

Mateus Costa Lucena

Mitigação de Surge e Sistemas de Controle de Compressores Centrífugos

Campina Grande – Paraíba

Fevereiro de 2017

Mateus Costa Lucena

Mitigação de Surge e Sistemas de Controle de Compressores Centrífugos

Trabalho de Conclusão de Curso submetido a Coordenação do Curso de Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Campina Grande como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Elétrica.

Universidade Federal de Campina Grande – UFCG

Centro de Engenharia Elétrica e Informática

Departamento de Engenharia Elétrica

Orientador: Prof. Antonio Marcus Nogueira Lima

Campina Grande – Paraíba

Fevereiro de 2017

Mateus Costa Lucena

Mitigação de Surge e Sistemas de Controle de Compressores Centrífugos

Trabalho de Conclusão de Curso submetido a Coordenação do Curso de Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Campina Grande como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Elétrica.

Trabalho Aprovado. Campina Grande – Paraíba, 17 de fevereiro de 2017.

Antonio Marcus Nogueira Lima
(Orientador)
DEE/CEEI/UFCG

(Avaliador)
DEE/CEEI/UFCG

Campina Grande – Paraíba

Fevereiro de 2017

DEDICATÓRIA

Este trabalho, bem como todos os esforços realizados durante os anos de graduação, são dedicados a minha mãe, Conceição, e ao meu pai, Assis, em razão da ausência e saudade que lhes causei.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Alexandre Cunha, pela minha acolhida e pelo encaminhamento efetivo às atividades que mais tarde traduziriam parte importante da minha formação.

Ao professor Antônio Marcus, por ter aceitado compartilhar seu tempo e acompanhar o meu desenvolvimento enquanto aluno, conferindo suporte e orientação durante parte significativa dos anos de graduação.

Ao professor Maurício B. R. Corrêa que, enquanto coordenador do PRH-ANP-Petrobras/MCT N° 42/UFCG, concedeu o voto de confiança e comprometimento necessários para participação nas atividades do programa, sendo esta a oportunidade que proporcionou a continuação e o desenvolvimento das atividades descritas neste trabalho.

Agradeço aos órgãos financiadores do PRH/MCT N° 42/UFCG pela concessão de bolsas e o apoio as atividades desenvolvidas. Nesta oportunidade, externo meus agradecimentos ao CNPq, pelas bolsas de estudos que recebi durante praticamente toda minha graduação. Neste mesmo sentido, externo meus votos de gratidão por ter vivido uma época tão rica no ensino público superior deste país. Foi um momento único na nossa história, estimo com ousadia para que outras pessoas de forte vontade também tenham as mesmas oportunidades que eu tive.

Agradeço aos colegas que compõem o Laboratório de Eletrônica Industrial e Acionamento de Máquinas (LEIAM) da UFCG no apoio às atividades realizadas. Serei sempre grato por ter tido a oportunidade de conviver neste ambiente.

Agradeço à minha mãe, Conceição, por ter se esforçado tanto para me proporcionar uma boa educação, por ter me alimentado com saúde, força e coragem, as quais foram essenciais para superação de todas as adversidades ao longo desta caminhada.

Agradeço também a minha família, particularmente me dirijo ao meu padrinho Marcos Antônio, a minha avó Francisca e ao meu avô Edward Rodrigues (*in memoriam*). Eu vivo um infundável anseio por edificar todo o esforço que vossas senhorias destinaram a minha formação.

Agradeço sobremaneira a todos os colegas que compartilharam as dificuldades que esse curso oferece de maneira tão particular. Sem vocês eu nada seria. Foi único, abraço em todos, vocês foram foda!

Enfim, agradeço a todos que de alguma forma, passaram pela minha vida e contribuíram para a construção de quem sou hoje.

