INSTITUTO FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

EDGAR PESSOTTI RIBEIRO

MODELAGEM E IDENTIFICAÇÃO DO SISTEMA ANTI-SURGE DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO

LINHARES

2021

EDGAR PESSOTTI RIBEIRO

MODELAGEM E IDENTIFICAÇÃO DO SISTEMA ANTI-SURGE DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Coordenadoria do Curso de Engenharia de Controle e Automação do Instituto Federal do Espírito, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Controle e Automação.

Orientador: Dr. Erlon Cavazzana

LINHARES

2021

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO NA PUBLICAÇÃO (CIP)

R484m Ribeiro, Edgar Pessotti

Modelagem e identificação do sistema anti-surge de um compressor centrífugo. / Edgar Pessotti Ribeiro. - 2021.

57 f. : il. col. ; 30 cm.
Inclui bibliografia.

Orientador: Dr. Erlon Cavazzana.
Monografia (graduação) – Instituto Federal do Espírito Santos, Campus Linhares, Coordenadoria de Engenharia de Controle e Automação, 2021.

1. Modelagem. 2. Anti-surge. 3. Sistemas de controle. I. Cavazzana, Erlon. II. Instituto Federal do Espírito Santo, Campus Linhares. III.Título.

CDD 629.8

Biblitocária Andreia da Costa Silva CRB6-ES/583

EDGAR PESSOTTI RIBEIRO

MODELAGEM E IDENTIFICAÇÃO DO SISTEMA ANTI-SURGE DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Coordenadoria do Curso de Engenharia de Controle e Automação do Instituto Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Controle e Automação.

Orientador: Dr. Erlon Cavazzana

Aprovado em 09 de setembro de 2021.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. Erlon Cavazzana
Instituto Federal do Espírito Santo
Orientador

Prof. MSc. Alysson Augusto Pereira Machado
Instituto Federal do Espírito Santo

Eng. MSc. Dário Eler Silva
Petrobrás – Petróleo Brasileiro S.A.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pelo seu infinito amor, por guiar-me e sustentar-me em todos os momentos de minha vida.

Agradeço a minha mãe por tudo que representa em minha vida. Uma mulher batalhadora que cuida de seus filhos e netos com tanto amor e carinho. Sempre me ajudando a conquistar meus objetivos. Ao meu pai, irmão e irmã que sempre me apoiaram.

Agradeço a minha amada esposa que esteve comigo durante todo o período da faculdade me ajudando a permanecer firme, sem perder o foco. Sempre cuidando do nosso filho Ezno, nos dias que dia prova e trabalho.

Agradeço ao professor Erlon Cavazzana que me orientou nesse trabalho de conclusão de curso. Sempre disposto a me ajudar, não importava a hora ou o dia.

RESUMO

Este presente trabalho tem como objetivo modelar e identificar um sistema real de anti-surge de um compressor centrífugo, da Unidade de Tratamento de Gás de Cacimbas da Petrobrás. Este compressor fica acoplado ao mesmo eixo de um turbo-expansor e este é um equipamento em que o gás se expande ao passar por ele e transforma parte de sua energia de fluxo em energia cinética, girando o compressor. Dados reais do processo serão utilizados para montar a estratégia de modelagem desse sistema, com dados de pressão de sucção (Ps), pressão de descarga (Pd), vazão (Q), pressão diferencial (PD) e velocidade (Vc). Esse tipo de modelagem, utilizando apenas dados do processo, é conhecida como “modelagem caixa preta”. O modelo obtido foi validado com uma massa de dados diferente da massa de dados utilizada na modelagem. Com o modelo obtido, foi fechada uma malha de controle de vazão, via simulação, para mostrar como pode ser implementado um controle Anti-Surge para este sistema.

Palavras-chave: Compressor. Modelagem. Anti-surge. Identificação de Sistemas. Sistemas de Controle.

ABSTRAT

This work aims to model and identify a real anti-surge system for a centrifugal compressor at the Petrobrás Cacimbas Gas Treatment Unit. This compressor is coupled to the same axis as a turbo-expander and this is equipment in which the gas expands when passing through it and transforms part of its flow energy into kinetic energy, turning the compressor. Real process data will be used to build a modeling strategy for this system, such as suction pressure (Ps), discharge pressure (Pd), flow (Q), differential pressure (PD) and velocity (Vc) data. This modeling type, using only process data, is known as “black box modeling”. The model was validated with a data mass different from the data mass used in the modeling. With the obtained model, a flow control loop was closed, by simulation, to show how an Anti-Surge control can be implemented for this system.

Palavras-chave: Compressor. Modeling. Anti-surge. System Identification. Control Systems.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Curva característica “Head” x Vazão volumétrica 9

Figura 2: Curvas características “Head” x Vazão volumétrica do Turbo-Expansor 13

Figura 3: Limites Operacionais 14

Figura 4: Variações na pressão e na vazão, devido ao “surge”. 16

Figura 5: Ilustração das linhas mais relevantes em mapas de compressores . 17

Figura 6: Compressor do Turbo-Expansor da UTGC 19

Figura 7: Diagrama de Sistema de Compressão 20

Figura 8: Transmissor de pressão (PIT-107) da sucção do compressor do Turbo-Expansor da UTGC 21

Figura 9: Transmissor de pressão (PIT-110) da descarga do compressor do Turbo-Expansor da UTGC 21

Figura 10: Transmissor de pressão diferencial (PDT-850) com compressor do Turbo-Expansor da UTGC 22

Figura 11: Válvula anti-surge (FV-832) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC 23

Figura 12: Sensor de velocidade do compressor (SI-831) do compressor e Turbo-Expansor da UTGC 24

Figura 13: Infraestrutura para sistema PIMS 27

Figura 14: Variáveis do processo do compressor do Turbo-Expansor da UTGC 28

Figura 15: Valor das variáveis do processo do compressor do Turbo-Expansor da UTGC..... 28

Figura 16: Diagrama em bloco da malha de controle anti-surge do compressor do Turbo-Expansor da UTGC. 30

Figura 17: Pressão de sucção (PI-107) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC..... 31

Figura 18: Pressão de descarga (PI-110) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC..... 31

Figura 19: Vazão (FI-051) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC..... 31

Figura 20: Pressão diferencial (PDI-850) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC..... 32

Figura 21: Sensor de velocidade (SI-831) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC..... 32

Figura 22: Abertura da Válvula anti-surge (FV-832) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC..... 32

Figura 23: Tela principal do toolbox Ident..... 33

Figura 24: Selecionando faixa de treinamento e validação do modelo. 34

Figura 25: Validação do Modelo com 03 entradas. 35

Figura 26: Validação do Modelo com 05 entradas. 37

Figura 27: Validação do modelo com 03 entradas. 40

Figura 28: Validação com modelo de 05 entradas. 42

Figura 29: Comportamento da válvula do modelo de 03 entradas. 45

Figura 30: Comportamento da válvula do modelo de 05 entradas. 46

Figura 31: Simulação do modelo de 05 entradas no slimulink..... 46

Figura 32: Linhas de controle e região de recirculação do compressor. 48

Figura 33: Retas hipotéticas de SL e SCL. 49

Figura 34: Esquemático do controlador anti-surge. 50

Figura 35: Curvas do controlador anti-surge. 52

Figura 36: Parâmetros do controlador PID. 53

Figura 37: Perturbação no sistema com queda de vazão. 53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Abertura de válvula como saída: Modelo com 03 entradas - Matiz A do sistema. 36

Tabela 2: Abertura de válvula como saída: Modelo com 03 entradas - Matriz B do sistema. 36

Tabela 3: Abertura de válvula como saída: Modelo com 03 entradas - Matriz C do sistema 36

Tabela 4: Abertura de válvula como saída: Modelo com 03 entradas - Matriz D do sistema. 36

Tabela 5: Abertura de válvula como saída: Modelo com 03 entradas - Matriz K do sistema. 37

Tabela 6: Abertura de válvula como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz A do sistema. 38

Tabela 7: Abertura de válvula como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz B do sistema 38

Tabela 8: Abertura de válvula como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz C do sistema 38

Tabela 9: Abertura de válvula como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz D do sistema 39

Tabela 10: Abertura de válvula como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz K do sistema 39

Tabela 11: Vazão como saída: Modelo com 03 entradas - Matriz A do sistema 40

Tabela 12: Vazão como saída: Modelo com 03 entradas - Matriz B do sistema 40

Tabela 13: Vazão como saída: Modelo com 03 entradas - Matriz C do sistema 41

Tabela 14: Vazão como saída: Modelo com 03 entradas - Matriz D do sistema 41

Tabela 15: Vazão como saída: Modelo com 03 entradas - Matriz K do sistema 41

Tabela 16: Vazão como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz A do sistema. 42

Tabela 17: Vazão como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz B do sistema 43

Tabela 18: Vazão como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz C do sistema 43

Tabela 19: Vazão como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz D do sistema 43

Tabela 20: Vazão como saída: Modelo com 05 entradas - Matriz K do sistema 44

Tabela 21: Resultado do FIT de cada modelo encontrado. 54

LISTA DE ABREVIAÇÕES

CDAN	FPSO (Unidade Flutuante de Produção) Cidade de Anchieta
C5+	Gasolina
FV	Válvula Controle de Vazão
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNV	Gás Natural Veicular
PDT	Transmissor Diferencial de Pressão
PI	Proporcional e Integral
PID	Proporcional Integral e Derivativo
PIMS	*Plant Information Management System*
PIT	Transmissor Indicador de Pressão
PLC	Controlador Lógico Programável
PPER	Plataforma de Peroá
PV	Variável do Processo
P-58	FPSO (Unidade Flutuante de Produção) P-58
SCL	Linha Controle de Surge
SDCD	Supervisório
SL	Linha de Surge
SP	Set Point

UPGN	Unidade de Processamento de Gás Natural
UTGC	Unidade de Tratamento do Gás de Cacimbas

LISTA DE SÍMBOLOS

dP	Pressão diferencial
H	*Head*
Kgf/cm²	Kilo grama força por centímetro quadrado
KPa	Kilo Pascal
mA	Miliampere
ms	Milissegundos
M_{SURGE}	Vazão mássica de surge
N_{MIN}	Rotação mínima
N_{MAX}	Rotação máxima
Pd	Pressão de descarga
Ps	Pressão de sucção
Q	Vazão
Q_{MINIMA}	Vazão mínima
Rc	Razão de compressão
rpm	Rotações por minuto
V_{SURGE}	Vazão de *surge*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 8

1.1 VISÃO GERAL 8

1.2 OBJETIVO 10

1.3 JUSTIFICATIVA 11

2 DESCRIÇÃO DA FÍSICA DO SISTEMA 12

2.1 COMPRESSORES DINÂMICOS 12

2.2 CURVAS CARACTERISTICAS DO COMPRESSOR 12

2.3 LIMITES OPERACIONAIS 14

2.4 CONTROLE ANTI-SURGE 17

2.5 INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA 18

3 MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA 25

3.1 TIPOS DE MODELOS 25

3.2 COLETA DE DADOS 26

3.3 ENTRADAS E SAÍDAS UTILIZADAS 29

3.4 MODELAGEM COM ABERTURA DA VÁLVULA COMO SAÍDA DO MODELO 33

3.4.1 Modelo com 03 entradas 35

3.4.2 Modelo com 05 entradas 37

3.5 MODELAGEM COM VAZÃO COMO SAÍDA DO MODELO 39

3.5.1 Modelo com 03 entradas 39

3.5.2 Modelo com 05 entradas 41

4 RESULTADOS DE SIMULAÇÕES 45

4.1 SIMULAÇÃO DO MODELO OBTIDO COM ABERTURA DE VÁLVULA COMO SAÍDA 45

4.2 SIMULAÇÃO DE UM CONTROLE ANTI-SURGE 47

4.2.1 Análise de Controlabilidade do Sistema 51

4.3 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO CONTROLADOR ANTI-SURGE 51

5 CONCLUSÕES 54

5.1 TRABALHOS FUTUROS 55

REFERÊNCIAS 56

1 INTRODUÇÃO

1.1 VISÃO GERAL

Dentre vários setores e atuações da Petrobras, a UTGC (Unidade de Tratamento do Gás de Cacimbas), é responsável por uma fatia na oferta de gás natural na matriz energética do país. Possui a capacidade de processar 12,5 milhões m³/dia de gás natural e 3.800 m³/dia de condensado de gás (fração líquida de alto valor monetário agregado).

Atualmente, das 03 UPGN (Unidade de Processamento de Gás de Natural), estamos operando com apenas uma, devido baixa demanda de gás. Esse gás é proveniente das plataformas do Espírito Santo: P-58, CDAN e PPER. Sendo a oferta de gás, somando as três plataformas um total de 4.044.000 m³/dia, no dia em que esse estudo foi iniciado.

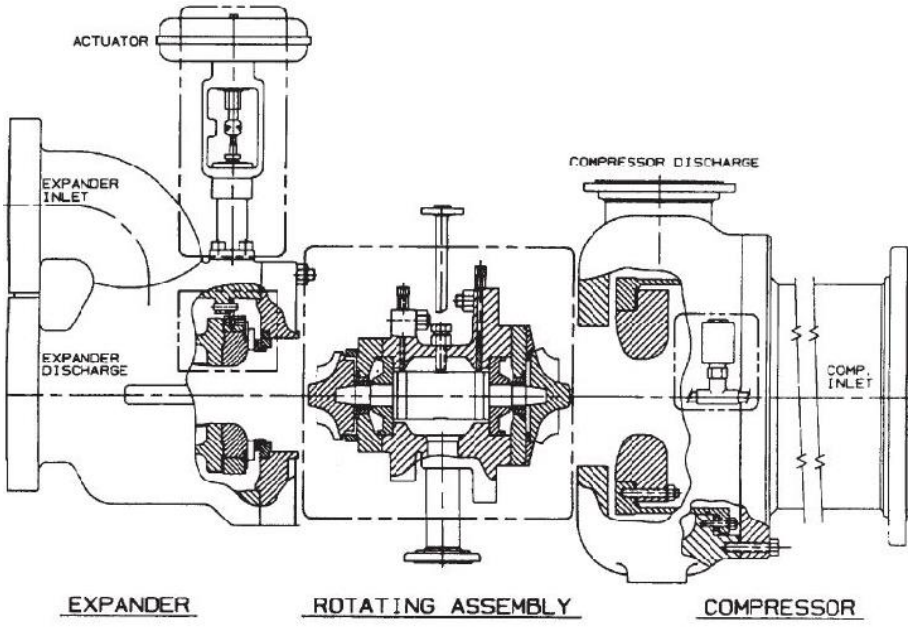
De acordo com Manual de Operação da UPGN (MA-3646.02-21231-940-EGV-001, 2009), a UPGN (Unidade de Processamento de Gás Natural), faz a separação dos hidrocarbonetos “pesados” (maior cadeia carbônica) do gás vindo das plataformas, como GLP (gás de cozinha), C5+ (Gasolina) e exporta os componentes leves, como o gás natural tratado (GNV). Para se ter uma melhor eficiência na separação dos “pesados”, em algumas etapas, o gás é expandido e depois comprimido e o turbo-expansor tem contribuído para tal. O Turbo Expansor, pode ser usado para quebrar a pressão, abaixando a temperatura, o que facilita a condensação dos componentes pesados. Durante essa expansão do gás, o Turbo-Expansor realiza trabalho, podendo ser usada na compressão do gás para exportar ou para usar em outro sistema da planta. Como no caso da UTCG, o compressor do Turbo-Expansor, comprime o gás de 19 para 25 Kgf/cm², aproximadamente, o mesmo segue para o vaso de sucção do Turbocompressor da unidade.

