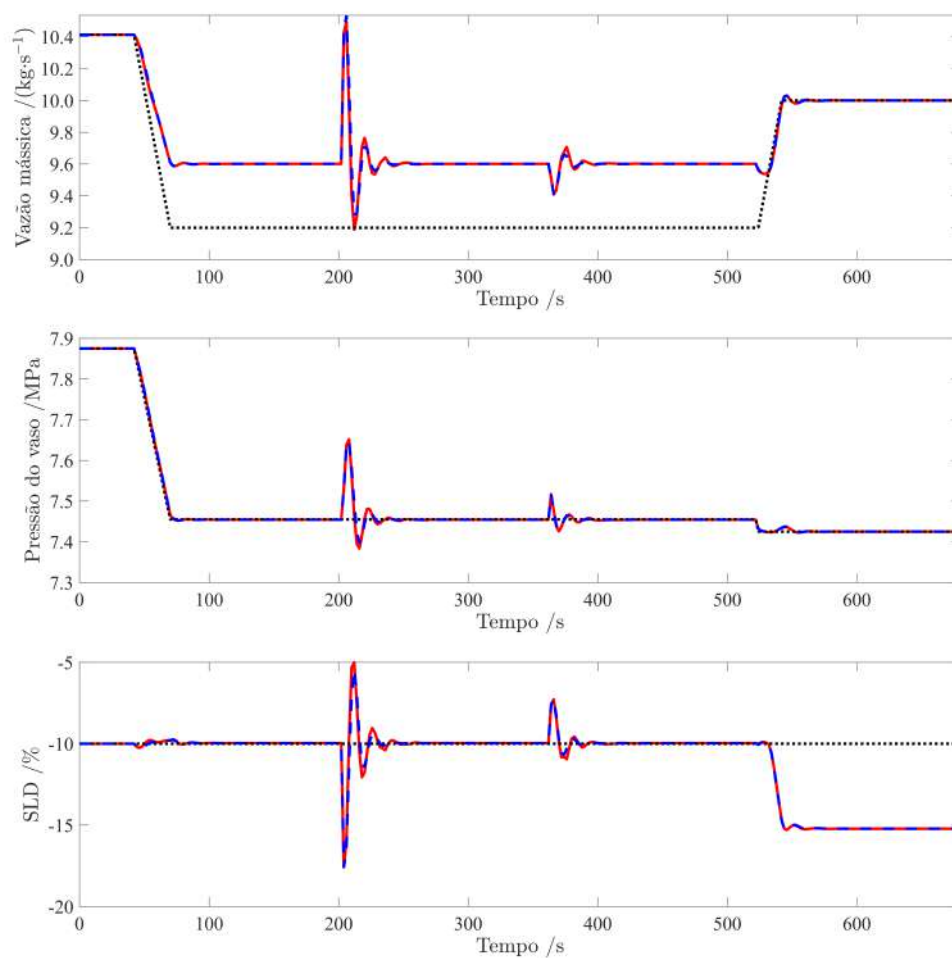
Para tanto, o contraste de desempenho entre controladores baseados no Problema P1 e no Problema P2 (controlador IHMPC com o modelo estendido) foi testado. O *mismatch* entre planta e modelo também é considerado aqui para avaliar a robustez do controlador IHMPC estendido proposto, sendo a planta é representada pelo modelo não-isotérmico proposto com a equação de estado BWR (modelo com maior fidelidade aos dados experimentais de velocidade do som (GOMES; TRUSLER, 1998)), enquanto os controladores usam internamente a equação SRK como equação de estado. O objetivo das simulações é verificar a eficácia dos controladores quanto ao rastreamento das referências da pressão do vaso e da vazão mássica enquanto o processo de compressão é mantido o mais próximo possível da linha de prevenção ao *surge*. Este cenário de simulação também inclui a inserção dos distúrbios persistentes na pressão de entrada, com um aumento de 0,2 MPa em P_1 em 240 s, e na pressão de descarga da válvula, com um aumento de 0,2 MPa em P_{out} em 420 s, o que leva os controladores a violar momentaneamente a restrição de prevenção ao *surge*.

Os resultados simulados estão resumidos na Figura 3.10 e na Figura 3.11. Pode-se observar claramente que o desempenho obtido do MPC baseado no Problema P2 adere ao correspondente ao MPC baseado no modelo não-linear (Problema P1) para todos os casos em que deseja-se perseguir os pontos de referência, evitando violar as restrições de *surge* (em 80 s e em 560 s) e rejeitando as perturbações (em 240 s e em 420 s), demonstrando assim a otimalidade da estratégia IHMPC com o modelo estendido. Além disso, é possível perceber a robustez do Problema P2 nas simulações, que tem um desempenho semelhante ao do Problema P1, mesmo com o *mismatch* entre planta e modelo não linear (também presente no Problema P1) e o *mismatch* proveniente da linearização. Isso indica que para a amostragem ajustada na Tabela 3.3, a linearização sucessiva não diminui significativamente o desempenho do controlador.

O esforço computacional do controlador MPC baseado no Problema P2, por sua vez, é drasticamente reduzido quando comparado ao NMPC do Problema P1, como pode ser visto na Figura 3.12. O tempo máximo de cômputo para resolver o Problema P2 a cada amostragem é inferior a 0,1 s (o que inclui a simulação do modelo não linear, a linearização, a construção do modelo OPOM e a resolução da QP), o que é totalmente compatível com o tempo de amostragem adotado nos controladores, ou seja, 2,0 s.

Essa redução do tempo computacional do Problema P2 em relação ao Problema P1 está diretamente associada à linearização sucessiva do comportamento PVT não-ideal e do modelo não-isotérmico propostos aqui, resultando em uma lei de controle de programação quadrática. Nesse sentido, o controlador IHMPC com o modelo estendido parece ser uma boa alternativa quando não houver *hardware/software* robusto o suficiente para resolver o Problema P1 dentro do horizonte de tempo adequado ao tempo de amostragem do controlador.

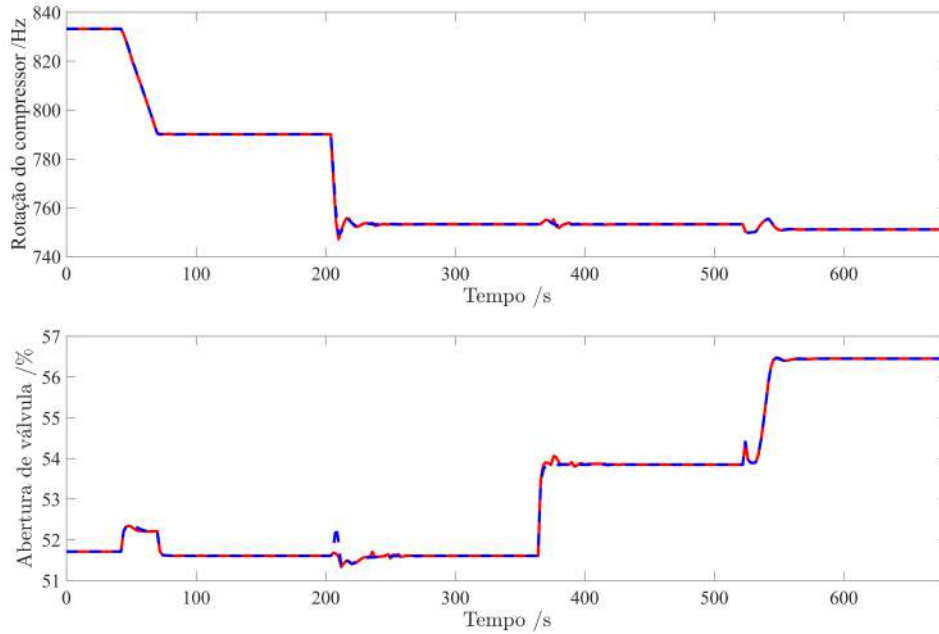
Figura 3.10: Resposta em malha fechada das variáveis de processo para os controladores baseados no Problema P1 e no Problema P2.



(—) Controlador NMPC (Problema P1), (---) Controlador IHMPC com o modelo estendido (Problema P2), (· · · ·) referência.

Fonte: Próprio autor.

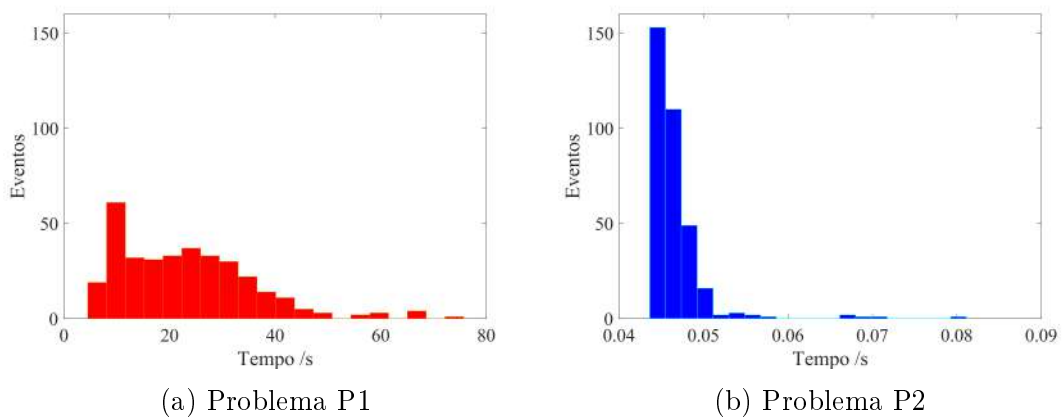
Figura 3.11: Resposta em malha fechada das variáveis manipuladas para os controladores baseados no Problema P1 e no Problema P2.



(—) Controlador NMPC (Problema P1), (■ ■) Controlador IHMPC com o modelo estendido (Problema P2).

Fonte: Próprio autor.

Figura 3.12: Histograma do tempo computacional para as estratégias MPC propostas.



(a) Problema P1

(b) Problema P2

Fonte: Próprio autor.

3.5 Conclusão

Este capítulo desenvolveu soluções orientadas a MPC para o controle de prevenção ao *surge* em sistemas de compressão de gás natural não-ideal. Primeiramente, foi proposta uma extensão da abordagem convencional do modelo de compressão baseada em comportamentos termodinâmicos isotérmicos e de gás ideal para um caso mais generalista. Assim, através do comportamento não-isotérmico governado por uma equação de estado de gás real, espera-se que o modelo proposto tenha uma aplicabilidade mais ampla e adequada para a compressão de gases não ideais. Em seguida, dois esquemas de MPC baseados em otimização factíveis que encapsulam o modelo de compressão não isotérmico e não ideal foram apresentados: um NMPC convencional integrado a uma restrição de prevenção ao *surge* não linear com variáveis de folga; e um IHMPC com o modelo estendido baseado na linearização sucessiva tanto do modelo rigoroso proposto quanto da restrição de prevenção ao *surge*.

As simulações mostraram que o controlador NMPC utilizando o modelo convencional da literatura consegue proteger o sistema do *surge*, mas sua regulação ao *set-point* é pouco eficiente, levando o processo de compressão a operar em pontos distantes da linha de *surge* (região de maior eficiência). Em virtude do significativo *mismatch* planta-modelo, onde a planta é representada pelo modelo proposto com equação de estado BWR. Além disso, o mesmo NMPC baseado no modelo mais simples apresentou comportamento oscilatório no rastreamento da referência da pressão e vazão mássica .

Por outro lado, os resultados com o modelo não isotérmico mais rigoroso, desenvolvido nesta pesquisa, mostraram que o controlador NMPC baseado no modelo proposto com equação de estado SRK, considerando um *mismatch* planta-modelo também neste caso, pôde realizar a tarefa com sucesso. Além disso, esta abordagem pôde conduzir o sistema aos seus pontos de referência (pressão e vazão mássica), bem como regulá-lo na linha de operação mais próxima ao *surge*, portanto mais eficiente do ponto de vista econômico, mesmo em cenários de distúrbios. Apesar de sua robustez, este esquema NMPC apresentou um alto custo computacional, incapaz de igualar o tempo de amostragem do controlador com o do *hardware/software's* utilizados. Em contrapartida, o IHMPC com o modelo estendido proposto não apenas

superou o problema computacional ao fornecer tempos computacionais compatíveis com os propósitos de implementação prática, mas também obteve desempenho convergente ao obtido com NMPC tanto para rastreamento das variáveis de processo quanto para rejeição de perturbações.

3.6 Apêndices

3.6.1 Modelo do mapa do compressor

O mapa do compressor foi obtido pela extensão do modelo de ondas de choque da NASA, proposta por (MEIRA et al., 2021). Este modelo calcula as perdas de energia no interior do compressor de modo a definir a eficiência isentrópica, η . Entre as possíveis perdas que pode acometer o processo, as mais significativas são as por incidência e as por fricção tanto no impelidor quanto no difusor (GRAVDAHL et al., 2000),

$$\Phi_{inc,imp} = \frac{1}{2} \left(U_1 - \frac{\dot{m} \cot(\beta_{1b})}{\rho_1 A_1} \right)^2, \quad (3.36)$$

$$\Phi_{inc,dif} = \frac{1}{2} \left(\sigma U_2 - \frac{\dot{m} \cot(\alpha_{2b})}{\rho_{imp} A_1} \right)^2, \quad (3.37)$$

$$\Phi_{fric,imp} = \frac{f l_{imp}}{2 D_{eq}} \frac{\dot{m}^2}{\rho_{imp}^2 A_1^2 \sin^2(\beta_{1b})}, \quad (3.38)$$

$$\Phi_{fric,dif} = \frac{f l_{dif}}{2 D_{eq}} \frac{\dot{m}^2}{\rho_{dif}^2 A_1^2 \sin^2(\alpha_{2b})}, \quad (3.39)$$

em que Φ é a perda de energia, os sub-índices *inc* e *fric* representa o tipo de perda, incidência e fricção, respectivamente; e os sub-índices *imp* e *dif* representa, os componentes do compressor, impelidor e difusor. f é o fator do fricção avaliado pela equação de Haaland (HAALAND, 1983). U_1 e U_2 são as velocidades centrípetas nas lâminas no impelidor em sua entrada e saída, respectivamente, em que $U_i = \pi D_i N$, onde D_i é o diâmetro na entrada e saída do impelidor, respectivamente. A massa específica no impelidor e difusor é avaliada a partir da solução de (3.10)– (3.13), considerando fluxo compressível e comportamento de gás real (MEIRA et al., 2021). Assim, a eficiência isentrópica pode ser avaliada por:

$$\eta = \frac{\sigma U_2^2 - \Phi_{inc,imp} - \Phi_{inc,dif} - \Phi_{fric,imp} - \Phi_{fric,dif}}{\sigma U_2^2} - \Delta\eta, \quad (3.40)$$

em que $\Delta\eta$ é a correção da eficiência do modelo de modo a acomodar outras perdas no compressor, neste caso foi considerada como 0.065, como sugerido em Grong (2009). Os dados complementares para resolver este modelo estão dispostas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4: Dados do compressor usados nos estudos de caso.

Variável	Valor	Unidade	Variável	Valor	Unidade
D_1	0.057	m	l_{dif}	0.053	m
D_2	0.128	m	β_{1b}	0.61	rad.
A	0.0026	m ²	α_{2b}	0.33	rad.
l_{imp}	0.053	m	σ	0.9	adm.

Fonte: Grong (2009).

