

INSTITUTO FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIAS SUSTENTÁVEIS
MESTRADO PROFISSIONAL EM TECNOLOGIAS SUSTENTÁVEIS

DARIO ELER SILVA

**AVALIAÇÃO DE UM CONTROLE ANTI-SURTO POR MEIO DE UM
CONTROLADOR PREDITIVO DE MODELO NÃO LINEAR**

Vitória
2021

DARIO ELER SILVA

**AVALIAÇÃO DE UM CONTROLE ANTI-SURTO POR MEIO DE UM
CONTROLADOR PREDITIVO DE MODELO NÃO LINEAR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Sustentáveis do Instituto Federal do Espírito Santo para a obtenção do título de Mestre em Tecnologias Sustentáveis.

Área de Concentração: Desenvolvimento de Produtos e Processos Sustentáveis

Orientador: Prof. Dr. Mário Mestria

Linha de pesquisa: Otimização de Serviços, Produtos e Processos.

Vitória
2021

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)
(Biblioteca Nilo Peçanha do Instituto Federal do Espírito Santo)

S586a Silva, Dário Eler.

Avaliação de um controle anti-surto por meio de um controlador
preditivo de modelo não linear / Dário Eler Silva. – 2021.

50 f. : il. ; 30 cm.

Orientador: Mário Mestria.

Dissertação (mestrado) – Instituto Federal do Espírito Santo,
Programa de Pós-graduação em Tecnologias Sustentáveis, Vitória, 2021.

1. Controle preditivo. 2. Modelos matemáticos. 3. Sistemas
embarcados(computadores). 4. Compressores. 5. Energia elétrica -
Consumo. 6. Sustentabilidade. I. Mestria, Mário. II. Instituto Federal do
Espírito Santo. III. Título.

CDD 21 – 621.3

DÁRIO ELER SILVA

**AVALIAÇÃO DE UM CONTROLE ANTI-SURTO POR MEIO DE UM
CONTROLADOR PREDITIVO DE MODELO NÃO LINEAR**

Dissertação apresentada ao Mestrado Profissional em Tecnologias Sustentáveis, vinculado ao Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Sustentáveis do Instituto Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Tecnologias Sustentáveis.

Aprovada em 28 de maio de 2021

COMISSÃO EXAMINADORA

Doutor Mário Mestria
Instituto Federal do Espírito Santo - Ifes
Orientador

(Telepresença: Portaria Nº 205 de 19/03/2020 - Campus Vitória)

Doutor Christian Mariani Lucas dos Santos
Instituto Federal do Espírito Santo - Ifes
Membro Interno

(Telepresença: Portaria Nº 205 de 19/03/2020 - Campus Vitória)

Doutor José Barrozo de Souza
Universidade Federal do Espírito Santo - Ufes
Membro Externo

(Telepresença: Portaria Nº 205 de 19/03/2020 - Campus Vitória)

Doutor Marcelo Brunoro
Instituto Federal do Espírito Santo - Ifes
Membro Externo

(Telepresença: Portaria Nº 205 de 19/03/2020 - Campus Vitória)

Emitido em 28/05/2021

**FOLHA DE APROVAÇÃO-TCC Nº Folha aprovação Dário Eler Silva 28/05/2021/2021 - VIT-CCTE
(11.02.35.01.09.02.19)
(Nº do Documento: 7)**

(Nº do Protocolo: NÃO PROTOCOLADO)

(Assinado digitalmente em 28/05/2021 12:46)

MARIO MESTRIA
PROFESSOR DO ENSINO BASICO TECNICO E TECNOLOGICO
VIT-CCTE (11.02.35.01.09.02.19)
Matrícula: 1195943

Para verificar a autenticidade deste documento entre em <https://sipac.ifes.edu.br/documentos/> informando seu número: **7**, ano: **2021**, tipo: **FOLHA DE APROVAÇÃO-TCC**, data de emissão: **28/05/2021** e o código de verificação: **e4b98e5bf8**

RESUMO

Nesse trabalho avaliou-se o desempenho de um Controle Preditivo Não-Linear baseado em Modelo como algoritmo de controle de um Sistema de Controle *Anti-Surge*. O objetivo desse trabalho foi o de contribuir com a Sociedade para o alcance dos ODS's 9 e 12, da agenda ONU 2030 por meio da modernização das instalações industriais e consumo sustentável de energia elétrica. Para a Indústria, a pesquisa trouxe um algoritmo de controle com otimização em tempo em tempo real possível de ser embarcado em soluções industriais presentes em instalações industriais atuais. A pesquisa mostrou como a utilização desse algoritmo otimiza o consumo de energia elétrica e reduz a severidade das consequências da ocorrência do fenômeno *SURGE*. Também se almejou a nacionalização da tecnologia uma vez que não foram encontradas solicitações/patentes nas bases de patentes nacionais com o registro de um software com o algoritmo de controle citado.

Em ambiente de simulação, o Controle Preditivo Não-Linear baseado em Modelo mostrou-se apto a ser empregado num Sistema de Controle *Anti-surge*. O desempenho apresentado foi superior ao desempenho de controle alcançado pelo Controle Proporcional-Integral, tanto na análise de resposta transitória quanto na análise de regime estacionário do sistema, mostrando ser possível o alcançar a otimização do consumo de energia elétrica e a redução da severidade dos danos causados pela ocorrência da Instabilidade.

Palavras chaves: Controle *Anti-surge*; Controle Preditivo baseado em Modelo Não Linear; Sustentabilidade

ABSTRACT

In this work, the performance of a Nonlinear model predictive control as control algorithm of an Anti-Surge Control System was evaluated. The objective of this work was to contribute with Society to the achievement of SDGs 9 and 12, of the UN 2030 agenda, through the modernization of industrial facilities and sustainable consumption of electricity. For Industry, the research brought a control algorithm with real-time optimization that could be embedded in industrial solutions present in current industrial installations. The research showed how the use of this algorithm optimizes electricity consumption and reduces the severity of the consequences of the occurrence of the SURGE phenomenon. The nationalization of the technology was also aimed at, since no requests/patents were found in the national patent databases with the registration of a software with the aforementioned control algorithm.

In a simulation environment, the Model-based Non-Linear Predictive Control proved to be able to be used in an Anti-Surge Control System. The performance presented was superior to the control performance achieved by Proportional-Integral Control, both in the transient response analysis and in the steady-state analysis of the system, showing that it is possible to achieve the optimization of electricity consumption and the reduction of damage severity caused by the occurrence of Instability.

Keywords: Anti-surge Control; Model-based Non-Linear Predictive Control; Sustainability

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 – Fórmulas dos parâmetros PID para o SRM..... | 27 |
| Tabela 2 - Formulas dos parâmetros PID para o FRM..... | 28 |
| Tabela 3 - Resposta do sistema..... | 36 |
| Tabela 4 - Resultados numéricos da simulação..... | 47 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Sistema de compressão genérico | 14 |
| Figura 2 - Etapas do ciclo do Compressor Alternativo | 15 |
| Figura 3 -Ciclo termodinâmico de um compressor alternativo..... | 16 |
| Figura 4 - Compressor Centrífugo de 4 Estágios | 17 |
| Figura 5 - Ciclo do fenômeno Surge..... | 20 |
| Figura 6 - Gráfico das respostas de um mesmo Sistema Anti-surge implementado com diversos algoritmos de controle..... | 22 |
| Figura 7 - Mapa de Desempenho de um sistema de compressão genérico..... | 23 |
| Figura 8 - Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 3 s..... | 39 |
| Figura 9 - Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 2,333 s..... | 39 |
| Figura 10 - Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 1,667 s..... | 40 |
| Figura 11- Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 1,0 s..... | 40 |
| Figura 12 - Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 0,333 s..... | 41 |
| Figura 13 - Novo ponto de operação | 43 |
| Figura 14 - Diagrama de blocos da simulação | 49 |
| Figura 15 - Resultado gráfico da simulação | 50 |

LISTA DE SIGLAS E SÍMBOLOS

| | |
|-------|---|
| ASV | <i>Anti-Surge Valve</i> – Válvula Anti-surge |
| CL | <i>Choke Line</i> – Linha Choke |
| CLP | Controlador Lógico Programável |
| FRM | <i>Frequency Response Method</i> – Método da Resposta em Frequência |
| MPC | <i>Model Predictive Controller</i> – Controlador Preditivo do Modelo |
| NMPC | <i>Nonlinear Model Predictive Controller</i> - Controlador Preditivo do Modelo Não Linear |
| PI | Proportional, Integral – Proporcional, Integral |
| PID | <i>Proportional Integral Derivative</i> – Proporcional, Integral, Derivativo |
| RTI | <i>Real-Time Iteration</i> – Iteração em tempo real. |
| SCL | <i>Surge Control Line</i> – Linha de Controle de Surge |
| SL | <i>Surge Line</i> – Linha Surge |
| SQP | <i>Sequential Quadratic Programming</i> – Programação Quadrática Sequencial |
| SRM | <i>Step Response Method</i> – Método de Resposta ao Degrau |
| t_d | <i>Dead Time</i> – Tempo Morto |
| t_r | <i>Rise Time</i> – Tempo de Subida |
| t_s | <i>Settling Time</i> – Tempo de Acomodação |
| t_r | <i>Rise Time</i> – Tempo de Subida |
| t_p | <i>Peak Time</i> – Tempo de Pico |
| M_p | <i>Peak Overshoot</i> – Sobressinal Máximo |

SUMÁRIO

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 11 |
| 1.1 | OBJETIVOS..... | 11 |
| 1.2 | OBJETIVOS ESPECÍFICOS..... | 11 |
| 1.2.1 | Eficiência Energética..... | 11 |
| 1.2.2 | Inovação e Sustentabilidade | 12 |
| 1.2.3 | Manutenção da Competitividade do Negócio..... | 12 |
| 1.2.4 | Sociais..... | 13 |
| 1.3 | ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO..... | 13 |
| 2 | REVISÃO DE LITERATURA..... | 14 |
| 2.1 | COMPRESSORES INDUSTRIAIS | 15 |
| 2.1.1 | Compressores Volumétricos | 15 |
| 2.1.2 | Compressores Dinâmicos | 16 |
| 2.2 | CURVAS DE DESEMPENHO | 17 |
| 2.3 | FENÔMENO <i>SURGE</i> | 19 |
| 2.4 | CONTROLES TÍPICOS DE COMPRESSORES INDUSTRIAIS | 21 |
| 2.4.1 | Controle de Capacidade..... | 22 |
| 2.4.2 | Controle <i>Anti-surge</i> | 23 |
| 2.5 | ALGORITMOS DE CONTROLE | 25 |
| 2.5.1 | Controle Proporcional – Integral – Derivativo (PID):..... | 26 |
| 2.5.2 | Controle Preditivo baseado em Modelo (MPC): | 29 |
| 2.6 | MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE COMPRESSÃO | 29 |
| 2.7 | SISTEMAS EMBARCADOS | 30 |
| 3 | METODOLOGIA..... | 34 |
| 4 | AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS..... | 36 |
| 5 | CONCLUSÕES | 42 |
| 6 | TRABALHOS PUBLICADOS E PRODUTOS..... | 44 |

| | |
|---|-----------|
| REFERÊNCIAS | 45 |
| APÊNDICE A – RESULTADOS NUMÉRICOS DA SIMULAÇÃO | 47 |
| APÊNDICE B – DIAGRAMA DE BLOCOS DA SIMULAÇÃO | 49 |
| APÊNCIDE C – RESULTADO GRÁFICO DA SIMULAÇÃO | 50 |

1 INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVOS

É objetivo deste trabalho contribuir com a Sociedade para alcance dos Objetivos de Desenvolvimento Sustentável definidos na Agenda ONU 2030 (CARVALHO, 2015). Motivado pelo compromisso com as questões ambientais, com a competitividade do negócio e com o desenvolvimento da Sociedade, este trabalho buscou por novas tecnologias que viabilizassem o uso mais eficiente da energia elétrica em Sistemas de Compressão Centrífuga.

Os Sistemas de Compressão Centrífuga são dotados de sistemas de controle que foram desenvolvidos com algoritmos adequados à tecnologia existente na época. Atualmente, a aplicação de modernos algoritmos de controle na indústria vêm sendo avaliada por autores como Cortinovis (2014), Gros (2016) e Torrisi *et al.* (2017). O desafio de atualizar a Indústria está totalmente alinhado ao Objetivo de Desenvolvimento Sustentável 9, que preconiza a construção de infraestruturas resilientes, a promoção da industrialização inclusiva e o fomento à Inovação.

As estratégias de Sistemas de Controle *Anti-surge* utilizam um fator de segurança na definição do ponto de controle do sistema. O valor dessa margem de segurança varia entre 8 e 30 % da vazão de *Surge* (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010). Uma menor margem de segurança reduz o desperdício de energia com a recirculação de gás e leva o sistema a operar num ponto onde o rendimento da máquina é maior. O uso eficiente dos recursos naturais é uma das premissas do Objetivo de Desenvolvimento Sustentável 12, que estabelece como meta assegurar padrões de produção sustentáveis.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1.2.1 Eficiência Energética

Um Sistema *Anti-surge* implementado com o algoritmo PI pode apresentar um baixo desempenho de controle, mesmo em situações previstas no projeto da máquina. Esse baixo desempenho de controle é contornado com a adoção de margens de segurança

que levam o ponto de operação para uma região onde a máquina apresenta menor eficiência energética.