De maneira simplificada, o fluxo do gás passa pelos seguintes processos: O gás natural bruto, chega das plataformas a uma pressão de 70 Kgf/cm², passa pelo coletor de condensado, fazendo uma separação primária do gás e o líquido. A parte de gás segue para UPGN, passando por uma sequência de processos importantes; *Seção de Secagem* é para evitar hidrato nas linhas, devido a baixas temperaturas de trabalho na planta, podendo chegar até -103 ºC; após seco, o gás segue para a *Seção de Resfriamento*; após o resfriamento, o gás é enviado para *Seção do Turbo-Expansor*, o gás que passa pela turbina é controlado pela válvula chamada IGV, onde perde energia interna que é transformada em energia mecânica para girar o Compressor do Turbo-Expansor.

Essa passagem do gás pelo Turbo-Expansor, é importante porque, o gás precisa ter sua pressão reduzida antes de entrar na torre de destilação.

O Turbo-Expansor e o Compressor do Turbo-Expansor, são acoplados ao mesmo eixo, veja na figura 01:

Figura 1: Curva característica “Head” x Vazão volumétrica



Fonte: Manual Mafi-Trench Corporation

O compressor do turbo-expansor é utilizado como um *booster.* Ele, aumenta a pressão do gás natural que segue para as turbinas de exportação. O objetivo do turbo-expansor é aproveitar energia existente no próprio gás natural para economizar energia na compressão do gás de venda.

Dentre vários equipamentos de segurança que um compressor centrifugo possui, a válvula *anti-surge* é um deles. Esta válvula protege o compressor do fenômeno conhecido como *surge* (Manual *Mafi-Trench Corporation*, 2008)

Segundo Mario Cesar Campos e Herbert Teixeira (2006), surge ocorre quando a vazão do compressor dinâmico cai abaixo de um certo valor, que se caracteriza por oscilações nas pressões e vazões, frequentemente incluindo uma vazão total reversa, isto é, gás volta da descarga para sucção da máquina. Durante a ocorrência do *surge*, o compressor apresentará um comportamento instável, com emissão de ruído audível e com fortes vibrações. Dependendo da intensidade do surge, pode-se danificar severamente os mancais, os selos e o próprio rotor da máquina.

Para evitar e/ou minimizar os efeitos desse fenômeno, é implementado um sistema robusto de controle conhecido como controle *anti-surge.*

1.2 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho de conclusão de curso é modelar e identificar o sistema *anti-surge* do compressor do Turbo-Expansor, utilizando o método conhecido como modelagem “caixa-preta”. Uma análise mais detalhada foi feita no processo para determinar quais variáveis serão usadas de forma mais adequado. Os dados do processo serão coletados através do *PI ProcessBook*. Após coleta dos dados, foi usado um *software* de matemática computacional, conhecido como MatLab™ para trabalhar nesses dados.

1.3 JUSTIFICATIVA

De acordo com Antônio Augusto Coelho e Leandro Coelho (2016), modelagem e identificação de um sistema é a obtenção do modelo matemático de um sistema real em estudo, apresentando suas características de forma adequada para uma utilização particular. Pela dificuldade de se realizar testes e simulações em sistemas reais de um processo em pleno funcionamento, a modelagem matemática vem possibilitar a realização desses testes via simulação. Uma vez obtido e validado o modelo, perturbações podem ser feitas para entender qual será o comportamento do sistema a uma data entrada. No caso de um sistema de controle anti-surge do compressor centrífugo, é possível criar perturbações nas variáveis de entrada e avaliar qual será o comportamento da válvula anti-surge. Isso é importante para a fase de projeto e a fase de prevenção de falhas, por exemplo.

Dentre as possíveis técnicas de modelagem, neste trabalho utilizada a *modelagem caixa-preta*, detalhada na seção 3.1, pela possibilidade de se obter os dados do processo em funcionamento e a não-necessidade de se conhecer a fundo as características físicas do equipamento, o que demandaria mais tempo para realização da modelagem (Cavazzana et. al., 2007).

2 DESCRIÇÃO DA FÍSICA DO SISTEMA

2.1 COMPRESSORES DINÂMICOS

A compressão de um fluido num compressor dinâmico ocorre da seguinte maneira:

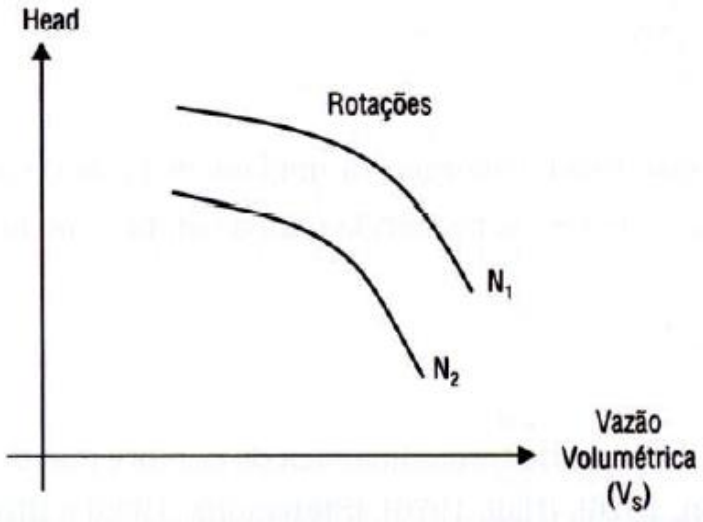
De acordo com Paulo Nóbrega (2011), o impelidor ou “roda” do compressor transfere a energia mecânica rotacional, recebida do acionador para o gás. No caso do Turbo-expansor o acionador é uma turbina que tem o controle de sua rotação feita por uma válvula chamada IGV. Sendo a rotação da Turbina e do compressor a mesmo, pois, estão interligadas a um único eixo (Ver Figura 01). Essa energia fornecida ao gás pelo impelidor da máquina por unidade de massa comprimida é conhecida como “*head*” (H). A velocidade do gás é assim aumentada e já na saída do impelidor, o gás tem quase a totalidade da energia recebida na forma de energia cinética e apenas uma pequena parcela como energia de pressão. É nos difusores que ocorre a conversão da energia cinética em energia de pressão por meio das seções de escoamento do fluido, e o aumento da área de passagem, faz com que essa transformação ocorra de acordo com o Princípio da Conservação de Energia. Então, no difusor ocorre a conversão do *head* dinâmico em *head* estático, isto é, velocidade do gás tende a diminuir e a pressão a aumentar.

2.2 CURVAS CARACTERISTICAS DO COMPRESSOR

Curvas características são usadas pelos fabricantes para fornecer informações do comportamento e desempenho de suas máquinas. Uma das curvas mais

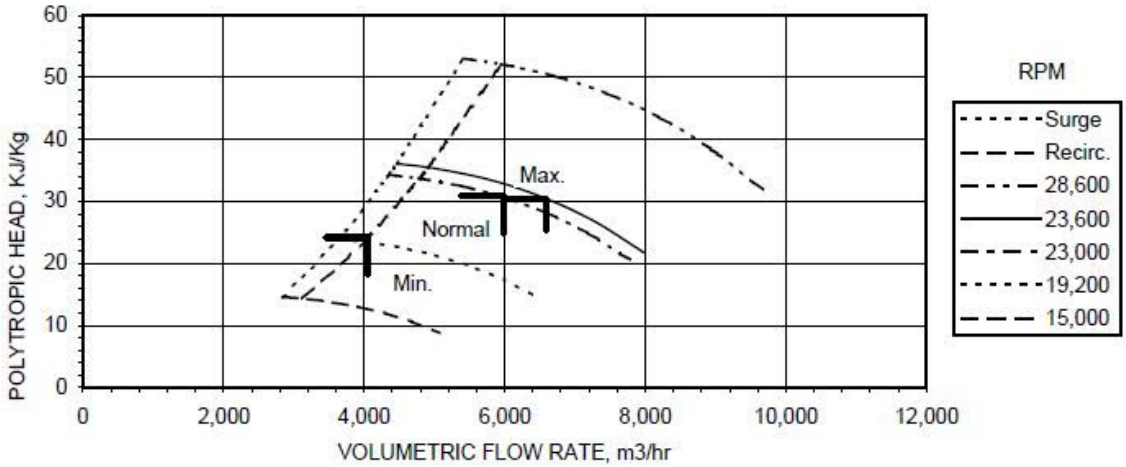
usuais é a do “*head*” em função da vazão volumétrica na sucção, veja nas Figuras 02 (a) e (b).

Figura 2 (a): Curva característica “Head” x Vazão volumétrica.



Fonte: Livro Controles Típicos, pg 275.

Figura 2 (b): Curva característica “Head” x Vazão volumétrica do Turbo-Expansor



Fonte: Manual Mafi-Trench Corporation

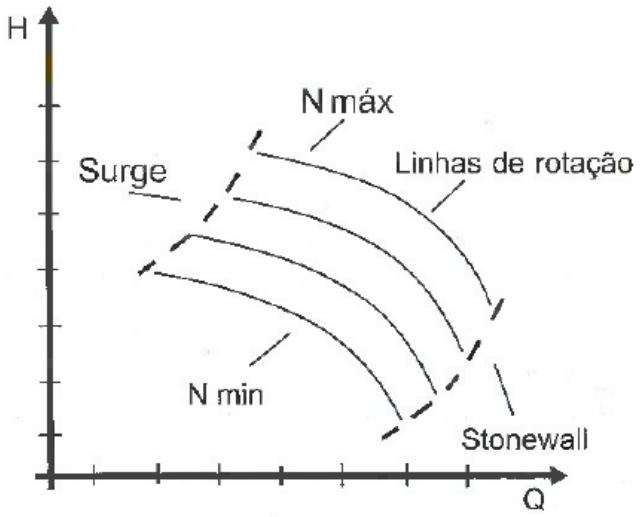
2.3 LIMITES OPERACIONAIS

O compressor do Turbo-Expansor é um compressor centrífugo e tem sua operação limitada devido a:

- Sistema de selagem do eixo.
- Velocidade máxima do gás deve ser menor que a velocidade do som.
- Estrutura mecânica do impelidor.
- Limite de rotação;
- Limite de vazão.

Os dois fenômenos mais conhecidos são o *surge* e o *stonewall*, como pode ser visto na Figura 04.

Figura 3: Limites Operacionais



Fonte: Manutenção de Compressores Alternativos e Centrífugos, pg.289.

Neste gráfico da Figura 05, “Head” x Q(vazão), temos as linhas de rotação que é a velocidade da máquina, com linhas de rotação máxima (Nmáx) e linhas de rotação mínima (Nmin).

Dos fenômenos citados que podem ocorrer em um compressor, além do *surge* que será abordado com mais detalhes, não posso deixar de mencionar o efeito de *stonewall*. De acordo com Paulo Nóbrega (2011), *stonewall*, é um fenômeno característico dos compressores dinâmicos, porém menos frequente que o surge. Ele poderá ocorrer se a velocidade do gás no interior da máquina alcançar a velocidade do som. Se a vazão de operação for elevada é possível que a velocidade de escoamento do gás atinja o valor sônico em algum ponto do no interior do compressor, normalmente na entrada das pás do impelidor. Manter a velocidade de escoamento do gás dentro da máquina abaixo da velocidade do som é considerado um importante limite de máquina.

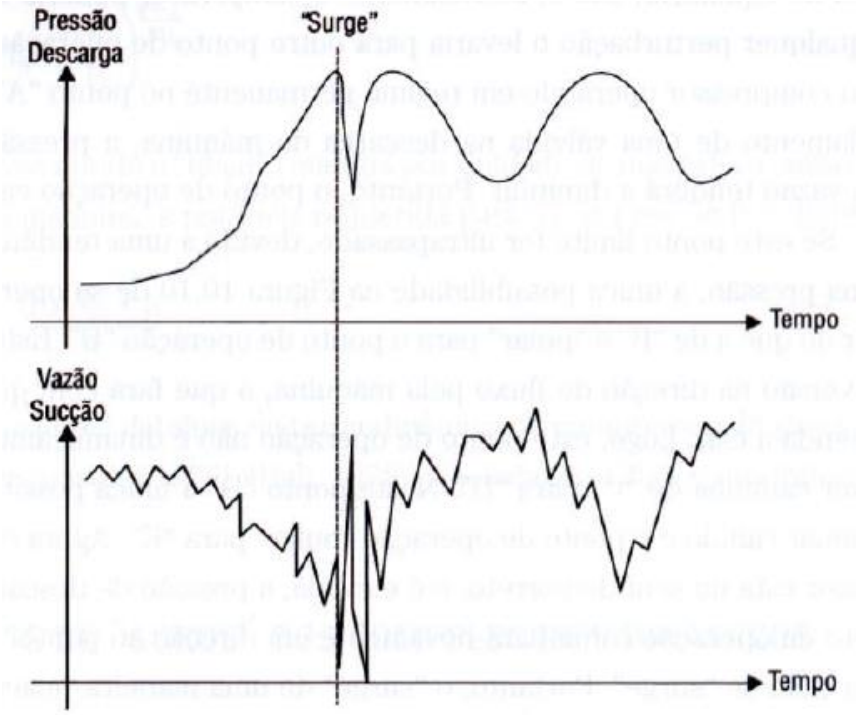
O surge é um dos limites operacionais de um compressor centrifugo que está associado à sua capacidade mínima de vazão. Cada máquina tem sua capacidade mínima determinada pelo projeto para cada rotação, abaixo da qual sua operação se torna instável.

Para entender de maneira simples, suponha que um compressor de simples estágio operando a rotação constante, com uma válvula de controle na sua descarga. Ao fecharmos gradativamente a válvula de descarga, aumenta a resistência do sistema. Assim, o “*Head*” (pressão de descarga) necessário para vencer essa resistência, aumenta. Quanto mais é fechado a válvula, menor é a vazão através do compressor. Esse fato continua até que a capacidade correspondente ao máximo “*Head*” seja alcançada. Nessa condição, a contrapressão do sistema é maior que a pressão que o compressor pode fornecer, causando momentaneamente uma inversão de fluxo. Assim, que isso ocorre, a pressão na descarga diminui, fazendo com que o compressor seja capaz de novamente fornecer uma vazão maior que aquela na qual o surge se iniciou. Se manter a válvula nessa posição, o fenômeno se repete sucessivamente (Nóbrega, 2011).