RESUMO

Os sistemas de compressão são utilizados no transporte, distribuição, exploração, perfuração, refino, produção e injeção de petróleo e gás. Os sistemas de compressão usados na indústria de Petróleo e Gás são baseados em compressores de elevado consumo energético (uma unidade de compressão de uma Unidade de Processamento de Gás Natural que promove a compressão de 85kgf/cm² para 150kgf/cm², consome da ordem de 4.098.566 kWh/mês); usualmente, utilizam-se compressores do tipo centrífugo, axial ou alternativo. Nesse contexto, o estudo de técnicas de controle que promovam a redução do consumo de energia em sistemas de compressão enseja um tema atual, relevante e com perspectiva de efetivos impactos econômicos. No caso dos sistemas de compressão baseados em compressores do tipo centrífugo há o fenômeno do "surge", durante o qual há aumento do consumo de energia associado ao comprometimento da integridade estrutural do sistema. O surge se caracteriza pela instabilidade de operação, manifestando-se por meio de oscilações de pressão e vazão as quais podem provocar falhas mecânicas. A mitigação do problema de surge evita a existência de oscilações mecânicas indesejadas que podem comprometer a integridade estrutural de unidades de compressão e conseqüentemente aumenta a segurança operacional. A utilização de técnicas de controle proporciona um desempenho adequado, permite a maximização da eficiência energética e, conseqüentemente, reduz as despesas com energia, reduzindo assim o custo de produção. Os sistemas de controle de compressores centrífugos utilizam válvulas de reciclo para mitigar o problema do surge. De modo geral, essas leis de controle não exploram o controle de velocidade do acionador do compressor. O projeto da lei de controle do acionador enseja um subsistema que contribui efetivamente na redução do consumo de energia do sistema de compressão. Entretanto, há poucos estudos que explicitam o consumo energético em sistemas de compressão. Assim, a partir do modelo do compressor centrífugo, este trabalho propõe avaliar e conceber soluções de modelos em cascata capaz de realizar o controle de capacidade e o controle anti-surge, de modo diferente do que é utilizado na indústria, integrando a isto, a malha de controle da válvula de reciclo.

Palavras-chave: Compressor Centrífugo, Fenômeno do Surge, Controle em Cascata, Eficiência Energética.

ABSTRACT

Compression systems are used in the transmission, distribution, exploration, drilling, refining, and production of oil and gas injection. Compression systems used in oil and gas industry are based on high energy consumption compressors (a compression unit of a processing unit of natural gas which promotes compression 85kgf/cm² to 150kgf/cm², consumes on the order of 4,098,566 kWh / month); usually, centrifugal compressors, axial or reciprocating type are used. In this context, the study of control techniques that promote the reduction of energy consumption in compression systems gives rise to a current topic, relevant and with perspective of effective economic impacts. In the case of the centrifugal compressor there is the phenomenon of the "surge" during which there is an increase in energy consumption associated with impairment of the system's structural integrity. The surge is characterized by unstable operation, manifesting itself through pressure and flow fluctuations which may cause mechanical failures. The mitigation of the surge problem avoids the presence of unwanted mechanical oscillations that may compromise the structural integrity of compression units and thus increases the operational safety. The use of control techniques provide adequate performance, allow the maximization of energy efficiency and, consequently, reduce energy costs, thereby reducing the production cost. The centrifugal compressor control system using recycle valve to mitigate the surge problem. In general, these control laws do not exploit the speed control of the compressor driver. The design of the actuator control law gives rise to a subsystem that contributes effectively to reducing the compression system power consumption. However, there are few studies which explain the energy consumption in compression systems. Thus, from the centrifugal compressor model, this paper proposes to evaluate and develop models of cascaded solutions capable of performing capacity control, and anti-surge control, differently from that used in the industry, integrating yet, the valve control loop recycle.