Um controlador mais eficiente que o controlador PI não necessitará dessa margem de segurança de controle, possibilitando que a máquina opere numa região de maior rendimento elétrico e com menor risco de atingir a limite mecânico do compressor.

1.2.2 Inovação e Sustentabilidade

Modernizar as indústrias para tornando-as sustentáveis, com aumentada eficiência no uso de recursos e maior adoção de tecnologias ambientalmente corretas são objetivos a serem alcançados. Para isso, algoritmos de controle com melhor desempenho devem ser avaliados com o intuito de alcançar uma operação sustentável desses equipamentos.

Pesquisando sobre o Estado da Arte do tema, pode-se constatar que a utilização do algoritmo de controle PI se encontra bem consolidada. Ao realizar a Busca de Anterioridade em bases de patentes pode-se constatar também o pequeno número de patentes registradas sobre o assunto. Na base Nacional, não foram encontradas patentes registradas sobre o assunto. Em bases internacionais de patentes, como PATENTSCOPE e SPACENET por exemplo, o pequeno número de patentes com a Classificação Internacional de Patentes (IPC) F04B 49/03 (Controle ou medidas de segurança para máquinas, bombas ou instalações de bombeamento, não previstas de outra forma ou de interesse além dos grupos F04B 1/00 - F04B 47/00, parando, iniciando, descarregando ou controle de marcha lenta, por meio de válvulas) também foi observado.

1.2.3 Manutenção da Competitividade do Negócio

O advento da Globalização provocou um aumento da competitividade entre as empresas em geral em todo o mundo. Isso fez com que a busca por processos mais eficientes se tornasse um objetivo diário a ser alcançado seja ou pelo desenvolvimento de sistemas mais eficientes ou pela atualização tecnológica de sistemas já existentes.

Diversos estudos sobre o assunto, como Bentaleb *et al.* (2015), Budinis e Thornhill (2015) e Torrisi *et al.* (2017) por exemplo, comprovam que o desempenho de

controladores MPC são superiores ao desempenho dos controladores PID aplicados em Sistemas *Anti-surge* tanto para manter o compressor em Segurança, quanto para a redução de recirculação/alívio de carga do compressor. A operação contínua do compressor o mais próximo da região ótima de operação mantém a vida útil do compressor e evita que o compressor se danifique (SEMLITSCH; MIHĂESCU, 2016). A redução de recirculação/alívio do compressor evita o consumo desnecessário de energia elétrica, uma vez que instabilidades do processo que levam à ocorrência do fenômeno não podem ser evitadas.

1.2.4 Sociais

Num mundo de constante transformação da sociedade e de mudanças climáticas acentuadas, atitudes responsáveis e sustentáveis devem ser encorajadas e incentivadas. Uma forma de contribuição que as grandes empresas podem dar para a Sociedade é mostrar a importância e os benefícios da adoção de práticas sustentáveis através de seu próprio exemplo.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

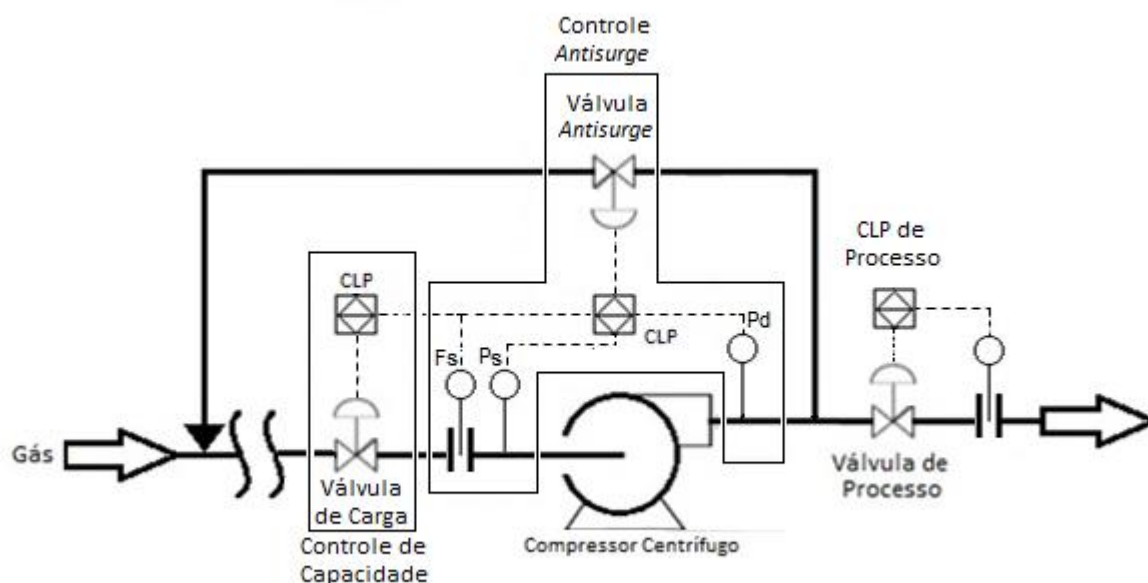
Este trabalho está organizado em mais 5 capítulos. O capítulo 2 trata do referencial teórico utilizado no desenvolvimento do trabalho, ou seja, o algoritmo atualmente utilizado na implementação de um sistema *Anti-surge*, o novo algoritmo proposto, as técnicas de sintonia de controladores desenvolvida por Ziegler e Nichols e o método de análise de desempenho de controle. No Capítulo 3 é descrita a Metodologia de Pesquisa aplicada no desenvolvimento do trabalho, descrevendo a utilização dos métodos de sintonia citados, a parametrização do algoritmo NMPC e o método de avaliação de desempenho de controle. O Capítulo 4 traz a análise dos resultados obtidos. O capítulo 5 traz as considerações finais e as indicações de trabalhos futuros. O capítulo 6 lista a produção científica oriunda deste trabalho.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Em processos de tratamento de Gás Natural, o uso de compressores centrífugos é essencial, pois são eles que fornecem a energia necessária para o fluido atender as necessidades do processo (TORRISI *et al.*, 2017). Para que um sistema de compressão de gás natural possa operar de forma segura, é recomendado pelo *American Petroleum Institute* (API) que ele possua sistemas de controle automático de Vazão e Segurança (Chamados de Controle de Capacidade e Controle *Anti-surge*, respectivamente) que atenda à rígidos critérios de Desempenho e Segurança (API, 2014).

Um esquema de um sistema de compressão é mostrado na Figura 1. Nesse esquema é possível identificar o sentido de fluxo do gás comprimido como sendo da direita para a esquerda da figura. A Válvula de Carga fica localizada na linha de entrada de gás no compressor. Os transmissores de Pressão na Sucção (P_s) e Vazão na Sucção (F_s) também estão instalados na linha de entrada de gás no compressor, logo antes da entrada do compressor. Um terceiro transmissor, o transmissor de Pressão da Descarga (P_d), fica instalado na linha da descarga de gás do compressor. Logo depois do transmissor P_d , existe uma derivação na linha de descarga de gás, onde está instalada a Válvula *Anti-surge* (ASV). Durante a atuação da válvula ASV, o excesso

Figura 1 - Sistema de compressão genérico



Fonte: o Autor.

de gás é direcionado para um ponto inicial do processo, uma vez que o gás comprimido não pode ser liberado diretamente para a atmosfera. O Controle de Capacidade é realizado através da manipulação da Válvula de Carga, baseando-se no valor de vazão solicitada ao sistema. O Controle *Anti-surge* é realizado através da manipulação da válvula ASV, baseando-se no limite operacional de segurança da máquina.

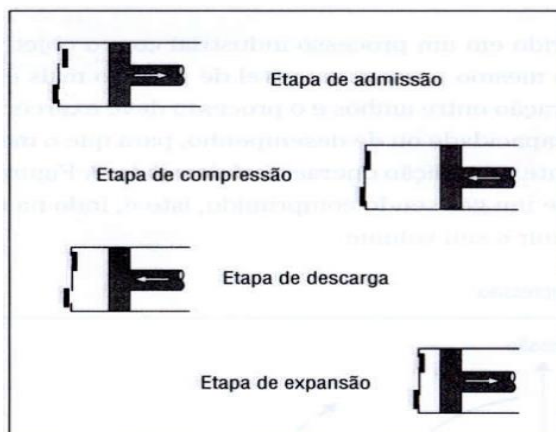
2.1 COMPRESSORES INDUSTRIAIS

A principal função de um sistema de compressão de gás é fornecer ao gás a energia necessária para manter ou uma vazão ou uma pressão constante. Esses sistemas são amplamente utilizados desde a extração até a distribuição do gás natural, passando também pelo processamento. Por isso, a operação otimizada do sistema de compressão deve ser desejada e alcançada de forma a obter a otimização do processo.

2.1.1 Compressores Volumétricos

Os compressores volumétricos são máquinas que possuem separação física entre a sucção e a descarga através de válvulas de retenção na sucção e descarga do compressor. São aplicados em processos que requerem um pequeno aumento da vazão e um grande aumento de pressão na descarga do compressor. Os exemplos mais comuns deste tipo de compressor são os compressores alternativos e os rotativos. Na Figura 2, são mostradas as etapas de compressão num compressor

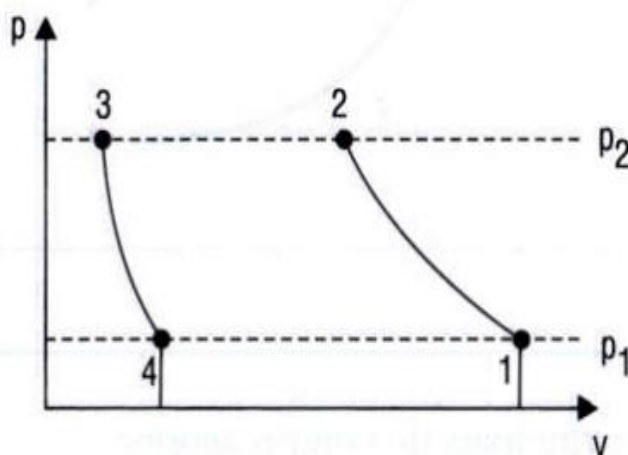
Figura 2 - Etapas do ciclo do Compressor Alternativo



Fonte: Campos; Teixeira (2010, pág. 270)

alternativo. Na Figura 3, são mostradas as etapas do ciclo termodinâmico de um compressor alternativo (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010).

Figura 3 -Ciclo termodinâmico de um compressor alternativo



Fonte: Campos; Teixeira (2010, pág. 270)

Na etapa de admissão, apresentada na Figura 3, o gás é aspirado a partir da válvula de sucção do compressor. Isso corresponde partir do ponto 4 até atingir o ponto 1, da Figura 4. Na etapa de compressão mostrada na Figura 3, o gás é comprimido, correspondendo a percorrer o caminho do ponto 1 até o ponto 2 da Figura 4. Na etapa de Descarga da Figura 3, que é representado pelo caminho do ponto 2 ao ponto 3 da Figura 4, o gás comprimido é liberado para o processo. Na última etapa da Figura 3, chamada de etapa de Expansão, o fluido sofre expansão volumétrica, correspondendo ao caminho do ponto 3 ao ponto 4 da Figura 4. As linhas p_1 e p_2 correspondem às pressões de sucção e descarga do compressor, respectivamente. A partir desse ponto, o ciclo é reiniciado. A vazão através da máquina é dada como o produto entre o volume e o número de ciclos do compressor (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010).

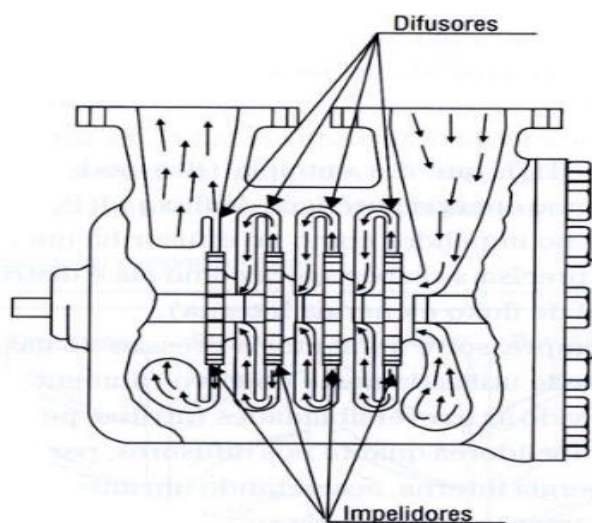
2.1.2 Compressores Dinâmicos

Os compressores dinâmicos, ao contrário dos compressores volumétricos, são caracterizados por não possuírem separação física entre a sucção e a descarga do compressor. São geralmente aplicados em processos que requerem um grande aumento de vazão e um pequeno aumento de pressão. Nos casos onde é necessário grande aumento de pressão e vazão, compressores dinâmicos podem ser agrupados para atingir esse objetivo, com cada compressor passando a ser denominado como estágio de compressão (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010).

Um estágio de compressão é composto por duas partes: um impelidor e um difusor. O fluido é aspirado pela abertura central do impelidor que gira quando o compressor está em funcionamento. Pela ação da força centrífuga (razão do nome do compressor), o fluido é impulsionado para um anel radial chamado de difusor radial.