Durante a ocorrência de surge a pressão alta da descarga faz caminho contrário e volta em direção à sucção através dos internos do compressor. Se a vazão não se normalizar o fenômeno se mantém.

Quando o surge ocorre, um ruído característico pode ser ouvido e torna-se violento. Seus efeitos, dependerá da sua duração e das características físicas da instalação, podendo variar desde uma simples perturbação no processo, até a destruição total da máquina. Veja na Figura 05, a representação gráfica de um surge.

Figura 4: Variações na pressão e na vazão, devido ao “surge”.



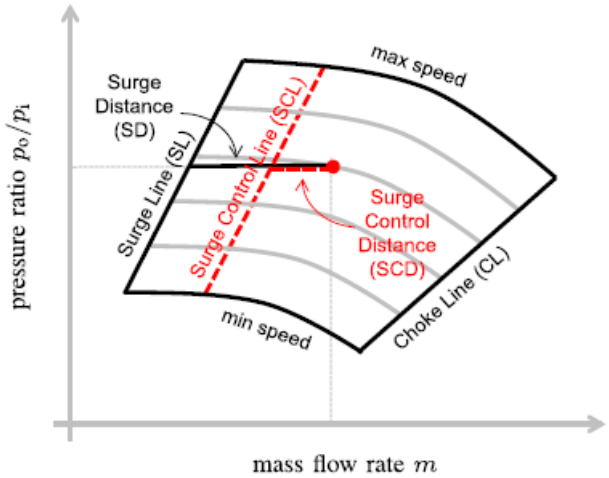
Fonte: Controles Típicos de equipamentos e processos industriais, pg 278.

2.4 CONTROLE ANTI-SURGE

O objetivo deste controle, é evitar que o compressor opere com vazão abaixo de um certo valor mínimo, mantendo o ponto de controle do compressor num valor ligeiramente acima do *surge*. Essa folga é necessária para que o controle tenha tempo e consiga eliminar o erro (vazão abaixo do *setpoint* do controlador) sem atingir o ponto de instabilidade. O controlador age antes que ocorra o surge, abrindo a válvula de reciclo, jogando o gás da descarga para sucção do compressor.

Este reciclo, é feito através de uma válvula de controle, chamada de válvula *anti-surge*. Ela tem a função de “jogar” o gás da descarga do compressor para a sucção.

Figura 5: Ilustração das linhas mais relevantes em mapas de compressores



Fonte: Artigo Model Predictive Approaches for Active Surge Control in Centrifugal Compressors (2017).

O gráfico da Figura 06, mostra uma relação entre a razão de compressão (Pd / Ps) x vazão. Pd é a pressão de descarga e Ps é a pressão de sucção. A linha

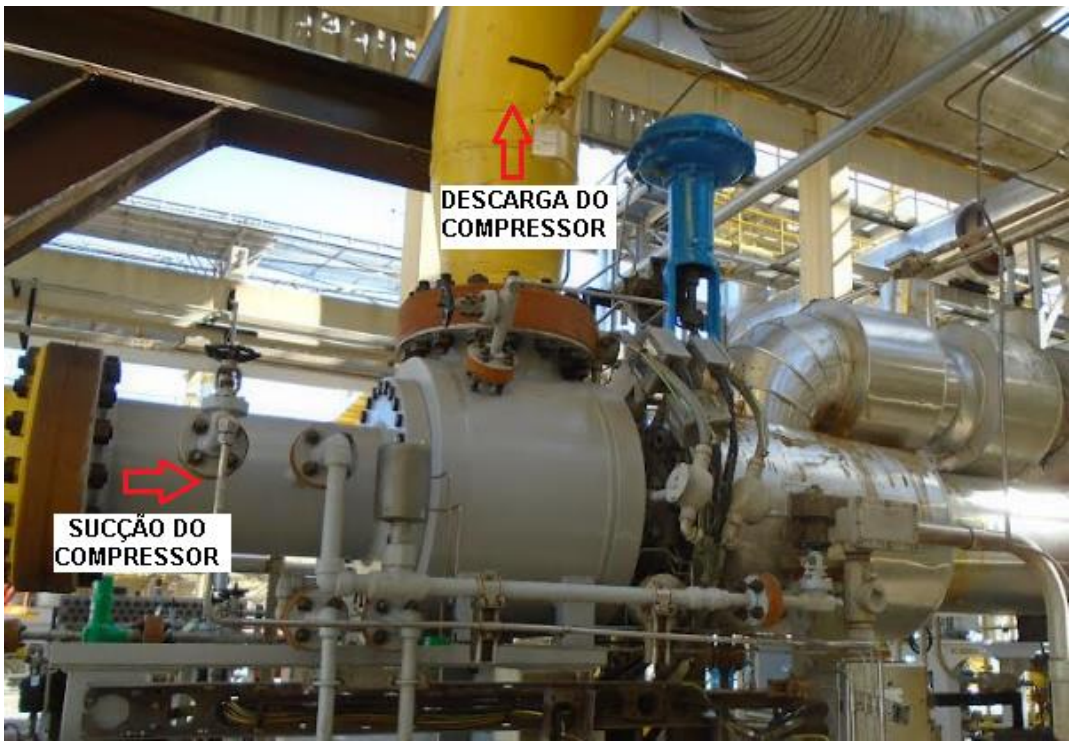
tracejada de vermelho, é conhecida como linha de reciclo. Quando o ponto de operação do compressor é deslocado para esquerda e chega na linha de reciclo, a válvula anti-surge começa a abrir, fazendo com que o compressor comece a recircular, evitando que chegue ao surge. A região entre a *surge line* (SL) e *surge control line* (SCL), é uma região de recirculação.

Importante reforçar que a válvula *anti-surge*, não controla a vazão do compressor, só evita o *surge*. Sua abertura iniciar quando o ponto de operação do compressor chega na SCL (Linha Controle de *Surge*). Quando o compressor está parado, a válvula fica 100 % aberta (Campos e Teixeira, 2006).

2.5 INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA

Para promover o controle do sistema *anti-surge*, uma instrumentação robusta é necessária para que não tenham falhas de medição. Cada fabricante adota sua estratégia de controle, de acordo com as premissas do processo na qual o seu compressor está inserido. Veja na Figura 07 o compressor e o Turbo-Expansor da UTGC. Perceba que eles trabalham juntos, mantendo a mesma rotação ou seja, acoplados ao mesmo eixo.

Figura 6: Compressor do Turbo-Expansor da UTGC



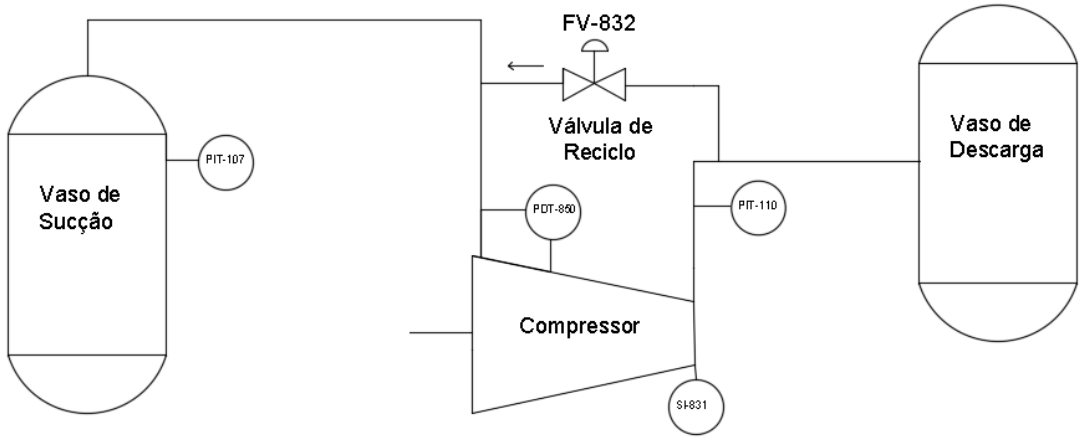
Fonte: O autor

Neste trabalho de conclusão de curso detalharemos apenas os instrumentos que serão utilizados da captura das variáveis necessárias para fazer a modelagem do sistema *anti-surge* que são:

- Pressão de sucção do compressor (Ps).
- Pressão de descarga do compressor (Pd).
- Vazão do compressor (Qc).
- Velocidade do compressor (Vc).
- Pressão diferencia do compressor (PDI).
- Válvula anti-surge (FV).

Na Figura 08, foi mostrado de forma simplificada a instrumentação necessária para o controle do sistema *anti-surge*.

Figura 7: Diagrama de Sistema de Compressão



Fonte: O autor

- <u>Sucção do compressor</u>

O transmissor indicador de pressão PIT-107, mede a pressão manométrica do vaso de sução do compressor do Turbo-Expansor. Ele trabalha com um protocolo de comunicação Foundation Fieldbus. Fabricado pela YOKOGAWA, cujo modelo é EJX430A. O *range* (faixa) do instrumento varia de 0 a 2700 KPa.

Figura 8: Transmissor de pressão (PIT-107) da sucção do compressor do Turbo-Expansor da UTGC

Fonte: O autor

- Descarga do compressor

O transmissor indicador de pressão PIT-110, mede pressão manométrica na descarga do compressor. Possui uma faixa (*range*) de 0 a 2700KPa e envia um sinal de de 4 a 20 mA para o PLC, Logix da Rockwell de acordo com o valor medido. Transmissor Rosemount, fabricado pela Emerson.

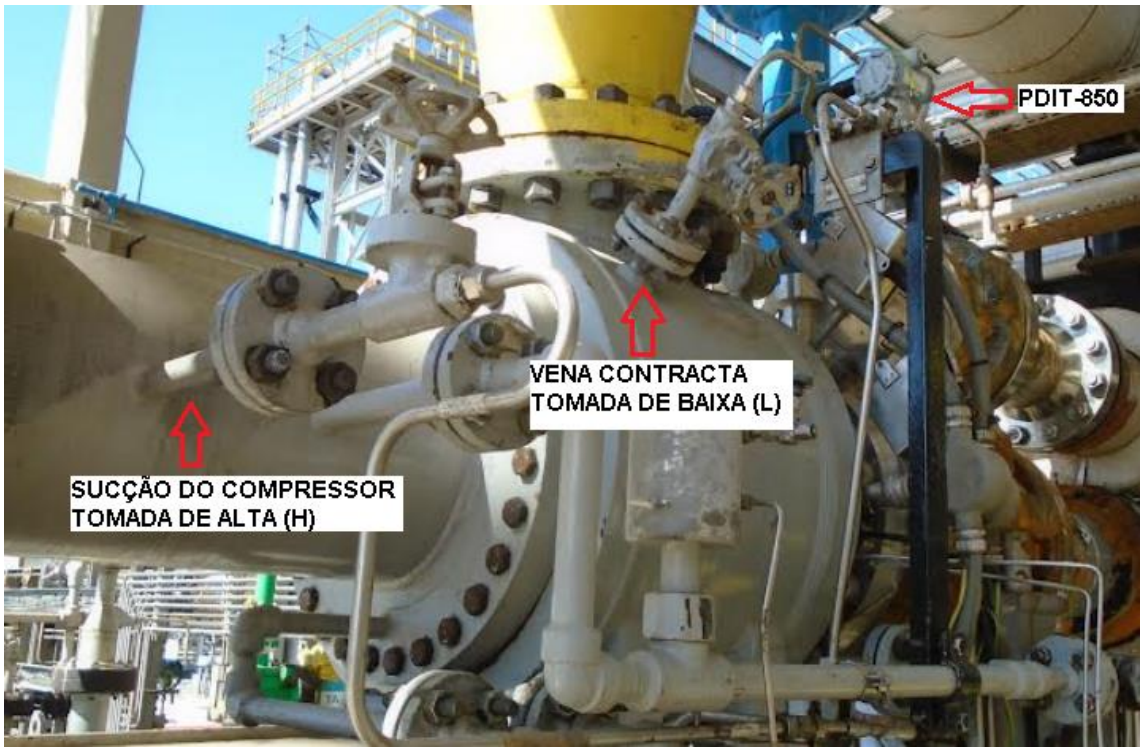
Figura 9: Transmissor de pressão (PIT-110) da descarga do compressor do Turbo-Expansor da UTGC

Fonte: O autor

- Vazão do compressor

A vazão de gás do compressor é medida através da pressão diferencial no próprio corpo do compressor, sendo que a tomada de alta (H) fica na sucção do compressor e a tomada de baixa (L) fica na "*vena contracta*" causada pela redução de área do seguidor da sucção (difusor) na entrada do rotor. Este transmissor trabalha com uma faixa de pressão de -10 a 90 KPa. O valor medido, vai para o PLC Logix da Rockwell, onde é feito o cálculo de vazão do compressor. Transmissor Rosemount, fabricado pela Emerson.

Figura 10: Transmissor de pressão diferencial (PDT-850) com compressor do Turbo-Expansor da UTGC



Fonte: O autor

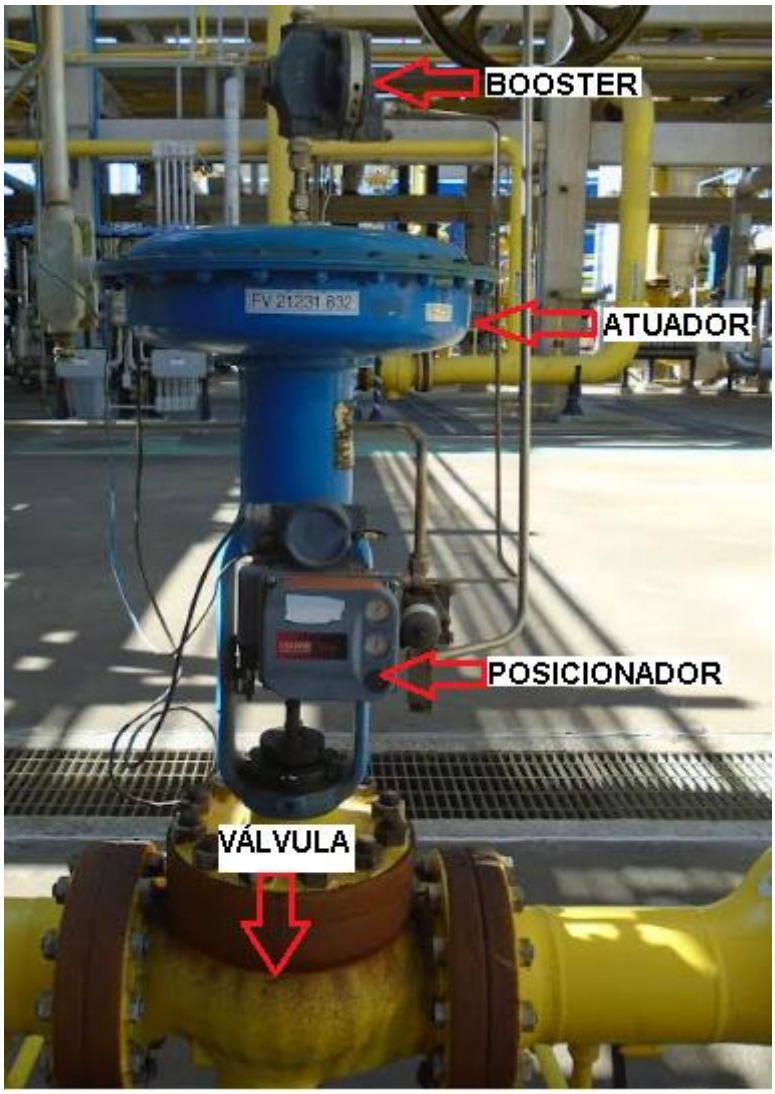
- Válvula *anti-surge*

A válvula *anti-surge*, é atuada para evitar que o compressor entre em *surge*. É uma válvula de ação linear, do tipo globo. O seu atuador é do tipo diafragma retorno por mola e é necessário colocar um *booster* para tornar a atuação mais

rápida, pois o evento do *surge* é rápido, ocorre entre 100 a 200 ms. Possui um posicionador inteligente da *Fisher* com sinal de 4 a 20 mA.