Keywords: Centrifugal Compressor, Phenomenon of Surge, Cascade Control, Energetic Efficiency.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 - (a) Representação simplificada de um sistema de compressão, (b) Representação de um sistema de controle de compressão.	13
Figura 2.1- Ilustração de um sistema de compressão com válvula de reciclo.	15
Figura 2.2 - Ilustração da estratégia de ação de controle da válvula de reciclo.	18
Figura 2.3 - Ilustração de um mapa de compressão genérico com regiões de eficiência e linha de surge.....	21
Figura 2.4 - Ilustração de um mapa de compressão genérico demarcado com limites teórico de operação.....	23
Figura 2.5 - Caracterização das linhas de controle usualmente utilizadas na indústria.	24
Figura 2.6 - Mapa de Compressão do compressor em estudo.	25
Figura 2.7 - Ilustração do sistema de compressão em estudo com atuadores em destaque.	27
Figura 2.8 - Diagrama de instrumentação da malha de controle anti-surge com auxílio da válvula de reciclo.....	28
Figura 2.9 – Ilustração do comportamento das grandezas do CAS com indicação dos parâmetros de ajuste.	30
Figura 2.10 - Diagrama de blocos da malha do sistema CAS.	30
Figura 2.20 - Representação do Controle em Cascata pressão-velocidade.....	32
Figura 2.21 - Diagrama de blocos do controle em cascata pressão-velocidade.....	34
Figura 2.22 - Diagrama de blocos do controlador PI com anti-windup calculo de volta.....	37
Figura 3.1 - Fluxo de massa-Compressor em surge.....	42
Figura 3.2 - Pressão de descarga – Compressor em surge.....	43
Figura 3.3 - Velocidade do Compressor - Compressor em surge.	43
Figura 3.4 - Ponto operacional - Compressor em surge.	44
Figura 3.5 - Fluxo de Massa - Válvula de Reciclo.	45
Figura 3.6 - Relação de Compressão - Válvula de Reciclo	45
Figura 3.7 - Velocidade do Compressor - Válvula de Reciclo.	46
Figura 3.8 - Diagrama de ativação do controle em cascata.	47
Figura 3.9 - Fluxo de massa antes e após ativação do controle em cascata.	49
Figura 3.10 - Velocidade do compressor antes e após ativação do controle em cascata.	49
Figura 3.11 - Razão de compressão dos Plenums sob antes e após ativação do controle em cascata.	50
Figura 3.12 - Ponto de operação após ativação do controle em cascata.	51
Figura 3.13 - Fluxo de massa sob controle anti-surge em cascata vazão velocidade.	53
Figura 3.14 - Velocidade do compressor sob controle anti-surge em cascata vazão velocidade.....	53
Figura 3.15 - Razão de compressão sob controle anti-surge em cascata vazão velocidade.....	54
Figura 3.16 - Ponto de operação sob controle em cascata vazão velocidade.....	55
Figura 3.17 - Diagrama de blocos do controle em cascata com ação da válvula de reciclo.	56
Figura 3.18 - Fluxo de massa sob controle em cascata vazão velocidade e ação de recirculação.	57
Figura 3.19 - Velocidade do compressor sob controle em cascata vazão velocidade e ação de recirculação.....	57

Figura 3.20 - Razão de compressão sob controle em cascata vazão velocidade e ação de recirculação.	58
Figura 3.21 - Ponto de operação sob controle em cascata vazão velocidade e ação de recirculação.	58
Figura 3.22 - Fluxo de massa sob controle em cascata pressão velocidade.....	60
Figura 3.23 - Velocidade operacional sob controle em cascata pressão velocidade.....	60
Figura 3.24 - Erro dos controladores em cascata de pressão-velocidade.....	61
Figura 3.25 - Ponto de operação sob controle em cascata pressão velocidade.	62
Figura 3.26 - Erro dos controladores em cascata de pressão-velocidade.....	62
Figura 3.27 - Erro em regime permanente dos controladores em cascata de pressão-velocidade.	63
Figura 3.28 - Diagrama de blocos do controle em cascata com ação da válvula de reciclo.	64
Figura 3.29 - Fluxo de massa e Fluxo de recirculação na estratégia de controle em cascata.	65
Figura 3.30 - Velocidade operacional sob controle em cascata e ação de reciclo no ponto C.....	65
Figura 3.31 - Razão de compressão sob controle em cascata e ação de reciclo no ponto C.....	66
Figura 3.32 - Erro dos controladores sob controle em cascata pressão-velocidade e ação de reciclo.....	67
Figura 3.33 - Erro em regime permanente dos controladores em cascata pressão-velocidade e ação de reciclo.	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Parâmetros Ambientais e do Compressor.....	41
Tabela 3.2 - Parâmetros dos Controladores e Constantes de Normalização - Cascata Vazão Velocidade.....	48
Tabela 3.3 - Parâmetros do Controle Anti-Surge em Cascata de Vazão - Velocidade.....	52
Tabela 3.4 - Parametros dos Controladores e Constantes de Normalização - Cascata Pressão Velocidade.....	59