No difusor radial parte da energia cinética é transformada em pressão. A Figura 4 mostra um agrupamento de estágios e seus principais elementos:

Figura 4 - Compressor Centrífugo de 4 Estágios



Fonte: Campos; Teixeira (2010, pág. 271)

2.2 CURVAS DE DESEMPENHO

Usualmente, o comportamento de um compressor é representado através de um gráfico chamado de Mapa de Desempenho do compressor. Ele é fornecido pelo fabricante e é expresso em função de *POLYTROPIC HEAD* (*HP*) e a vazão volumétrica (Q_v) pelo compressor. O *HP* é a quantidade de trabalho necessária para a compressão de uma quantidade de massa de gás e é definido pela Equação 1:

$$HP = \frac{R_c^\sigma - 1}{\sigma} \cdot \frac{Z_{av} \cdot R \cdot T_s}{MW} \quad (1)$$

Onde:

HP: *Polytropic HEAD* [J/kg].

Z_{av} : Fator de compressibilidade médio do fluido [adimensional].

R: Constante Universal dos gases [m³.kPa.K⁻¹.mol⁻¹].

T_s : Temperatura do gás na sucção do compressor [K].

MW : Massa molecular do gás [kg/mol].

R_c : Razão entre as pressões de sucção (P_s) e descarga (P_d) do compressor [adimensional].

σ : Coeficiente Politrópico do compressor [adimensional].

A Q_v é a vazão volumétrica que flui através da máquina. Geralmente, ela é obtida indiretamente a partir do diferencial de pressão causado por uma placa de orifício instalada na entrada do equipamento. Essa vazão pode ser calculada através da Equação 2:

$$Q_v = A \cdot \sqrt{\frac{DP \cdot Z_s \cdot R \cdot T_s}{P_s \cdot MW}} \quad (2)$$

Onde:

DP : Diferencial de pressão na placa de Orifício [kPa];

A : Coeficiente da placa de orifício [$m^{3/2} \cdot s^{-1} \cdot kPa^{-1/2}$];

Z_s : Fator de compressibilidade do gás na sucção do compressor [adimensional];

R : Constante Universal dos gases [$m^3 \cdot kPa \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$];

MW : Peso Molecular do gás [$kg \cdot mol^{-1}$];

P_s : Pressão na sucção do compressor [kPa];

T_s : Temperatura na sucção do compressor [K]

Por meio do tratamento matemático das equações (1) e (2) descrito por Batson (1996) é possível construir o Mapa de Desempenho considerado invariante de uma máquina (BATSON, 1996; BENTALEB et al., 2015; TORRISI et al., 2017). Isso é feito estabelecendo a relação HP em função de Q_v^2 , obtendo os valores de Head reduzido (h_r) e Vazão reduzida (q_r^2), da seguinte forma:

$$\frac{HP}{Q_v^2} = \frac{\frac{R_c^\sigma - 1}{\sigma} \cdot \frac{Z_{av} \cdot R \cdot T_s}{MW}}{\left(A \cdot \sqrt{\frac{DP \cdot Z_s \cdot R \cdot T_s}{P_s \cdot MW}} \right)^2} = \frac{\frac{R_c^\sigma - 1}{\sigma} \cdot \frac{Z_{av} \cdot R \cdot T_s}{MW}}{\frac{DP}{P_s} \cdot A^2 \cdot \frac{Z_s \cdot R \cdot T_s}{MW}}$$

$$\frac{h_r}{q_r^2} \approx \frac{\frac{R_c^\sigma - 1}{\sigma}}{\frac{DP}{P_s}} \quad (3)$$

Como a compressão centrífuga de gás pode ser considerada isentrópica (BATSON, 1996), a equação pode ser rescrita da seguinte forma:

$$\frac{h_r}{q_r^2} \approx \frac{R_c - 1}{\frac{DP}{P_s}} \quad (4)$$

Dessa forma, se torna possível a implementação de um sistema de proteção da máquina com apenas três transmissores industriais: Pressão na Sucção (P_s), Pressão na Descarga (P_d) e Pressão Diferencial (DP). Outra grande vantagem da utilização do Mapa de Desempenho em função dos parâmetros reduzidos é um menor esforço computacional no cálculo do ponto de operação da máquina e das demais variáveis utilizadas na proteção da máquina.

2.3 FENÔMENO *SURGE*

Surge é um fenômeno crítico que pode ocorrer em compressores dinâmicos. Caracterizado por uma oscilação da vazão total do compressor, frequentemente inclui a parcial inversão do fluxo de gás. Os sinais da ocorrência do surge no compressor são: vibração excessiva do rotor do compressor, mudanças bruscas no deslocamento axial, mudanças bruscas de carga e, em casos severos, produzirá sons audíveis (SEMLITSCH; MIHĂESCU, 2016).

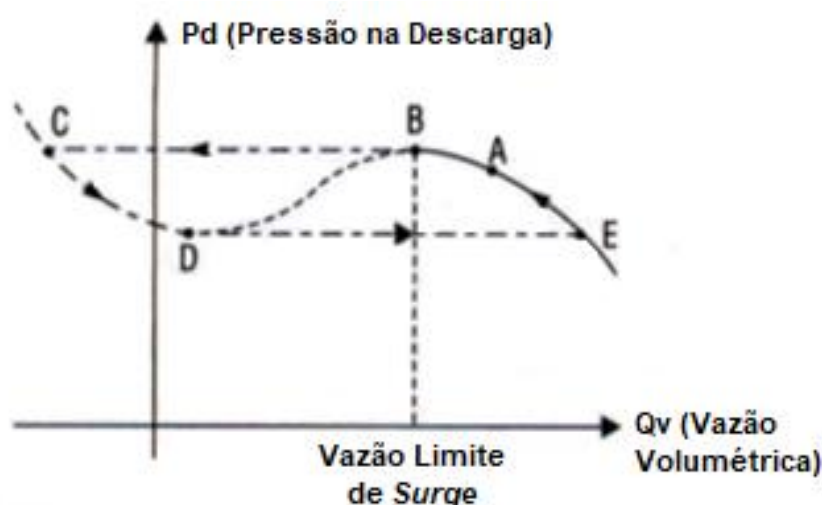
Ainda de acordo com Semlítsh e Mihăescu (2016), o fenômeno *Surge* ocorre quando há a combinação de baixa rotação do motor com altas cargas, como em acelerações rápidas da máquina ou variações bruscas de demanda de gás pelo processo, como o fechamento rápido de uma válvula de processo instalada na descarga do sistema de compressão, por exemplo. Para melhor compreensão do fenômeno, devemos observar o movimento do ponto de operação do compressor na sua curva típica de desempenho durante a sua ocorrência. Para cada velocidade, existe uma vazão mínima abaixo da qual o compressor não pode ser operado numa condição estável. Este valor de vazão mínima é conhecido como Limite de *Surge*. Este ponto é

alcançado quando o gás não tem velocidade suficiente para superar o aumento da pressão, logo o fluxo é invertido.

O Ciclo de *Surge*, representado na Figura 5, ocorre da seguinte forma:

- O compressor está operando no ponto de projeto ou ponto A.
- Se a pressão de sucção é mantida constante e a pressão de descarga é elevada, a taxa de fluxo cai e o ponto de operação se desloca até o ponto B, que é o ponto de vazão mínima ou Limite de *Surge*.
- Neste ponto o gás não tem velocidade suficiente para superar o aumento da pressão, logo o gás é temporariamente armazenado no volume da descarga. Com isso, a possibilidade de estabilização do sistema se dá por meio do ponto de operação caminhar para o ponto C, ocasionando uma vazão ou fluxo reverso no compressor.
- O fluxo reverso é suficiente para fazer cair a pressão na descarga e logo o ponto de operação passa para o ponto D, tornando o fluxo positivo novamente.
- No ponto D, a vazão é insuficiente para provocar um aumento na pressão de descarga, logo o ponto de operação passa para o ponto E, aumentando o fluxo através do compressor.
- Com o aumento da vazão, a pressão na descarga volta a aumentar e o ponto de operação começa a percorrer a curva de desempenho do compressor em direção ao ponto A, completando o ciclo do fenômeno. A duração de um ciclo de surge varia entre 0,33 a 3 segundos (SEMLITSCH; MIHĂESCU, 2016). :

Figura 5 - Ciclo do fenômeno Surge



Fonte: Campos; Teixeira (2010, pág. 277)

A ocorrência descontrolada do *Surge* pode acarretar sérios problemas mecânicos ao compressor, como danos aos mancais, aos impelidores, no eixo e principalmente aos selos mecânicos do compressor. Além de reduzir a vida útil do equipamento, também diminui consideravelmente sua eficiência através de recirculações internas ocasionadas por folgas internas. *Surges* progressivos podem resultar em uma completa destruição do compressor (SEMLITSCH; MIHĂESCU, 2016).

2.4 CONTROLES TÍPICOS DE COMPRESSORES INDUSTRIAIS

Em processos de tratamento de Gás Natural, o uso de compressores centrífugos é essencial, pois são eles que fornecem a energia necessária para o fluido atender as necessidades do processo (TORRISI *et al.*, 2017). Para que um sistema de compressão de gás natural possa operar de forma segura, ele deve possuir sistemas de controle automático de Vazão e Segurança (Chamados de Controle de Capacidade e Controle *Anti-surge*, respectivamente) que atenda à rígidos critérios de Desempenho e Segurança (API 670, 2014).

Esses sistemas de controle são implementados com o algoritmo de controle PI, que é amplamente difundido na indústria (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010). Entretanto, para que seja possível utilizar o algoritmo de controle PI, o processo deve preencher alguns requisitos, sendo os principais deles a Linearidade e a Invariância do sistema no tempo (OGATA, 2003)

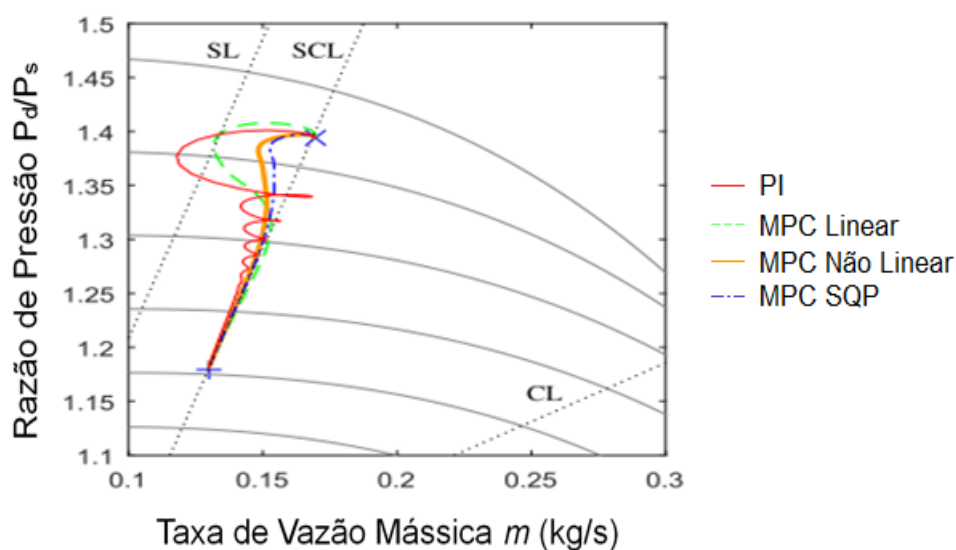
Quanto à Invariância do sistema, técnicas de projeto e estratégias de manutenção (Como limitação da região de operação e manutenção preventiva dos componentes do sistema, respectivamente) são aplicadas para que as condições previstas em projeto sejam mantidas, tornando o sistema considerado invariante no tempo.

A Linearidade é alcançada através da utilização de aproximações lineares na modelagem do sistema e da limitação da região de operação. As aproximações lineares geram desvios que podem ser compensados com o adequado ajuste dos parâmetros do controlador. Já a limitação da região de operação é realizada de forma que o equipamento possa operar de forma otimizada e dentro de uma região de operação segura. Entretanto, essa limitação não é suficiente para enquadrar a região de operação dentro de uma região na qual o controlador atenda a todas as condições

de processo (TORRISI *et al.*, 2017). Isso possibilita a ocorrência sistemática de *Surge* de curta duração de tempo que podem causar desde danos irreversíveis até a inutilização definitiva do equipamento (SEMLITSCH; MIHĂESCU, 2016). A redução da vida útil dos componentes do compressor por sobrecarga mecânica, um dos sintomas da ocorrência do *Surge*, exige que os intervalos de manutenção sejam reduzidos. Um estoque de sobressalentes também deve ser mantido para reduzir a indisponibilidade não-programada do equipamento, quando assim desejado.

A Figura 6 mostra um gráfico com o comportamento de um mesmo sistema de compressão, submetido às mesmas condições, protegido por Sistemas *Anti-surge* constituídos pelos mesmos componentes, implementados com diferentes algoritmos de controle. O gráfico mostra a relação entre a razão de compressão e a taxa de vazão mássica através do compressor. As diferentes curvas mostram o ponto de operação do compressor em função da velocidade do compressor.

Figura 6 - Gráfico das respostas de um mesmo Sistema *Anti-surge* implementado com diversos algoritmos de controle



Fonte: Torrisi *et al* (2017, pág 1956)

Diante disso, se faz necessária a busca de um controle mais robusto para evitar as consequências do *Surge*, uma vez que evitar as causas que provocam a sua ocorrência não é possível.

2.4.1 Controle de Capacidade

Um compressor é inserido num processo com o objetivo de manter uma pressão ou uma vazão constante para o processo. Para isso, sistemas de controle automáticos

chamados Controle de Capacidade são incorporados aos sistemas de compressão. Para atingir o objetivo, o Controle de Capacidade atua na velocidade do motor, na abertura da válvula de entrada, na abertura da válvula da descarga ou ainda no ângulo das pás do compressor (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010).