Caso ocorra alguma falha por falta de ar comprimido ou energia, a válvula vai para sua posição de segurança que é aberta. Nessa posição, o compressor ficar em recirculação.

Figura 11: Válvula anti-surge (FV-832) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC

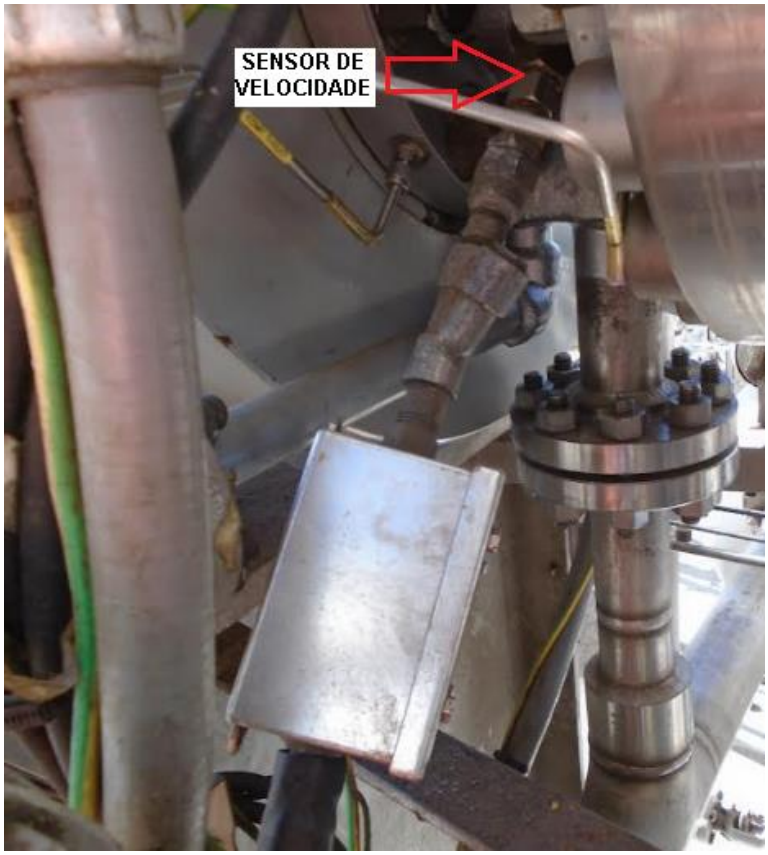


Fonte: O autor

- Sensor de velocidade do compressor

O sensor de velocidade mede a velocidade de rotação entre o compressor e o Turbo-Expansor, como estão acoplados ao mesmo eixo a velocidade é a mesma. Veja na Figura 13 o local do sensor. Este sensor trabalha com uma faixa de -5000 a 30000 rpm.

Figura 12: Sensor de velocidade do compressor (SI-831) do compressor e Turbo-Expansor da UTGC



Fonte: O autor

3 MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA

3.1 TIPOS DE MODELOS

De acordo com Aguirre (2004), um modelo matemático de um sistema real representa características observadas em tal sistema e há várias formas e técnicas de se obter modelos matemáticos de sistemas reais.

Toda a manipulação dos dados para identificar o modelo foi feita no Matlab™, usando o *toolbox ident.*

Dentre as possíveis técnicas de modelagem, podemos classificá-las em três grupos (Sjöberg, et al., 1995).

- *modelagem caixa branca:* os modelos são obtidos por equações físicas ou químicas que regem o sistema. Deve-se conhecer o sistema profundamente (Barbosa, 2006).

- *modelagem (ou identificação) caixa-cinza*: o conhecimento prévio do sistema auxilia as etapas do problema de identificação (Barbosa, 2006);

- *modelagem (ou identificação) caixa preta*: nenhum conhecimento prévio do sistema é necessário. A identificação do processo é realizada por meio de sinais de entrada e saída do sistema, obtidos em testes sobre o processo (Barbosa, 2006).

Foi utilizada a *modelagem caixa-preta* neste trabalho pela possibilidade de se obter os dados do processo em funcionamento e a não-necessidade de se conhecer a fundo as características físicas do equipamento, o que demandaria mais tempo para realização da modelagem.

3.2 COLETA DE DADOS

É muito importante, na identificação caixa-preta, selecionar adequadamente uma faixa de variação dos dados do processo. Deve-se saber como e quando o sistema é estimulado e qual a sua taxa de amostragem. Aguirre (2004).

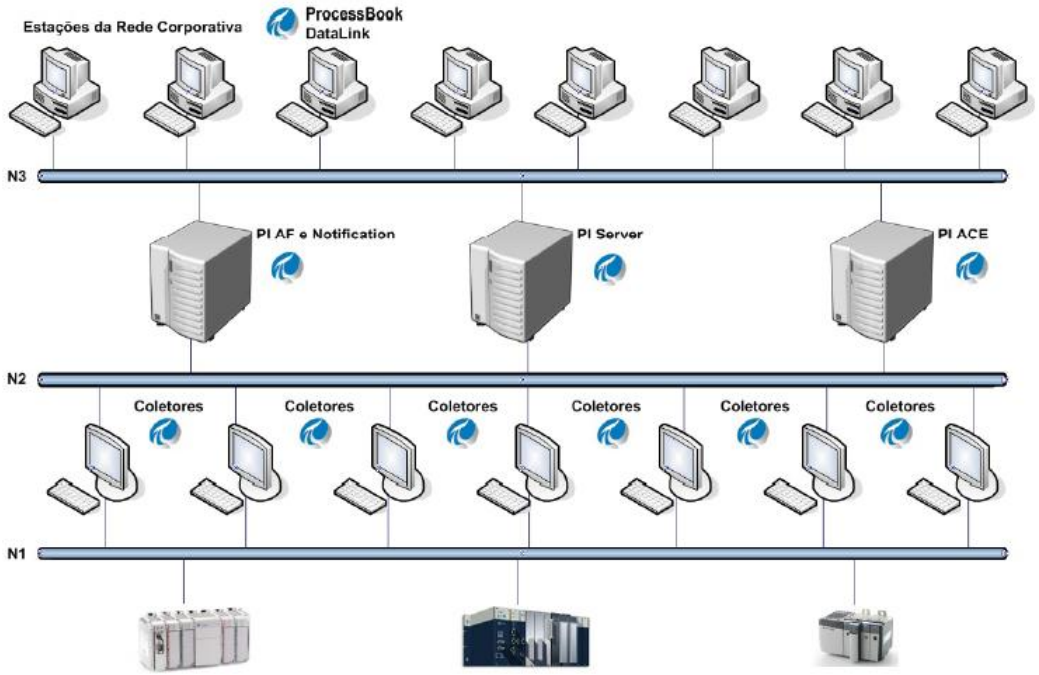
Para a modelagem do sistema *anti-surge,* serão usadas cinco variáveis de entrada e uma de saída. O tempo de amostragem (*Ts*) utilizado foi de 200 ms, que foi a maior amostragem possível de ser obtida, com segurança, pelo sistema atual da planta.

Esses dados foram retirados de um sistema real em operação de um compressor do Turbo-Expansor da UPGN (Unidade de Processamento de Gás de Cacimbas) da Petrobrás. A ferramenta usada para coleta desses dados, foi com o *PI ProcessBook* da empresa *OSIsoft*.

O *PI System* é uma plataforma de gerenciamento de dados muito usado no mercado para operações industriais. Este sistema tem a capacidade de coletar e centralizar dados sobre todos os aspectos de diferentes unidades da planta em uma base única, armazenando-os por vários anos e disponibilizando-os a diferentes níveis de usuários sob aplicações de alto valor para monitoramento e análise de processo de produção. Podendo ser dados do tipo: variáveis discretas, analógicas, número e outros. Esses dados do *PI* originam dos PLC's, SDCD's, Sistemas Scada e outros.

Abaixo, na Figura 14, tem uma montagem básica para implantação de um sistema *PIMS (Plant Information Management System)* do *PI System.*

Figura 13: Infraestrutura para sistema PIMS



Fonte: 16º Seminário de Automação & TI Industrial, 2012.

Os Coletores se comunicam com os PLCs, DCSs, via OPC e retiram os dados. No coletor é realizado um algoritmo de exceção e no *PI Server* os dados passam por algoritmo de compressão. Depois dessas etapas os dados são armazenados.

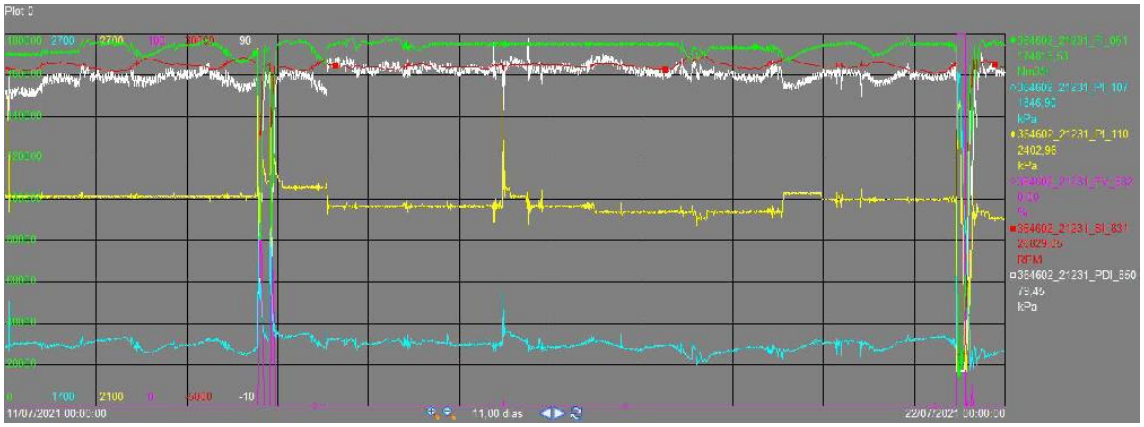
O *PI ACE* executa rotinas de cálculos mais complexas, o *PI AF* é um gestor de ativos e o *PI Notification*, monitora algumas variáveis, verificando se as mesmas estão dentro de algumas regras pré-estabelecidas.

Nas estações da rede corporativa estão instalados o *PI ProcessBook* e o *PI DataLink* (ferramenta vinculada ao Excel), onde os Técnicos/Engenheiros de Processo/Manutenção, se utilizando destas ferramentas, para acessar os dados no *PI Server*, com objetivo de realizar suas análises.

E foi através do *PI ProcessBook* e do *PI DataLink* que foi possível exportar os dados do processo em estudo, para uma planilha do Excel, facilitando a manipulação dos dados no MatLab™. Na Figura 15, mostra os gráficos das

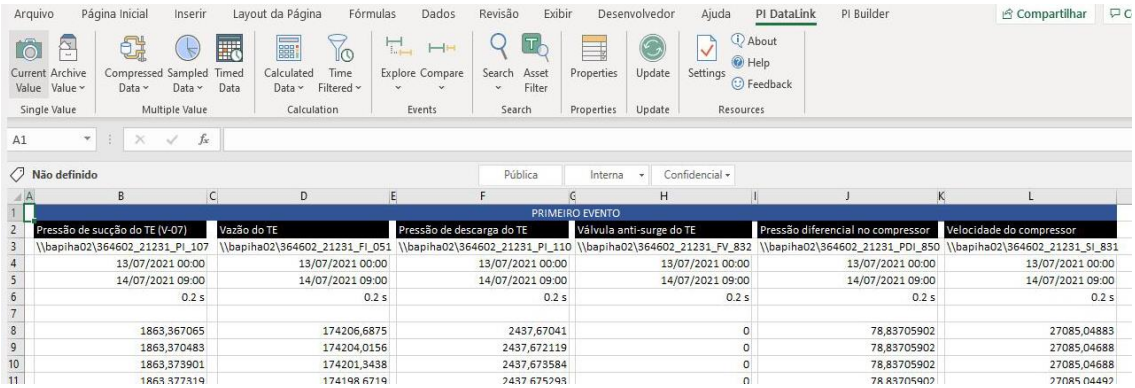
variáveis para análise coletados do *PI ProcessBook* e na Figura 16, valores das variáveis coletados do *PI DataLink*.

Figura 14: Variáveis do processo do compressor do Turbo-Expansor da UTGC



Fonte: O autor

Figura 15: Valor das variáveis do processo do compressor do Turbo-Expansor da UTGC



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1		PRIMEIRO EVENTO										
2		Pressão de sucção do TE (V-07)		Vazão do TE		Pressão de descarga do TE		Válvula anti-surge do TE		Pressão diferencial no compressor		Velocidade do compressor
3		\\bapiha02\364602_21231_PI_107		\\bapiha02\364602_21231_FI_051		\\bapiha02\364602_21231_PI_110		\\bapiha02\364602_21231_FV_832		\\bapiha02\364602_21231_PDI_850		\\bapiha02\364602_21231_SI_831
4		13/07/2021 00:00		13/07/2021 00:00		13/07/2021 00:00		13/07/2021 00:00		13/07/2021 00:00		13/07/2021 00:00
5		14/07/2021 09:00		14/07/2021 09:00		14/07/2021 09:00		14/07/2021 09:00		14/07/2021 09:00		14/07/2021 09:00
6		0.2 s		0.2 s		0.2 s		0.2 s		0.2 s		0.2 s
7												
8		1863,367065		174206,6875		2437,67041		0		78,83705902		27085,04883
9		1863,370483		174204,0156		2437,672119		0		78,83705902		27085,04688
10		1863,373901		174201,3438		2437,673584		0		78,83705902		27085,04688
11		1863,377319		174198,6719		2437,675293		0		78,83705902		27085,04492

Fonte: O autor

Como a planta de processamento de gás está em pleno funcionamento e por questões de segurança, não foi possível fazer todos os ensaios necessários para uma identificação caixa-preta completa, pois o mesmo exige a aplicação de entradas com variações em amplas faixas de frequência, com entradas idealmente

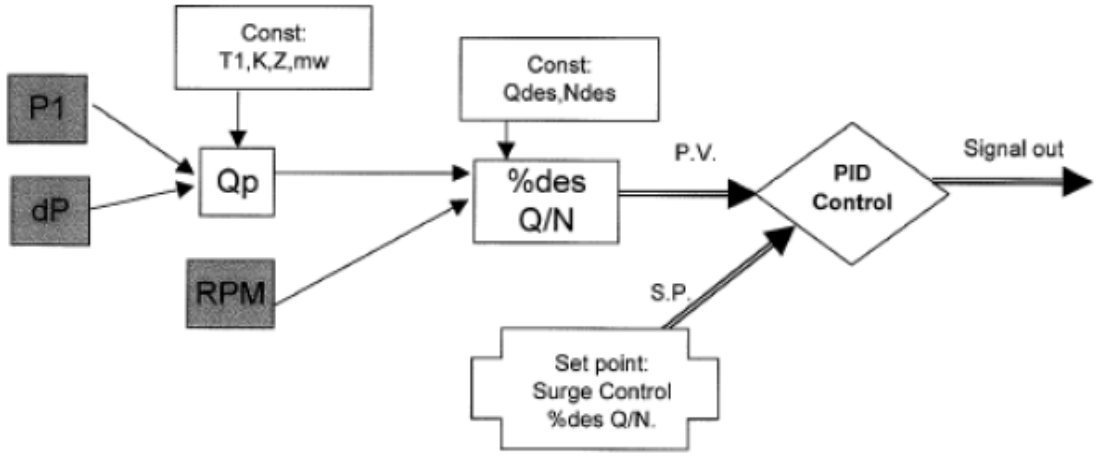
semelhantes a ruído branco. Entretanto, foi selecionada uma faixa de dados que apresentaram distúrbios no processo, possibilitando que fosse realizada a modelagem para aquela faixa de frequências de variação das entradas. Assim, o modelo obtido é válido apenas para essas faixas de operação, ou de variações das entradas.