3.6.2 Modelo transiente do sistema de compressão

O modelo transiente do vaso pode ser expresso pelos balanços de massa e energia,

$$\frac{d(\rho_P v_p)}{dt} = \dot{m} - \dot{m}_v, \quad (3.41)$$

$$\frac{d(\rho_P v_p u_P)}{dt} = \dot{m} h_C - \dot{m}_v h_P, \quad (3.42)$$

em que \dot{m}_v é a vazão mássica na válvula, e u_P é a energia interna do gás. A expressão em (3.3) é obtida a partir de (3.41), onde $\rho_P = \frac{1}{V_P}$ e a diferenciação de $d(\rho_P v_p)$ é dada por $d(\rho_P v_p) = -\frac{v_P}{V_P^2} dV_P$, o que implica em

$$\frac{dV_P}{dt} = -\frac{V_P^2}{v_P} (\dot{m} - \dot{m}_v). \quad (3.43)$$

O balanço de energia em (3.42) é resolvido por resolver o termo $d(\rho_P v_p u_P)$, nominalmente

$$u_P \frac{d(\rho_P v_P)}{dt} + (\rho_P v_P) \frac{du_P}{dt} = \dot{m} h_C - \dot{m}_v h_P. \quad (3.44)$$

A partir de (3.41), (3.44) pode ser escrita como:

$$u_P(\dot{m} - \dot{m}_v) + \frac{v_P}{V_P} \frac{du_P}{dt} = \dot{m} h_C - \dot{m}_v h_P. \quad (3.45)$$

Desde que a energia interna e sua diferenciação pode ser dada por

$$u = h - PV, \quad (3.46)$$

$$du = C_V dT + \left[T \left(\frac{dP}{dT} \right) - P \right] dV, \quad (3.47)$$

então, a equação do balanço de energia se torna

$$-P_P V_P (\dot{m} - \dot{m}_v) + \frac{v_P C_V}{V_P} \frac{dT_P}{dt} + \frac{v_P}{V_P} \left[T_P \left(\frac{dP_P}{dT_P} \right) - P_P \right] \frac{dV_P}{dt} = \dot{m} (h_C - h_P). \quad (3.48)$$

Por usar dV_P/dt em (3.43), a expressão definida em (3.4) é obtida, nominalmente

$$\frac{dT_P}{dt} = \frac{V_P}{v_P C_V} \left[\dot{m} (h_C - h_P) + T_P \left(\frac{dP_P}{dT_P} \right) V_P (\dot{m} - \dot{m}_v) \right]. \quad (3.49)$$

Como a derivada parcial de P_P com T_P é tal que:

$$\frac{dP_P}{dT_P} = \frac{R_a T_P}{V_P} \left(\frac{dZ_P}{dT_P} + \frac{Z_P}{T_P} \right). \quad (3.50)$$

Assim, a expressão final da taxa da temperatura é dada por:

$$\frac{dT_P}{dt} = \frac{V_P \dot{m}}{v_P} \left(\frac{h_C - h_P}{C_V} \right) + \frac{R_a T_P}{C_V} \left[T_P \left. \frac{\partial Z}{\partial T} \right|_{V_P} + Z_P \right] \frac{V_P}{v_P} (\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}). \quad (3.51)$$

Redução do modelo

Como mencionado na Seção 3.2, é possível reduzir as expressões (3.3) e (3.4) em (3.2). Aqui, será demonstrado as simplificações necessárias e passos para esta dedução. Primeiramente, pode-se assumir a idealidade do gás ($Z_P = 1$), assim tem-se que (3.4) pode ser reescrita como

$$\frac{dT_P}{dt} = \frac{V_P \dot{m}}{v_P} \left(\frac{h_C - h_P}{C_V} \right) + \frac{R_a T_P V_P}{C_V v_P} (\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}). \quad (3.52)$$

Então, a simplificação de um processo isentálpico é considerado, o que reduz (3.52) para

$$\frac{dT_P}{dt} = \frac{R_a T_P V_P}{C_V v_P} (\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}). \quad (3.53)$$

Como a avaliação transiente da pressão pode ser assumida pela sua diferenciação parcial em relação à temperatura e volume específico de um gás ideal, tem-se

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{R_a T_P}{V_P} \left(\frac{1}{T_P} \frac{dT_P}{dt} - \frac{1}{V_P} \frac{dV_P}{dt} \right). \quad (3.54)$$

Finalmente, substituindo (3.3) e (3.53) em (3.54),

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{R_a T_P}{V_P} \left[\frac{1}{T_P} \frac{R_a T_P V_P}{C_V v_P} (\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}) + \frac{1}{V_P} \frac{V_P^2}{v_P} (\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}) \right]. \quad (3.55)$$

Esta expressão então pode ser resumida em

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{\gamma R_a T_P}{v_P} (\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}), \quad (3.56)$$

em que assume-se γ ($C_P/C_V = (C_V + R_a)/C_V$) como uma constante e $T_P = T_1$ (hipótese isotérmica), assim, é possível reduzir a expressão $\gamma R_a T_1$ como o quadrado da velocidade do som para um gás ideal, dessa forma reduz-se o modelo proposto para a expressão politrópica (GREITZER, 1976), i.e.

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{c_1^2}{v_P} (\dot{m} - \alpha k_v \sqrt{P_P - P_{out}}). \quad (3.57)$$

Capítulo 4

Uma estratégia prática NMPC com prevenção de surge: um estudo de caso de sistemas de compressão no controle de redes de gás natural.

4.1 Resumo

Este capítulo realizou uma abordagem de controle preditivo prático para redes de distribuição de gás natural com prevenção ao *surge*. Além disso, uma formulação de ordem reduzida de modelos em espaço de estados baseada na solução analítica da resposta degraus foi proposta para abarcar a linearização das equações da abordagem de Euler para o escoamento, as quais são descritas por equações diferenciais parciais (PDE). O mapa do compressor bem como as restrições do processo foram calculados fenomenologicamente, cobrindo assim uma lacuna na literatura que tem tratado este tópico através de abordagens empíricas. Os resultados das simulações mostraram que o controlador proposto teve sucesso em levar o sistema às referências enquanto evita violar as restrições da linha de *surge*. Além disso, as simulações mostraram uma discrepância entre as abordagens (fenomenológica e empírica) para cálculo da restrição de prevenção ao *surge*, evidenciando as limitações da abordagem empírica, uma vez que por usá-la, o sistema tende a operar em uma condição menos eficiente. O tempo de cômputo do ciclo em malha fechada, em média 2,5 s, também se apresentou adequada para o controle da rede, representando cerca de 1 % do tempo de amostragem. Assim, os resultados mostram um potencial da abordagem fenomenológica não isotérmica frente às técnicas aplicadas na literatura tais como simplificações das equações da abordagem de Euler ou modelos orientados a dados.

Palavras-chave: controle de prevenção ao *surge*, MPC de horizonte infinito, compressor centrífugo, controle de redes de gás natural.

Este capítulo foi parcialmente aceito nos anais do Congresso Brasileiro de Auto-

mação.

4.2 Modelo do sistema de distribuição

Este trabalho propõe uma estratégia de controle de um sistema de redes de distribuição de gás natural. O estudo de caso implementado contém um total cinco dutos e três sistemas de compressão dispostos em três trechos conforme apresentado na Figura 4.1, cujos dados estão dispostos na Tabela 4.1. A modelagem fenomenológica desse sistema pode ser realizada por meio de um sistema de equações diferenciais parciais (PDE do inglês *Partial Differential Equations*) conforme as equações da abordagem de Euler para o escoamento em (4.1) à (4.3) (CHACZYKOWSKI, 2009).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} = 0, \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(P + \rho w^2)}{\partial x} = -\frac{f\rho w|w|}{2D}, \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\left(u + \frac{w^2}{2} \right) \rho \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(u + \frac{P}{\rho} + \frac{w^2}{2} \right) \rho w \right] = \rho q, \quad (4.3)$$

em que T é a temperatura, ρ é a massa específica do gás, w é a velocidade, P é a pressão, u é a energia interna, q é o calor trocado com o solo, f é o fator de fricção e D é o diâmetro do duto. Estas equações por sua vez podem ser reagrupadas em um formato matricial mais simples que explicita melhor as variáveis dependentes da PDE, conforme apresentado na expressão em (4.4),

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} T \\ V \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -w & 0 & -T \frac{VP'_T}{C_V} \\ 0 & -w & V \\ -VP'_T & -VP'_V & -w \end{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} T \\ V \\ w \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{fw^2|w|}{2DC_V} + \frac{q}{C_V} \\ 0 \\ \frac{fw|w|}{2D} \end{bmatrix}, \quad (4.4)$$

em que, P'_Y é a derivada da pressão em relação a variável Y , V é o volume específico do gás, e C_V é a capacidade calorífica específica a volume constante, ambas obtidas através uma equação de estado. Neste trabalho a equação de estado escolhida para estimar as propriedades termodinâmicas do gás foi a equação de Benedict-Webb-

Tabela 4.1: Dados dos trechos da rede de gás natural simulada.

	Comprimento total /km	Número de nós	Número de du- tos
Trecho 1	200	20	2
Trecho 2	100	10	2
Trecho 3	150	15	1

Fonte: Próprio autor.

Rubin (BWR), conforme representada a seguir,

$$P = \frac{RT}{V} + \frac{B_0RT - A_0 - C_0/T^2}{V^2} + \frac{bRT - a}{V^3} + \frac{a\alpha}{V^6} + \frac{C}{V^3T^2} \left(\frac{1 + \gamma}{V^2} \right) e^{-\gamma/V^2}. \quad (4.5)$$

Esta equação foi escolhida, dentre outras opções tais como Soave-Redlich-Kwong e Peng-Robinson, porque o cálculo da velocidade do som para esta possui uma boa aderência aos respectivos dados experimentais do trabalho de Gomes e Trusler (1998) no range de temperatura e pressão propostos nesse trabalho. Na grande maioria dos trabalhos da literatura de controle de redes de gás natural a PDE é simplificada para um caso isotérmico (desprezando a influência do balanço de energia), o que já fora refutado por Behrooz e Boozarjomehry (2017). Ainda assim, trabalhos mais recentes ainda fazem uso dessas simplificações mesmo quando usada para reunir dados a fim de treinar um modelo orientado a dados (MOETAMEDZADEH et al., 2019). Dessa forma, este trabalho se propõe a não simplificar a equação do balanço de energia de modo a manter o rigor da modelagem, bem como abrir espaço para outras aplicações de controle em que a temperatura possui grande relevância tais como prevenção da formação de precipitados nos dutos (ABBASPOUR et al., 2010; FARZANEH-GORD; RAHBARI, 2018). O detalhamento para o cálculo do fator de fricção (f), bem como a transferência de calor (q) nos dutos estão dispostos no Apêndice 4.7.1.

As condições de contorno no início e final da rede de distribuição foram definidas por conhecer a pressão e temperatura do Trecho 1 (T_1, P_1) e as vazões volumétricas ao final dos Trechos 2 e 3 (\dot{Q}_{f2} e \dot{Q}_{f3}), ver Figura 4.1. Para dutos intercalados por sistemas de compressão, as condições de contorno foram obtidas através de equações algébricas que representem a chegada do gás e sua compressão antes de

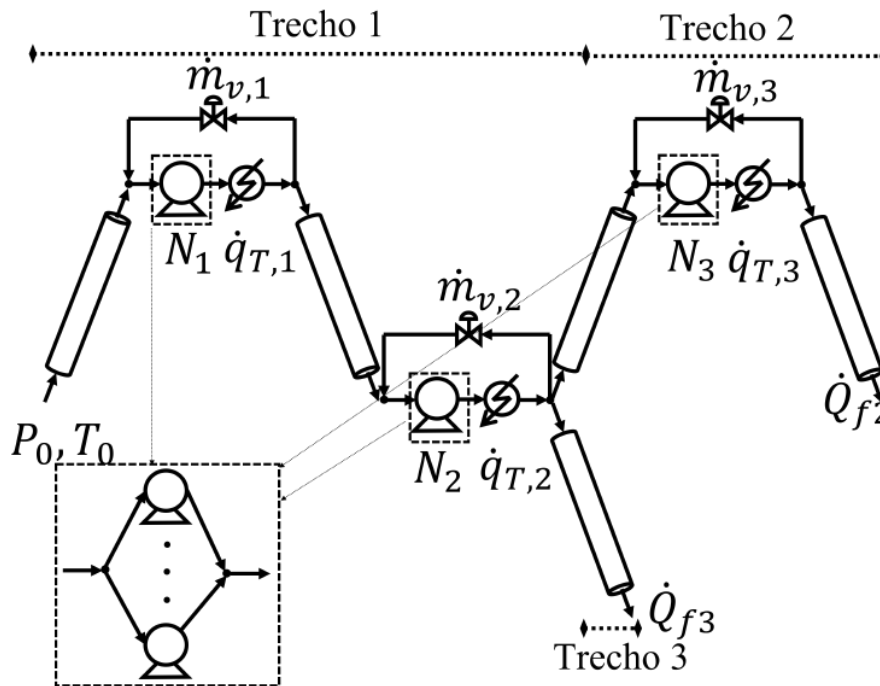
serem transportados.

O sistema de compressão da rede gás natural é composto por um conjunto de compressores em paralelo, um trocador de calor e uma válvula de reciclo conforme apresentado na Figura 4.2, em que \mathbf{X} é dado por,

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} T & V & w \end{bmatrix}^T. \quad (4.6)$$

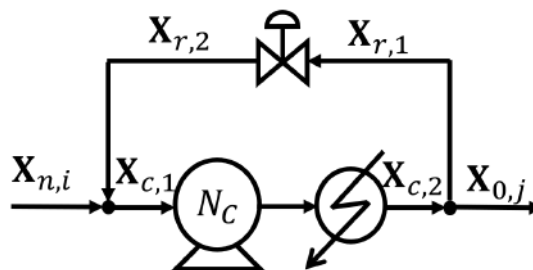
A modelagem foi realizada conforme uma hipótese de pseudo-estacionário, o que é relativamente plausível uma vez que a dinâmica de compressores centrífugos é muito mais rápida comparada a da rede.

Figura 4.1: Rede de distribuição simulada.



Fonte: Próprio autor.

Figura 4.2: Representação dos pontos de compressão da rede.



Fonte: Próprio autor.

Cada sub-índice na Figura 4.2 é referente aos estados \mathbf{X} em um ponto do sistema de compressão sendo estes: $[n,i]$ a condição de contorno ao final do duto i , $[c,1]$ a condição de sucção do compressor, $[c,2]$ a condição de descarga do trocador de calor, $[r,1]$ a condição de sucção da válvula de reciclo, $[r,2]$ a condição de descarga da válvula de reciclo e $[0,j]$ a condição de contorno na alimentação do duto j . Assim, as equações algébricas que culminam nas condições de contorno dos dutos, podem ser avaliadas de acordo com quatro conjuntos de equações que representam: o ponto de recebimento, a entrada da válvula de reciclo, a descarga da válvula de reciclo, e o ponto de envio de gás. Neste estudo os pontos de recebimento de gás foram modelados pelo balanço de massa nesse ponto, o balanço de energia e a equidade entre as vazões mássicas no entorno do compressor,

$$\dot{m}_{n,i} + \dot{m}_{r,2} - \dot{m}_{c,1} = 0, \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_{n,i} \cdot h(T_{n,i}, V_{n,i}) + \dot{m}_{r,2} \cdot h(T_{r,2}, V_{r,2}) - \dot{m}_{c,1} \cdot h(T_{c,1}, V_{c,1}) = 0, \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_{c,1} - \dot{m}_{c,2} = 0, \quad (4.9)$$

em que \dot{m} é a vazão mássica, h é a entalpia específica do gás.

Em relação aos entornos da válvula de reciclo, as condições de entrada foram avaliadas assumindo que é desprezível a perda de pressão após a compressão do gás, e que ao passar pela válvula o gás sobre uma expansão isentálpica, cuja pressão de descarga se iguala a pressão no ponto $[c,1]$. Além disso, foi assumido que esta válvula está devidamente controlador e cuja vazão \dot{m}_v pode ser definida pelos operadores da rede. Em símbolos estas hipóteses podem ser reescritas respectivamente como,

$$T_{r,1} - T_{c,2} = 0, \quad (4.10)$$

$$V_{r,1} - V_{c,2} = 0, \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_{r,1} - \dot{m}_{r,2} = 0, \quad (4.12)$$

$$h(T_{r,2}, V_{r,2}) - h(T_{c,1}, V_{c,1}), \quad (4.13)$$

$$P(T_{r,2}, V_{r,2}) - P(T_{c,1}, V_{c,1}), \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_{r,2} - \dot{m}_v(t) = 0, \quad (4.15)$$

em que h é a entalpia do gás calculado através da equação de estado BWR.

Quanto ao ponto de envio do gás foi modelado pela relação entre pressão de sucção e pressão de descarga do compressor (ϕ), o balanço de energia entre a sucção e a entrada, e por fim o balanço de massa no ponto de envio, conforme apresentado a seguir,

$$P(T_{c,2}, V_{c,2}) - \phi(N, \dot{m}_{c,1}, T_{c,1}, V_{c,1})P(T_{c,1}, V_{c,1}), \quad (4.16)$$

$$h(T_{c,2}, V_{c,2}) - h(T_{c,1}, V_{c,1}) - N\dot{C}\dot{w}_{axial}(N(t)) - \dot{q}_{com}(t) = 0, \quad (4.17)$$

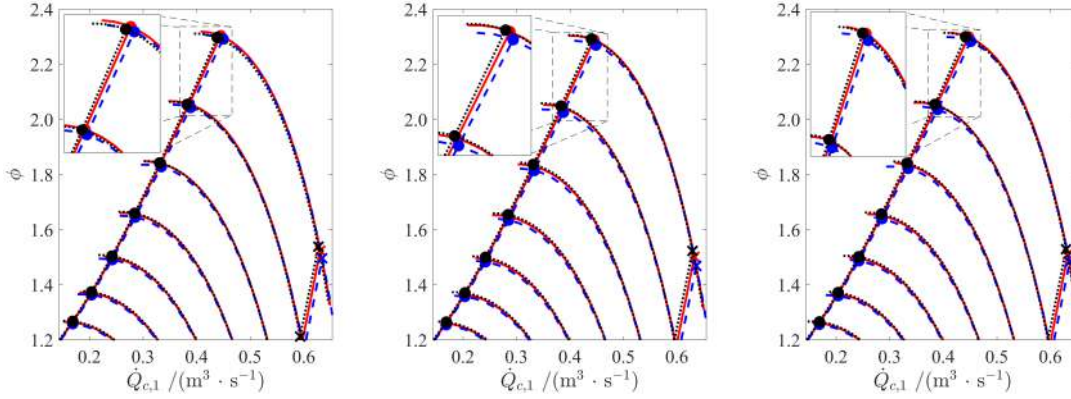
$$\dot{m}_{c,2} - \dot{m}_{r,1} - \dot{m}_{0,j} = 0, \quad (4.18)$$

em que N é a rotação dos compressores, \dot{q}_{com} é o calor do trocador de calor após o compressor. Para este trabalho a eficiência do compressor - η , a potência específica - \dot{w}_{axial} , e a razão de compressão - ϕ serão calculados pela metodologia apresentada por Meira et al. (2021) a qual permite estimar o mapa de compressor centrífugo utilizando das equações de balanço de energia térmica e mecânica em conjunto com as perdas dentro do compressor, mais detalhes do modelo do mapa do compressor estão presentes no Apêndice 4.7.2.