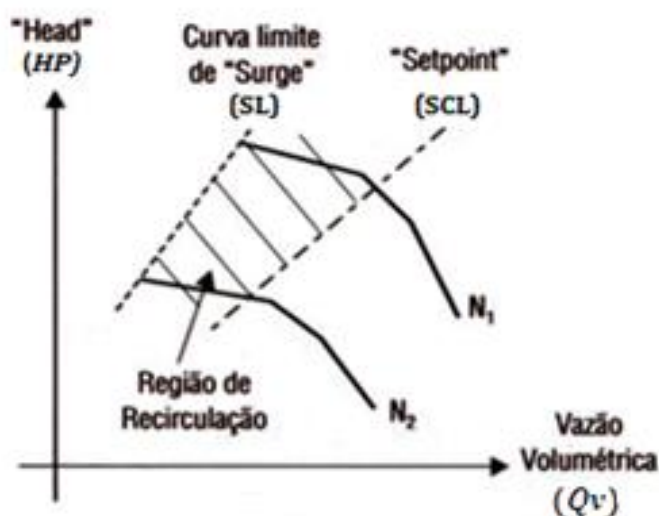
O Controle de Capacidade é realizado através da manipulação da Válvula de Carga, baseando-se no valor de vazão solicitada ao sistema.

2.4.2 Controle *Anti-surge*

É objetivo de um Sistema *Anti-surge* manter o ponto de operação o mais próximo possível dos pontos definidos pela linha *Surge Control Line* (SCL). A correta definição da distância desta linha até a linha *Surge Line* (SL) evita que o ponto de operação do compressor atinja a linha SL. A linha SL é formada pelos pontos a partir dos quais o *Surge* acontece. A proximidade do ponto de operação com os pontos que formam a linha SL indicam que o compressor pode estar operando em regiões de instabilidade na dinâmica do fluido e de baixa eficiência do sistema.

O Controle *Anti-surge* é realizado por meio da inferência do ponto de operação do sistema e consequente manipulação da válvula ASV, baseando-se no limite operacional de segurança da máquina, com o objetivo de garantir que uma vazão mínima (SCL) circule através do compressor, conforme mostra a Figura 8 (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010).

Figura 7 - Mapa de Desempenho de um sistema de compressão genérico



Fonte: Campos; Teixeira (2010, pág 283).

Um sistema integrado para controle de pressão e *Surge* de compressores centrífugos é proposto por Budinis e Thornhill (2015). A proposta considera a utilização de um modelo linear para o controle preditivo. Foi utilizado também um modelo dinâmico não linear para simular a operação do compressor num sistema de compressão composto de uma linha de processo principal com o compressor e uma linha de recirculação com uma válvula antissurto. O sistema foi testado em diversos cenários e ajustes, tendo seus resultados analisados, avaliados e comparados com controladores tradicionais. Foram levados em consideração os efeitos da Temperatura tanto no modelo quanto na formulação das restrições do problema de otimização do MPC.

Segundo BUDINIS e THORNHILL (2015), os resultados apresentados pelo controlador MPC demonstraram a capacidade de controle da pressão de saída e de evitar picos de pressão, ao mesmo tempo em que é eficaz para a rejeição de perturbação e rastreamento do ponto de ajuste. Eles também concluíram que o desempenho do controlador sugerido é mais adequado que o controlador PI para este sistema de múltiplas entradas e múltiplas saídas. Mesmo para objetivos distintos, o controlador MPC teve bom desempenho e que a estratégia a ser utilizada depende de muitos fatores e não pode ser generalizada (BUDINIS; THORNHILL, 2015). Outro aspecto que deve ser levado em consideração é a saturação da variável manipulada, pois ela reduz o desempenho do sistema de controle.

Bentaleb entre outros (2015) propõem um controle preditivo de modelo multivariável para o controle de compressores centrífugos. Nessa proposta, a velocidade de rotação do compressor e o ângulo da palheta guia de entrada são consideradas entradas de controle. Ao considerar uma variável de saída que computa a distância do ponto de operação ao limite de surto, a prevenção de surtos é atingida. A definição da distância é realizada através do mapa invariável de desempenho do compressor, possibilitando o controle do equipamento apenas pelas medições de pressão convencionais da planta.

Através de simulações numéricas foi verificado que a abordagem proposta por Bentaleb entre outros (2015) atende aos objetivos de regulação de pressão e prevenção de surtos sob diferentes cenários e perturbações de processo, tanto à montante, quanto à jusante do equipamento. Além de garantir a prevenção contra

surtos, inclusive em críticas situações de processo, a Válvula *Anti-surge* também atua na regulação de pressão mesmo quando as outras variáveis estão saturadas ou já atingiram sua máxima taxa de variação (BENTALEB et al., 2015).

Algumas técnicas de Controle Preditivo baseado em Modelo (MPC) foram avaliadas, por Torrisi *et al* (2017), em sistemas de compressão centrífuga com dinâmica não linear para controle de pressão e distância do surto. Foram consideradas as formulações MPC Linear e Não-Linear sem compensação para tratar o comportamento dinâmico do compressor. A eficiência computacional de uma aproximação baseada em Programação Quadrática Sequencial (SQP) é discutida e apresenta desempenho semelhante ao MPC Não Linear completo (TORRISI *et al.*, 2017).

Os resultados numéricos das simulações dos métodos SQP e MPC Não Linear realizadas por Torrisi entre outros (2017) mostraram desempenhos superiores aos demais métodos avaliados, sem penalização do desempenho computacional, baseando-se nas métricas de desempenho em *loop* fechado para a margem de pico, a precisão de rastreamento de referência e atuação do sistema. Inicialmente, um procedimento numérico para testar a viabilidade recursiva de uma formulação contrativa do MPC foi discutido. Posteriormente, discutiu-se a aplicação de MPC Linear, Não Linear sem deslocamento e Não-linear SQP. Todas essas abordagens foram simuladas e comparadas com os controladores industriais padrão (Controladores PI com anti-saturação) e apresentaram melhor desempenho. O destaque vai para as abordagens SQP e MPC Não-Linear, que mantiveram o compressor em condição segura mesmo nas situações mais críticas simuladas. A viabilidade da implementação de todas as abordagens MPC é atestada, salientando que as abordagens SQP e MPC Não-Linear são os principais candidatos à implantação industrial (TORRISI *et al.*, 2017).

2.5 ALGORITMOS DE CONTROLE

O desempenho e a faixa operacional dos compressores centrífugos são limitados pela ocorrência de uma instabilidade aerodinâmica denominada *Surge*. Essa instabilidade pode causar graves danos à máquina devido a grandes cargas mecânicas e térmicas (SEMLITSCH; MIHĂESCU, 2016). Uma maneira de lidar com essa instabilidade é o

controle ativo. Nesta abordagem, a dinâmica do sistema de compressão é modificada através da retroalimentação de perturbações no campo de fluxo. Essas técnicas podem estender a faixa operacional estável para fluxos de massa mais baixos, o que torna o compressor mais versátil. Além disso, permite a operação segura do compressor com a máxima eficiência, uma vez que o ponto de operação correspondente normalmente fica próximo ao ponto de máxima eficiência (HELVOIRT; JAGER; STEINBUCH, 2000).

2.5.1 Controle Proporcional – Integral – Derivativo (PID):

A difusão dos controles PID está na sua aplicabilidade geral à maioria dos sistemas de controle. Em particular, quando o modelo matemático da planta não é conhecido e, portanto, métodos de projeto analítico não podem ser utilizados, controles PID se mostram os mais úteis. Na área dos sistemas de controle de processos, sabe-se que os esquemas básicos de controle PID e os controles PID modificados provaram sua utilidade conferindo um controle satisfatório, embora em muitas situações eles possam não proporcionar um controle ótimo (OGATA, 2003).

Se um modelo matemático da planta pode ser obtido, então é possível aplicar várias técnicas de projeto na determinação dos parâmetros do controlador que atenderão às especificações do regime transitório e do regime permanente do sistema de malha fechada. Contudo, se a planta for muito complexa, de modo que seu modelo matemático não possa ser obtido facilmente, então a abordagem analítica do projeto do controlador PID não será possível. Temos então de recorrer a abordagens experimentais de sintonia de controladores PID (OGATA, 2003).

Em 1942, Ziegler e Nichols apresentaram dois métodos para determinar os parâmetros de um controlador PID. Esses métodos são amplamente usados por fabricantes de controladores e na indústria. Os métodos são baseados na determinação das características dinâmicas do processo permitindo a definição dos parâmetros do controlador PID através de fórmulas simples. Representando a dinâmica de um processo $G_p(s)$ por meio de uma abordagem a um tempo morto de primeira ordem, a equação que representa esse processo é expressa em termos de parâmetros que representam suas características dinâmicas. Os parâmetros que

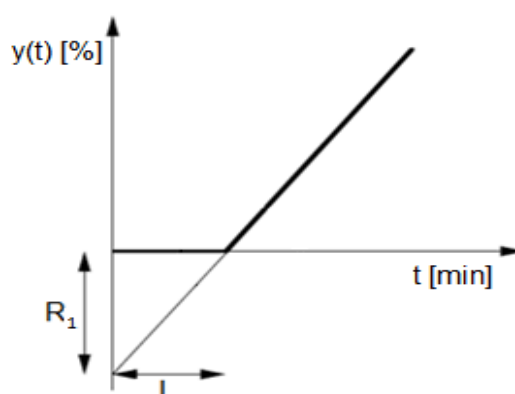
representam essas características são chamados de Ganho Estático (K), Tempo Morto (θ) e Constante de Tempo (T) e se correlacionam de acordo com a Equação 5

$$Gp(s) = \frac{K^{-\theta.s}}{T.s + 1} \quad (5)$$

A partir da abordagem do modelo de processo por meio de um modelo atrasado de primeira ordem, Ziegler e Nichols (1942) desenvolveram um de seus métodos para definir os parâmetros de configuração dos Controladores PID.

O primeiro método, denominado *Step Response Method* (SRM), consiste em determinar as características do processo em malha aberta. Com o sistema em estado estacionário, o modo de operação do controlador é alterado para Manual. Em seguida, é feita uma alteração de até 20% no valor do Setpoint. Os parâmetros Dead Time (L) e Unit Reaction Rate (R_1) são obtidos graficamente a partir da curva de resposta do sistema à alteração do Setpoint, conforme mostrado na Figura 8.

Figura 8 - Parâmetros da dinâmica do processo



Fonte: o Autor

Uma vez obtidas as características do processo, os parâmetros do controlador PID são definidos de acordo com a Tabela 1:

Tabela 1 – Fórmulas dos parâmetros PID para o SRM

| | P | PI | PID |
|-------|-------------------------|---------------------------|---------------------------|
| K_p | $\frac{1}{R_1 \cdot L}$ | $\frac{0,9}{R_1 \cdot L}$ | $\frac{1,2}{R_1 \cdot L}$ |
| K_i | - | $\frac{0,3}{L}$ | $\frac{0,5}{L}$ |
| K_d | - | - | $0,5 \cdot L$ |

O segundo método, denominado Método de Resposta em Frequência (FRM), é similarmente baseado na dinâmica do processo. Com o controlador conectado ao sistema, os tempos t_i e t_d são ajustados para o valor máximo e 0, respectivamente. Gradualmente, o Ganho Proporcional é aumentado até que a resposta do sistema oscile, ou seja, até que a resposta do sistema atinja o Limite de Estabilidade. Neste ponto, o valor do Ganho Proporcional é denominado Sensibilidade Máxima (S_u). O período da onda formada pela resposta do sistema é denominado Período Último (P_u). Estimadas as características do processo, os parâmetros do controlador PID são definidos conforme Tabela (parâmetros PID - FRM):

Tabela 2 - Formulas dos parâmetros PID para o FRM

| | P | PI | PID |
|-------|-----------|-------------|-----------|
| K_p | $0,5.S_u$ | $0,45.S_u$ | $0,6.S_u$ |
| K_i | - | $1,2 / P_u$ | $2 / P_u$ |
| K_d | - | - | $P_u / 8$ |

Segundo Ziegler e Nichols (1942), é possível converter parâmetros entre métodos por meio de fórmulas simples. Os parâmetros de taxa de reação (R_1) e tempo morto (L) podem ser convertidos em parâmetros de sensibilidade final (S_u) e período final (P_u) usando as seguintes relações:

$$P_u = 4.L \quad (6)$$

$$S_u = \frac{2}{R_1.L} \quad (7)$$

É importante ressaltar que os métodos descritos por Ziegler e Nichols (1942) são baseados no clássico algoritmo PID paralelo, mostrado na Equação 8

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{K_i}{s} + K_d s \right) \quad (8)$$

Onde K_p é o Ganho Proporcional, K_i é o Ganho Integral e K_d é o Ganho Derivativo. Os autores nomearam esses parâmetros como *Sensitivity Gain*, *Reset Rate* e *Pre-act time*, respectivamente (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010).

2.5.2 Controle Preditivo baseado em Modelo (MPC):

O controle preditivo baseado no modelo (MPC) é uma estratégia de controle que vem ganhando espaço na indústria nas últimas duas décadas. A possibilidade de regulação de processos multivariáveis lineares e não lineares com restrições é o principal motivo dessa ampliação do uso desse controle. Um controle convencional utiliza uma lei de controle previamente calculada enquanto que o controlador preditivo baseia-se explicitamente no modelo do processo para calcular em tempo real o comportamento futuro da planta (DE SANTANA; BIM; AMARAL, 2008).