3.3 ENTRADAS E SAÍDAS UTILIZADAS

De acordo com Mario Cesar e Hebert Teixeira (2006), a estratégia de controle para evitar a ocorrência do *surge,* por estágio de compressão, é necessário medir a pressão de sucção e descarga de cada estágio e a vazão da máquina. O compressor do Turbo-Expansor possui apenas um estágio de compressão a ser analisado.

A estratégia de controle adotada pela empresa Mafi-Trench Corporation na UTGC, foi utilizar a pressão de sucção, a pressão diferencial e a velocidade do compressor como entradas do sistema e a saída do controlador é a válvula anti-surge. Veja na Figura 17, o diagrama de bloco da malha de controle anti-surge aplicada na UTGC. Nesse diagrama, P1 é a pressão de sucção, dP pressão diferencial e RPM a velocidade do compressor. Outros valores para cálculo do controle são adotados como constantes.

Figura 16: Diagrama em bloco da malha de controle anti-surge do compressor do Turbo-Expansor da UTGC.



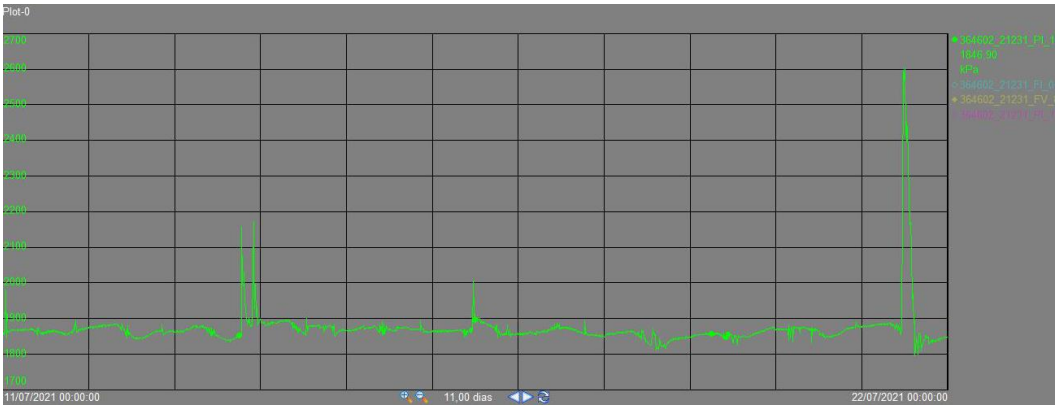
Fonte: Relatório técnico da UTGC, 2017.

Para realizar a modelagem do sistema anti-suge, foram coletados valores de 5 variáveis de entrada e uma de saída para encontrar o que melhor representa o sistema. Foi escolhido dois eventos similares que foram separados em evento 1 e 2.

O primeiro evento foi coletado no dia 13/07/2021 às 00:00 até 14/07/2021 às 09:00. O segundo evento foi coletado no dia 21/07/2021 às 00:00 até 22/07/2021 às 09:00. Porém, na modelagem do sistema, foi usado apenas o primeiro evento, pois o segundo não tem dinâmica, a válvula anti-surge satura em 100% em dois momentos.

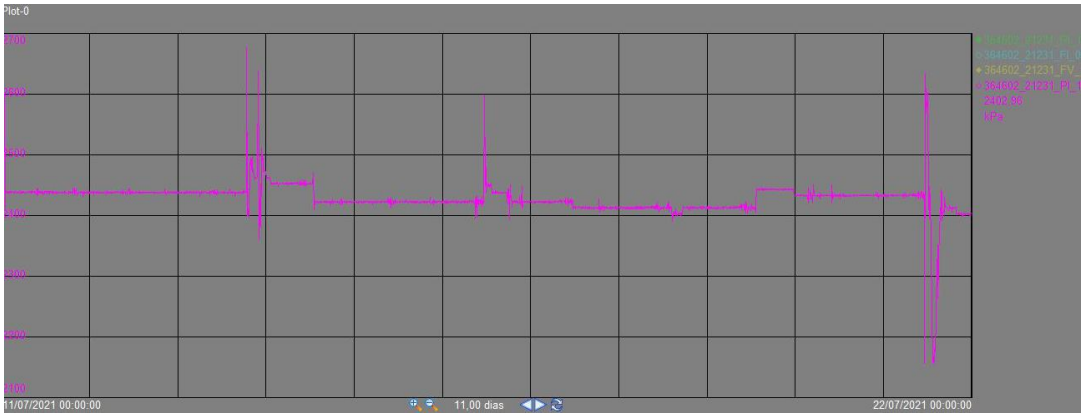
Veja nas figuras abaixo o comportamento de cada variável separadamente.

Figura 17: Pressão de sucção (PI-107) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC.



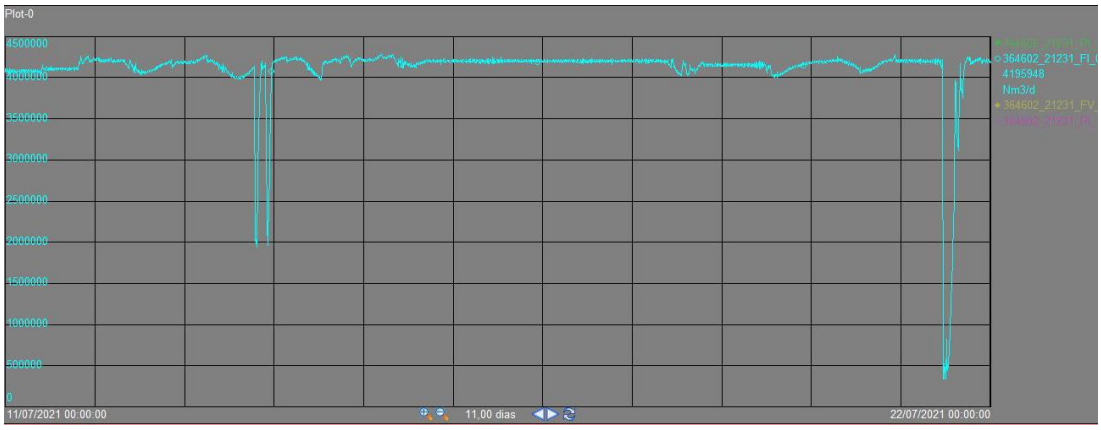
Fonte: O autor

Figura 18: Pressão de descarga (PI-110) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC.



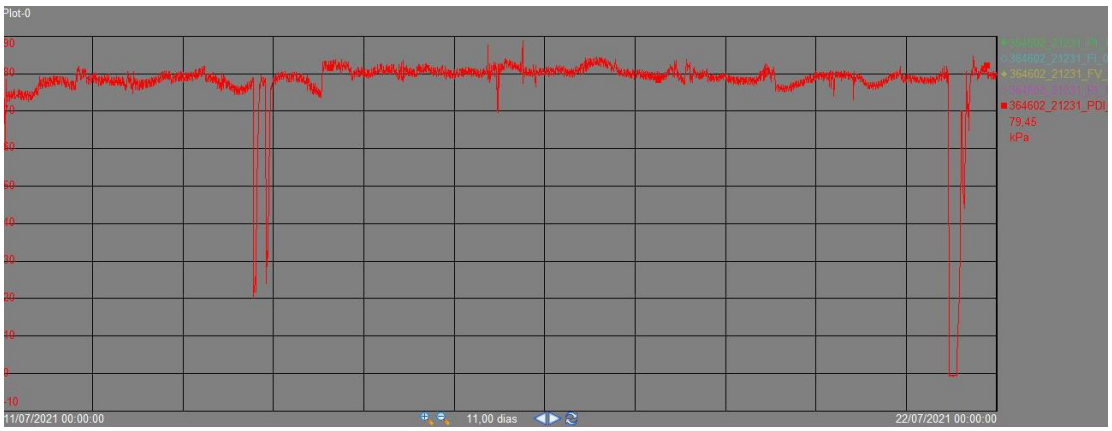
Fonte: O autor

Figura 19: Vazão (FI-051) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC.



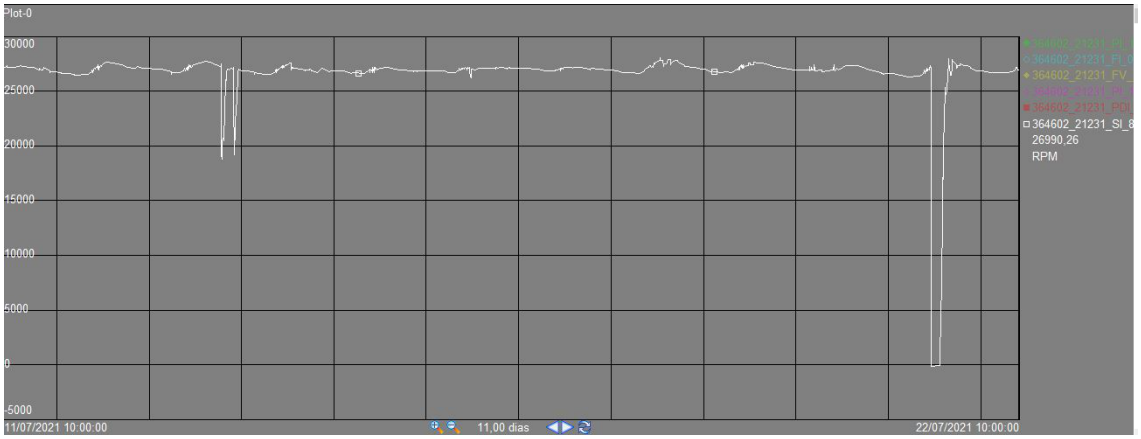
Fonte: O autor

Figura 20: Pressão diferencial (PDI-850) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC.



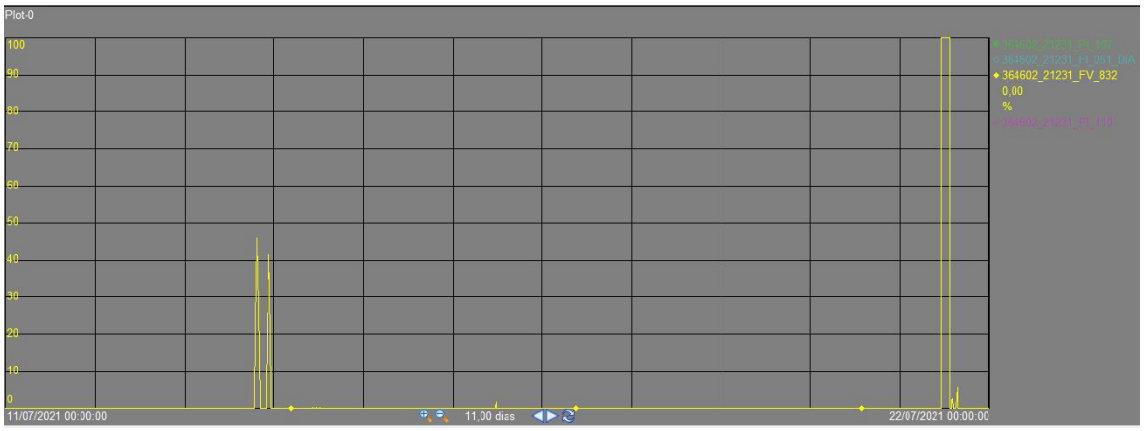
Fonte: O autor

Figura 21: Sensor de velocidade (SI-831) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC.



Fonte: O autor

Figura 22: Abertura da Válvula anti-surge (FV-832) do compressor do Turbo-Expansor da UTGC.



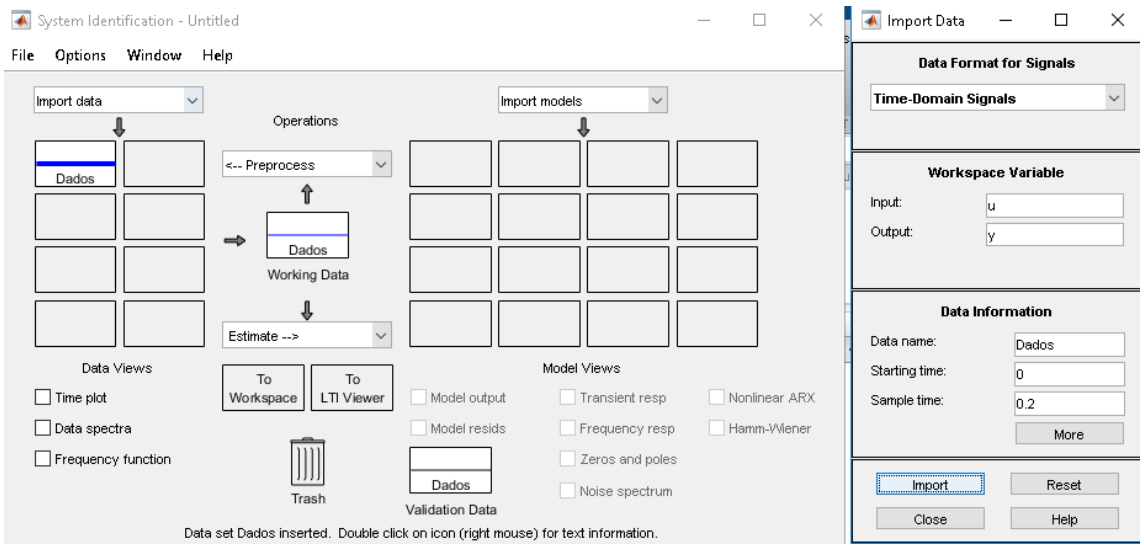
Fonte: O autor

3.4 MODELAGEM COM ABERTURA DA VÁLVULA COMO SAÍDA DO MODELO

Para identificar o modelo primeiro foi criado um *script* para separar os dados dos eventos coletados no *PI ProcessBook* em variáveis separadas no *Matlab*.