Este modelo do mapa do compressor proposto por Meira et al. (2021), permite que as restrições operacionais comuns no processo de transporte de gás natural, tal qual a linha de proteção ao *surge* (BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2017), possam se alterar ao longo do tempo em consonância com as condições de sucção do compressor. As simulações em malha aberta do processo revelaram que este comportamento pode ter uma influência significativa no mapa do compressor e suas restrições, como apresentado na Figura 4.3. Estas simulações também revelaram que a distância relativa das linhas de *surge* em diferentes instantes de tempo em comparação com linha de *surge* nas condições de projeto podem ter um range de até 3 %. Esta variação pode ser decisiva no controle de prevenção ao *surge*, uma vez que esta restrição dada em geral pela distância relativa do ponto de operação à linha de *surge* (SLD do inglês *Surge Line Distance*, ver a expressão (4.19)) deve ser tal que $SLD \leq -10$ %. Assim, se esta hipótese não for contemplada, o controlador pode levar o processo a operar em condições menos eficientes, ou tomar decisões não condizentes com a realidade.

$$\text{SLD} = \frac{\dot{Q}_{\text{surge}} - \dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{surge}}} \times 100. \quad (4.19)$$

Figura 4.3: Variação do mapa dos compressores ao longo do tempo na simulação em malha aberta da rede de gás natural.



Mapas dos sistemas de compressão da esquerda para direita sendo, os dois do Trecho 1 e do Trecho 2. (—) curvas do compressor na condição inicial, (---) curvas do compressor nas condições de menor pressão de sucção, e (···) curvas do compressor nas condições de maior pressão de sucção. Marcadores: • linha de prevenção ao *surge* com um fator de segurança de 10 %, × linha de *stonewall*.

Fonte: Próprio autor.

4.3 Discretização do modelo da rede de gás natural

Uma das contribuições desse trabalho é implementar um NMPC cuja formulação é baseada em uma estratégia de IHMPC com modelo estendido via linearização sucessiva para o controle da rede de gás natural. Essa estratégia foi recentemente proposta para o controle de sistemas de compressão centrífuga em um vaso, e se mostrou robusta o suficiente para proteger o sistema de entrar na região de *surge* mesmo com *mismatch* entre planta e o modelo não linear (MEIRA et al., 2022). Abordagens com sistemas lineares já foram propostos anteriormente por Zhu et al. (2001), no entanto nesses trabalhos a linearização é obtida através de um modelo que aproxima a PDE (4.1) à (4.3) para uma abordagem de parâmetros concentrados. Assim, uma das contribuições desse trabalho é usar da estratégia de linearização sucessiva da PDE do sistema sem outras simplificações, embarcando também a linearização das

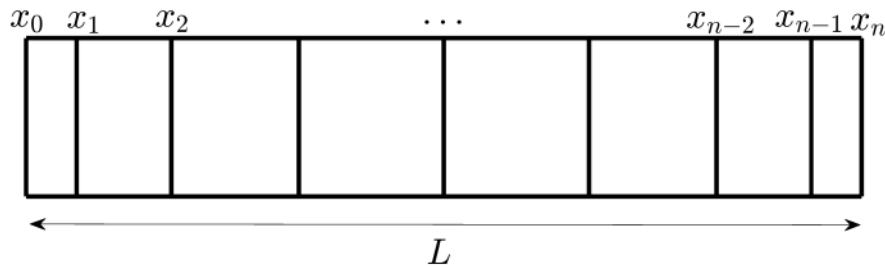
condições de contorno não lineares.

A discretização espacial foi realizada através dos métodos de diferenças finitas utilizando 5 pontos. Para tentar diminuir os números de nós necessários para uma boa representação da rede, foi utilizada a grade de distribuição de Chebyshev-Gauss (BINOUS et al., 2014), conforme exemplificado na Figura 4.4, e cujos os nós são dados por,

$$x_i = \cos\left(\frac{2i-1}{2n}\pi\right), \quad (4.20)$$

em que n é o número de intervalos discretizados. Esta grade discretiza o sistema de modo que o passo de x seja menor no início e no final do duto. Além de diminuir o número de nós, as perturbações de dinâmica do sistema frequentemente ocorrem nos contornos do duto, requisitando assim uma melhor qualidade numérica no início e no final do duto.

Figura 4.4: Grade espacial de Chebyshev-Gauss.



Fonte: Próprio autor.

Ao aplicar a discretização espacial é obtidas equações diferenciais ordinárias (ODE's) iguais aos números de nós de cada duto da Figura 4.1 multiplicado pelo número de PDE's do sistema, assim considerando os dados da Tabela 4.1, é totalizado um total de 225 ODE's. A planta do *framework* proposto será considerada como as 225 ODE's citadas mais as 75 equações algébricas não lineares oriundas da modelagem do sistema de compressão (12 equações para cada ponto do sistema de compressão e 8 para o cálculo do mapa fenomenológico do compressor nestes pontos, ver Apêndice 4.7.2), bem como das condições de contorno dos dutos que se resumem em 3 equações para cada duto. A simulação desta DAE, então, será realizada pelo algoritmo de diferenciação automática '*idas*' do *framework* computacional CasADi (ANDERSSON et al., 2019).

Para obter então o modelo linear do IHMPC proposto neste trabalho, foi realizada a linearização da PDE discretizada no espaço, com o auxílio do *framework* computacional CasAdi (ANDERSSON et al., 2019), o qual possui ferramentas simbólicas robustas para a diferenciação analítica das equações diferenciais. Com base nisso, foi possível calcular um espaço de estados linear tal que,

$$\dot{\mathbf{x}}_{225 \times 1}(t) = \mathbf{A}_{225 \times 225} \cdot \mathbf{x}_{225 \times 1}(t) + \mathbf{B}_{225 \times 3} \cdot \mathbf{u}_{3 \times 1}(t), \quad (4.21)$$

$$\mathbf{y}_{14 \times 1}(t) = \mathbf{C}_{14 \times 225} \cdot \mathbf{x}_{225 \times 1}(t) + \mathbf{D}_{14 \times 3} \cdot \mathbf{u}_{3 \times 1}(t), \quad (4.22)$$

em que as entradas do sistema são as rotações dos sistemas de compressão nos três pontos apresentados na Figura 4.1, e as saídas dos sistemas são as variáveis controladas - pressões ao final dos Trechos 2 e 3 na Figura 4.1, e as condições no entorno do compressor necessárias para estimar o mapa do compressor e linha de *surge* pelo modelo de Meira et al. (2021), sendo estes: pressão de sucção, pressão de descarga, temperatura de sucção e vazão volumétrica. Assim o número de saídas é igual à 14. As vazões de reciclo nos pontos de compressão não foram utilizadas como entradas do espaço de estados uma vez que sua função é atuar quando o sistema entra na região instável, o que não é contemplado neste trabalho, uma vez que se deseja testar a robustez do controlador em prevenir a violação da restrição de *surge* sem o apoio de outras de outras variáveis de decisão. Além disso, o reciclo do gás aumenta o consumo de energia do processo, sendo assim uma estratégia usada apenas como um último recurso.

Além da discretização espacial da PDE, e da linearização do sistema, para aplicar a estratégia de IHMPC proposta neste trabalho, é necessário também realizar a discretização temporal. Na literatura abordagem sugerida para isso é por realizar uma transformação de similaridade do espaço de estados em (4.21) e (4.22) (ODLOAK, 2004) de modo que se chega a um modelo discreto, o chamado modelo OPOM, tal que,

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k+1}^s \\ \mathbf{x}_{k+1}^{st} \end{bmatrix} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{F}_{st} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}_k} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k^s \\ \mathbf{x}_k^{st} \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{B}^s \\ \mathbf{B}^{st} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_k} \Delta \mathbf{u}_k, \\
\mathbf{y}_k &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{\Psi} \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}_k} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k^s \\ \mathbf{x}_k^{st} \end{bmatrix},
\end{aligned} \tag{4.23}$$

cujas matrizes que compõem este espaço de estados podem ser consultadas em Odloak (2004), e em destaque a matrix \mathbf{F}_{st} é uma matriz diagonal de $e^{\lambda_i \Delta t}$, em que λ_i são os pólos do sistema e Δt é o tempo de amostragem do controlador. Entretanto, os passos para a construção do modelo OPOM requerem a obtenção da matriz de funções de transferência do sistema, o que para a maioria dos casos poderia ser obtida por,

$$\mathbf{G} = \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} + \mathbf{D}. \tag{4.24}$$

No entanto como o número de pólos de uma única função de transferência de \mathbf{G} é igual ao número de estados em \mathbf{x} , então cada elemento de \mathbf{G} teria 225 pólos. Esta alta ordem da função de transferência torna impraticável a construção do modelo OPOM, uma vez que, nos testes realizados, o cálculo das frações parciais, um dos passos da obtenção deste modelo, se mostrou computacionalmente desvantajoso, podendo superar uma hora de cômputo. Além disso, mesmo que se implemente técnicas de redução de ordem em cada um dos 42 elementos de \mathbf{G} , ainda assim, haveria muitos estados redundantes, o que torna necessário uma abordagem que minimize o número de estados. Na literatura, Sencio e Odloak (2018) já apresentaram uma abordagem genérica para resolver esse problema através na decomposição de Nagar e Singh (2004), mas nessa abordagem também se faz necessário o cálculo da função de transferência no domínio discreto, retornando à limitação anterior.

Com base no que foi exposto, para a implementação do IHMPC proposto, este trabalho propõe uma nova abordagem da construção do modelo OPOM que não seja orientada a resposta degrau das funções de transferência. Para isso, algumas simplificações são necessárias:

- Os pólos dos sistemas são estáveis;
- A matriz \mathbf{A} do espaço de estados é inversível;
- Seja possível obter um espaço de estados na forma canônica de Jordan a partir de (4.21) e (4.22), expresso por (4.25) e (4.26):

$$\dot{\mathbf{x}}'(t) = \mathbf{A}'\mathbf{x}'(t) + \mathbf{B}'\mathbf{u}(t), \quad (4.25)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}'\mathbf{x}'(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t), \quad (4.26)$$

em que \mathbf{A}' , \mathbf{B}' e \mathbf{C}' são as matrizes de estado, entrada e saída respectivamente após a transformação na forma canônica de Jordan.

A inversibilidade da matriz \mathbf{A} foi testada experimentalmente após avaliar o espaço de estados da PDE linearizada da rede de gás natural em diferentes pontos de operação, sendo que em todos os testes além de inversível, a \mathbf{A} se apresentou como uma matriz com características tridiagonais. Assim, após estes testes, foi possível obter uma função $\mathbf{S}(t)$ para representar a resposta a degraus da forma canônica de Jordan, expressa por,

$$\mathbf{S}(t) = \Delta\mathbf{y}(t) = \left(\mathbf{C}'e^{\mathbf{A}'t} \left(\int_0^t e^{-\mathbf{A}'\tau} d\tau \right) \mathbf{B}' + \mathbf{D} \right) \Delta\mathbf{u}(t). \quad (4.27)$$

Como a matriz \mathbf{A}' em (4.25) está na forma canônica de Jordan, a solução da integral dessa expressão é de fácil cômputo,

$$e^{\mathbf{A}'t} \int_0^t e^{-\mathbf{A}'\tau} d\tau = e^{\mathbf{A}'t} \begin{bmatrix} \int_0^t e^{-\lambda_1\tau} d\tau & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \int_0^t e^{-\lambda_n\tau} d\tau \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{e^{\lambda_1 t} - 1}{\lambda_1} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \frac{e^{\lambda_n t} - 1}{\lambda_n} \end{bmatrix}}_{(e^{\mathbf{A}'t} - \mathbf{I})\mathbf{A}'^{-1}}, \quad (4.28)$$

em que λ_i são os pólos da matriz \mathbf{A}' . Assim, é possível obter $\mathbf{S}(t)$ analiticamente,

$$\mathbf{S}(t) = \Delta\mathbf{y}(t) = \left(\mathbf{C}' \left(e^{\mathbf{A}'t} - \mathbf{I} \right) \mathbf{A}'^{-1} \mathbf{B}' + \mathbf{D} \right) \Delta\mathbf{u}. \quad (4.29)$$

em que $e^{\mathbf{A}'\Delta t}$ é a exponencial matricial de \mathbf{A}' com as mesmas propriedades da matriz \mathbf{F}_{st} do modelo OPOM original, e $\Delta\mathbf{u}(t)$ é o ganho dos degraus nas entradas $\mathbf{u}(t)$. Dessa forma, utilizando-se dos passos sugeridos por (ODLOAK, 2004), pode-se definir os estados \mathbf{x}^s e \mathbf{x}^{st} dado que,

$$[\mathbf{y}(t)]_k = [\mathbf{x}^s(t)]_k + \mathbf{C}'e^{\mathbf{A}'t}[\mathbf{x}^{st}(t)]_k. \quad (4.30)$$

Assim, o valor de $[\mathbf{y}(t)]$ no instante $k + 1$ pode ser avaliado dado o valor em k com a adição da função da reposta degrau $\mathbf{S}(t)$,

$$[\mathbf{y}(t)]_{k+1} = [\mathbf{y}(t + \Delta t)]_k + \mathbf{S}(t + \Delta t)[\Delta\mathbf{u}(t)]_k. \quad (4.31)$$

Substituindo as expressões (4.29) e (4.30) em (4.31) tem-se que,

$$\begin{aligned} [\mathbf{y}(t)]_{k+1} &= [\mathbf{x}^s(t)]_k + \mathbf{C}'e^{\mathbf{A}'(t+\Delta t)}[\mathbf{x}^{st}(t)]_k \\ &\quad + \left(\mathbf{C}' \left(e^{\mathbf{A}'(t+\Delta t)} - \mathbf{I} \right) \mathbf{A}'^{-1}\mathbf{B}' + \mathbf{D} \right) [\Delta\mathbf{u}(t)]_k. \end{aligned} \quad (4.32)$$

Rearranjando a expressão (4.32) é possível sugerir os valores de \mathbf{x}^s e \mathbf{x}^{st} em $k + 1$, tal que

$$[\mathbf{x}^s(t)]_{k+1} = [\mathbf{x}^s(t)]_k + (\mathbf{D} - \mathbf{C}'\mathbf{A}'^{-1}\mathbf{B}')\Delta\mathbf{u}_k, \quad (4.33)$$

$$[\mathbf{x}^{st}(t)]_{k+1} = e^{\mathbf{A}'(\Delta t)}[\mathbf{x}^{st}(t)]_k + e^{\mathbf{A}'(\Delta t)}\mathbf{A}'^{-1}\mathbf{B}'\Delta\mathbf{u}_k, \quad (4.34)$$

Assim, com base nisso, é possível organizar estas expressões em um espaço de estados similar ao da expressão (4.23), dado por,

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k+1}^s \\ \mathbf{x}_{k+1}^{st} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & e^{\mathbf{A}'(\Delta t)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k^s \\ \mathbf{x}_k^{st} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{D} - \mathbf{C}'\mathbf{A}'^{-1}\mathbf{B}' \\ e^{\mathbf{A}'(\Delta t)}\mathbf{A}'^{-1}\mathbf{B}' \end{bmatrix} \Delta\mathbf{u}_k, \quad (4.35)$$

$$\mathbf{y}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{C}' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k^s \\ \mathbf{x}_k^{st} \end{bmatrix}. \quad (4.36)$$

Como a estrutura da matriz de estado desse espaço de estados é similar a aquela

Tabela 4.2: Comparação entre o número de estados em cada abordagem.

Estados	Abordagem convencional	Abordagem proposta
\mathbf{x}^s	14	14
\mathbf{x}^{st}	3150	225

apresenta por Odloak (2004), a análise de estabilidade para o caso nominal se mantém. Entretanto, diferentemente do que foi sugerido pela literatura, que obtém este espaço de estados via função de transferência, o que não leva em consideração estados redundantes, é possível contabilizar o número de estados \mathbf{x}^{st} , bem como limitar o seu número ao um possível mínimo necessário e reduzir o tempo de cômputo da construção do controlador, bem como diminuir os erros numéricos associados às operações matriciais. É importante destacar esta abordagem não garante obter um espaço de estados com um mínimo de estados, como abordado por Sencio e Odloak (2018), no entanto, pode-se afirmar que para um sistema que contenha um número n_e de ODE's, este número também é máximo número de pólos que se pode obter em um sistema linear. Assim, esta abordagem se propõe limitar o número de estados igual ao número de saídas do processo mais o número de ODE's.

A Tabela 4.2 apresenta o número de estados estimado para cada abordagem. Este cálculo prévio mostra que o número de estados de \mathbf{x}^{st} reduz significativamente (proporcionalmente ao número de saídas). Isto pode auxiliar a reduzir no tempo de construção do controlador proposto, além disso, um espaço de estados com 3164 estados está mais propenso a erros numéricos nas operações matriciais implementadas na lei de controle.

4.4 Lei de controle do IHMPC

A lei de controle utilizada pelo IHMPC proposto neste trabalho visa minimizar a seguinte função objetivo, conforme adaptado de Odloak (2004),

$$V_k = \sum_{j=1}^{\infty} \|\mathbf{y}_{k+j|k} - \mathbf{y}_{sp,k} - \boldsymbol{\delta}_{y,k}\|_{\mathbf{Q}}^2 + \sum_{i=0}^{m-1} \|\Delta \mathbf{u}_{k+j|k}\|_{\mathbf{R}}^2, \quad (4.37)$$

em que \mathbf{y} representa as variáveis controladas, \mathbf{u} representa as variáveis manipuladas, m é o horizonte de controle, \mathbf{Q} e \mathbf{R} são as matrizes de pesos das variáveis controladas

e manipuladas respectivamente.