2.6 MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE COMPRESSÃO

Uma adaptação do modelo matemático baseado nas equações de Moore e Greitzer (1986) foi utilizado. As equações, baseadas na Lei da Conservação da Massa, descrevem a dinâmica de um sistema de compressão que possui instalada uma válvula de reciclo em *loop* fechado. A adaptação consiste na adequação das equações de fluxo de massa, uma vez que o sistema analisado possui instalada uma válvula de reciclo em *loop* aberto.

As equações definidas para um sistema de compressão com variação de velocidade e torque, possuindo uma válvula de reciclo instalada em *loop* fechado, são as seguintes (GREITZER, 1976):

$$\dot{m}_r = \frac{1}{T_r} \cdot (m_{r,ss}(p_i, p_o, k_r) - m_r) \quad (9)$$

$$\dot{m} = \frac{A}{L} \cdot (\pi(w\omega, m) \cdot p_i - p_o) \quad (10)$$

$$\dot{p}_i = \frac{a_i^2}{V_i} \cdot (m_i(p_i) - m + m_r) \quad (11)$$

$$\dot{p}_o = \frac{a_o^2}{V_o} \cdot (-m_o(p_o) + m - m_r) \quad (12)$$

$$\dot{w} = \frac{1}{J} \cdot (\tau_d - \tau_c(w, m) - uw) \quad (13)$$

Onde:

\dot{m}_r : Variação da Taxa de fluxo de gás [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$];

m_r : Taxa de fluxo de gás através da válvula Anti-surge [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$].

$m_{r,ss}(p_i, p_o, k_r)$: Taxa de fluxo nas condições atuais de operação [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$].

T_r : Constante de tempo da válvula de Anti-surge [s];

- \dot{p}_i : Taxa de variação da pressão na sucção do compressor [kPa.s⁻¹];
 \dot{p}_o : Taxa de variação da pressão na descarga do compressor [kPa.s⁻¹];
 $\dot{\omega}$: Taxa de variação da rotação do compressor [rad.s⁻¹];
 J : Momento de Inércia do conjunto [kg.m²];
 τ_d : Torque desenvolvido [N.m];

2.7 SISTEMAS EMBARCADOS

Um controlador *Anti-surge* exige uma alta capacidade de processamento dos sinais de controle devido a pequena duração da ocorrência do fenômeno (SEMLITSCH; MIHĂESCU, 2016). Esse critério faz com que os controladores de processo da planta não sejam capazes de desempenhar essa função devido a volumosa quantidade de variáveis controladas. Isso gera a necessidade da implementação de um controlador exclusivo para desempenhar essa função (TORRISI *et al.*, 2017).

Devido ao desenvolvimento tecnológico da eletrônica industrial, controladores de processo com capacidades de memória e processamento, adequadas a um Sistema *Anti-surge*, passaram a fazer parte do cotidiano industrial. Estudos recentes sobre controladores *Anti-surge* têm sido realizados com a implementação de algoritmos de Controle Moderno em Controladores Lógicos Programáveis (CLPs), como demonstrado por Torrisi *et al* (2017). Estudos recentes trazem formulações de controladores NMPC para interação em tempo real (GROS *et al.*, 2016), ou seja, controladores que demandam esforço computacional e tempo de processamento menores. O algoritmo utilizado nessa implementação é mostrado a seguir:

Algoritmo 1: RTI para NMPC no tempo discreto i

Fase de preparação realizada no intervalo de tempo $[t_{i-1}, t_i[$

Entradas: Solução NMPC anterior (x_{i-1}, u_{i-1}) , referência $(x_{i-1}^{ref}, u_{i-1}^{ref})$.

- 1 Substitua (x_{i-1}, u_{i-1}) de acordo com (14) para construir $(x_i^{guess}, u_i^{guess})$
- 2 Avaliar $r_{i,k}$ e $h_{i,k}$ e as sensibilidades $A_{i,k}$, $B_{i,k}$, $C_{i,k}$, $D_{i,k}$, $H_{i,k}$ e $J_{i,k}$ utilizando a equação (16)
- 3 Forme QP (15) omitindo \hat{x}_i , prepare todos cálculos possíveis (Por exemplo, condensação, fatoração de matriz)

Retorne QP (15).

Fase de Feedback realizada no tempo t_i mediante a disponibilidade de \hat{x}_i

- 4 Calcule $(\Delta x_i, \Delta u_i)$ introduzindo \hat{x}_i em QP (15) e resolva-o.
- 5 Aplique o passo completo de Newton

$$(x_i, u_i) = (x_i^{guess}, u_i^{guess}) + (\Delta x_i, \Delta u_i)$$

Retorne a solução NMPC (x_i, u_i)

Onde:

$$x_{i,k}^{guess} = x_{i-1,k+1}, \quad k = 0, \dots, N-1 \quad (14a)$$

$$u_{i,k}^{guess} = u_{i-1,k+1}, \quad k = 0, \dots, N-2 \quad (14b)$$

$$x_{i,N}^{guess} = f(x_{i,N-1}^{guess}, u_{i,N-1}^{guess}) \quad (14c)$$

$$QP_{NMPC}(\hat{x}_i, x_i^{ref}, u_i^{ref}, x_i^{guess}, u_i^{guess}) = \arg \min_{(\Delta x_i, \Delta u_i)} \sum_{k=0}^{N-1} \frac{1}{2} \cdot \begin{bmatrix} \Delta x_i \\ \Delta u_i \end{bmatrix} \cdot H_{i,k} \cdot \begin{bmatrix} \Delta x_i \\ \Delta u_i \end{bmatrix} + J_{i,k}^T \cdot \begin{bmatrix} \Delta x_i \\ \Delta u_i \end{bmatrix} \quad (15)$$

s.t.

$$\begin{aligned} (\Delta x_{i,0}) &= \hat{x}_i - x_{i,0}^{guess}, \\ \Delta x_{i,k+1} &= A_{i,k} \cdot (\Delta x_{i,k}) + B_{i,k} \cdot (\Delta u_{i,k}) + r_{i,k}, \\ C_{i,k} \cdot \Delta x_{i,k} + D_{i,k} \cdot \Delta u_{i,k} + h_{i,k} &\leq 0 \end{aligned}$$

$$A = \left. \frac{\partial f(x, u)}{\partial x} \right|_{x_{i,k}^{guess}, u_{i,k}^{guess}},$$

$$B = \left. \frac{\partial f(x, u)}{\partial u} \right|_{x_{i,k}^{guess}, u_{i,k}^{guess}},$$

$$C = \left. \frac{\partial h(x, u)}{\partial x} \right|_{x_{i,k}^{guess}, u_{i,k}^{guess}},$$

$$D = \left. \frac{\partial h(x, u)}{\partial u} \right|_{x_{i,k}^{guess}, u_{i,k}^{guess}}, \quad (16)$$

$$r_{i,k} = f(x_{i,k}^{guess}, u_{i,k}^{guess}) - x_{i,k+1}^{guess},$$

$$h_{i,k} = h(x_{i,k}^{guess}, u_{i,k}^{guess}),$$

$$J_{i,k} = W_{i,k} \begin{bmatrix} x_{i,k}^{guess} - x_{i,k}^{ref} \\ u_{i,k}^{guess} - u_{i,k}^{ref} \end{bmatrix},$$

$$W_{i,k} = H_{i,k}$$

O algoritmo se divide em duas fases distintas: A fase de preparação dos cálculos e a fase de realimentação do sistema. A fase de preparação dos cálculos tem como objetivo efetuar todos os cálculos necessários para a definição da lei controle

otimizada. São utilizadas como entradas do algoritmo a solução NMPC anterior (x_{i-1}, u_{i-1}) e a trajetória de referência (x_i^{ref}, u_i^{ref}) . A partir desses dados, a solução estimada $(x_i^{guess}, u_i^{guess})$ é calculada. Com esses resultados torna-se possível a computação das demais variáveis utilizadas no cálculo da solução ótima para o sistema. (GROS *et al.*, 2016).

O algoritmo faz a verificação dos desvios $r_{i,k}$ e o atendimento às restrições $h_{i,k}$. A variável $r_{i,k}$ é a diferença entre a condição atual do sistema $(A_{i,k} \cdot (\Delta x_{i,k}) + B_{i,k} \cdot (\Delta u_{i,k}))$ e a lei controle do momento futuro $(\Delta x_{i,k+1})$. Caso $r_{i,k}$ seja igual a zero, o Otimizador se encarregará apenas de rejeitar os distúrbios de processo e o erro gerado por imperfeições do modelo linear. Caso contrário, ele definirá uma nova lei de controle. As restrições de desigualdade $(h_{i,k})$ referem-se à limitação da abertura da válvula *Anti-surge*, que é expressa em percentual de 0 a 100%. Já as matrizes $A_{i,k}$, $B_{i,k}$, $C_{i,k}$ e $D_{i,k}$ são derivadas parciais definidas a partir da linearização do modelo do sistema em malha aberta, através do conjunto de equações expresso por (16) (GROS *et al.*, 2016). As matrizes $H_{i,k}$ e $W_{i,k}$, que nesse caso são iguais, são uma aproximação para o Hessiano do Lagrangiano do problema de Otimização dado por (15), a função objetivo com suas restrições (BOCK, 1983). As variáveis $\Delta x_{i,k}$ e $\Delta u_{i,k}$ são formadas pelo somatório, dentro do horizonte de predição (N), da diferença entre os valores futuros de Estado e percentual de abertura da válvula *Anti-surge* e os valores de Estado e percentual de abertura da Válvula *Anti-surge* de referência, baseando-se no Estado Atual do sistema (GROS *et al.*, 2016).

A construção do problema de Otimização (15) consiste no cálculo das matrizes $A_{i,k}$, $B_{i,k}$, $C_{i,k}$, $D_{i,k}$, $H_{i,k}$ e $J_{i,k}$, de acordo com (16), para que seja possível definir a direção de Newton de busca da solução ótima para o problema. Uma vez definida a direção de Newton, segue-se com a definição do tamanho de passo de Newton. Em seguida, a nova solução é calculada a partir de (17), utilizando-se o tamanho do passo de Newton $\alpha \in]0,1]$. Isso faz com que a descida do método, a estabilidade e a convergência sejam garantidas, conforme demonstrado por GROS *et al.* (2016).

$$(x_i^g, u_i^g) \leftarrow (x_i^g, u_i^g) + \alpha(\Delta x_i, \Delta u_i) \quad (17)$$

Com a nova possível solução definida, o novo valor de abertura da válvula *Anti-surge* estará definido.

3 METODOLOGIA

Para verificar o desempenho de um controlador NMPC, simulações matemáticas do sistema de controle de uma mesma planta foram realizadas. Para essa simulação, foi escolhido um sistema genérico, com função de transferência conhecida. A função de transferência do sistema escolhido é representada pela Equação 18:

$$\frac{v_s}{v_e} = \frac{1}{s + 1} \quad (18)$$

Onde:

v_e : Variável de entrada.

v_s : Variável de saída.

Um controlador digital PI digital foi implementado para a obtenção de seus resultados. Esses resultados foram utilizados como parâmetros de referência para a avaliação dos resultados obtidos pelo controlador NMPC. A equação do algoritmo do controlador PI, no domínio da frequência, é representada pela Equação (19) a seguir.

$$G_c(s) = K_p \cdot (1 + K_i \cdot s) \quad (19)$$

Os parâmetros K_p e K_i do algoritmo do controlador PI foram ajustados de acordo com o Método de Resposta em Frequência (ZIEGLER; NICHOLS, 1942), uma vez que a resposta em malha fechada do sistema a uma mudança de degrau na referência é oscilatória. Seguindo o método, a Sensibilidade Máxima (S_u) encontrada foi igual a 50,495. O Período Final (P_u) medido foi de 0,12 s. O método define que o valor dos parâmetros K_p e K_i deve ser calculado conforme Tabela (2), mostrada a seguir.

$$K_p = 0,45 \cdot S_u = 0,45 \cdot 50,495 = 22,723$$

$$K_i = \frac{1,2}{P_u} = \frac{1,2}{0,120} = 10$$

O controlador NMPC foi criado com uma variável de estado, uma variável de saída e uma variável de entrada, com o tempo de amostragem definido em 0,02 segundos. Foi utilizado um Detector de Erro baseado no método de Euler, com o Tempo de Amostragem ajustado em 0,02 segundos e o número de etapas do método em 20.

Os controladores PI e NMPC foram implementados para sistemas com a mesma função de transferência, a fim de coletar dados para avaliação de seu desempenho, conforme descrito por OGATA (2003).

Adicionalmente, foram realizadas simulações para avaliar o comportamento da resposta do sistema a uma perturbação com características de um fenômeno *Surge* na saída do processo. Como distúrbio, um sinal de onda quadrada simétrica, amortecido por uma função de transferência de primeira ordem, foi gerado para representar a ocorrência do fenômeno SURGE, uma vez que o ciclo do fenômeno consiste em variações opostas súbitas e sucessivas das variáveis do processo. Para a simulação, foram escolhidos períodos de perturbação de aproximadamente 0%, 25%, 50%, 75% e 100% da diferença entre a duração máxima e mínima do fenômeno descrita por Semlitsh e Mihaescu (2016), ou seja, sinais com um tempo de ciclo 0,333 s, 1 s, 1,667 s, 2,333 s e 3 s.