Após esta etapa foi utilizado o toolbox *ident* do *Matlab*, bastando digitar *ident Command Window.* A Figura 24 mostra a tela principal do toolbox para configurações e manipulações.

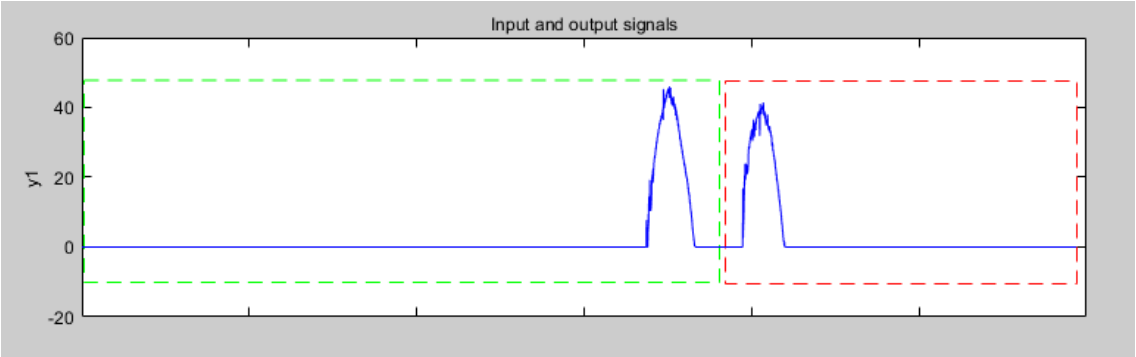
Figura 23: Tela principal do toolbox Ident.



Fonte: O autor

No *toolbox ident*, é necessário fazer a separação da faixa de treinamento e validação do modelo. Pode ser observado na Figura 25.

Figura 24: Selecionando faixa de treinamento e validação do modelo.



Fonte: O autor

A faixa selecionada na cor verde foi a faixa de treinamento utilizada e a faixa na cor vermelha a de validação.

Após esta etapa, colocar os dados de treinamento no *Working data* e a faixa de validação na *Validation data*. Concluído as etapas anteriores, deverá ser escolhido o tipo de modelo a ser estimado. Esse trabalho se limitará a utilizar somente o modelo "*State Space Models"* ou modelo de Espaço de Estados de 2ª ordem. O sistema foi estimado com outros tipos de modelos e ordens que o modelo de Espaço de Estados de 2ª ordem alcançou um desempenho razoável, com mínima complexidade, razão de sua escolha neste trabalho. Portanto, o modelo obtido para o sistema é linear.

Com a representação do sistema no Espaço de Estados, conforme a Equação (1), é possível descrever o sistema de forma mais conveniente para representar sistemas multivariáveis.

$$\frac{dx}{dt} = Ax(t) + Bu(t) + Ke(t)$$

$$\mathrm{y(t)} = Cx(t) + Du(t) + e(t) \qquad (1)$$

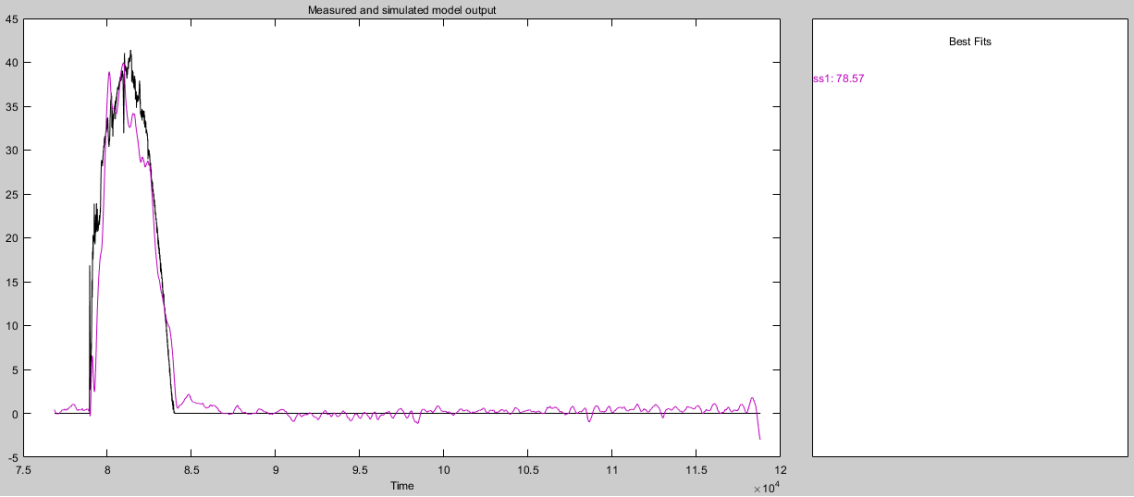
Uma comparação entre os modelos utilizando apenas 03 ou 05 entradas foi realizada e será mostrada nas seções seguintes.

3.4.1 Modelo com 03 entradas

Variáveis de entrada: Pressão de sucção (PI-107); Pressão de descarga (PI-110); Vazão (FI-051).

Variável de saída: Válvula anti-surge (FV-832).

Figura 25: Validação do Modelo com 3 entradas.



Fonte: O autor

Para esse modelo, foi obtido um *Fit* de 78,57 %. O *Fit* é um critério de desempenho utilizado no *toolbox Ident*, que mostra o percentual de ajuste dos dados do modelo, aos dados reais de validação do processo.

A identificação das matrizes A, B, C e D descritas na equação (1), foram as seguintes:

Tabela 1: Matiz A do sistema apresentado na Equação (1).

	x1	x2
x1	0.002338	-0.01023
x2	0.007168	-0.0109

Fonte: O autor

Tabela 2: Matriz B do sistema apresentado na Equação (1).

	u1	u2	u3
x1	0,0011	-0,0004832	0,000005002
x2	0,0011	-0,0004925	0,000006738

Fonte: O autor

Tabela 3: Matriz C do sistema apresentado na Equação (1).

	x1	x2
y1	1650	370.4

Fonte: O autor

Tabela 4: Matriz D do sistema apresentado na Equação (1).

	u1	u2	u3
y1	0	0	0

Fonte: O autor

Tabela 5: Matriz K do sistema apresentado na Equação (1).

	y1
x1	0
x2	0

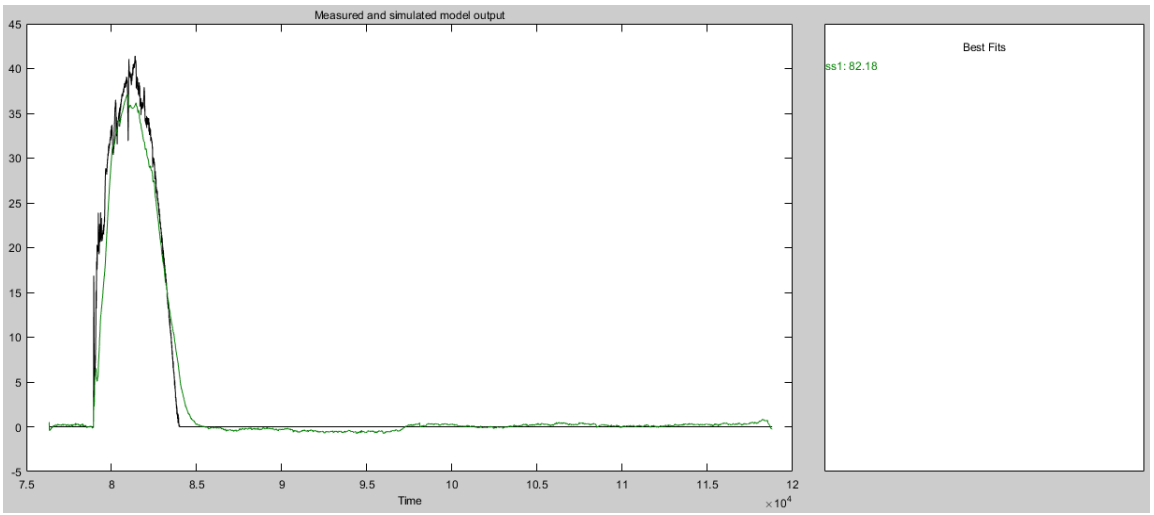
Fonte: O autor

3.4.2 Modelo com 05 entradas

Variáveis de entrada: Pressão de sucção (PI-107); Pressão de descarga (PI-110); Vazão (FI-051); Pressão diferencial (PD-850); Velocidade do compressor (SI-831)

Variável de saída: Válvula anti-surge (FV-832).

Figura 26: Validação do Modelo com 5 entradas.



Fonte: O autor

Para esse modelo, foi obtido um *Fit* de 82,18%.

A identificação das matrizes A, B, C e D descritas na equação (1), foram as seguintes:

Tabela 6: Matriz A do sistema apresentado na Equação (1).

	x1	x2
x1	-0.003333	-0.0123
x2	-0.01334	-0.1467

Fonte: O autor

Tabela 7: Matriz B do sistema apresentado na Equação (1).

	u1	u2	u3	u4	u5
x1	0,0048	2.35e-08	-0,00004309	-0,01537	-0,00001744
x2	0,0565	0,0003001	-0,0003414	-0.0002061	-0,0001785

Fonte: O autor

Tabela 8: Matriz C do sistema apresentado na Equação (1).

	x1	x2
y1	1227	27.75

Fonte: O autor

Tabela 9: Matriz D do sistema apresentado na Equação (1).

	u1	u2	u3	u4	u5
y1	0	0	0	0	0

Fonte: O autor

Tabela 10: Matriz K do sistema apresentado na Equação (1).

	y1
x1	0
x2	0

Fonte: O autor

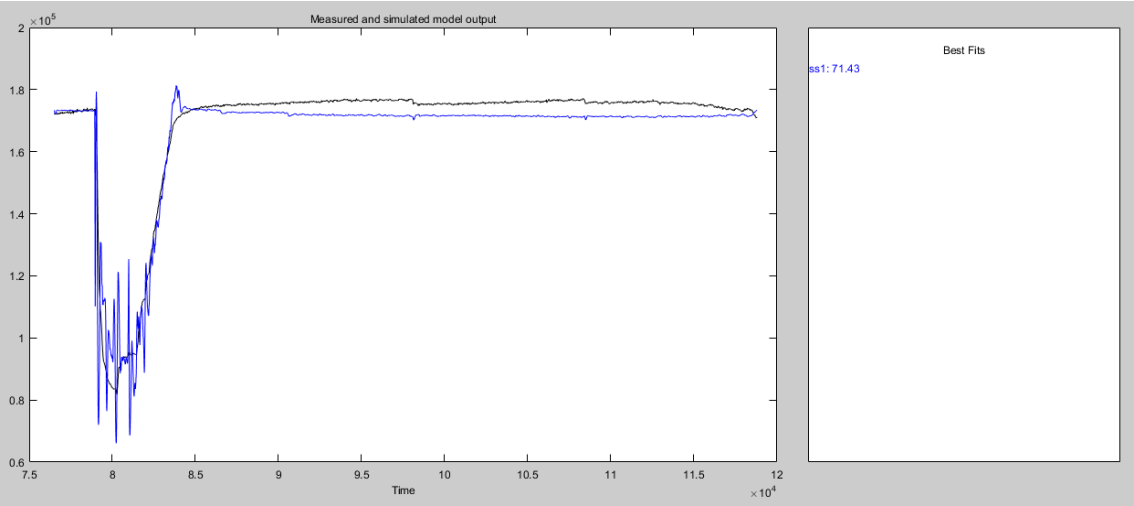
3.5 MODELAGEM COM VAZÃO COMO SAÍDA DO MODELO

3.5.1 Modelo com 03 entradas

Variáveis de entrada: Pressão de sucção (PI-107); Pressão de descarga (PI-110); Válvula anti-surge (FV-832).

Variável de saída: Vazão (FI-051).

Figura 28: Figura 27: Validação do modelo com 03 entradas.



Fonte: O autor

Para esse modelo, foi obtido um *Fit* de 71,43 %.

A identificação das matrizes A, B, C e D descritas na equação (1), foram as seguintes:

Tabela 11: Matriz A do sistema apresentado na Equação (1).

	x1	x2
x1	0.04498	-0.1986
x2	0.01818	-0.06816

Fonte: O autor

Tabela 12: Matriz B do sistema apresentado na Equação (1).

	u1	u2	u3
x1	2.178e-05	-3.157e-05	0.0005943
x2	4.458e-06	-6.258e-06	0.0001203

Fonte: O autor

Tabela 13: Matriz C do sistema apresentado na Equação (1).

	x1	x2
y1	-1.154e+06	3.368e+06

Fonte: O autor

Tabela 14: Matriz D do sistema apresentado na Equação (1).

	u1	u2	u3	u4	u5
y1	0	0	0	0	0

Fonte: O autor

Tabela 15: Matriz K do sistema apresentado na Equação (1).

	y1
x1	0
x2	0

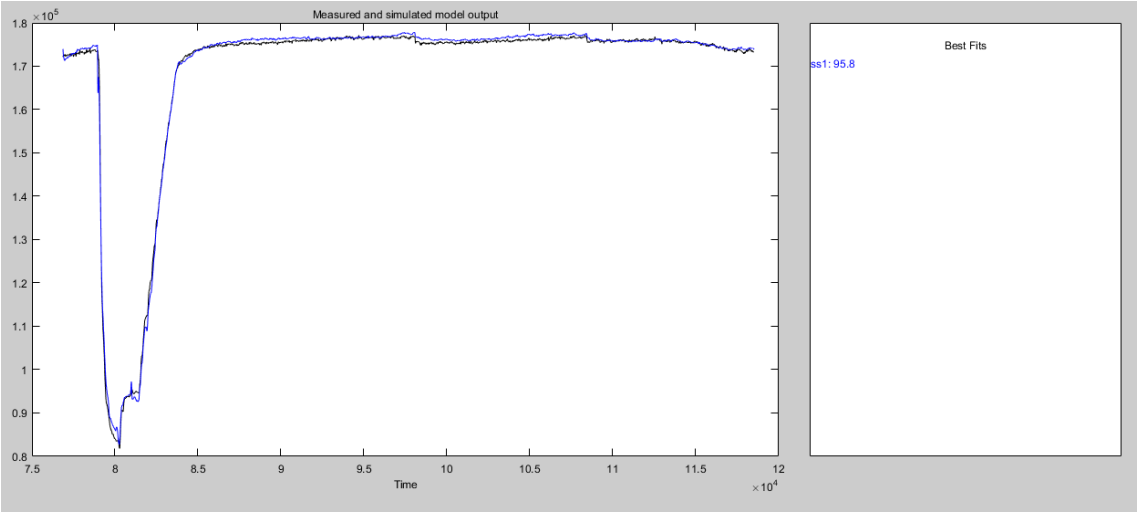
Fonte: O autor

3.5.2 Modelo com 05 entradas

Variáveis de entrada: Pressão de sucção (PI-107); Pressão de descarga (PI-110); Válvula anti-surge (FV-832); Pressão diferencial (PD-850); Velocidade do compressor (SI-831).