Para resolver a soma infinita em (4.37) pode-se assumir a convergência dos estados estáveis \mathbf{x}^{st} em conjunto com uma restrição terminal que limite os pólos integradores \mathbf{x}^s após os m movimentos, tal que,

$$\mathbf{x}_{k+m,k}^s - \mathbf{y}_{sp,k} = 0. \quad (4.38)$$

Finalmente, é possível definir a função objetivo que rege a lei de controle do IHMPC proposto. Além de levar o sistema ao ponto de operação desejado, e manter o sistema dentro dos limites operacionais, o controlador deve evitar operar próximo às condições de *surge* do compressor (GHANBARIANNAEENI; GHAZALEHSADAT, 2012), evitando assim regiões de operação instáveis. Dessa forma, tem-se o seguinte problema de otimização,

$$\begin{aligned} \min_{\Delta \tilde{\mathbf{u}}, \boldsymbol{\delta}_{y,k}, \boldsymbol{\delta}_{surge,k}, \boldsymbol{\delta}_{lim,k}} & \sum_{j=1}^m \|\mathbf{y}_{k+j|k} - \mathbf{y}_{sp,k} - \boldsymbol{\delta}_{y,k}\|_{\mathbf{Q}}^2 + \sum_{i=0}^{m-1} \|\Delta \mathbf{u}_{k+j|k}\|_{\mathbf{R}}^2 + \|\mathbf{x}_{k+m|k}^{st}\|_{\tilde{\mathbf{Q}}}^2 + \\ & + \|\boldsymbol{\delta}_{y,k}\|_{\mathbf{S}_y}^2 + \|\boldsymbol{\delta}_{surge,k}\|_{\mathbf{S}_{surge}}^2 + \|\boldsymbol{\delta}_{lim,k}\|_{\mathbf{S}_{lim}}^2, \end{aligned} \quad (4.39)$$

sujeito ao modelo linearizado, e às,

$$\mathbf{x}_{k+m,k}^s - \mathbf{y}_{sp,k} - \boldsymbol{\delta}_{y,k} = 0, \quad (4.40)$$

$$\mathbf{u}_{min} \leq \mathbf{u}_{k+j|k} \leq \mathbf{u}_{max}, \quad j = 0, 1, \dots, m-1, \quad (4.41)$$

$$\Delta \mathbf{u}_{min} \leq \Delta \mathbf{u}_{k+j|k} \leq \Delta \mathbf{u}_{max}, \quad j = 0, 1, \dots, m-1, \quad (4.42)$$

$$\mathbf{y}_{min} - \boldsymbol{\delta}_{lim,k} \leq \mathbf{y}_{k+j|k} \leq \mathbf{y}_{max} + \boldsymbol{\delta}_{lim,k}, \quad j = 1, 2, \dots, m, \quad (4.43)$$

$$1,1 \times \dot{Q}_{surge,k+j|k} - \boldsymbol{\delta}_{surge,k} \leq \dot{Q}_{k+j|k}, \quad j = k_d, k_d + 1, \dots, k_d + m - 1, \quad (4.44)$$

em que $\Delta \tilde{\mathbf{u}}$ é o vetor das ações de controle em $i = 0$ até $m-1$, $\boldsymbol{\delta}_{y,k}$, $\boldsymbol{\delta}_{surge,k}$ e $\boldsymbol{\delta}_{lim,k}$ são as variáveis de folga da restrição terminal, restrição de proteção de *surge* e dos limites operacionais da variável de processo respectivamente, as quais garantem a factibilidade do controlador. k_d é o atraso da restrição de *surge* para compensar a resposta inversa da dinâmica da distância relativa ao *surge*. $\tilde{\mathbf{Q}}$ é a matriz de peso

terminal, que pode ser obtida pela solução da equação de Lyapunov, dada por:

$$\tilde{\mathbf{Q}} - \mathbf{F}_{st}^T \tilde{\mathbf{Q}} \mathbf{F}_{st} = (\Phi_{st} \mathbf{F}_{st})^T \mathbf{Q} (\Phi_{st} \mathbf{F}_{st}), \quad (4.45)$$

em que \mathbf{F}_{st} é igual a $e^{\mathbf{A}'\Delta t}$. Por fim o valor de $\dot{Q}_{\text{surge},k+j|k}$ é obtido pela linearização sucessiva em relação à razão de compressão do ponto de *surge* do modelo de compressores de (MEIRA et al., 2021),

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{surge},k+j|k} = & \dot{Q}_{\text{surge},k|k} + \frac{\partial \dot{Q}_{\text{surge}}}{\partial P_{c1}} (P_{c1,k+j|k} - P_{c1,k|k}) + \frac{\partial \dot{Q}_{\text{surge}}}{\partial T_{c1}} (T_{c1,k+j|k} - T_{c1,k|k}) + \\ & + \frac{\partial \dot{Q}_{\text{surge}}}{\partial P_{c2}} (P_{c2,k+j|k} - P_{c2,k|k}), \end{aligned} \quad (4.46)$$

em que o cálculo valor de $\dot{Q}_{k,\text{surge}}$ proposto neste trabalho se dá por uma via fenomenológica pelo modelo de compressores de Meira et al. (2021), tal que (FERGUSON, 1963),

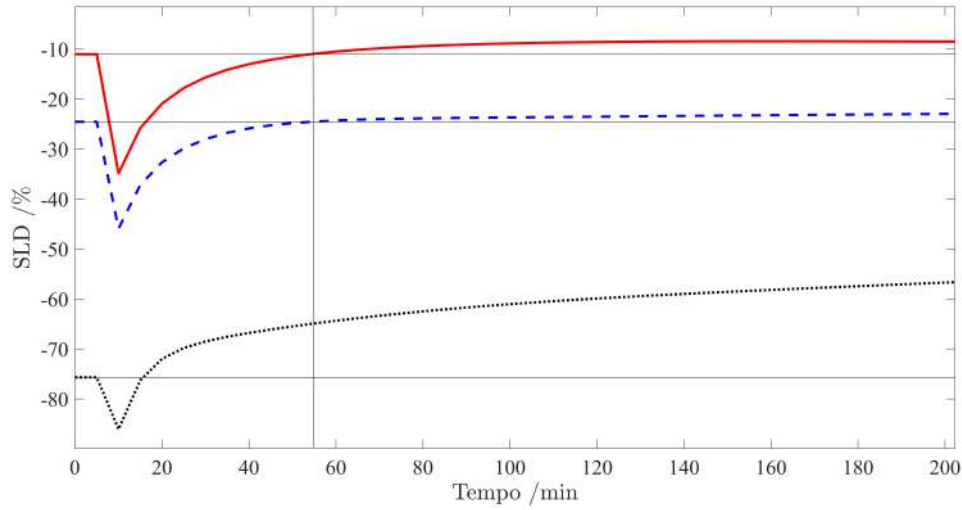
$$\left. \frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} \right|_{\text{surge}} = 0. \quad (4.47)$$

Essa abordagem do cálculo das restrições de *surge* permite avaliar o seu comportamento ao longo do tempo, seja de sistemas de compressão, seja em redes de gás natural, no entanto esta análise é um tema em aberto ainda na literatura de controle de redes de transporte de gás natural. Nos trabalhos destas áreas o cálculo de $\dot{Q}_{k,\text{surge}}$ se dá por via empírica com o auxílio de polinômios tais como (BEHROOZ; BOOZARJOMEHRY, 2017; POURFARD et al., 2019a),

$$\dot{Q}_{\text{surge}} = p_1 + p_2 \phi_k + p_3 \phi_k^2 + p_4 \phi_k^3, \quad (4.48)$$

em que p_i são os parâmetros do polinômio estimados empiricamente a partir do mapa dos compressores na condição de projeto, e ϕ_k é a razão de compressão no instante k . Dessa forma, este trabalho se propõe esclarecer se há diferenças significativas da abordagem do cálculo da linha de *surge* no controle das redes de gás natural. Assim, pretende-se avaliar se variação temporal da linha de *surge* apresentada na Figura 4.3 é significativa no controle da operação.

Figura 4.5: Resposta inversa na simulação em malha aberta da SLD.



(—) primeiro ponto do compressão, (---) segundo ponto do compressão, (⋯) terceiro ponto de compressão.

Fonte: Próprio autor.

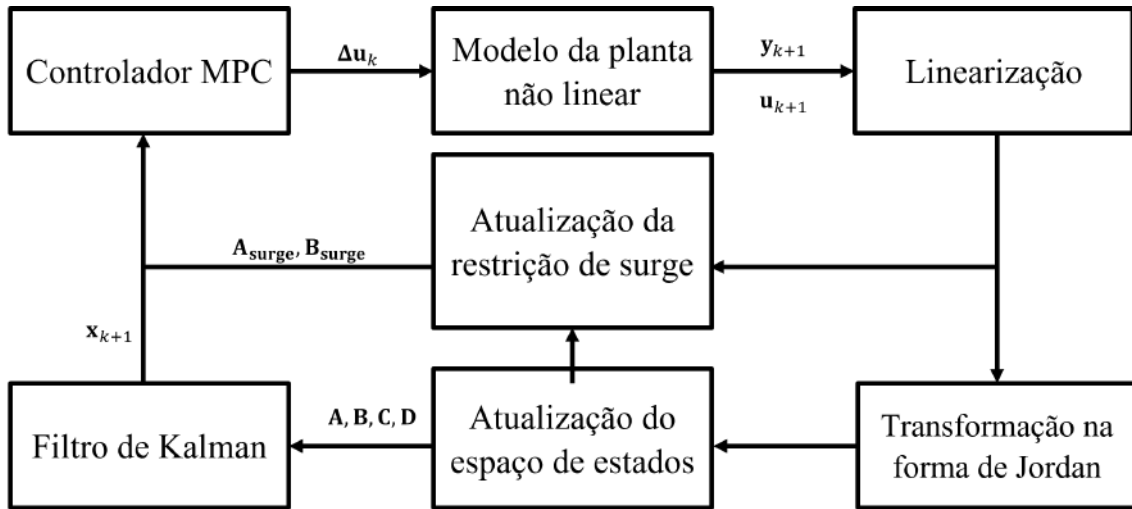
Outro ponto importante a se destacar na restrição de proteção ao *surge* é o atraso k_d proposto em (4.44), isso porque a simulação em malha aberta mostrou que o SLD calculado possui uma resposta inversa, como demonstrado na Figura 4.5. Tal fato pode dificultar o controle do sistema, uma vez que o controlador IHMPC proposto não consegue atuar com clareza sobre sistemas com este tipo de dinâmica. Assim, optou-se por atrasar os instantes dessa restrição para garantir que a linha de *surge* não seja violada no regime estacionário.

Além da linearização sucessiva da restrição de proteção ao *surge*, o modelo linear das expressões (4.21) e (4.22) também serão atualizados a cada instante de amostragem. A Figura 4.6 apresenta os passos para a implementação da proposta de controle em malha fechada adaptada na abordagem de (MEIRA et al., 2022).

4.5 Resultados

As simulações propostas aqui visam controlar as pressões ao final dos Trechos 2 e 3 manipulando a rotação dos compressores nos três pontos de compressão, conforme a Figura 4.1. As simulações também propõem avaliar a capacidade do controlador em perseguir as referências das pressões na descarga dos trechos, operar em pontos próximos à restrição de *surge*, bem como atenuar perturbações persistentes não

Figura 4.6: Fluxograma da implementação do IHMPC com linearização sucessiva para um modelo de alta ordem.



Fonte: Próprio autor.

medidas nas vazões volumétricas no final dos Trechos 2 e 3, como serão abordadas mais adiante. As restrições do processo podem ser conferidas na Tabela 4.3, e a sintonia do controlador IHMPC com modelo estendido está disposta na Tabela 4.4.

Em um primeiro momento foram realizadas simulações testando a influência da restrição de prevenção ao *surge* na lei de controle dq rede de gás natural, sendo estes:

- Controlador 1: modelo de prevenção ao *surge* fenomenológico obtido em (4.47);
- Controlador 2: modelo de prevenção ao *surge* empírico dado por (4.48), cujos parâmetros são obtidos nas condições de projeto.

Ainda nesta análise foram testadas tanto a ação regulatória do controlador ao inserir perturbações persistentes na vazão volumétrica de até 0,04 m³/s nas descargas dos Trechos 2 e 3 em 88 h e 50 h respectivamente. E por fim, uma mudança na referência

Tabela 4.3: Restrições do controlador.

Restrições	Valores
\mathbf{y}_{\max}	$\begin{bmatrix} 6000 \text{ kPa} & 6000 \text{ kPa} \end{bmatrix}^T$
\mathbf{y}_{\min}	$\begin{bmatrix} 4000 \text{ kPa} & 4000 \text{ kPa} \end{bmatrix}^T$
\mathbf{u}_{\max}	$\begin{bmatrix} 1000 \text{ Hz} & 1000 \text{ Hz} & 1000 \text{ Hz} \end{bmatrix}^T$
\mathbf{u}_{\min}	$\begin{bmatrix} 600 \text{ Hz} & 450 \text{ Hz} & 600 \text{ Hz} \end{bmatrix}^T$

Tabela 4.4: Configurações dos controladores MPC propostos.

Variáveis	Valor
Tempo de amostragem	5 min
${}^1\mathbf{Q}$	diag [6 6]
${}^1\mathbf{R}$	diag [500 500 250]
$\mathbf{S}_{y_{lim}}$	diag [10 ³ 10 ³]
\mathbf{S}_{surge}	diag [10 ⁵ 10 ⁵ 10 ⁵]
\mathbf{S}_y	diag [10 ⁴ 10 ⁴]
$\Delta\mathbf{u}_{max}$	[40 Hz 40 Hz 40 Hz] ^T
m	3
2k_d	11

¹ Os valores dispostos para as matrizes de pesos \mathbf{Q} e \mathbf{R} levam em conta a normalização de \mathbf{y} e $\Delta\mathbf{u}$ baseada nos *ranges* de mínimo e máximo.

² Valor obtido pela combinação do tempo de amostragem e a simulação em malha aberta na Figura 4.5.

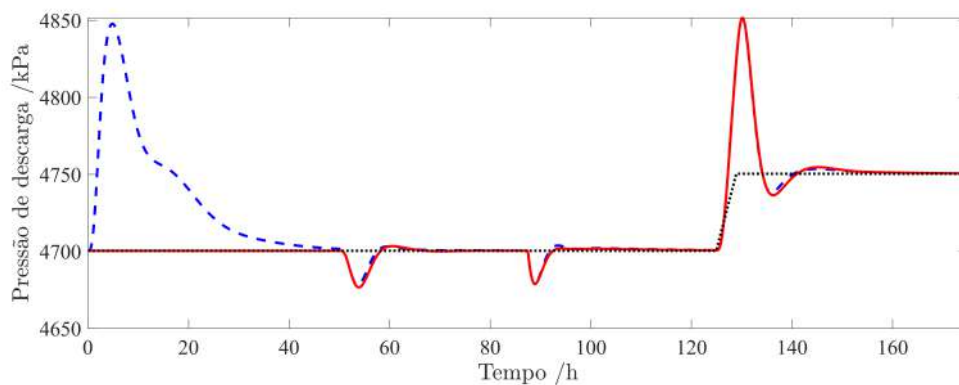
do processo em 125 h.

Os resultados da primeira simulação podem ser visualizados nas Figuras 4.7 à 4.9. Pode-se perceber que logo na condição inicial o Controlador 2 já atua no sistema uma vez que a restrição do *surge* está sendo violada como observado no Figura 4.9a, enquanto o Controlador 1 se mantém sem alterações dado que o SLD para este controlador é menor que -10 %. Isto mostra que apesar de aparentar um desvio pequeno quando comparadas as linhas de *surge* na Figura 4.3, na prática o cálculo dessa restrição pode alterar significativamente o ponto de operação da rede de transporte, como observado nas Figuras 4.7 à 4.9. Além disso, o novo ponto calculado pelo Controlador 2 do primeiro sistema de compressão está mais distante da linha de *surge* fenomenológica, o que indica uma operação em um ponto de menor eficiência. De fato, ao observar o comportamento relativo da restrição de prevenção ao *surge* do Controlador 2, é possível notar que, no cenário observado, a linha de *surge* empírica está sistematicamente a direita da fenomenológica, o que indica que nessas condições o Controlador 2 sempre levará o sistema a operar em pontos menos eficientes comparado com o modelo fenomenológico.

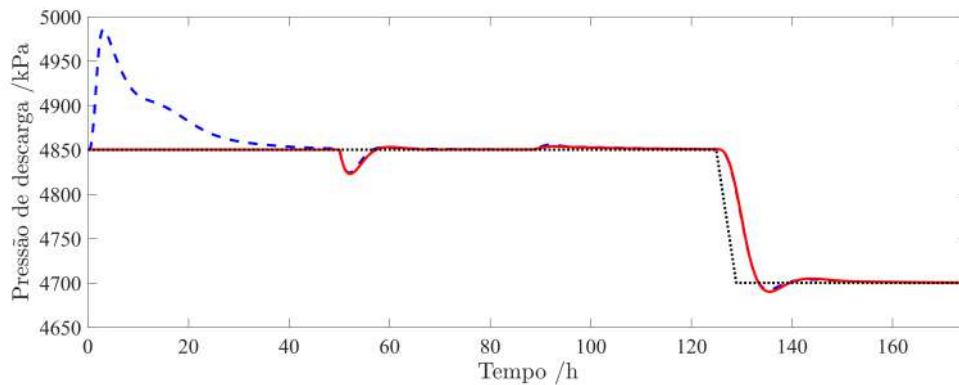
Apesar do Controlador 2 estar submetido a uma linha de *surge* mais imprecisa, a lei de controle proposta teve sucesso em retirar o sistema de uma condição de violação da restrição para um ponto de operação na mesma referência. Por outro

lado, o Controlador 1 teve sucesso em atenuar as violações da restrição de prevenção ao *surge* em meio às perturbações e mudanças na referência. Além disso, ambos controladores são capazes de atenuar as perturbações não medidas do processo, bem como levar o sistema a uma nova referência. Isso mostra a importância do uso de variáveis de folga na lei de controle para garantir a factibilidade do controlador, seja para trazer o sistema para uma condição mais segura, seja para evitar que a operação saia na região de segurança.

Figura 4.7: Resposta ao controlador proposto das variáveis controladas para diferentes restrições de prevenção ao *surge*.