A avaliação do controlador NMPC foi realizada com base nas métricas obtidas pelo Controlador PI. O índice de avaliação do controlador NMPC foi expresso em valores percentuais em relação ao desempenho apresentado pelo Controlador PI. Os resultados foram calculados por meio da Equação (25), onde IM significa o Índice de Avaliação do controlador NMPC obtido para a métrica M e M_x é a métrica M obtida pelo controlador x. A equação (20) é mostrada abaixo. M pode assumir os valores t_d , t_p , t_r , t_s e M_p .

$$I_M = \frac{(M_{pi} - M_{nmpc})}{M_{pi}} * 100\% \quad (20)$$

4 AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS

Os resultados obtidos com a simulação dos algoritmos de controle mencionados são apresentados a seguir. A Tabela 3 mostra os resultados das calculadas métricas de desempenho dos controladores PI e NMPC quando submetidos a uma variação do tipo degrau na referência, de amplitude igual a 5 unidades.

O valor de t_d calculado para o controlador NMPC foi 300% do valor obtido graficamente do controlador PI. O valor de t_r calculado para o controlador NMPC foi 200% maior do que o valor calculado para o controlador PI. O valor de t_p calculado para o controlador NMPC foi 100% maior que o valor calculado para o controlador PI. No entanto, o controlador PI teve um M_p de 24,4%, enquanto o controlador NMPC não apresentou sobressinal. O valor de t_s calculado para o controlador NMPC foi de aproximadamente 50% do valor apresentado pelo controlador PI.

Tabela 3 - Resposta do sistema

| Parâmetro | PID | NMPC | I_M |
|--------------------------|--------|--------|---------|
| Delay Time (t_d) | 0,02 s | 0,06 s | - 200 % |
| Rise Time (t_r) | 0,04 s | 0,12 s | - 200 % |
| Peak Time (t_p) | 0,08 s | 0,24 s | -200 % |
| Peak Overshoot (M_p) | 24,4 % | 0,0 % | + 100 % |
| Settling Time (t_s) | 0,32 s | 0,16 s | + 50 % |

Fonte: O Autor.

As métricas calculadas para t_d e t_r mostraram que o sistema apresentou uma maior velocidade de resposta com o Controlador PI do que com o Controlador NMPC. Mesmo possuindo um menor tempo de atraso na resposta, o Controlador PI apresentou grande dificuldade em atingir o estado estacionário, apresentando o valor de t_s mais do que duas vezes maior que o valor apresentado pelo controlador NMPC. Após atingir os valores dentro da região considerada em regime permanente pela primeira vez, a resposta do sistema com o Controlador NMPC não ultrapassou essa faixa de valores. Isso significa que a métrica M_p obtida graficamente não representa uma característica real do sistema, pois o sobressinal não foi caracterizado. Conseqüentemente, a métrica t_p também não representa uma característica real do

sistema, uma vez que a métrica também está associada à ocorrência de sobressinal na resposta do sistema.

A Figura 8 mostra a resposta dos sistemas à Perturbação gerada no tempo de simulação de 3 s. A resposta do controle NMPC é representada pelo marcador [x]. A resposta do controle PI é representada pelo marcador [+]. Aplicando uma perturbação com valor de amplitude igual a 30% do valor de referência com tempo de ciclo de 3 s na saída do sistema, o desempenho dos controladores foi semelhante. No primeiro semiciclo da perturbação, ambas as respostas atingiram valores máximos na resposta do sistema de aproximadamente 5,46. Este valor de resposta foi alcançado 0,12 s após o início da perturbação. Ambos os sistemas retornaram a um estado estacionário em 0,34 s após o início da perturbação. No início do segundo semiciclo da perturbação, a resposta do sistema com um controlador PI mostrou um sobressinal, enquanto a resposta do controlador NMPC retornou suavemente ao valor de referência sem apresentar sobressinal. Ao final da perturbação, ambos os sistemas apresentaram respostas com aproximadamente o mesmo comportamento do início da perturbação.

A Figura 9 mostra as respostas do sistema a uma perturbação com um tempo de ciclo de 2,333 s. Ambas as respostas do sistema apresentaram sobressinal na resposta, atingindo o valor de 5,593 no instante 3,12 s. Ambos os sistemas retornaram ao estado estacionário 0,36 s após o início da perturbação. No início do segundo semiciclo, a resposta do sistema com controlador PI volta a apresentar sobressinal, atingindo o valor de 5,349 no tempo de simulação de 4,32 s. O estado estacionário é alcançado no tempo de simulação de 4,54 s. A resposta do sistema com o controlador NMPC voltou suavemente ao estado estável e não apresentou sobressinal na saída. O estado estacionário foi alcançado no tempo de simulação 4,60 s. Ao final da perturbação, o comportamento das respostas do sistema foi semelhante ao comportamento observado no início da perturbação.

A Figura 10 mostra as respostas do sistema a uma perturbação com um tempo de ciclo de aproximadamente 1,667 s. Ambas as respostas do sistema apresentaram sobressinal na resposta no início do primeiro semiciclo, atingindo um valor de 5,776 em 3,12 s. Ambos os sistemas retornaram a um estado estacionário 0,38 s após o

início da perturbação. No início do segundo semiciclo, a resposta do sistema com controlador PI volta a apresentar sobressinal, atingindo o valor de 5,567 no tempo de simulação de 4,00 s. O estado estacionário é alcançado no tempo de simulação de 4,20 s. A resposta do sistema com o controlador NMPC voltou suavemente ao estado estável e não apresentou sobressinal na saída. O estado estacionário foi alcançado no tempo de simulação de 4,18 s. Ao final da perturbação, o comportamento das respostas do sistema apresentou comportamento semelhante ao observado no início da perturbação, atingindo um estado estacionário no tempo de simulação de 4,94 s.

A Figura 11 mostra as respostas do sistema a uma perturbação com um tempo de ciclo de 1,00 s. Ambas as respostas do sistema apresentaram sobressinal na resposta, atingindo um valor de 6,018 no tempo de simulação igual a 3,08 s. Ambos os sistemas voltaram ao estado estacionário 0,380 s após o início da perturbação. No início do segundo semiciclo, a resposta do sistema com controlador PID também apresentou sobressinal, atingindo o valor de 5,972 no tempo de simulação 3,64 s. O estado estacionário é alcançado no tempo de simulação 3,80 s. A resposta do sistema com o Controlador NMPC retornou suavemente a um estado estável e não apresentou sobressinal na saída. O estado estacionário foi atingido em 3,76 s. Ao final da perturbação, ambos os sistemas atingiram um estado estacionário no tempo de simulação de 4,3 s.

A Figura 12 representa o caso mais grave do fenômeno *Surge* descrito por Semlitsh e Mihaescu (2017), com um tempo de ciclo de 0,333 s. Desta vez, as respostas do sistema foram totalmente diferentes dos casos anteriores. Os controladores PI e NMPC não conseguiram rejeitar os efeitos do distúrbio causado pela saída do sistema. Ambas as respostas do sistema mostraram uma perturbação na saída do sistema, atingindo o valor de 6,383 a 0,04 s do início da perturbação. Até o final do primeiro semiciclo da perturbação, ambos os sistemas não atingiram o estado estacionário. No tempo de simulação de 3,16 s, o valor das saídas do sistema ainda era 5,956. No início do segundo semiciclo, a resposta do sistema de controle PI mostrou um sobressinal de, aproximadamente, mesma amplitude do distúrbio gerado. O valor de saída do sistema atingiu 6,308. Mais uma vez, o sistema de controle PI não conseguiu atingir o estado estacionário antes do final da perturbação. Ao final da Perturbação, a resposta do sistema de controle PI foi de 6,502. A resposta do sistema de controle

NMPC atingiu um estado estacionário em 0,12 s após o início do segundo semiciclo da perturbação e a saída do sistema não apresentou sobressinal. Ao final da perturbação, a saída do sistema de controle PI apresentou um sobressinal de amplitude maior que a amplitude da perturbação gerada. A resposta do sistema atingiu 7,134. O sistema voltou ao estado estacionário aproximadamente 0,4 s após o fim da perturbação. O valor de saída do sistema de controle NMPC atingiu 6,225. O sistema atingiu um estado estacionário 0,26 s após o fim da perturbação.