Variável de saída: Vazão (FI-051);

Figura 28: Validação com modelo de 05 entradas.



Fonte: O autor

Para esse modelo, foi obtido um *Fit* de 95,8%.

A identificação das matrizes A, B, C e D descritas na equação (1), foram as seguintes:

Tabela 16: Matriz A do sistema apresentado na Equação (1).

	x1	x2
x1	-0.002917	-0.0156
x2	-0.001852	-0.02127

Fonte: O autor

Tabela 17: Matriz B do sistema apresentado na Equação (1).

	u1	u2	u3	u4	u5
x1	-4.244e-06	6.232e-06	-4.207e-06	6.6e-05	-2.92e-08
x2	-4.912e-06	7.368e-06	-4.766e-06	8.124e-05	-3.599e-09

Fonte: O autor

Tabela 18: Matriz C do sistema apresentado na Equação (1).

	x1	x2
y1	5.469e+05	-6.011e+04

Fonte: O autor

Tabela 19: Matriz D do sistema apresentado na Equação (1).

	u1	u2	u3	u4	u5
y1	0	0	0	0	0

Fonte: O autor

Tabela 20: Matriz K do sistema apresentado na Equação (1).

	y1
x1	0
x2	0

Fonte: O autor

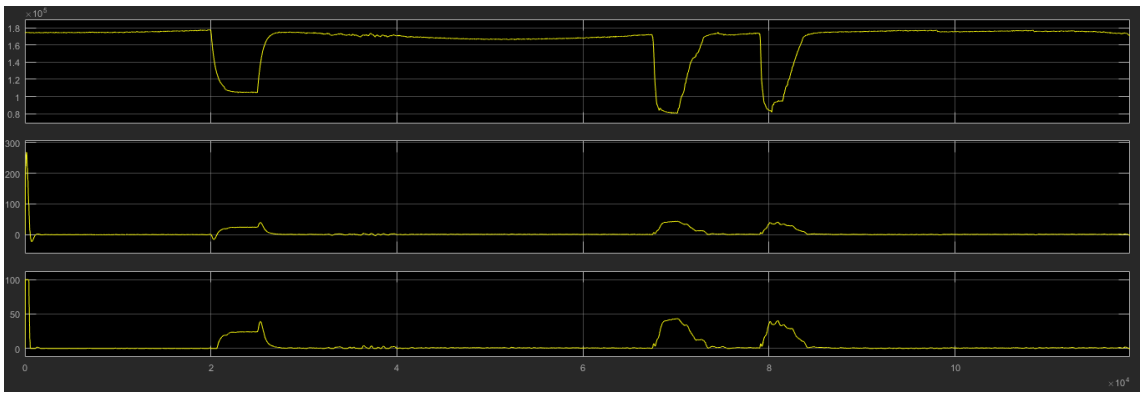
4 RESULTADOS DE SIMULAÇÕES

4.1 SIMULAÇÃO DO MODELO OBTIDO COM ABERTURA DE VÁLVULA COMO SAÍDA

Para propor um controlador, seria necessário fazer identificação do modelo, com o sistema em malha aberta. Como os valores coletados do sistema já estavam em malha fechada, o controlador atual foi modelado como parte integrante do sistema. O que pode ser feito com o modelo matemático obtido nas seções anteriores é uma avaliação do comportamento do equipamento para algumas perturbações do processo, nas variáveis de entrada. É possível então prever o comportamento da válvula anti-surge para cada situação que se deseja saber.

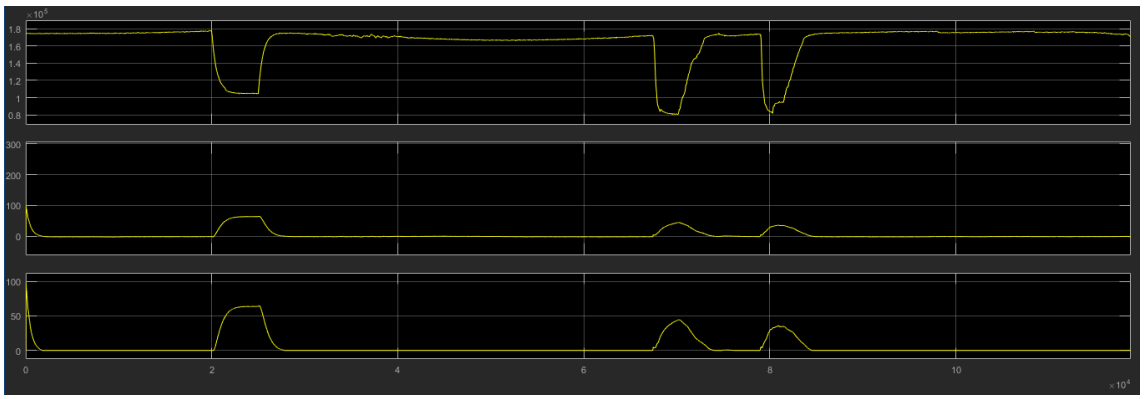
Foi Criado um distúrbio na vazão a fim de observar o comportamento da válvula para cada modelo encontrado. Veja na Figura 30 o modelo com 03 entradas e Figura 31 o modelo com 05 entradas.

Figura 29: Comportamento da válvula do modelo de 03 entradas.



Fonte: O autor

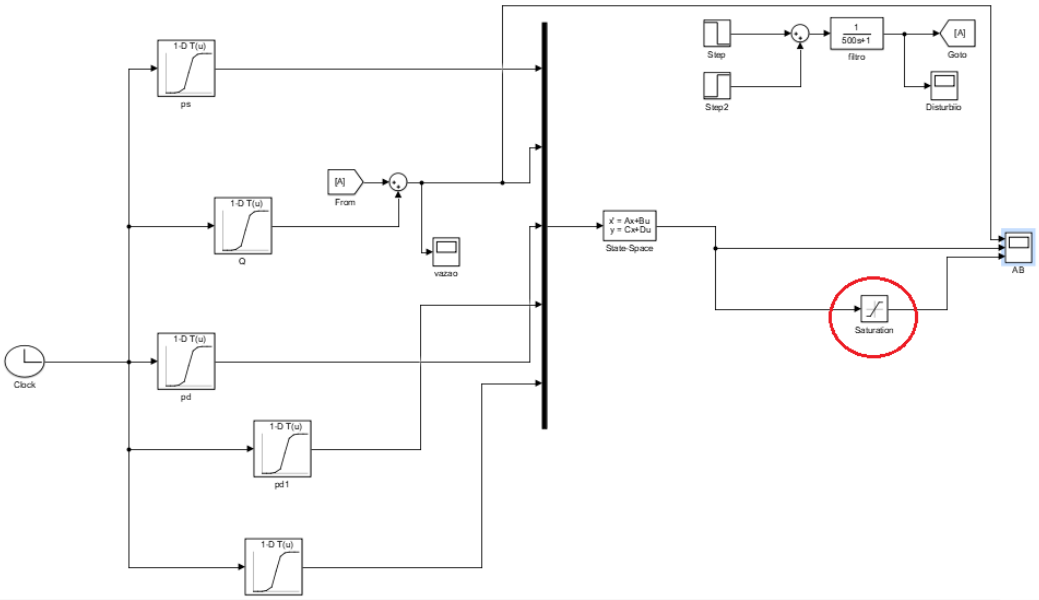
Figura 30: Comportamento da válvula do modelo de 05 entradas.



Fonte: O autor

Para manter a válvula dentro dos limites reais de abertura e fechamento, foi colocado um bloco saturação (veja na Figura 32) para saturar o sinal de saída para a válvula, em caso que o valor ultrapasse o limite inferior 0% e superior 100% Este comportamento pode ser observado no terceiro gráfico das Figuras 30 e 31.

Figura 31: Simulação do modelo de 05 entradas no slimulink.



Fonte: O autor

Comparando o modelo de 03 e 05 entradas, os dois atendem de forma satisfatória aos distúrbios do sistema. O modelo de 05 entradas demonstra um comportamento mais estável, porém, o modelo de 03 entradas é mais simples.

4.2 SIMULAÇÃO DE UM CONTROLE ANTI-SURGE

Devido as dificuldades de implementar um controlador para o sistema anti-surge de uma planta real em funcionamento, por uma série de restrições de segurança, este trabalho apenas mostrou, via simulação, como poderia ser implementado um controlador Anti-Surge, avaliando o comportamento do processo representado pelo modelo obtido.

Para isso, algumas estratégias e conceitos foram adotadas para possibilitar esse controle. A primeira estratégia foi utilizar a abertura da válvula anti-surge como entrada do modelo e a vazão como saída do sistema. Assim, poderíamos avaliar o momento de entrada na zona crítica para disparar o sistema de controle. Como a modelagem dessa forma alcançou um *Fit* de mais de 70 %, concluímos que o modelo é inversível e poderíamos utiliza-lo dessa forma.

Esse controle só deve ocorrer quando o ponto de operação do compressor atingir um valor menor que a vazão mínima, na qual o sistema entra na zona crítica. Essa vazão mínima é representada pela linha controle de surge (SCL).

Para se traçar as linhas de surge (SL) e controle de surge (SCL), alguns cálculos devem ser adotados. De acordo com Mario Campos e Hebert Teixeira (2006), a estratégia estática de controle anti-surge, inicia com o cálculo da razão de compressão (Rc):

$$\text{Razão de compressão: } \mathrm{Rc} = \frac{\mathrm{Pd}}{\mathrm{Ps}} \qquad (2)$$

$$\text{Vazão de surge: } \mathrm{V_{SURGE}} = \mathrm{a1\ x\ Rc} + \mathrm{b1} \qquad (3)$$

$$\text{Vazão mássica: } M_{SURGE} = (a3 \text{ x } Rc + b3) \quad (4)$$

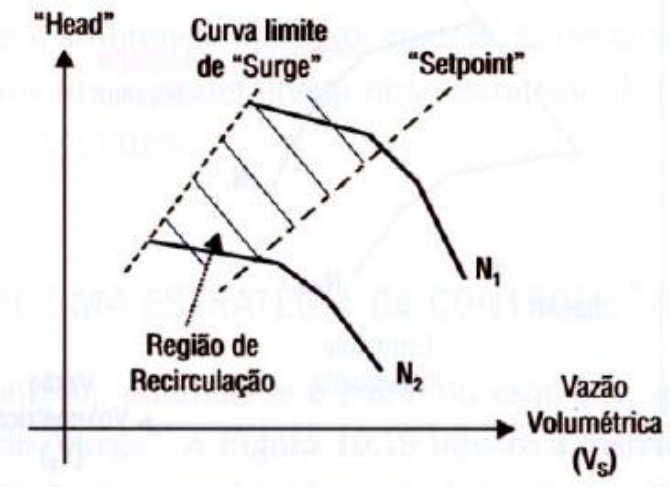
Onde os fatores “a1”, “b1”, “a3” e “b3” são um modelo para a curva de *surge.*

Esses valores calculados, encontramos a linha de surge (SL) que são os valores da V_{SURGE}. A linha de controle de surge (SCL) é calculado da seguinte maneira:

$$\text{Set Point do controlador anti-surge: } SP = \text{Folga x } M_{SURGE} \quad (5)$$

Adiciona-se uma folga à vazão mássica de surge e defini desta forma o Set Point (SP) do controle anti-surge. Essa folga utilizada, deve ser a mesma para toda a faixa de operação, um percentual constante da linha de surge, podendo ser de 10%. (Campos e Teixeira, 2006). Veja na Figura 33, como fica implementado a curvas de controle anti-surge.

Figura 32: Linhas de controle e região de recirculação do compressor.



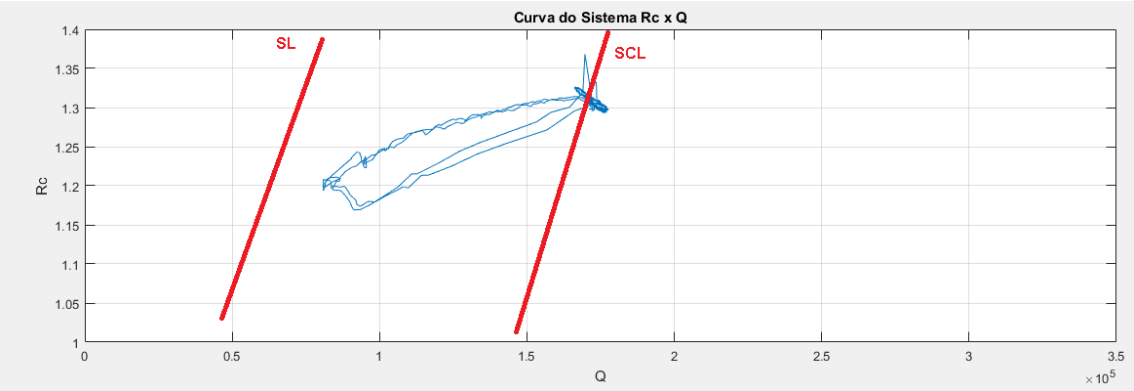
Fonte: Livro Controles Típicos, pg. 283.

Como não foi possível obter o mapa de performance do compressor, como qual seira possível verificar seu comportamento para cada valor de Rc (razão de

compressão) x Q (vazão), foi traçado retas hipotéticas de SL e SCL, com o objetivo de simular a zona crítica do compressor (Ver Figura 34). A equação da reta SLC é utilizada na simulação para detecção do ponto crítico do sistema. As linhas em azul nessa figura foram obtidas traçando Rc x Q, com os dados reais obtidos na planta, aonde ocorre os eventos 1 e 2 já citados anteriormente.

O critério adotado para traças essas retas foi uma análise do comportamento das variáveis. Com os dados reais coletados, no evento 1 e 2, foi percebido uma região na qual mandava a válvula anti-surge abrir que é o que acontece quando o ponto de operação do compressor “toca” a linha SCL, assim, foi traçado a linha SCL conforme indicado na Fig. 34. A linha de surge, não teve nenhum critério, mas, é sabido que está depois da linha de SCL e o compressor não entrou em surge.

Figura 33: Retas hipotéticas de SL e SCL.