Sumário

1	Introdução	13
1.1	Justificativa	14
1.2	Objetivos	14
2	Fundamentação Teórica	15
2.1	Modelo do Compressor Centrífugo	15
2.1.1	Esboço de um controlador de válvula de reciclo	18
2.2	Fenômeno do surge	20
2.3	Mapas de Compressão	21
2.4	Controle de Compressores	26
2.4.1	Sistema anti-surge com auxílio da válvula de reciclo	26
2.5	Controle Anti-Surge (CAS)	29
2.6	Estratégias de Controle do Compressor	32
2.6.1	CONTROLE EM CASCATA	32
3	Resultados e Discussões	41
3.1	Fenômeno do Surge	41
3.2	Válvulas de Reciclo	44
3.3	Controle em Cascata e Válvula de Reciclo	47
3.3.1	Cascata Vazão - Velocidade	48
3.3.2	Cascata Pressão - Velocidade	59
3.3.3	Controle Fuzzy em cascata	68
4	Considerações Finais	71
5	Perspectivas de Trabalhos Futuros	72
	Bibliografia	73
	ANEXOS	75

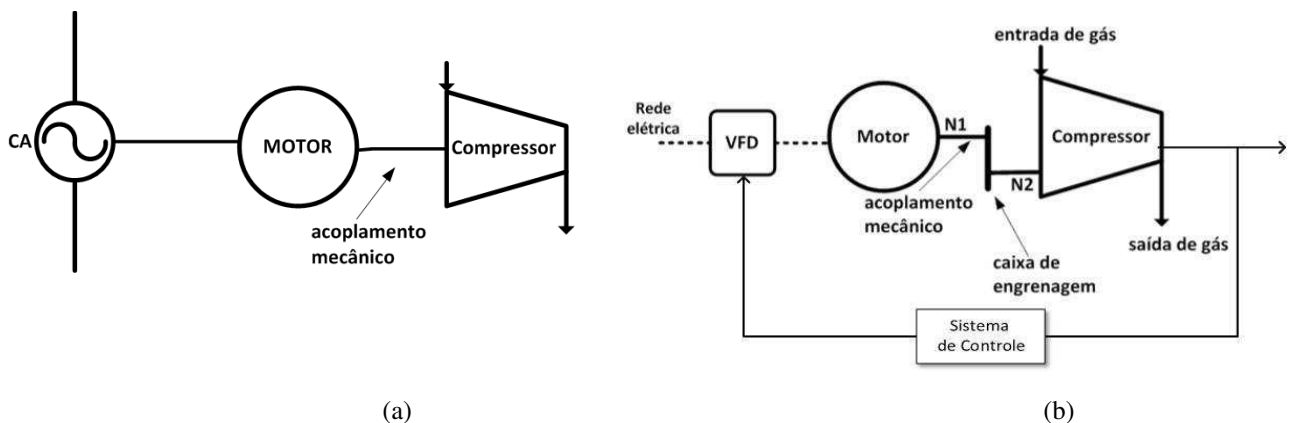
1 INTRODUÇÃO

O uso eficiente da energia é considerado o modo mais econômico e rápido de mitigar os impactos ambientais causados pela geração da energia. O aumento da eficiência energética reduz a utilização de recursos naturais, tais como petróleo e gás natural, diminuindo os custos de produção e contribuindo com a redução do consumo de energia. O retorno do investimento é garantido uma vez que o valor investido em eficiência energética é recuperado durante a vida útil do sistema.

Os compressores centrífugos são amplamente utilizados na indústria de petróleo e gás para mover o gás através de dutos, em refinarias e para bombear o gás de volta aos reservatórios de petróleo, para aumentar a pressão de um poço, aumentando a produção de óleo.

No contexto industrial, os sistemas motrizes, em especial os sistemas de compressão, apresentam um alto potencial de eficiência energética devido à forma como são operados. A principal função do compressor é elevar a pressão do gás conforme a energia é difundida. Essa energia é transmitida por um motor ou por uma turbina conectada ao compressor, configurando assim, um sistema de compressão. O diagrama apresentado na Figura 1 (a) ilustra uma configuração típica de um sistema de compressão.

Figura 1.1 - (a) Representação simplificada de um sistema de compressão, (b) Representação de um sistema de controle de compressão.



Fonte: O autor (2017).