(a) Resposta do sistema ao final do Trecho 2.

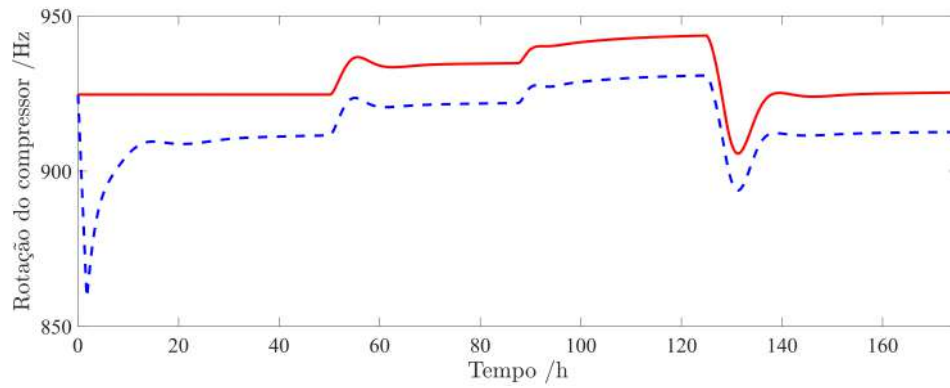


(b) Resposta do sistema ao final do Trecho 3.

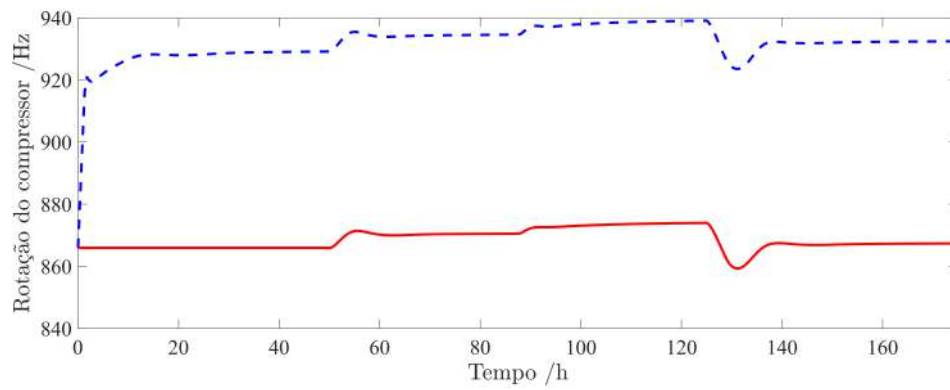
(—) variável controlada na modelagem proposta (Controlador 1), (— —) variável controlada assumindo a linha de *surge* polinomial (Controlador 2), e (· · ·) referência.

Fonte: Próprio autor.

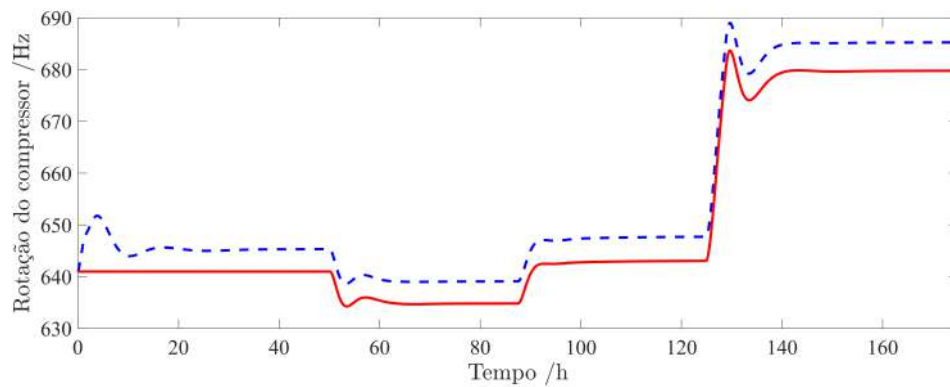
Figura 4.8: Resposta ao controlador proposto das variáveis manipuladas para diferentes restrições de prevenção ao *surge*.



(a) Rotação do compressor no primeiro sistema de compressão do Trecho 1.



(b) Rotação do compressor no segundo sistema de compressão do Trecho 1.

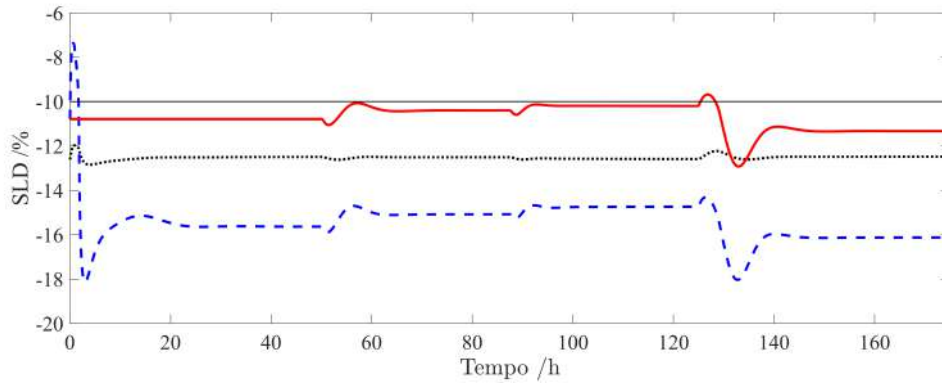


(c) Rotação do compressor no sistema de compressão do Trecho 2.

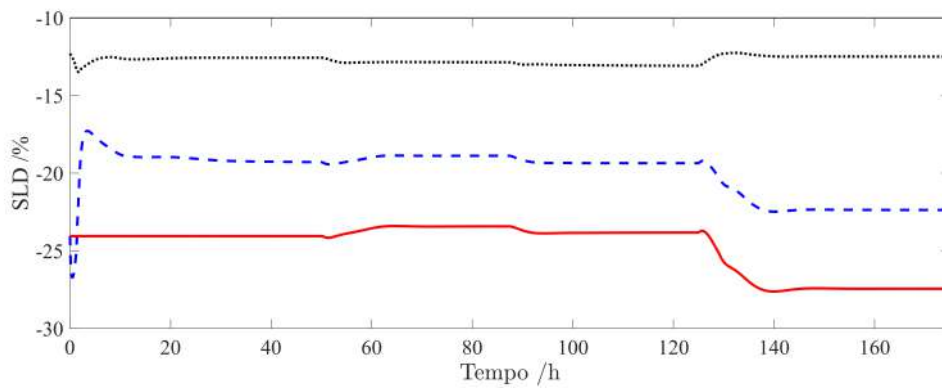
(—) variável manipulada na modelagem proposta (Controlador 1), e (---) variável manipulada assumindo a linha de *surge* polinomial (Controlador 2).

Fonte: Próprio autor.

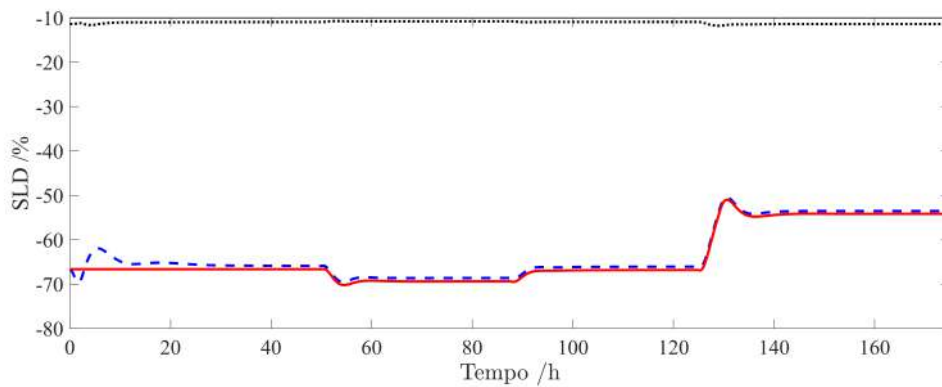
Figura 4.9: Resposta ao controlador proposto do SLD para diferentes restrições de prevenção ao *surge*.



(a) SLD no primeiro sistema de compressão do Trecho 1.



(b) SLD no segundo sistema de compressão do Trecho 1.



(c) SLD no sistema de compressão do Trecho 2.

(—) SLD na modelagem proposta (Controlador 1), (---) SLD assumindo a linha de *surge* polinomial (Controlador 2), e (· · ·) referência da prevenção da linha de *surge* pela abordagem polinomial, dado que SLD deve ser menor que -10 %.

Fonte: Próprio autor.

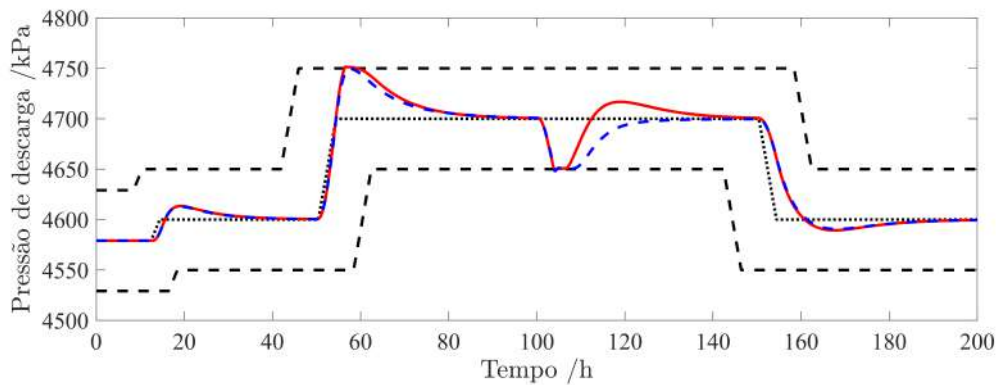
Por fim, mesmo com o sucesso da lei de controle observado nas simulações, pode-se observar um sobressinal significativo (200 %) na resposta a mudança da referência na Figura 4.7a. Isso porque o controle da Pressão ao final do Trecho 3 realizados pelos primeiros sistemas de compressão também atuam sobre o Trecho 2. Além disso a resposta dos atuadores aos estados no final do Trecho 3 são mais lentas, uma vez que o atuador mais próximo está a 150 km (50 km a mais da distância do atuador mais próximo do final do Trecho 2) o que exige mais esforço dos sistemas de compressão no Trecho 1. Assim, de modo a melhorar esse desempenho, este trabalho propõe uma alteração dos limites da variável controlada apresentada na Tabela 4.3 para uma abordagem do tipo túnel, em que no regime estacionário a variação máxima das pressões de descarga da rede deve ser em módulo 50 kPa. Neste caso as simulações foram realizadas apenas para o Controlador 1 (restrição de *surge* fenomenológica), cujo principal objetivo é avaliar a robustez do IHMPC com modelo estendido proposto. Além disso, também foi avaliada nessa simulação a influência da linearização sucessiva no controle do sistema, para isso foi realizada um outro cenário em que o modelo linear do controlador é o obtido pela linearização do sistema na condição inicial.

Os resultados dessa última simulação podem ser observados nas Figuras 4.10 a 4.12. Nesta simulação pode-se notar que a abordagem de controle proposta consegue atender às novas condições de operação mais restritivas enquanto mantém o sistema em segurança ($SLD \leq -10\%$). Este resultado endossa a viabilidade do uso das variáveis de folga na lei de controle, tanto nas restrições operacionais quanto na prevenção ao *surge*, de modo garantir a factibilidade do controlador. Além disso, foi possível observar um aumento perceptível na eficiência do controlador pela linearização sucessiva, uma vez que o controlador com o modelo estendido tende tanto a ter uma resposta mais rápida quando o sistema opera próximo a linha de prevenção ao surge no período de 100 h a 150 h. Esse melhor desempenho, também pode ser observado no ISE (do *Integral of Squared Error*, integral do erro quadrático), sendo menor para a estratégia da linearização sucessiva ($ISE_{P_{f2}} = 7,5 \times 10^5$ e $ISE_{P_{f3}} = 13,1 \times 10^5$) comparado com o modelo linear baseado na condição inicial ($ISE_{P_{f2}} = 7,6 \times 10^5$ e $ISE_{P_{f3}} = 14,1 \times 10^5$). Também foi observado que a linearização sucessiva foi mais efetiva em afastar o sistema da linha de prevenção ao *surge*, como

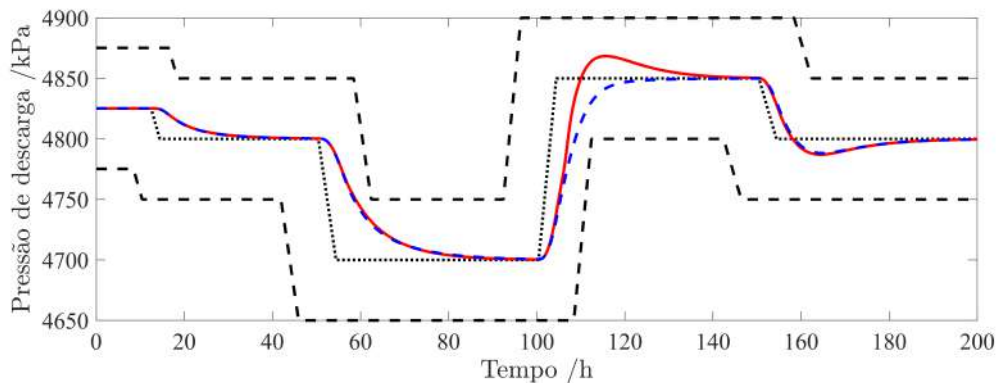
podem ser visualizados na Figura 4.11. Assim, a estratégia do controlador proposto se mostrou robusta o suficiente para controlar a planta não linear, o que indica que esta abordagem pode ser competitiva com aquelas que usam de modelos orientados a dados, como se observa na literatura (MOETAMEDZADEH et al., 2019).

Com relação ao tempo computacional, a Figura 4.13 apresenta o histograma do tempo de cômputo de cada ciclo da Figura 4.6. Pode-se observar neste caso que tanto o Controlador 1 quanto o Controlador 2 possuem tempos de cômputo médios iguais à 2,7 s. Isto indica que não houve algum ganho computacional em usar um modelo mais simples para o cálculo da restrição de *surge* pelo NMPC. Além disso,

Figura 4.10: Resposta ao controlador das variáveis controladas para uma condição de restrições operacionais na forma de túnel.



(a) Resposta do sistema ao final do Trecho 2.

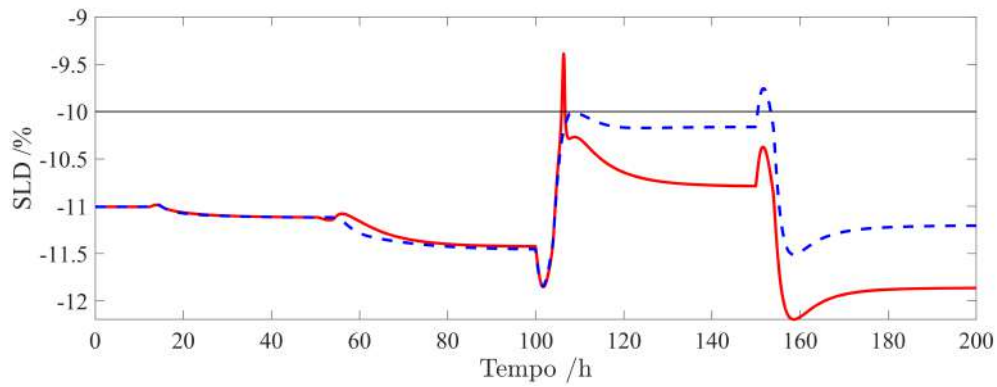


(b) Resposta do sistema ao final do Trecho 3.

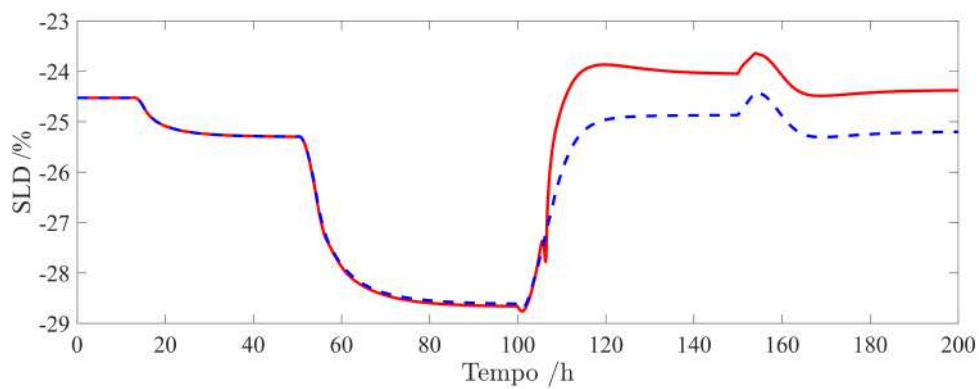
(—) controlador com o modelo estendido (linearização sucessiva), (—) controlador com o modelo fixo (linearização na condição inicial), (—) limites operacionais, e (—) referência.

Fonte: Próprio autor.