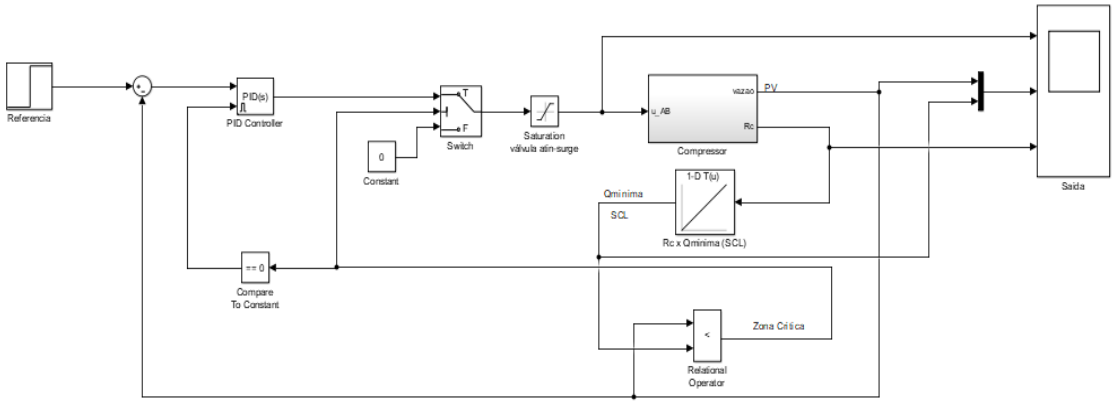
Fonte: O autor

O controlador *anti-surge*, atua quando o ponto de operação do compressor atinge a linha de controle de surge (SCL). Essa ação, de tal forma, altera a vazão e razão de compressão (Rc = Pd / Ps) do compressor, uma vez que o gás que está na descarga, vai para sucção de acordo com a abertura da válvula. Isso ocorre até o compressor sair da zona crítica ou de reciclo.

A vazão do compressor está diretamente relacionada com a demanda de gás da planta.

Para efeito de simulação, a vazão passa a ser a saída do sistema e a válvula uma das entradas. Veja na Figura 35, um esquemático elaborado no *simulink,* com o objetivo de promover controle de vazão do compressor na zona de reciclo.

Figura 34: Esquemático do controlador anti-surge.



Fonte: O autor

A vazão mínima do compressor é a linha controle de surge (SCL) e uma comparação será feita com a vazão do sistema. A vazão mínima, será determina pela razão de compressão Rc. Veja nas equações (2) e (3) que a vazão de surge tem uma relação direta com o Rc.

Se, Vazão do sistema (PV – variável do processo) < $Q_{MINÍMA}$, ativa o “switch” e o controlador passa a controlar a vazão.

Caso contrário, o controle não é ativado. Isso, garante que o compressor não está na zona crítica. Veja um exemplo dessa simulação na seção seguinte.

4.2.1 Análise de Controlabilidade do Sistema

Para a Simulação do Controlador Anti-Surge será utilizado o modelo de 5 entradas com saída em vazão. Suas matrizes A, B, C e D são mostradas na Equações (6).

Podemos definir a matriz Cm como mostrado abaixo. E, de acordo com Nise, N. (2018), dizemos que o sistema é controlável se o posto de Cm é diferente de zero.

$$Cm = [B\ AB\ A^2B\ \ldots\ A^{n-1}B] \quad (6)$$

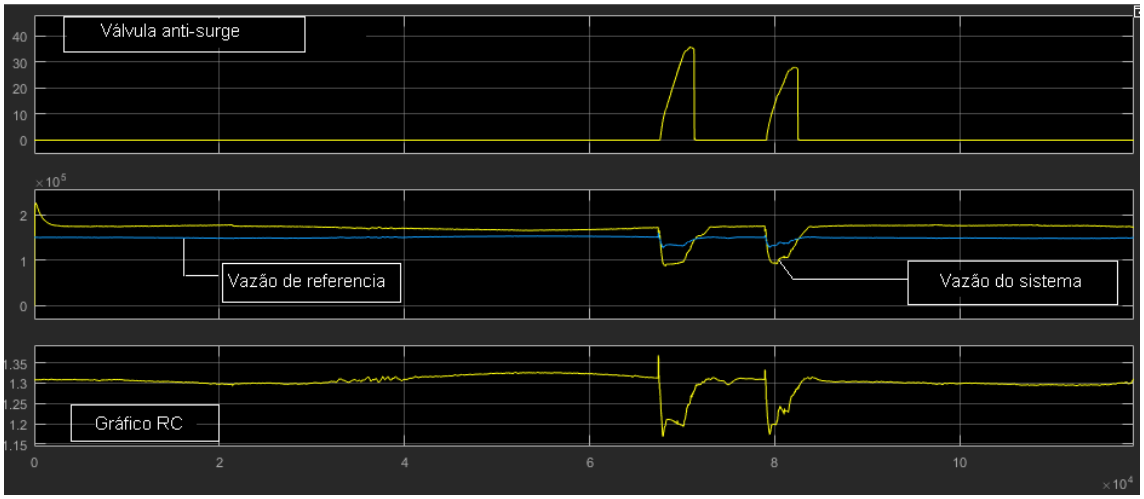
Com auxílio do Matlab™, utilizamos os comandos abaixo e verificamos que o posto de Cm e de Co valem 2, diferente de 0 (zero), logo concluímos que o sistema é controlável e observável.

```
% Analisando a Controlabilidade do sistema

Cm=ctrb(A,B)
Rank_Cm=rank(Cm)

% O Rank é 2, diferente de zero, logo o sistema é controlável
```

4.3 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO CONTROLADOR ANTI-SURGE

Para realização de uma simulação mais realísticas, foram utilizados os dados de entrada real do processo, aonde ocorreram os eventos já citados. O resultado é apresentado na Figura 36.

Figura 35: Curvas do controlador anti-surge.

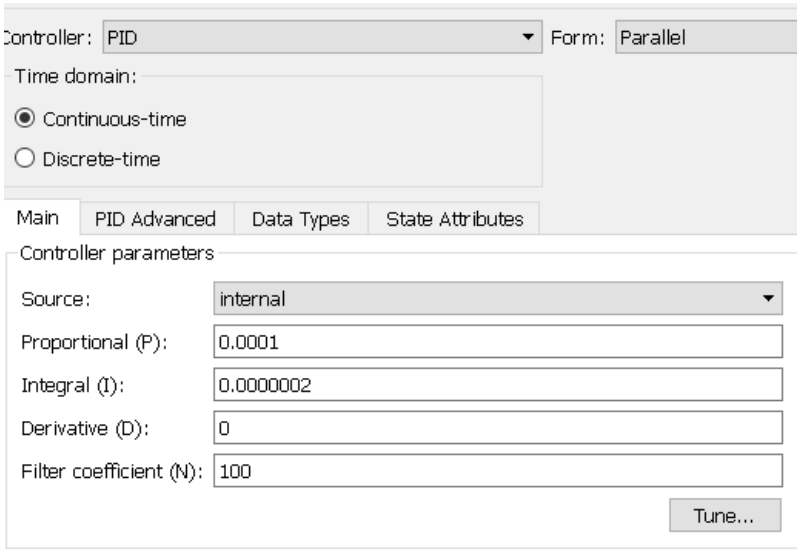


Fonte: O autor

Na Figura 36, é possível observar que para cada Rc tem uma vazão de referência e que no momento que a vazão do sistema cai, abaixo da vazão de referência, a válvula *anti-surge* começa a abrir. E na medida que vai aumentando a vazão, a válvula começa a fechar. Comportamento condizente com o esperado.

Na Figura 37, é mostrado os parâmetros do controlador obtido. Foi utilizado método de tentativa e erro para ajuste dos ganhos. Os valores ficaram pequenos porque os valores de vazão são muito grandes e não foram normalizados. Note, que valor do ganho derivativo ficou em 0 (zero), pois, o controlador utilizado foi um PI.

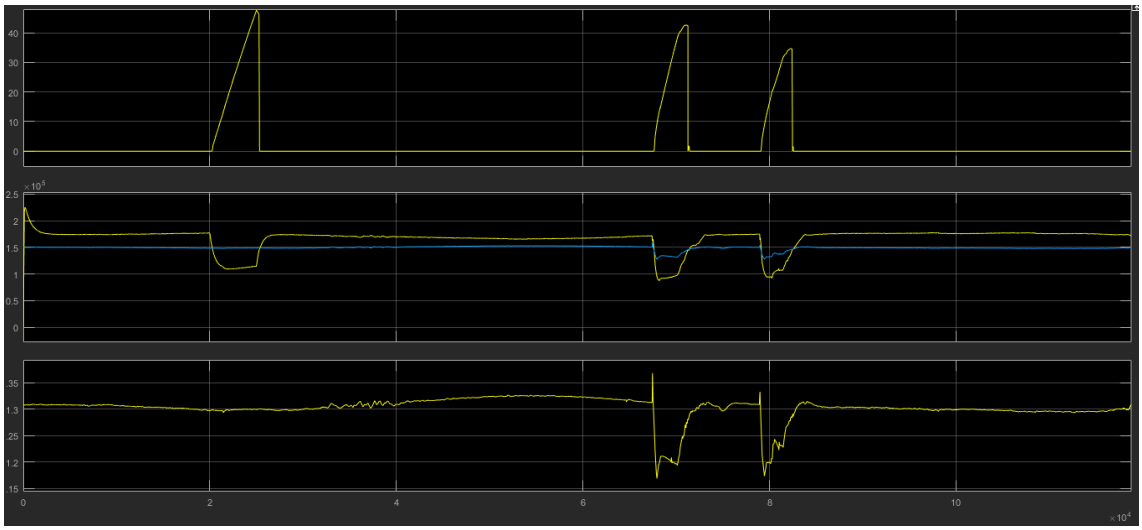
Figura 36: Parâmetros do controlador PID.



Fonte: O autor.

Foi realizado ainda uma perturbação diferente das perturbações já mostradas no evento anterior para observar a resposta do controlador. Veja o resultado Figura 38 aonde é possível observar o controlador sendo acionado e a válvula anti-surge atuando quando ocorre a queda de vazão no instante 2000s. Esse distúrbio de queda de vazão foi provocada via software e foram mantidas as outras duas apresentadas no caso anterior.

Figura 37: Perturbação no sistema com queda de vazão.



Fonte: O autor

5 CONCLUSÕES

O sistema real de controle anti-surge foi modelado utilizando modelagem caixa-preta e seu modelo foi validado com dados reais do processo. Dentre vários tipos de modelos disponibilizados no MatLab™ para estimação, optou-se pelo modelo de espaço de estados, pois o sistema foi excitado em uma região específica de operação e possuía várias entradas, o que sugeriu e se confirmou que esse modelo obteria uma resposta razoável com certa simplicidade. Foi identificado então o modelo linear de 2ª ordem que representa satisfatoriamente o sistema para cada caso, observado pelo desempenho do *fit* percentual obtido nas validações. Ver na tabela abaixo o f*it* alcançado por cada modelo:

Tabela 21: Resultado do fit de cada modelo encontrado.

		fit %
Modelo com abertura de válvula como saída	03 entradas	78,57
	05 entradas	82,18
Modelo com vazão como saída	03 entradas	71,43
	05 entradas	95,80

Fonte: O autor.

O *fit,* do modelo com a abertura da válvula como saída, ficou bem próximo com 03 e 05 entradas, porém, o modelo de 03 entradas, ficou mais simples, logo, ele seria a opção a ser escolhido na hora da implementação.

O propósito de colocar a vazão como saída, foi para fazer um controle de maneira hipotética, pois tivemos que supor uma curva de SCL para implementá-la no controlador. Nesse caso, houve uma diferença relativamente grande de um *Fit* para o outro. O de 05 entradas ficou bem superior ao de 03 entradas.

É importante ressaltar que o sistema foi excitado conforme condições apresentadas no evento 01, ou seja, com variações das entradas em espectros

definidos. Como o sistema foi excitado apenas para uma determinada faixa de operação e foi ajustado um modelo de espaço de estados de segunda ordem, o sistema foi linearizado. Assim, pode ser que para outras faixas de operação esse modelo não gere dados condizentes com a realidade. Para funcionar corretamente em toda faixa de operações deveríamos ter dados de entrada com espectro de frequência semelhante ao do ruído branco, para capturar bem as relações entre saída e entradas do modelo. Esse não é o caso, pois o sistema é industrial e está em pleno funcionamento, impossibilitando a realização desses ensaios.

A dificuldade de se fazer ensaios para obter alguns dados limitou o trabalho, mas, de acordo com as premissas adotadas, foi possível modelar e identificar o sistema conforme objetivos iniciais deste trabalho de conclusão de curso.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Com o objetivo de dar continuidade a este trabalho, propõe-se:

- Realizar a modelagem caixa-branca do sistema.

- Realizar ensaios específicos na planta, para provocar mais variações de entrada do processo, possibilitando encontrar modelos que representem o sistema em uma maior faixa de operação.

- Implementar diferentes controladores e comparar o desempenho entre eles.

REFERÊNCIAS

AGUIRRE, Luis Antonio. **Introdução à Identificação de Sistemas.** Belo Horizante: Editora UFMG, 2004.

BARBOSA, Bruno H.; AGUIRRE, Luis A.; MARTINEZ, Carlos B. Modelos **Narmax Neurais na Identificação de um Sistema de Bombeamento de Água.** Belo Horizonte – MG: UFMG, 2006.

CAMPOS, Mario Cesar M. M.; TEIXEIRA, Hebert C. G. **Controles típicos de equipamentos e processos industriais.** São Paulo: Editora Blucher, 2006.

CAVAZZANA, E.; BARBOSA, B. H. ; TORRES, L. A. B. ; MARTINEZ, C. B. . **Comparison of White-Box and Black-Box Models of a Real Hydraulic Pumping System Using a Variable Speed Drive**. In: COBEM2007 - 19th International Congress of Mechanical Engineering, 2007, Brasília-DF. Proceedings of 19th International Congress of Mechanical Engineering. Rio de Janeiro: ABCM, 2007.

COELHO, Antônio Augusto Rodrigues; COELHO, Leandro dos Santos. **Identificação de Sistemas Dinâmicos Lineares**. Florianópolis: Ed. Da UFSC, 2016.

LIMA, André de Oliveira; MORAIS, Reinaldo de Cássio Silva; GARCIA, Wellington José Gonzalez. **16º Semirário de Automação & TI Industrial.** Minas Gerais, 2012.

MAFI-TRANCH CORPORATION. **Turboxexpander-Compressor System.** Santa Maria, CA 93455 USA, 2008.

NISE, N. S. **Engenharia de sistemas de controle**. 7a Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

NÓBREGA, Paulo Roberto Leite. **Manutenção de Compressores Alternativos e Centrífugos.** Rio de Janeiro: IBP, 2011.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de Controle Moderno.** São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2003.

SJöBERG, J., Zhang, Q., LJUNG, L., BENEVISTE, A., DELYON, B., GLORENNEC, P., HJALMARSSON, H. e JUDITSKY, A. **Non-linear black-box modeling in system identification: A unified overview**, Automática pp. 31-1961, 1995.

TORRISI, Giampaolo; GRAMMATICO, Sergio; CORTINOVIS, Andrea; MERCANGOZ, Mehmet; MORARI, Manfred; SMITH, Roy S. **Model Predictive Approaches for Active Surge Control in Centrifugal Compressors.** IEEE Transactions on Control Systems Technology, novembro 2017.