De modo geral, os sistemas de compressão apresentam uma configuração física conforme ilustrado na Figura 1(a), com um motor conectado à rede elétrica acionando o compressor sem qualquer tipo de controle. Na Figura 1(b) é possível observar uma configuração genérica de como este sistema pode ser melhor caracterizado. Destaca-se o uso de um acionador com velocidade variável (VFD) que propicia o controle de torque e velocidade do motor, e um sistema de controle com realimentação que torna o desempenho do sistema uma variável monitorada, de modo a permitir que o sistema de acionamento atenda às reais demandas do processo, reduzindo desta maneira as perdas de energia.

Um problema que afeta os compressores centrífugos é o fenômeno do surge. O fenômeno ocorre quando a vazão do compressor cai abaixo de certo valor, que depende essencialmente do compressor e do tipo de gás que está sendo comprimido. Este se caracteriza pela instabilidade de operação, manifestando-se através da oscilação de pressão e vazão do sistema, acompanhado de forte vibração, a qual pode comprometer a integridade estrutural da instalação. Juntamente com isso, há desperdício de energia, tendo em vista que quando o compressor opera no regime de surge, ele consome energia sem realizar a compressão do gás.

1.1 JUSTIFICATIVA

O uso de compressores no setor de petróleo, gás natural e biocombustíveis se dá sempre que há necessidade de transportar ou comprimir fluidos. Como os compressores podem ser requeridos para as mais diversas condições de operação, todo o seu processo de projeto, operação e manutenção depende fundamentalmente da sua aplicação. Contudo, a eficiência no uso destes equipamentos é algo que está intrinsecamente relacionado com a ótima utilização dos sistemas de controle. Deste modo, desenvolver soluções para otimizar o uso da energia em sistemas de compressão enseja benefícios tangíveis para o setor de petróleo, gás natural e biocombustíveis, e está relacionado diretamente com a utilização de sistemas de controle.

1.2 OBJETIVOS

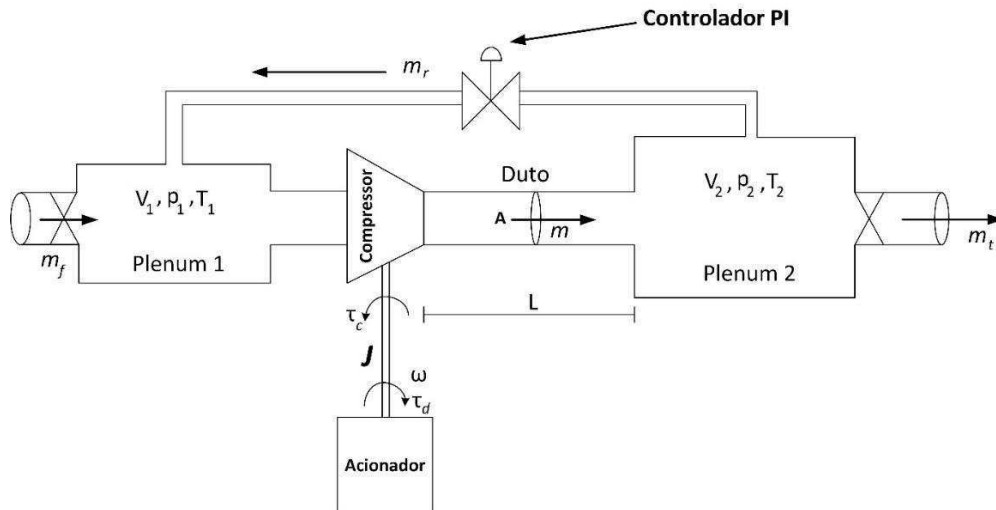
O objetivo geral deste projeto é formular e resolver problemas de eficiência energética em sistemas de compressão de gás centrífugos, a partir do desenvolvimento de técnicas de controle para estes sistemas.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 MODELO DO COMPRESSOR CENTRÍFUGO

O sistema de compressão é modelado com um compressor, um canal de comprimento L , um *plenum* de volume V_p , uma válvula reguladora e uma unidade de acionamento que transmite o torque ao compressor. Há também um sistema de reciclo, conforme mostrado na Figura 2.1.

Figura 2.1- Ilustração de um sistema de compressão com válvula de reciclo.



Fonte: O autor (2017). Adaptado de Bastard(2010).