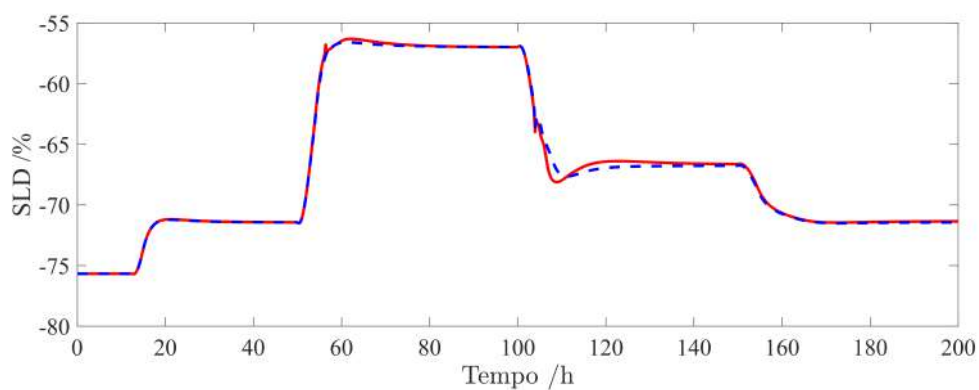
Figura 4.11: Resposta ao controlador da distância a linha de surge dos pontos de compressão.



(a) Resposta do sistema de compressão 1.



(b) Resposta do sistema de compressão 2.

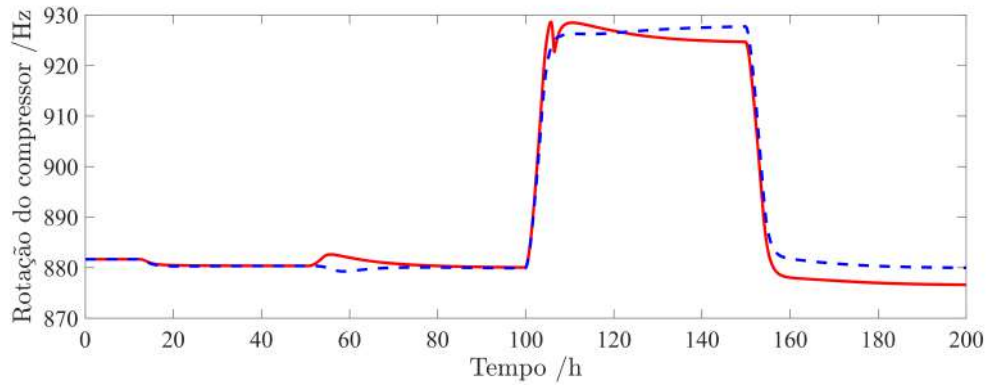


(c) Resposta do sistema de compressão 3.

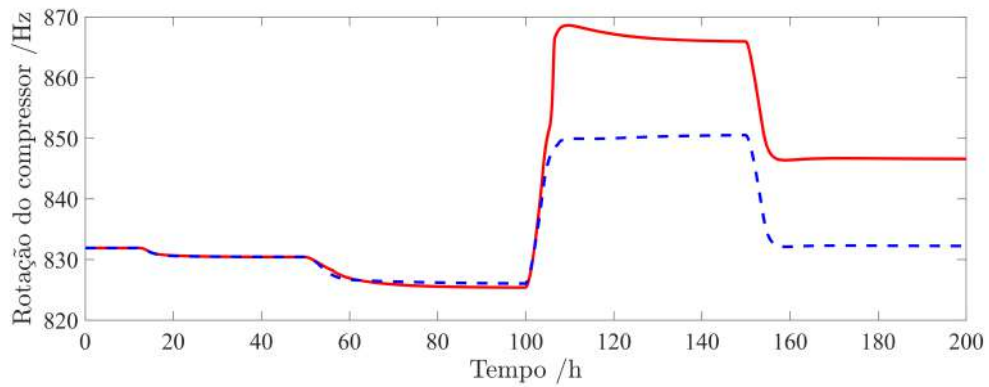
(—) controlador com o modelo estendido (linearização sucessiva), (---) controlador com o modelo fixo (linearização na condição inicial)

Fonte: Próprio autor.

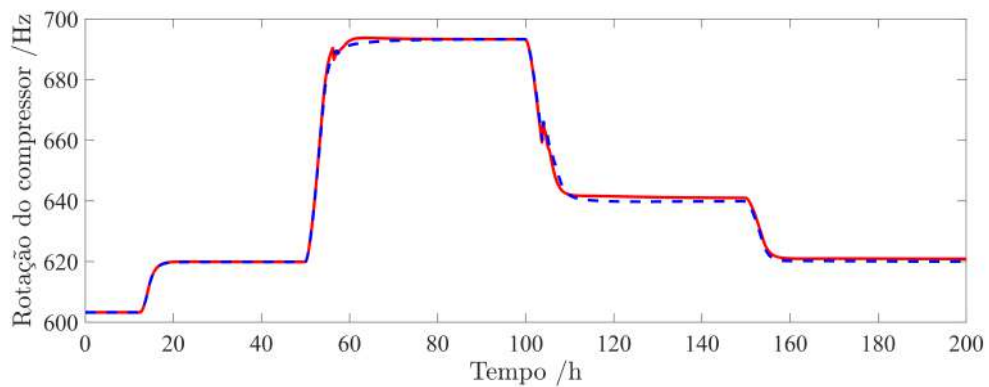
Figura 4.12: Resposta ao controlador da rotação dos pontos de compressão.



(a) Resposta do sistema de compressão 1.



(b) Resposta do sistema de compressão 2.



(c) Resposta do sistema de compressão 3.

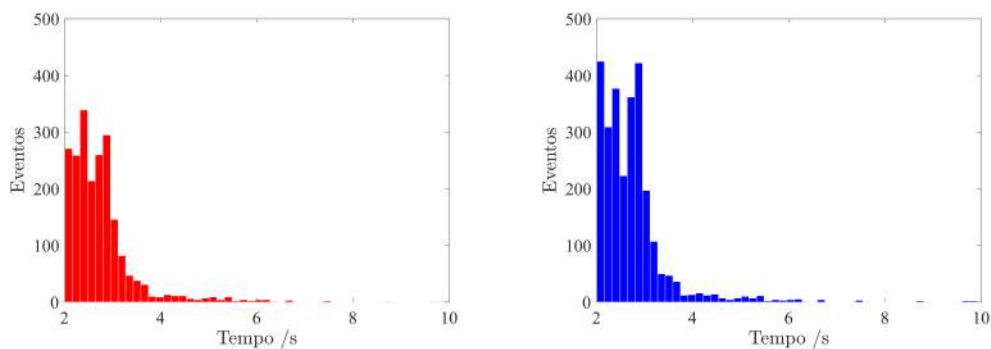
(—) controlador com o modelo estendido (linearização sucessiva), (---) controlador com o modelo fixo (linearização na condição inicial)

Fonte: Próprio autor.

em média 2,0 s do tempo de cômputo são referentes apenas a simulação não linear da rede de gás natural, o que indica que os demais passos para a ação de controle na Figura 4.6 ocorrem em menos de 1 s, o que pode ser vantajoso em outras aplicações em conjunto com *softwares/hardwares* mais bem apropriados para uma estratégia de controle ótimo.

Ainda com base nesses resultados nos resultados da Figura 4.13, é possível também influir que mesmo utilizando o balanço de energia nas equações da abordagem de Euler e uma equação de estado complexa tal qual a BWR ainda foi possível controlar o sistema em um tempo hábil. Sendo assim, os resultados indicam que as simplificações usualmente aplicadas no controle da rede de gás natural, tais como escoamento isotérmico e equações de estados simples, ou mesmo fator de compressibilidade constante, não são mais condizentes com a realidade computacional atual. Além disso, como o máximo tempo de cômputo observado foi de 10 s, uma fração do tempo de amostragem do sistema (3,3 %), pode-se inferir que a abordagem de controle proposta é apta para uso *in loco*, e por não simplificar o escoamento nos dutos, essa abordagem permite, em futuras aplicações, a inserção de outras condições operacionais presentes na operação das redes de transporte, tal como prevenção da formação de hidratos nos dutos (FARZANEH-GORD; RAHBARI, 2018).

Figura 4.13: Histograma do tempo computacional das abordagens de IHMPC adaptativos simuladas.



(a) Controlador 1 - modelo de prevenção ao *surge* proposto (fenomenológico). (b) Controlador 2 - modelo de prevenção ao *surge* empírico

Fonte: Próprio autor.

4.6 Conclusão

Neste capítulo foi apresentada uma estratégia de controle para uma rede de distribuição de gás natural. Esta estratégia é composta por um controlador IHMPC com modelo estendido cujo espaço de estados linear é obtido pela linearização sucessiva do sistema de equações diferenciais parciais que rege a rede. Além disso, para diminuir a ordem do modelo do controlador, este trabalho também apresentou uma nova formulação para o espaço de estados de sistemas estáveis que reduziu o número de estados do modelo, mas mantendo a eficácia e eficiência do sistema de controle.

Também foi realizado o cálculo da restrição de prevenção ao *surge* através de um modelo fenomenológico, e comparada nas simulações com uma abordagem empírica, como comumente é usado na literatura. As simulações mostraram que o modelo empírico não só falha em representar o a linha de surge baseada em um modelo fenomenológico como também pode levar o processo a operar em condições de menor eficiência do processo.

Os resultados da simulação também mostraram que a formulação proposta é capaz de atender às mudanças de referências ao longo do tempo e atenuar os efeitos das perturbações persistentes não medidas, bem como evitar o que sistema viole as restrições de *surge* dos pontos de compressão. Além disso, o controlador proposto também apresentou um tempo de cômputo compatível com a amostragem do sistema (até 3,3 % do tempo de amostragem). Estes resultados podem contribuir em futuras aplicações de controle em redes de gás natural com modelos mais rigorosos, o que incorpora melhor predição da curva de *surge* e um controle mais próximos das restrições, com a consequente otimização econômica da operação do sistema de compressores.

4.7 Apêndices

4.7.1 Cálculo da perda de carga e transferência de calor nos dutos

Nesta seção serão apresentadas algumas correlações complementares para a simulação da rede de gás natural. Primeiramente, o cálculo do fator de fricção f foi

realizado pela equação de Zigrang e Sylvester (1982), dada por,

$$\frac{1}{\sqrt{4f}} = -4 \log \left\{ \frac{\epsilon}{3.7D} - \frac{5.02}{Re(t,x)} \log \left[\frac{\epsilon}{3.7D} - \frac{5.02}{Re(t,x)} \log \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{13}{Re(t,x)} \right) \right] \right\}, \quad (4.49)$$

em que ϵ é a rugosidade do duto, D é o diâmetro do duto e Re é o número de Reynolds função do tempo e espaço. Também, como foi assumido que os dutos estão enterrados e que há troca de calor com o solo, a taxa de calor transferida entre o fluido e o solo em uma seção x deve ser avaliada, em símbolos das por (CHACZYKOWSKI, 2010),

$$q = \frac{1}{\rho(t,x)} \frac{4U}{D} (T(t,x) - T_{solo}), \quad (4.50)$$

em que T_{solo} é a temperatura do solo, e $\rho(t,x)$ e $T(t,x)$ são a densidade e temperatura do fluido funções do tempo e espaço respectivamente. U é o coeficiente global de troca térmica, cuja expressão foi dada considerando apenas a convecção interna e a condução do duto com o solo é dado por (BERGMAN et al., 2011),

$$U = \frac{1}{\frac{1}{r_T(t,x)} + \frac{D}{2\kappa_{solo}} \cosh^{-1} \left(\frac{2z_{solo}}{D} \right)}, \quad (4.51)$$

em que κ_{solo} é o coeficiente de condução térmica do solo, z_{solo} é a distância do duto à superfície do solo e h_T é o coeficiente de convecção do fluido, dado por (BERGMAN et al., 2011),

$$h_T(t,x) = \frac{\kappa}{D} \cdot \frac{1}{8} \cdot \frac{(1.82 \times \log_{10}(Re(t,x)) - 1.64)^{-2} (Re(t,x) - 1000) Pr(t,x)}{1.07 + 12.7(1.82 \times \log_{10}(Re(t,x)) - 1.64)^{-1} (Pr(t,x))^{2/3} - 1}, \quad (4.52)$$

em que Pr é o número de Prandtl definido por $C_P \mu / \kappa$, κ é a condutividade térmica do fluido e C_P é a capacidade calorífica a pressão constante. Vale ressaltar que tanto Re e Pr são funções da velocidade, temperatura e pressão do fluido. A viscosidade μ foi estimada pelo método de Lucas, enquanto a condutividade pelo método empírico de Chung conforme descreve Poling et al. (2000). A Tabela 4.5 apresenta os dados complementares para a simulação proposta.

Tabela 4.5: Dados do sistema da rede de gás natural simulada.

Variável	Valor	Unidade
ϵ	1.5×10^{-6}	m
κ_{solo}	0.89	W/(m·K)
T_{solo}	15	°C
z_{solo}	2	m

4.7.2 Modelo do mapa do compressor

O modelo do mapa do compressor foi baseado na extensão do modelo de ondas de choque da NASA proposta por Meira et al. (2021). Este modelo calcula as perdas de energia ocasionadas tanto pela fricção do gás com as peças do compressor, quanto pela incidência no impelidor e no difusor. Assim, é possível são computar a eficiência isentrópica (GRAVDAHL et al., 2000), η , tal que,

$$\Phi_{inc,imp} = \frac{1}{2} \left(U_1 - \frac{\dot{m} \cot(\beta_{1b})}{\rho_1 A_1} \right)^2, \quad (4.53)$$

$$\Phi_{inc,dif} = \frac{1}{2} \left(\sigma U_2 - \frac{\dot{m} \cot(\alpha_{2b})}{\rho_{imp} A_1} \right)^2, \quad (4.54)$$

$$\Phi_{fric,imp} = \frac{f l_{imp}}{2 D_{eq}} \frac{\dot{m}^2}{\rho_{imp}^2 A_1^2 \sin^2(\beta_{1b})}, \quad (4.55)$$

$$\Phi_{fric,dif} = \frac{f l_{dif}}{2 D_{eq}} \frac{\dot{m}^2}{\rho_{dif}^2 A_1^2 \sin^2(\alpha_{2b})}, \quad (4.56)$$

$$\eta = \frac{\sigma U_2^2 - \Phi_{inc,imp} - \Phi_{inc,dif} - \Phi_{fric,imp} - \Phi_{fric,dif}}{\sigma U_2^2} - \Delta\eta, \quad (4.57)$$

em que Φ é a perda de energia, os sub-índices *inc* e *fric* representa o tipo de perda, incidência e fricção, respectivamente; e os sub-índices *imp* e *dif* representa, os componentes do compressor, impelidor e difusor. f é o fator do fricção avaliado pela equação de Haaland (HAALAND, 1983). U_1 e U_2 são as velocidades centrípetas nas lâminas no impelidor em sua entrada e saída, respectivamente, em que $U_i = \pi D_i N$, onde D_i é o diâmetro na entrada e saída do impelidor, respectivamente. $\Delta\eta$ é a correção da eficiência do modelo de modo a acomodar outras perdas no compressor, neste caso foi considerada como 0.065, como sugerido em Grong (2009). Os dados complementares para resolver este modelo estão dispostas na Tabela 4.6. Para o cálculo da massa específica no impelidor e difusor é necessário resolver os balanços de energia térmica e mecânica em cada um destes componentes, em símbolos dados

Tabela 4.6: Dados do compressor usados nos estudos de caso.

Variável	Valor	Unidade	Variável	Valor	Unidade
D_1	0.057	m	l_{dif}	0.053	m
D_2	0.128	m	β_{1b}	0.61	rad.
A	0.0026	m ²	α_{2b}	0.33	rad.
l_{imp}	0.053	m	σ	0.9	adm.

Fonte: Grong (2009).

por,

$$[h(T_{imp}, V_{imp}) - h(T_1, V_1)] - \frac{\dot{m}^2}{A_1^2} \left(\frac{1}{\rho_{imp}^2} - \frac{1}{\rho_1^2} \right) + \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{imp} = \dot{w}_{axial}, \quad (4.58)$$

$$- \frac{\dot{m}^2}{A_1^2} \ln \left(\frac{\rho_{imp}}{\rho_1} \right) + \rho_{imp}^2 \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{imp} + \rho_{imp}^2 (\Phi_{inc,imp} + \Phi_{fric,imp}) + \int_{\rho_1}^{\rho_{imp}} \rho dP = \rho_{imp}^2 \dot{w}_{axial}, \quad (4.59)$$

$$[h(T_{dif}, V_{dif}) - h(T_{imp}, V_{imp})] - \frac{\dot{m}}{A_1^2} \left(\frac{1}{\rho_{dif}^2} - \frac{1}{\rho_{imp}^2} \right) + \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{dif} = 0, \quad (4.60)$$

$$- \frac{\dot{m}^2}{A_0^2} \ln \left(\frac{\rho_{dif}}{\rho_{imp}} \right) + \rho_{dif}^2 \Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)_{dif} + \rho_{dif}^2 (\Phi_{inc,dif} + \Phi_{fric,dif}) + \int_{\rho_{imp}}^{\rho_{dif}} \rho dP = 0, \quad (4.61)$$

em que V_{imp} , T_{imp} , V_{dif} e T_{dif} são o volume específico e temperatura do gás calculados no impelidor e difusor do compressor. ρ_{imp} e ρ_{dif} são a massa específica no impelidor e difusor respectivamente. $\Delta \left(\frac{w_\theta^2}{2} \right)$ é a variação da velocidade centrípeta do gás no compressor, e Φ_{ij} é a perda de energia causada pela incidência e fricção no impelidor ou difusor do compressor. Para as perdas por fricção tanto no impelidor quanto no difusor, a equação de Haaland (HAALAND, 1983) foi aplicada para avaliar o fator de fricção.