Figura 8 - Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 3 s

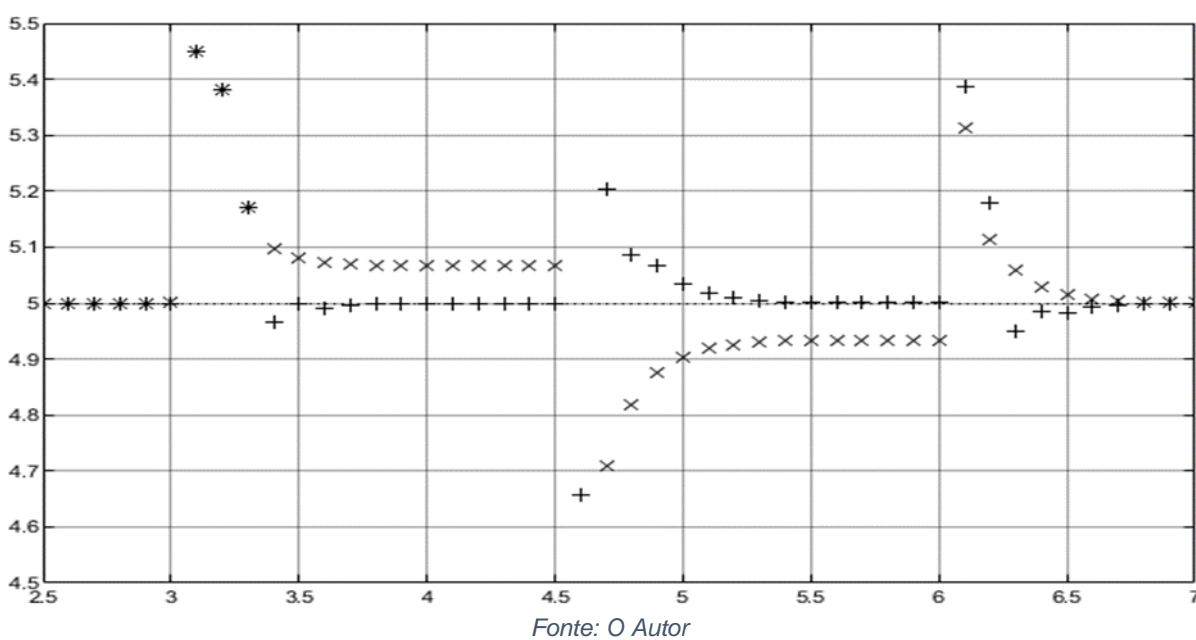


Figura 9 - Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 2,333 s

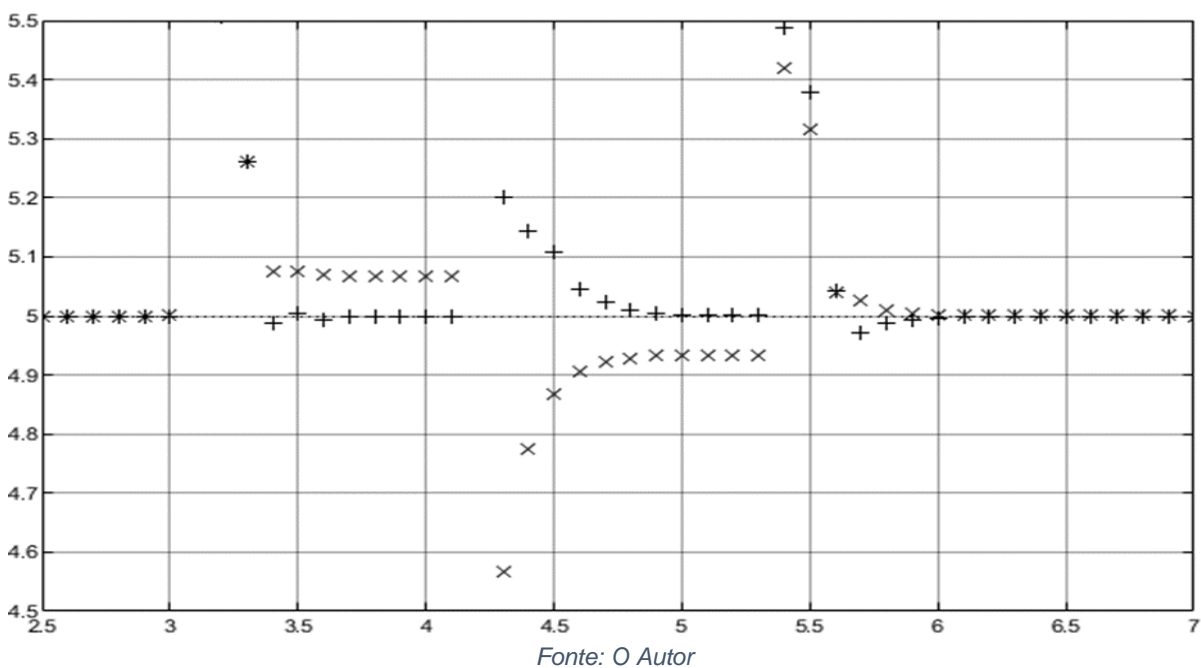
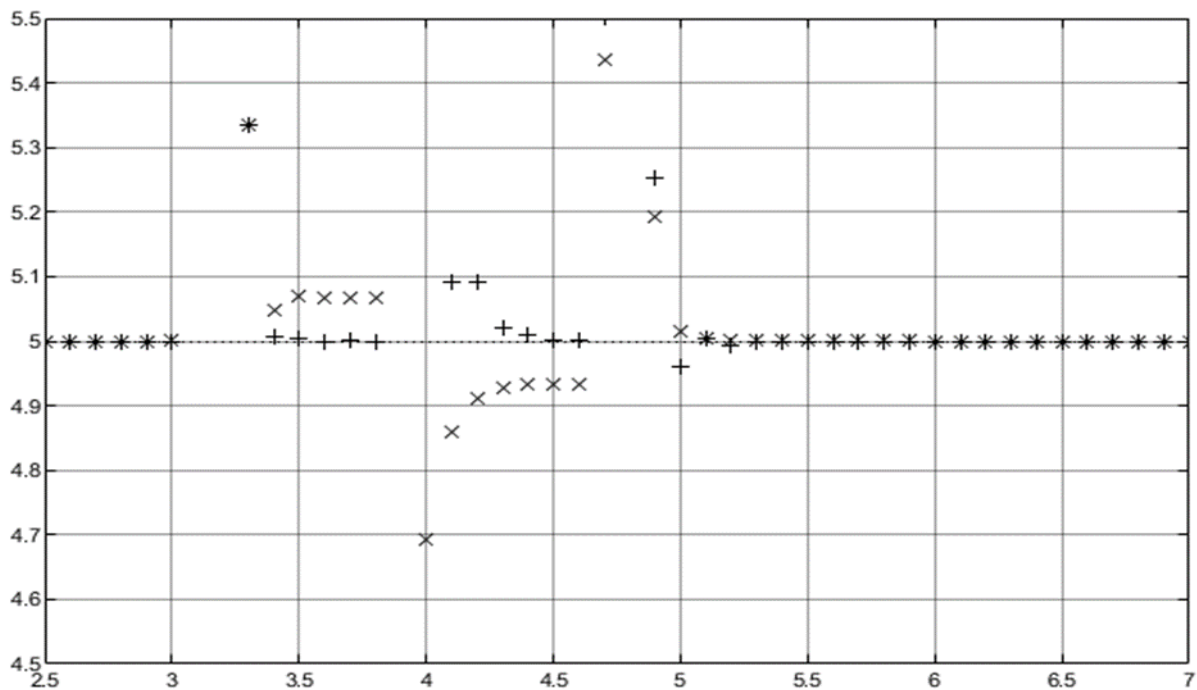
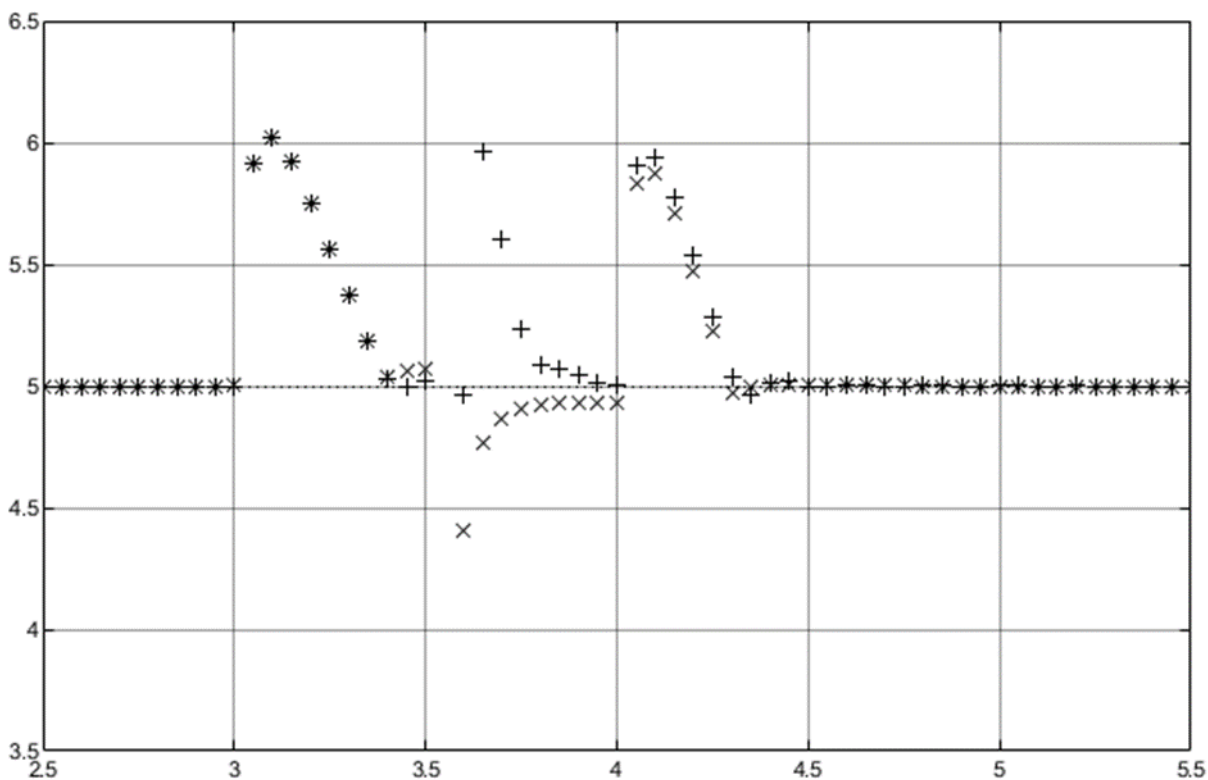


Figura 10 - Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 1,667 s.



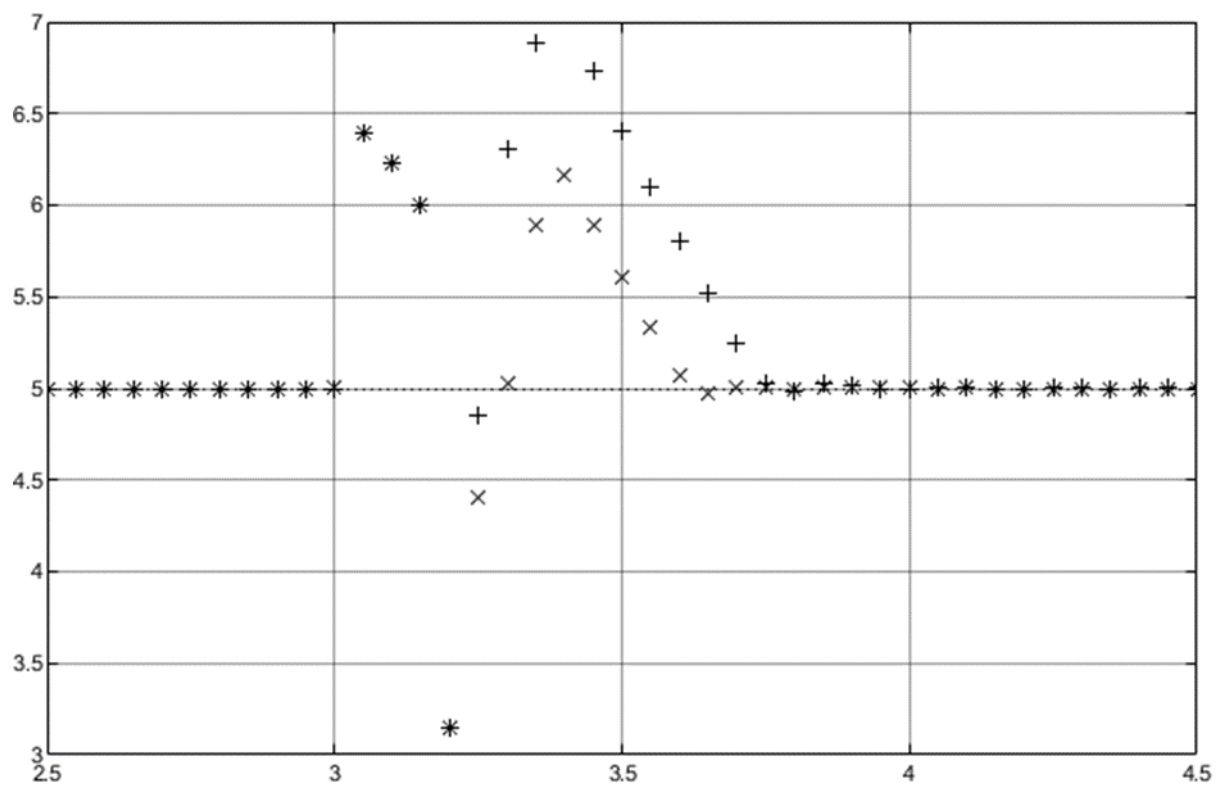
Fonte: O Autor

Figura 11 - Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 1,0 s



Fonte: O Autor

Figura 12 - Resposta do sistema. Tempo de ciclo do Distúrbio 0,333 s



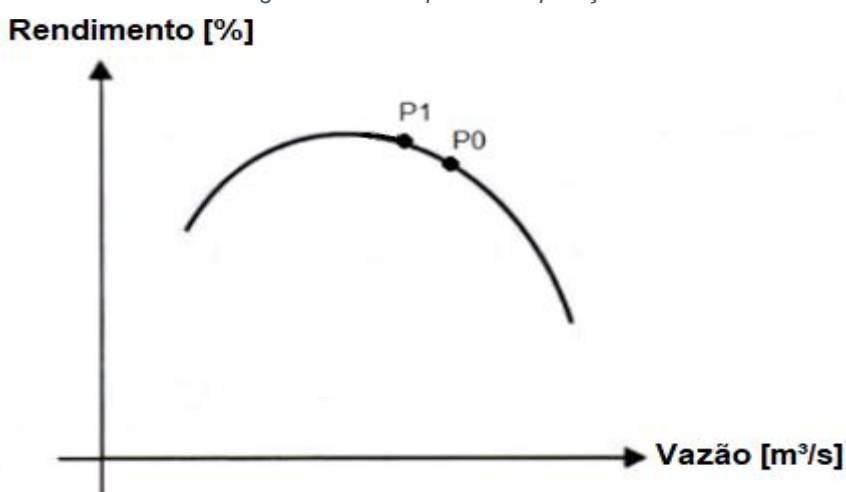
Fonte: O Autor

5 CONCLUSÕES

Os resultados das simulações foram capazes de mostrar algumas peculiaridades dos algoritmos avaliados. Os resultados esperados também foram confirmados nas simulações. Os controladores tiveram desempenho semelhante quando submetidos a distúrbios de baixa frequência (Período de perturbação igual a 3,0, 2,333 e 1,667 s) apresentando um desempenho excelente. Tanto a capacidade de rejeitar os efeitos da perturbação gerada quanto a capacidade de retornar e manter o processo nas condições esperadas atenderam às necessidades de controle. Porém, o aumento na frequência do sinal de Perturbação causou uma diminuição no desempenho apresentado pelos Controladores. Em frequências de perturbação mais altas (Período de perturbação igual a 1,0 e 0,333 s), a capacidade dos controladores de rejeitar os efeitos da perturbação foi baixa ao ponto de toda perturbação gerada ser observada na resposta do sistema. Observou-se ainda que o algoritmo PI não foi capaz de controlar o sistema. Ao analisar a resposta do sistema constatou-se que o controle PI atingiu a instabilidade pois o sistema apresentou um sobressinal no segundo semiciclo maior que o sobressinal apresentado no primeiro semiciclo de perturbação. Também foi verificado que o Controlador PI não foi capaz de fazer com que o sistema retornasse às condições desejadas antes do final de cada semiciclo de perturbação. Isso significa que no caso de ocorrência de um novo ciclo da Perturbação (Característico de um *Surge*) o sistema ainda estaria sob a influência do ciclo anterior do Distúrbio. O controlador NMPC também teve sua capacidade de rejeitar os efeitos da perturbação criticamente reduzida com o aumento da frequência da perturbação. Porém, a influência do aumento da frequência do Perturbação não foi suficiente para comprometer a capacidade de manter o sistema nas condições desejadas. O controlador foi capaz de retornar a variável controlada para a região desejada antes da transição do sinal de perturbação. O sobressinal apresentado no início do segundo semiciclo também foi inferior ao valor apresentado no primeiro semiciclo.

Um controle mais efetivo e mais robusto permite a escolha de uma menor margem de Segurança, o que levaria o atual ponto de operação do compressor (P0) para um novo ponto da curva de desempenho (P1), como mostrado na Figura 13, onde o compressor apresenta um maior rendimento, o que gera economia de energia elétrica na compressão do gás. A Figura 13 trata-se de um gráfico genérico da curva do Rendimento de um Compressor em função da Vazão de fluido através do Compressor. O ponto da curva de menor Vazão da representa a Vazão de *Surge*. O ponto P0 representa o ponto de operação escolhido para o controlador PI iniciar a

Figura 13 - Novo ponto de operação



Fonte: O Autor

recircular o excesso de gás. O ponto P1 representa o ponto de operação a ser escolhido para um controlador NMPC. Assim, fica evidente que o Controlador NMPC teve um desempenho de controle mais adequado do que o desempenho apresentado pelo Controlador PI nas condições definidas para a simulação.

Para trabalhos futuros, os próximos passos seriam a validação da definição do modelo matemático de um compressor real e a implementação do controlador NMPC com iteração em Tempo Real embarcado em um equipamento utilizado em ambiente industrial.