A expressão para a pressão é obtida a partir do balanço de massa nos *plenums* 1 e 2. A expressão para o fluxo de massa é encontrada a partir do balanço de energia no canal, e a expressão para a dinâmica no eixo é encontrada a partir do momento angular. O modelo é o seguinte:

$$\dot{p}_1 = \frac{a^2}{V_1} (m_f + m_r - m) \quad (2.1)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{a^2}{V_2} (m - m_t - m_r) \quad (2.2)$$

$$\dot{m} = \frac{A}{L} (\psi(m, \omega) p_1 - p_2) \quad (2.3)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J} (\tau_d - \tau_c) \quad (2.4)$$

Na qual,

m - Vazão mássica do compressor [kg/s]

m_t - Vazão mássica através da válvula exaustão [kg/s]

m_f - Vazão mássica através da válvula de admissão [kg/s]

m_r - Vazão mássica através da válvula de reciclo [kg/s]

a - Velocidade sônica [m/s]

A - Área do olho do impelidor (usada como área de referência) [m²]

L - Comprimento do compressor e do canal [m]

p_1 - Pressão no plenum 1 [Pa]

p_2 - Pressão no plenum 2 [Pa]

$\psi(m, \omega)$ - Razão de Compressão [p_2/p_1]

J - Momento de inércia [kg.m²]

τ_d - Torque de acionamento [N.m]

τ_c - Torque do compressor [N.m]

ω - Velocidade angular no eixo do compressor [rad/s]

V_1 - Volume no plenum 1 [m³]

V_2 - Volume no plenum 2 [m³]

O modelo (2.1) - (2.4) foi apresentado pela primeira vez por Gravdahl (1999).

O modelo é representado por equações diferenciais não lineares que possuem pontos de equilíbrio que precisam ser analisados para que seja possível determinar sua região de instabilidade.

O torque do compressor é dado pela variação do momento angular do fluido no compressor, o desenvolvimento e demonstração desta equação é descrito em detalhes por Bastard (2010). Deste modo, tem-se

$$\tau_c = \dot{m} r_2^2 \omega \mu \quad (2.11)$$

A potência fornecida ao fluido é dada então por

$$\dot{W}_c = \omega \tau_c = \dot{m} r_2^2 \omega^2 \mu \quad (2.12)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m} \Delta h_{0c,ideal} \quad (2.13)$$

na qual $\Delta h_{0c,ideal}$ é a entalpia específica entregue ao fluido sem levar em conta as perdas, μ é o coeficiente de fluxo, e r_2 o raio da saída do impelidor.

O modelo utiliza a razão de compressão (ψ), característica do compressor. Isto é uma propriedade do compressor e há diversas formas de expressá-la. Uma delas, obtida através da transferência de entalpia por Egeland & Gravdahl(2002), é a apresentada a seguir

$$\psi(m, \omega) = \left(1 + \frac{r_2^2 \omega^2 \mu - \frac{1}{2} r_1^2 (\omega - \alpha m)^2 - k_f m^2}{T_{01} c_p} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.14)$$

na qual, T_{01} é a temperatura de estagnação de entrada, c_p a capacidade de calor específica, r_1 é o raio do indutor. Tem-se ainda que k_f , κ e α são constantes características do sistema.

As variáveis em (2.14) são difíceis de serem obtidas, deste modo, usualmente realiza-se uma aproximação para ψ através de medições de pressão e fluxo de massa do sistema. Assim, a razão de compressão do sistema pode ser aproximada de modo que

$$\psi(m, \omega) = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.15)$$

na qual p_1 e p_2 são as pressões nos plenum 1 e 2, respectivamente, referidos na Figura 2.1.

O fluxo de massa m através das válvulas reguladoras é modelado como o fluxo através de uma restrição ou um orifício, onde

$$m = c \cdot A_r \sqrt{\Delta p}, \quad (2.16)$$

na qual m é o fluxo de massa através do orifício, c é o coeficiente de vazão, A_r é, e Δp é a queda de pressão através do orifício. Casos especiais onde o fluxo através da válvula é reverso é ignorado. O modelo apresentado em (2.1)-(2.4) é o mesmo apresentado por Egeland e Gravdahl (2002).