Para estimar a razão de compressão ($\phi = P_2/P_1$) é realizada uma transformação termodinâmica em duas etapas: uma compressão isentrópica, seguida por uma expansão isobárica, representadas por,

$$s_{2s} - s_1 = 0, \quad (4.62)$$

$$h_{2s} - h_1 - \eta \cdot \dot{w}_{axial} = 0, \quad (4.63)$$

$$P_2 - P_{2s} = 0, \quad (4.64)$$

$$h_2 - h_{2s} - (1 - \eta) \dot{w}_{axial} = 0, \quad (4.65)$$

em que s_i e h_i , s_1 e s_{2s} são a entropia do gás na sucção e em um estado intermediário [2s] respectivamente, h_1 e h_{2s} são a entalpia do gás na sucção do compressor e no estado termodinâmico [2s], h_2 e P_2 são a entalpia do gás e a pressão do gás na descarga do compressor, e P_{2s} é a pressão do gás após a compressão isentrópica. Todas estas propriedades termodinâmicas são calculadas via a equação de estado BWR em função da temperatura e do volume molar.

Com base no que foi exposto é possível identificar o conjunto algébrico implícito formado pelas expressões em (4.58) à (4.65) que compõe o modelo fenomenológico para avaliar o mapa do compressor centrífugo, totalizando assim as oito equações algébricas que vão se somar à DAE da simulação da rede de gás natural.

Capítulo 5

Conclusões e Trabalhos futuros

5.1 Conclusões

Este trabalho apresenta algumas contribuições tanto em modelagem quanto em estratégias de controle para redes de transporte de gás natural, a saber: (i) a inserção do modelo fenomenológico para um compressor centrífugo na simulação das redes de gás natural (Capítulo 2), (ii) a extensão do modelo de Greitzer no modelo de sistemas de compressão para um gás não ideal (Capítulo 3), (iii) desenvolvimento de um controlador NMPC com garantia de factibilidade para o controle do sistema de compressão tanto em parâmetros concentrados (Capítulo 3), quanto distribuídos (Capítulo 4), (iv) análise do efeito do cálculo por via fenomenológica das restrições de preveção ao *surge* no controle de rede de gás natural (Capítulo 4). Estas contribuições partem da ausência na literatura de estratégias de controle projetados sob uma modelagem não isotérmica e com equações de estado robustas para descrever as propriedades do gás, bem como o uso exclusivo de modelos para o mapa dos compressores através de correlações empíricas.

No estudo centrado na modelagem em regime transiente das redes de gás natural, primeiramente, foi avaliada a influência de um novo rearranjo da para a abordagem de Euler para o escoamento centrada em equações de estado do tipo $P(T,V)$, e dessa forma diminuir a complexidade numérica da resolução do sistema diferencial parcial, apesar da pequena redução o tempo computacional observada para a simulação das equações diferenciais parciais comparado com a abordagem convencional. Além disso, foi observada uma discrepância significativa de até 4,2 % nas variáveis de processo em relação descrição dos compressores centrífugos (modelo fenomenológico e modelo empírico). Dessa forma, como é esperado que o modelo fenomenológico seja melhor representativo à realidade, por simplificar menos o processo, assim, espera-se

que as contribuições apresentadas possam auxiliar em uma tomada de decisão mais assertiva no processo. Outro ponto observado é que esta mesma discrepância pode ser reduzida ao usar uma outra equação de estado, o que indica a forte influência destas tanto no mapa do compressor quanto nas simulações. No entanto, quando avaliada a restrição de *surge* em regime transiente, foi observado um range da distância à linha de *surge* de até 12 % quando o gás é descrito pela equação de SRK, e até 3 % quando descrito pela equação de BWR. Assim, para um fator de segurança que determina que essa distância deve ser maior que até 10 % da linha de *surge*, as variações observadas podem levar ao sistema operar em condições inseguras ou de baixa eficiência, mesmo para os cenários de menor discrepância com o modelo empírico.

Neste estudo, foi proposta também uma nova abordagem para o controle de prevenção ao *surge* de compressores centrífugos baseado em um modelo dinâmico para gases não ideais e não isotérmicos. Nas simulações foram avaliadas não só diferentes estratégias de controle, como também o impacto das hipóteses simplificadoras do modelo de compressão e a equação de estado utilizada. Foram avaliadas, assim, duas estratégias NMPC: uma abordagem convencional a partir da resolução do sistema não linear, e uma abordagem de modelo estendido, cuja lei de controle possui garantia de estabilidade nominal e garantia de factibilidade (IHMPC). O modelo linear foi obtido pela linearização sucessiva do modelo não linear do sistema de compressão. As simulações foram realizadas sob condições de *mismatch* entre planta e modelo, em que a descrição do gás no modelo da planta e do controlador é realizada com equações de estado distintas. Assim, foi possível estabelecer leis de controle capazes de lidar com as restrições não lineares do processo, bem como levar aos pontos de referência desejados. Apesar disso foi observado para um *mismatch* acentuando entre planta e modelo, principalmente quanto a influência do balanço de energia e equação de estado, o desempenho do NMPC pode ser aquém comparado com um modelo mais robusto. Além disso, o IHMPC com modelo estendido proposto também se mostrou computacionalmente mais vantajoso comparado com o NMPC convencional, o que indica que ele é mais adequado para implementações industriais a depender do *hardware/software* disponíveis.

Por fim, com base nestes estudos anteriores, foi implementada a estratégia do

IHMPC com o modelo estendido no controle da rede de transporte de gás natural proposto. No entanto, para construir o modelo linear em espaço de estados para a formulação do controlador IHMPC, foi necessário obter uma nova formulação para o espaço de estados linear que seja capaz de reduzir o número de estados do modelo, como também ser capaz de obtê-lo com poucos passos, sem que seja necessário a obtenção da matriz função de transferência. Assim, com essa nova formulação, foi possível implementar a estratégia de linearização sucessiva da PDE que descrevem dutos da rede de natural. As simulações em malha fechada também avaliaram a influência do modelo da linha de *surge* no controlador, o que evidenciou como até a diferença de 3 % nessa restrição reportada anteriormente foi capaz de alterar significativamente o ponto de operação do compressor, o levando a operar em uma condição menos eficiente. Enfim, o controlador IHMPC com modelo estendido proposto também se mostrou robusto o suficiente para garantir a factibilidade do processo tanto quando a restrição de prevenção ao *surge* é ativada, quanto às restrições operacionais em uma forma de túnel, e ainda assim, mantendo o sistema próximos aos pontos de referência com um custo computacional expressivamente baixo em relação a dinâmica do processo.

Dessa forma, os resultados desta tese revelam novas abordagens para uma implementação de controle de redes de transporte de gás natural de forma mais realista a respeito tanto do processo quanto da influência dos compressores na rede. Assim, espera-se contribuir com redução dos custos de operação do sistema, bem como garantir a sua segurança operacional. Além disso, este trabalho abre espaço para a difusão de modelos fenomenológicos em trabalhos nesta área, em contraponto aos modelos orientados a dados como comumente é aplicado na literatura, bem como, espera-se que haja mais incentivo na pesquisa do benefício do uso de mapas de compressores centrífugos fenomenológicos na operação destes equipamentos. E apesar da falta de validação experimental dos modelos apresentados, as análises de sensibilidade mostram uma necessidade de se aprofundar nesse tema, a fim de verificar o impacto dos resultados obtidos.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Os tópicos a seguir listam sugestões para trabalhos serem desenvolvidos futuramente:

- uma limitação importante nesta tese é a falta de acesso a dados reais tanto de sistemas de compressão, quanto dados de gasodutos para validar a modelagem apresentada aqui. Assim este trabalho se limitou a realizar uma análise de sensibilidade da modelagem do sistema nas simulações. Dessa forma, para que o modelo com mapa fenomenológico possa ser validado em regime transiente, será necessário, tanto o conhecimento dos dados da geometria do compressor, quanto das condições de operação dele. Apenas estas informações já são pouco difundidas e informadas nos trabalhos da literatura. Assim, um trabalho a ser realizado futuramente é validar a modelagem proposta aqui, tanto no sistema de compressão assumindo modelagem em parâmetros concentrados, quanto na rede de gás natural.
- esta tese se limita apenas na modelagem do escoamento do gás natural em apenas uma fase, no entanto, é conhecido que outras fases também podem ser formar nos dutos tais como precipitados de hidrocarbonetos pesados e hidratos. Para isso, há uma série de estratégias usadas para evitar a formação destes compostos. Assim, um trabalho futuro proposto é modelar a formação desses precipitados em regime transiente nos dutos, bem como propor estratégias de controle para evitar a formação desses estados no duto, presando pelo menor custo e maior segurança.
- outra análise que poderia contribuir com avanço do tema da tese é análise do efeito da composição do gás nas simulações em regime transiente. É um senso comum que ao longo do tempo novos poços possam alimentar a rede de distribuição, bem como alguns poços podem ter suas reservas exauridas, assim, a composição do gás pode se alterar, modificando assim as condições de operação bem como estes efeitos nos mapas dos compressores dado pelo modelo fenomenológico. Além disso, vale o estudo da influência de contaminantes no escoamento transiente, como CO_2 .
- no controle de compressores modelado em parâmetros concentrados o controle

do sistema na região *desurgen*ão foi contemplada, assim propõe-se a modelagem do mapa do compressor para vazões negativas (refluxo) bem como estudar estratégias de controle IHMPC, cujo modelo é obtido pela linearização sucessiva do modelo não linear, para realizar tanto o controle *desurge*ativo quanto o controle de prevenção a *surge*em uma única camada, levando em conta que ora o sistema tem pólos instáveis, ora apenas pólos estáveis.

- é de comum conhecimento que o controle das redes de gás natural possui uma outra camada de RTO acima na hierarquia, o que não foi abordado neste trabalho. Assim, seria interessante avaliar o impacto dos modelos restrições do compressor avaliadas pela via fenomenológica nesta camada, bem como, implementar esta estratégia junto ao controlador IHMPC proposto. Ou de forma complementar implementar estratégias de controle com parâmetros econômicos em sua formulação tais como EMPC's ou uma abordagem distribuída baseada em gradientes econômicos.
- as simulações teste do controlador do IHMPC com o modelo estendido apresentam um problema pouco discutido na literatura: a sintonia do filtro de Kalman no desempenho do controlador em uma planta não linear. Foi constatado que a depender da sintonia do filtro de Kalman, a resposta do IHMPC não está livre de erro de regime, mesmo com a ação integradora em sua formulação. Isso porque, mesmo se houver um desvio pequeno entre o as saídas do modelo e da planta, se os estados integradores do modelo OPOM não coincidirem com a medição de planta no estacionário, a restrição terminal não garante que o sistema seguirá a referência. Assim, é necessário investigar técnicas de sintonia que garanta a proximidade entre a medição e os estados artificiais do modelo OPOM.
- é importante destacar que não é possível provar a garantia estabilidade do IHMPC proposto, uma vez que, pelo fato do modelo interno do controlador se alterar a cada amostragem, dificilmente seria possível provar que há viabilidade recursiva das soluções. Ainda assim, uma proposta para trabalhos futuros seria propor técnicas para avaliar a estabilidade do IHMPC estendido.

Referências

- ABBASPOUR, M.; CHAPMAN, K. S. Nonisothermal transient flow in natural gas pipeline. *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, v. 75, n. 3, p. 0310181–0310188, 2008. ISSN 00218936.
- ABBASPOUR, M.; CHAPMAN, K. S.; GLASGOW, L. A. Transient modeling of non-isothermal, dispersed two-phase flow in natural gas pipelines. *Applied Mathematical Modelling*, Elsevier Inc., v. 34, n. 2, p. 495–507, 2010. ISSN 0307904X.
- ABBASPOUR, M.; CHAPMAN, K. S.; KESHAVARZ, A. Dynamic Modeling of Non-Isothermal Gas Pipeline Systems. In: *2004 International Pipeline Conference, Volumes 1, 2, and 3*. [S.l.]: ASME, 2004. p. 2155–2163. ISBN 0-7918-4176-6.
- ABBASPOUR, M.; KRISHNASWAMI, P.; CHAPMAN, K. S. Transient optimization in natural gas compressor stations for linepack operation. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, v. 129, n. 4, p. 314–324, 2007. ISSN 01950738.
- ALVES, F. d. S.; SOUZA, J. N. M. de; COSTA, A. L. H. Multi-objective design optimization of natural gas transmission networks. *Computers and Chemical Engineering*, v. 93, p. 212–220, 2016. ISSN 00981354.
- ANDERSSON, J. A. E.; GILLIS, J.; HORN, G.; RAWLINGS, J. B.; DIEHL, M. CasADi – A software framework for nonlinear optimization and optimal control. *Mathematical Programming Computation*, Springer, v. 11, n. 1, p. 1–36, 2019.
- ANP. *Anuário estatísticos brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis 2020*. Rio de Janeiro, 2020. 265 p.
- ARYA, A. K.; HONWAD, S. Modeling, simulation, and optimization of a high-pressure cross-country natural gas pipeline: Application of an ant colony optimization technique. *Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice*, v. 7, n. 1, p. 1–8, 2016. ISSN 19491204.
- BABONNEAU, F.; NESTEROV, Y.; VIAL, J.-P. Design and operations of gas transmission networks. *Operations Research*, Institute for Operations Research and the Management Sciences (INFORMS), v. 60, n. 1, p. 34–47, fev. 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.1287/opre.1110.1001>>.
- BABU, B.; RAKESH A. PALLAVI, G.; SYED, J. Optimal Design of Gas Transmission Network Using Differential Evolution. *Journal of Multidisciplinary Modeling in Materials and Structures*, v. 1, n. 4, p. 315–328, 2005. ISSN 1573-6105.
- BACKI, C. J.; KRISHNAMOORTHY, D.; VERHEYLEWEGHEN, A.; SKOGESTAD, S. Combined Nonlinear Moving Horizon Estimation and Model

Predictive Control Applied to a Compressor for Active Surge Control. In: *2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. [S.l.]: IEEE, 2018. p. 1552–1557. ISBN 978-1-5386-7698-1.

BADMUS, O.; CHOWDHURY, S.; NETT, C. Nonlinear control of surge in axial compression systems. *Automatica*, v. 32, n. 1, p. 59–70, jan 1996. ISSN 00051098.

BEHROOZ, H. A.; BOOZARJOMEHRY, R. B. Distributed and decentralized state estimation in gas networks as distributed parameter systems. *ISA Transactions*, v. 58, p. 552–566, 2015. ISSN 00190578.

BEHROOZ, H. A.; BOOZARJOMEHRY, R. B. Dynamic optimization of natural gas networks under customer demand uncertainties. *Energy*, v. 134, p. 968–983, sep 2017. ISSN 03605442.

BENEDICT, M.; WEBB, G. B.; RUBIN, L. C. An empirical equation for thermodynamic properties of light hydrocarbons and their mixtures i. methane, ethane, propane and n-butane. *The Journal of Chemical Physics*, v. 8, n. 4, p. 334–345, 1940. ISSN 00219606.

BENTALEB, T.; CACITTI, A.; De Franciscis, S.; GARULLI, A. Model predictive control for pressure regulation and surge prevention in centrifugal compressors. *2015 European Control Conference, ECC 2015*, p. 3346–3351, 2015.

BERGMAN, T.; INCROPERA, F.; LAVINE, A.; DEWITT, D. *Introduction to Heat Transfer*. Wiley, 2011. ISBN 9780470501962. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=YBaNaLurTD4C>>.

BINOUS, H.; SHAIKH, A. A.; BELLAGI, A. Chebyshev orthogonal collocation technique to solve transport phenomena problems with matlab® and mathematica. *Computer Applications in Engineering Education*, Wiley, v. 23, n. 3, p. 422–431, set. 2014.

BORRAZ-SÁNCHEZ, C.; HAUGLAND, D. Optimization methods for pipeline transportation of natural gas with variable specific gravity and compressibility. *TOP*, v. 21, n. 3, p. 524–541, oct 2011. ISSN 1134-5764.

BRKIĆ, D. *Iterative Methods for Looped Network Pipeline Calculation*. [S.l.: s.n.], 2011. v. 25. 2951–2987 p. ISSN 09204741. ISBN 1126901197843.

BUDINIS, S.; THORNHILL, N. Control of centrifugal compressors via model predictive control for enhanced oil recovery applications. *IFAC-PapersOnLine*, v. 48, n. 6, p. 9–14, 2015. ISSN 24058963.

CHACZYKOWSKI, M. Sensitivity of pipeline gas flow model to the selection of the equation of state. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 87, n. 12, p. 1596–1603, 2009. ISSN 02638762.

CHACZYKOWSKI, M. Transient flow in natural gas pipeline - The effect of pipeline thermal model. *Applied Mathematical Modelling*, Elsevier Inc., v. 34, n. 4, p. 1051–1067, 2010. ISSN 0307904X.