6 TRABALHOS PUBLICADOS E PRODUTOS

SILVA, DÁRIO E.; MESTRIA, MÁRIO. **CONTROLE INTEGRADO DE COMPRESSORES DE GÁS NATURAL. ENEGEP 2020 - Encontro Nacional de Engenharia de Produção.** https://doi.org/10.14488/enegep2020_tn_sto_344_1765_40208

Capítulo de livro: SILVA, Dário Eler. Um sistema de controle integrado aplicado a compressores de gás natural. *In*: CHIROLI, Daiane M. de G.. Modelagem de processos de Fabricação: para novas tecnologias inovadoras. Ponta Grossa: Aya, 2020. p. 83 – 96. DOI: 10.47573/aya.88580.2.8.5

Artigo de revista: SILVA, DÁRIO E.; MESTRIA, MÁRIO. **Evaluation of an Antisurge Control via Nonlinear MPC**, TCON-2021-0207 (Em análise), International Journal of Control, 2021.

Registro de software: ASController - Antisurge Control by Nonlinear Model Predictive Controller, 2021, Brasil. Instituição de Registro: INPI - Instituto Nacional da Propriedade Industrial. Número do registro: BR512021000728-0. Data de depósito: 13/04/2021. Data da concessão: válido por 50 anos a partir de 1º de janeiro subsequente à data de 13/04/2021. Instituição: Ifes. Finalidade: o ASController é um software capaz de otimizar duas variáveis diretamente relacionadas ao ambiente produtivo: a segurança operacional do equipamento e o uso de energia elétrica.

REFERÊNCIAS

API - AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Machinery protection systems, fourth edition. **API Standard**, n. 670, p. 1–96, 2014.

BATSON, B. W. Invariant coordinate systems for compressor control. 10 jun. 1996, [S.I.]: American Society of Mechanical Engineers, 10 jun. 1996. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/96-GT-240>>.

BENTALEB, T. et al. Model Predictive Control for pressure regulation and surge prevention in centrifugal compressors. jul. 2015, [S.I.]: IEEE, jul. 2015. p. 3346–3351. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/7331051/>>.

BOCK, H. G. Recent Advances in Parameteridentification Techniques for O.D.E. **Numer. Treat. Inverse Probl. Differ. Integr. Equations**. Boston, MA: Birkhäuser Boston, 1983. p. 95–121. Disponível em: <http://link.springer.com/10.1007/978-1-4684-7324-7_7>.

BUDINIS, S.; THORNHILL, N. F. Control of centrifugal compressors via model predictive control for enhanced oil recovery applications. **IFAC-PapersOnLine**, v. 28, n. 6, p. 9–14, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.08.002>>.

CAMPOS, M. C. M. M. de; TEIXEIRA, H. C. G. **Controles Típicos de Equipamentos e Processos Industriais**. 2ª ed. São Paulo: Blucher, 2010.

CARVALHO, A. P. de. Objetivos do desenvolvimento sustentável. **GV-executivo**, v. 14, n. 2, p. 72, 2015.

SANTANA, Eudemario S. de; BIM, E.; AMARAL, W. C. Algoritmo preditivo baseado em modelo aplicado ao controle de velocidade do motor de indução. **Controle y Automacao**, v. 19, n. 2, p. 155–164, 2008.

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, 1976. Disponível em: <<http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1419064>>. Acesso em: 31 mar. 2019.

GROS, S. et al. From linear to nonlinear MPC: bridging the gap via the real-time iteration. **International Journal of Control**, v. 93, n. 1, p. 62–80, 2 jan. 2016. Disponível em: <<https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00207179.2016.1222553>>.

HELVOIRT, J. Van; JAGER, B. De; STEINBUCH, M. Control of Compressor Surge with Rotating Stall. **Dynamics and Control**, v. 98, n. 1976, p. 5600–5600, 2000.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 5^a ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2003.

SEMLITSCH, B.; MIHĂESCU, M. Flow phenomena leading to surge in a centrifugal compressor. **Energy**, v. 103, p. 572–587, maio 2016. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544216302766>>. Acesso em: 20 mar. 2019.

TORRISI, G. et al. Model Predictive Approaches for Active Surge Control in Centrifugal Compressors. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 25, n. 6, p. 1947–1960, nov. 2017. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/7833116/>>. Acesso em: 29 mar. 2019.

APÊNDICE A – RESULTADOS NUMÉRICOS DA SIMULAÇÃO

Tabela 4 - Resultados numéricos da simulação

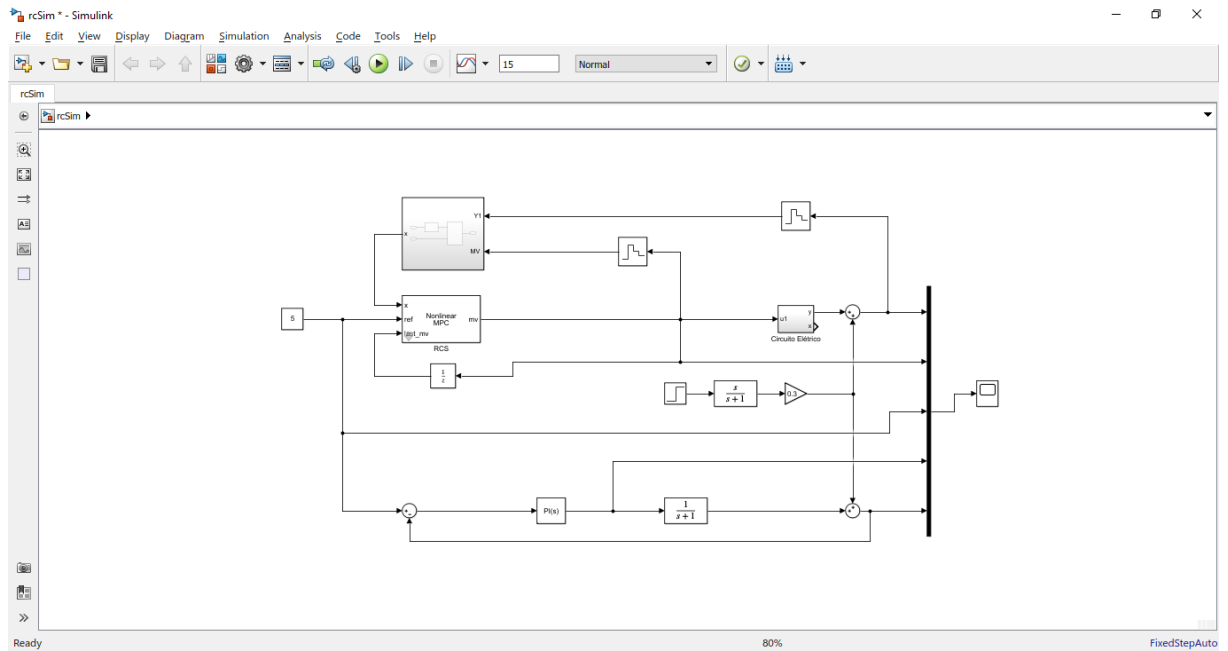
| TimeStamp | Setpoint | NMPC | | PID | |
|-----------|----------|-------|--------|-------|-------|
| | | PV | MV | PV | MV |
| 0,0 | 5 | 0,000 | 14,977 | 0,000 | 1,307 |
| 0,2 | 5 | 2,716 | 10,844 | 0,355 | 2,546 |
| 0,4 | 5 | 4,190 | 7,315 | 0,856 | 3,628 |
| 0,6 | 5 | 4,756 | 5,755 | 1,446 | 4,535 |
| 0,8 | 5 | 4,937 | 5,211 | 2,076 | 5,263 |
| 1,0 | 5 | 4,987 | 5,050 | 2,708 | 5,815 |
| 1,2 | 5 | 4,998 | 5,009 | 3,310 | 6,205 |
| 1,4 | 5 | 5,000 | 5,001 | 3,859 | 6,450 |
| 1,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,342 | 6,570 |
| 1,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,748 | 6,587 |
| 2,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,077 | 6,524 |
| 2,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,328 | 6,401 |
| 2,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,508 | 6,237 |
| 2,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,622 | 6,050 |
| 2,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,682 | 5,854 |
| 3,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,695 | 5,660 |
| 3,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,671 | 5,478 |
| 3,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,620 | 5,313 |
| 3,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,551 | 5,169 |
| 3,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,470 | 5,050 |
| 4,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,385 | 4,954 |
| 4,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,300 | 4,882 |
| 4,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,219 | 4,832 |
| 4,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,146 | 4,801 |
| 4,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,082 | 4,787 |
| 5,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,028 | 4,786 |
| 5,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,985 | 4,796 |
| 5,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,952 | 4,813 |
| 5,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,929 | 4,836 |
| 5,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,915 | 4,861 |
| 6,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,907 | 4,888 |
| 6,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,906 | 4,914 |
| 6,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,910 | 4,938 |
| 6,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,917 | 4,960 |
| 6,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,927 | 4,979 |
| 7,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,938 | 4,995 |
| 7,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,949 | 5,008 |
| 7,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,961 | 5,017 |
| 7,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,972 | 5,023 |
| 7,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,981 | 5,027 |

| | | | | | |
|------|---|-------|-------|-------|-------|
| 8,0 | 5 | 5,500 | 3,950 | 5,490 | 4,898 |
| 8,2 | 5 | 5,219 | 4,430 | 5,374 | 4,810 |
| 8,4 | 5 | 5,076 | 4,781 | 5,266 | 4,750 |
| 8,6 | 5 | 5,022 | 4,930 | 5,169 | 4,716 |
| 8,8 | 5 | 5,006 | 4,981 | 5,085 | 4,703 |
| 9,0 | 5 | 5,001 | 4,996 | 5,016 | 4,708 |
| 9,2 | 5 | 5,000 | 4,999 | 4,962 | 4,725 |
| 9,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,921 | 4,752 |
| 9,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,894 | 4,785 |
| 9,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,877 | 4,821 |
| 10,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,871 | 4,858 |
| 10,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,872 | 4,893 |
| 10,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,879 | 4,926 |
| 10,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,890 | 4,955 |
| 10,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,904 | 4,980 |
| 11,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,920 | 5,000 |
| 11,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,936 | 5,015 |
| 11,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,951 | 5,027 |
| 11,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,966 | 5,034 |
| 11,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,979 | 5,039 |
| 12,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,990 | 5,040 |
| 12,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 4,999 | 5,039 |
| 12,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,006 | 5,037 |
| 12,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,011 | 5,033 |
| 12,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,015 | 5,028 |
| 13,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,017 | 5,024 |
| 13,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,018 | 5,019 |
| 13,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,017 | 5,014 |
| 13,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,016 | 5,010 |
| 13,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,015 | 5,006 |
| 14,0 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,013 | 5,002 |
| 14,2 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,011 | 5,000 |
| 14,4 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,008 | 4,998 |
| 14,6 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,006 | 4,996 |
| 14,8 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,004 | 4,995 |
| 15 | 5 | 5,000 | 5,000 | 5,003 | 4,995 |

Fonte: o Autor.

APÊNDICE B – DIAGRAMA DE BLOCOS DA SIMULAÇÃO

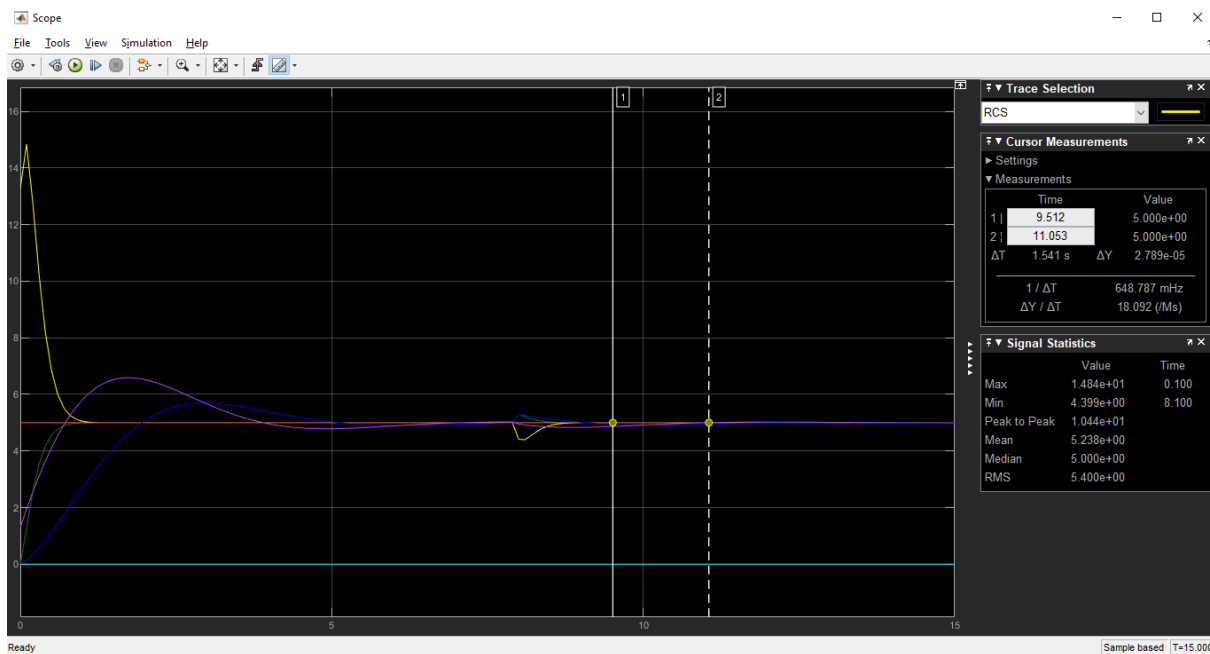
Figura 14 - Diagrama de blocos da simulação



Fonte: O Autor.

APÊNCIDE C – RESULTADO GRÁFICO DA SIMULAÇÃO

Figura 15 - Resultado gráfico da simulação



Fonte: O Autor.