- CHACZYKOWSKI, M.; SUND, F.; ZARODKIEWICZ, P.; HOPE, S. M. Gas composition tracking in transient pipeline flow. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, v. 55, n. June 2017, p. 321–330, jul 2018. ISSN 18755100.
- CHACZYKOWSKI, M.; ZARODKIEWICZ, P. Simulation of natural gas quality distribution for pipeline systems. *Energy*, v. 134, p. 681–698, 2017. ISSN 03605442.
- CORTINOVIS, A.; FERREAU, H.; LEWANDOWSKI, D.; MERCANGÖZ, M. Experimental evaluation of MPC-based anti-surge and process control for electric driven centrifugal gas compressors. *Journal of Process Control*, Elsevier Ltd, v. 34, p. 13–25, oct 2015. ISSN 09591524.
- CORTINOVIS, A.; FERREAU, H. J.; LEWANDOWSKI, D.; MERCANGÖZ, M. Safe and efficient operation of centrifugal compressors using linearized mpc. In: *53rd IEEE Conference on Decision and Control*. [S.l.: s.n.], 2014. p. 3982–3987.
- CORTINOVIS, A.; PARESCHI, D.; MERCANGÖZ, M.; BESSELMANN, T. Model Predictive Anti-Surge Control of Centrifugal Compressors with Variable-Speed Drives. *IFAC Proceedings Volumes*, v. 45, n. 8, p. 251–256, 2012. ISSN 14746670.
- CREMER, H.; GASMI, F.; LAFFONT, J. J. Access to Pipelines in Competitive Gas Markets. *Journal of Regulatory Economics*, v. 24, n. 1, p. 5–33, 2003. ISSN 0922680X.
- DEMISSIE, A.; ZHU, W.; BELACHEW, C. T. A multi-objective optimization model for gas pipeline operations. *Computers & Chemical Engineering*, v. 100, p. 94–103, may 2017. ISSN 00981354.
- DOMSCHKE, P.; GEISLER, B.; KOLB, O.; LANG, J.; MARTIN, A.; MORSI, A. Combination of nonlinear and linear optimization of transient gas networks. *INFORMS Journal on Computing*, Institute for Operations Research and the Management Sciences (INFORMS), v. 23, n. 4, p. 605–617, nov. 2011. Disponível em: <<https://doi.org/10.1287/ijoc.1100.0429>>.
- EBRAHIMZADEH, E.; SHAHRAK, M. N.; BAZOYAR, B. Simulation of transient gas flow using the orthogonal collocation method. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 90, n. 11, p. 1701–1710, 2012. ISSN 02638762.
- EPE. *Balanço energético nacional*. Rio de Janeiro, 2020. 292 p.
- EPE. *Balanço energético nacional, síntese 2022*. Rio de Janeiro, 2022. 66 p.
- FARZANEH-GORD, M.; RAHBARI, H. R. Response of natural gas distribution pipeline networks to ambient temperature variation (unsteady simulation). *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, v. 52, n. June 2017, p. 94–105, apr 2018. ISSN 18755100.
- FERGUSON, T. *The centrifugal compressor stage*. London: [s.n.], 1963.
- GATO, L.; HENRIQUES, J. Dynamic behaviour of high-pressure natural-gas flow in pipelines. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 26, n. 5, p. 817–825, oct 2005. ISSN 0142727X.

- GHANBARIANNAEENI, A.; GHAZALEHSADAT, G. Protecting a Centrifugal Compressor From Surgr. *Pipeline & Gas Journal*, v. 239, n. 3, p. 60–65, 2012.
- GIBSON, L.; GALLOWAY, L.; KIM, S. in; SPENCE, S. Assessment of turbulence model predictions for a centrifugal compressor simulation. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, v. 1, p. 2II890, jul 2017. ISSN 2515-3080. Disponível em: <<https://journal.gpps.global/a/2II890/>>.
- GOMES, M. C.; TRUSLER, J. The speed of sound in two methane-rich gas mixtures at temperatures between 250 k and 350 k and at pressures up to 20 MPa. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, Elsevier BV, v. 30, n. 9, p. 1121–1129, set. 1998. Disponível em: <<https://doi.org/10.1006/jcht.1998.0378>>.
- GOPALAKRISHNAN, A.; BIEGLER, L. T. Economic Nonlinear Model Predictive Control for periodic optimal operation of gas pipeline networks. *Computers and Chemical Engineering*, Elsevier Ltd, v. 52, p. 90–99, 2013. ISSN 00981354.
- GRAVDAHL, J.; WILLEMS, F.; JAGER, B. de; EGELAND, O. Modeling for surge control of centrifugal compressors: comparison with experiment. In: *Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control*. Sydney: IEEE, 2000. v. 2, p. 1341–1346. ISBN 0-7803-6638-7.
- GRAVDAHL, J. T.; EGELAND, O.; VATLAND, S. O. Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors. *Automatica*, v. 38, n. 11, p. 1881–1893, nov 2002. ISSN 00051098.
- GREITZER, E. M. Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors—Part I: Theoretical Compression System Model. *Journal of Engineering for Power*, v. 98, n. 2, p. 190–198, apr 1976. ISSN 0022-0825.
- GRESH, M. T. Compressor characteristics. In: *Compressor Performance*. [S.l.]: Elsevier, 2001. p. 33–42.
- GRONG, T. S. *Modeling of Compressor Characteristics and Active Surge Control*. Tese (Master) — Norwegian University of Science and Technology, 2009.
- GUANDALINI, G.; COLBERTALDO, P.; CAMPANARI, S. Dynamic modeling of natural gas quality within transport pipelines in presence of hydrogen injections. *Applied Energy*, v. 185, p. 1712–1723, 2017. ISSN 03062619.
- HAALAND, S. E. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow. *Journal of Fluids Engineering*, ASME International, v. 105, n. 1, p. 89–90, mar. 1983. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.3240948>>.
- HAFNER, M.; LUCIANI, G. (Ed.). *The palgrave handbook of international energy economics the palgrave handbook of international energy economics*. 1. ed. Cham, Switzerland: Springer Nature, 2022.
- HAFSI, Z.; ELAOUD, S.; MISHRA, M. A computational modelling of natural gas flow in looped network: Effect of upstream hydrogen injection on the structural integrity of gas pipelines. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, v. 64, n. October 2018, p. 107–117, apr 2019. ISSN 18755100.

HAMEDI, M.; Zanjirani Farahani, R.; HUSSEINI, M. M.; ESMAEILIAN, G. R. A distribution planning model for natural gas supply chain: A case study. *Energy Policy*, v. 37, n. 3, p. 799–812, 2009. ISSN 03014215.

HAN, J.; YU, S.; YI, S. Adaptive control for robust air flow management in an automotive fuel cell system. *Applied Energy*, Elsevier Ltd, v. 190, p. 73–83, 2017. ISSN 03062619.

HELGAKER, J. F.; MÜLLER, B.; YTREHUS, T. Transient Flow in Natural Gas Pipelines Using Implicit Finite Difference Schemes. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, v. 136, n. 3, p. 1–12, aug 2014. ISSN 0892-7219.

IEA. *Gas Market Report Q1 2022*. Paris, 2022. 265 p.

IMANI, H.; JAHED-MOTLAGH, M. R.; SALAHSHOOR, K.; RAMAZANI, A.; MOAREFIANPUR, A. Constrained nonlinear model predictive control for centrifugal compressor system surge including piping acoustic using closed coupled valve. *Systems Science and Control Engineering*, v. 5, n. 1, p. 342–349, 2017. ISSN 21642583.

IVO, O. F. *Performance analysis of deterministic, min-max and multi-stage NMPC applied to a subsea gas compression system*. Tese (Master) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2018.

JIANG, W.; KHAN, J.; DOUGAL, R. a. Dynamic centrifugal compressor model for system simulation. *Journal of Power Sources*, v. 158, n. 2, p. 1333–1343, aug 2006. ISSN 03787753.

JONES, K.; CORTINOVIS, A.; MERCANGOEZ, M.; FERREAU, H. Distributed Model Predictive Control of Centrifugal Compressor Systems. *IFAC-PapersOnLine*, Elsevier B.V., v. 50, n. 1, p. 10796–10801, jul 2017. ISSN 24058963.

LI, J.; YIN, Y.; LI, S.; ZHANG, J. Numerical simulation investigation on centrifugal compressor performance of turbocharger. *Journal of Mechanical Science and Technology*, v. 27, n. 6, p. 1597–1601, jul 2013. ISSN 1738-494X. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s12206-013-0405-3>>.

LIN, S.; YANG, C.; WU, P.; SONG, Z. Active surge control for variable speed axial compressors. *ISA Transactions*, Elsevier, v. 53, n. 5, p. 1389–1395, sep 2014. ISSN 00190578.

LIU a.X.; ZHENG, X. Methods of surge point judgment for compressor experiments. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier Inc., v. 51, p. 204–213, nov 2013. ISSN 08941777.

LIU, C.; CAO, Y.; ZHANG, W.; MING, P.; LIU, Y. Numerical and experimental investigations of centrifugal compressor BPF noise. *Applied Acoustics*, Elsevier Ltd, v. 150, p. 290–301, jul 2019. ISSN 0003682X. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.02.017><https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0003682X17310071>>.

- LIU, E.; KUANG, J.; PENG, S.; LIU, Y. Transient Operation Optimization Technology of Gas Transmission Pipeline: A Case Study of West-East Gas Transmission Pipeline. *IEEE Access*, IEEE, v. 7, p. 112131–112141, 2019. ISSN 2169-3536.
- MARFATIA, Z.; LI, X. Data-driven natural gas compressor models for gas transport network optimization. *Digital Chemical Engineering*, Elsevier BV, v. 3, p. 100030, jun. 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.dche.2022.100030>>.
- MARFATIA, Z.; LI, X. On steady state modelling for optimization of natural gas pipeline networks. *Chemical Engineering Science*, Elsevier BV, v. 255, p. 117636, jun. 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ces.2022.117636>>.
- MARTIN, P. A.; ZANIN, A.; ODLOAK, D. Integrating real-time optimization and model predictive control of a crude distillation unit. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, v. 36, n. 3, p. 1205–1222, 2019.
- MATKO, D.; GEIGER, G.; GREGORITZA, W. Pipeline simulation techniques. *Mathematics and Computers in Simulation*, v. 52, n. 3-4, p. 211–230, 2000. ISSN 03784754.
- MEIRA, R. L.; COSTA, G. M. N.; KALID, R. de A.; MARTINS, M. A. F. Improving the centrifugal compressor map through rigorous thermodynamic modeling: An analysis on a natural gas compression station pipeline. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, v. 92, p. 104006, 2021.
- MEIRA, R. L.; MARTINS, M. A.; KALID, R. A.; COSTA, G. M. Implementable MPC-based surge avoidance nonlinear control strategies for non-ideally modeled natural gas compression systems. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Elsevier BV, p. 104573, abr. 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jngse.2022.104573>>.
- MIKOLAJKOVÁ, M.; HAIKARAINEN, C.; SAXÉN, H.; PETTERSSON, F. Optimization of a natural gas distribution network with potential future extensions. *Energy*, Elsevier BV, v. 125, p. 848–859, abr. 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.090>>.
- MOETAMEDZADEH, H. R.; KHANMIRZA, E.; POURFARD, A.; MADOLIAT, R. Intelligent nonlinear model predictive control of gas pipeline networks. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, n. 1986, p. 014233121986419, aug 2019. ISSN 0142-3312.
- MOLENAAR, Z. *Model Predictive Compressor Surge Control*. 85 p. Tese (Master's thesis) — Technische Universiteit Eindhoven, 2007.
- NAGAR, S.; SINGH, S. An algorithmic approach for system decomposition and balanced realized model reduction. *Journal of the Franklin Institute*, Elsevier BV, v. 341, n. 7, p. 615–630, nov. 2004. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2004.07.005>>.

NIMMANONDA, P.; URAIKUL, V.; CHAN, C. W.; TONTIWACHWUTHIKUL, P. Computer-Aided Simulation Model for Natural Gas Pipeline Network System Operations. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 43, n. 4, p. 990–1002, 2004. ISSN 0888-5885.

NOURI-BORUJERDI, A. Transient modeling of gas flow in pipelines following catastrophic failure. *Mathematical and Computer Modelling*, v. 54, n. 11-12, p. 3037–3045, 2011. ISSN 08957177.

ODLOAK, D. Extended robust model predictive control. *AIChE Journal*, Wiley, v. 50, n. 8, p. 1824–1836, 2004.

OOSTERKAMP, A.; HELGAKER, J. F.; YTREHUS, T. Modelling of natural gas pipe flow with rapid transients-case study of effect of ambient model. *Energy Procedia*, v. 64, n. C, p. 101–110, 2015. ISSN 18766102.

OSIADACZ, A. J.; CHACZYKOWSKI, M. Comparison of isothermal and non-isothermal pipeline gas flow models. *Chemical Engineering Journal*, v. 81, n. 1-3, p. 41–51, jan 2001. ISSN 13858947.

Osiadacz Andrzej, J. Hierarchical control of transient flow in natural gas pipeline systems. *International Transactions in Operational Research*, v. 5, n. 4, p. 285–302, 1998. ISSN 09696016.

PENG, D.-Y.; ROBINSON, D. B. A New Two-Constant Equation of State. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, v. 15, n. 1, p. 59–64, 1976. ISSN 0196-4313.

POLING, B.; PRAUSNITZ, J.; O'CONNELL, J. *The Properties of Gases and Liquids*. [S.l.: s.n.], 2000. ISBN 0-07-011682-2.

POURFARD, A.; KHANMIRZA, E.; MADOLIAT, R. A novel approach for dynamic flow simulation of gas pipelines using teaching–learning-based optimization algorithm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 233, n. 9, p. 3085–3099, may 2019. ISSN 0954-4062.

POURFARD, A.; MOETAMEDZADEH, H.; MADOLIAT, R.; KHANMIRZA, E. Design of a neural network based predictive controller for natural gas pipelines in transient state. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, v. 62, n. December 2018, p. 275–293, feb 2019. ISSN 18755100.

REDDY, H. P.; NARASIMHAN, S.; BHALLAMUDI, S. M. Simulation and State Estimation of Transient Flow in Gas Pipeline Networks Using a Transfer Function Model. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 45, n. 11, p. 3853–3863, may 2006. ISSN 0888-5885.

RÍOS-MERCADO, R. Z.; BORRAZ-SÁNCHEZ, C. Optimization problems in natural gas transportation systems: A state-of-the-art review. *Applied Energy*, v. 147, n. September, p. 536–555, jun 2015. ISSN 03062619.

RÍOS-MERCADO, R. Z.; KIM, S.; BOYD, E. A. Efficient operation of natural gas transmission systems: A network-based heuristic for cyclic structures. *Computers and Operations Research*, v. 33, n. 8, p. 2323–2351, 2006. ISSN 03050548.

SANDBERG, M. R.; STAFF, S. Equation Of State Influences On Compressor Performance Determination. In: *THIRTY-FOURTH TURBOMACHINERY SYMPOSIUM*. [S.l.: s.n.], 2005.

SENCIO, R. R.; ODLOAK, D. A general infinite horizon MPC formulation for stable, integrating and unstable systems. In: *Blucher Chemical Engineering Proceedings*. Editora Blucher, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.5151/cobeq2018-pt.0332>>.

SILVA, B. P.; SANTANA, B. A.; SANTOS, T. L.; MARTINS, M. A. An implementable stabilizing model predictive controller applied to a rotary flexible link: An experimental case study. *Control Engineering Practice*, v. 99, n. July 2019, p. 104396, 2020.

SIRCAR, A.; YADAV, K. Optimization of city gas network: a case study from Gujarat, India. *SN Applied Sciences*, Springer International Publishing, v. 1, n. 7, p. 769, jul 2019. ISSN 2523-3963.

SOAVE, G. Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state. *Chemical Engineering Science*, v. 27, n. 6, p. 1197–1203, jun 1972. ISSN 00092509.

TABKHI, F.; PIBOULEAU, L.; HERNANDEZ-RODRIGUEZ, G.; AZZARO-PANTEL, C.; DOMENECH, S. Improving the performance of natural gas pipeline networks fuel consumption minimization problems. *AIChE Journal*, v. 7, n. PART 1, p. NA–NA, feb 2009. ISSN 00011541.

TORRISI, G.; GRAMMATICO, S.; CORTINOVIS, A.; MERCANGOZ, M.; MORARI, M.; SMITH, R. S. Model Predictive Approaches for Active Surge Control in Centrifugal Compressors. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 25, n. 6, p. 1947–1960, 2017. ISSN 10636536.

UILHOORN, F. E. Dynamic behaviour of non-isothermal compressible natural gases mixed with hydrogen in pipelines. *International Journal of Hydrogen Energy*, Elsevier Ltd, v. 34, n. 16, p. 6722–6729, 2009. ISSN 03603199.

VASCONCELOS, C. D.; LOURENÇO, S. R.; GRACIAS, A. C.; CASSIANO, D. A. Network flows modeling applied to the natural gas pipeline in Brazil. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Elsevier B.V, v. 14, p. 211–224, 2013. ISSN 18755100.

WEN, K.; GONG, J.; WU, Y. The Cascade Control of Natural Gas Pipeline Systems. *Applied Sciences*, v. 9, n. 3, p. 481, jan 2019. ISSN 2076-3417.

WU, S.; RÍOS-MERCADO, R. Z.; BOYD, E. A.; SCOTT, L. R. Model relaxations for the fuel cost minimization of steady-state gas pipeline networks. *Mathematical and Computer Modelling*, v. 31, n. 2-3, p. 197–220, 2000. ISSN 08957177.

ZHANG, T.; BAI, H.; SUN, S. A self-adaptive deep learning algorithm for intelligent natural gas pipeline control. *Energy Reports*, Elsevier BV, v. 7, p. 3488–3496, nov. 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.06.011>>.

ZHU, G. Y.; HENSON, M. A.; MEGAN, L. Dynamic modeling and linear model predictive control of gas pipeline networks. *Journal of Process Control*, v. 11, n. 2, p. 129–148, 2001. ISSN 09591524.

ZIABARI, M. T.; JAHED-MOTLAGH, M. R.; SALAHSHOOR, K.; RAMEZANI, A.; MOAREFIANPUR, A. Robust adaptive control of surge instability in constant speed centrifugal compressors using tube-MPC. *Cogent Engineering*, Cogent, v. 4, n. 1, p. 1–20, jun 2017. ISSN 2331-1916.

ZIGRANG, D. J.; SYLVESTER, N. D. Explicit approximations to the solution of colebrook's friction factor equation. *AIChE Journal*, Wiley, v. 28, n. 3, p. 514–515, maio 1982.

UFBA
UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA
ESCOLA POLITÉCNICA

PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA INDUSTRIAL - PEI

Rua Aristides Novis, 02, 6º andar, Federação, Salvador BA
CEP: 40.210-630
Telefone: (71) 3283-9800
E-mail: pei@ufba.br
Home page: <http://www.pei.ufba.br>