Para efeitos de simulação as válvulas foram modeladas conforme apresentado por Bastard (2010), representadas a seguir como

$$m_t = \tanh(\zeta(p_2 - p_{01})) c_t \sqrt{(p_2 - p_{01}) \tanh(\zeta(p_2 - p_{01}))} \quad (2.17)$$

$$m_f = c_f \sqrt{(p_{up} - p_1)} \quad (2.18)$$

$$m_r = c_r \sqrt{(p_2 - p_1)} \quad (2.19)$$

Para controlar a vazão através das válvulas reguladoras, os orifícios c_f , c_r e c_t devem ser ajustado entre zero e 100%. Dessa forma, os fluxos através das válvulas de admissão, exaustão e reciclo podem ser controlados. A constante ζ é uma constante característica do sistema.

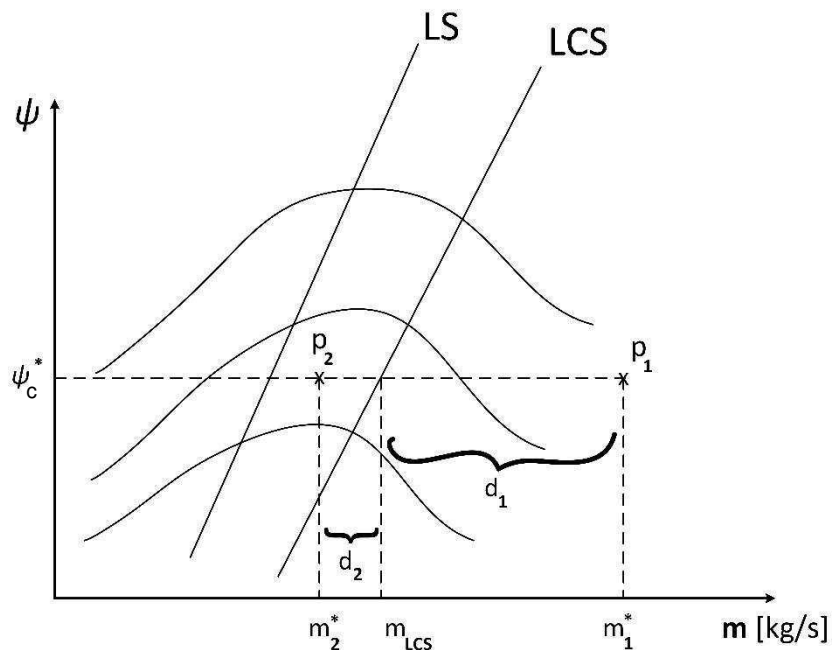
2.1.1 ESBOÇO DE UM CONTROLADOR DE VÁLVULA DE RECICLO

A configuração utilizada é um controlador PI, conforme apresentado na Figura 2.1. A linha de controle de surge ψ_{lcs} é linear, e apresenta uma margem horizontal à linha de surge

$$\psi_{lcs}(m) = am + b \quad (2.20)$$

onde a e b são coeficientes. Estes coeficientes são determinados por Bastard(2010) conforme o código de simulação apresentado no anexo A3. A estratégia de controle apresentada baseia-se no mapa de compressão. Estes mapas fornecem tipicamente uma relação de razão de compressão versus fluxo mássico, com a linha de surge (LS) delimitando a região de operação estável. A (LS) apresenta-se sempre à esquerda da linha de controle de surge (LCS), conforme exibido na Figura 2.2, separadas de tal sorte a manter sempre uma margem de segurança pré-estabelecida.

Figura 2.2 - Ilustração da estratégia de ação de controle da válvula de reciclo.



Fonte: O autor (2017). Adaptado de Bastard(2010).

Os pontos p_1 e p_2 representam os pontos de operação para os dois possíveis casos apresentados neste cenário. Quando o ponto de operação está a direita da linha de controle de surge (ponto p_1), o controlador é desligado. Quando o ponto de operação está a esquerda da linha de controle de surge (ponto p_2), um controlador PI é utilizado para carregar o ponto de operação de volta para a direita (ver Figura 2.2).

Define-se a distância d como a diferença horizontal entre o ponto de operação e a linha de controle de surge, conforme ilustrado na Figura 2.2,

$$d(m) = m - m_{lcs}(\psi_c) \quad (2.21)$$

onde (m, ψ_c) é o ponto de operação do sistema. $m_{lcs}(\psi_c)$ pode ser calculado a partir de (2.20).

$$m_{lcs}(\psi_c) = \frac{\psi_{lcs}(m) - b}{a} \quad (2.22)$$

Desde que medida a distância em uma direção horizontal, $\psi_{lcs}(m)$ deve ser igual a razão de compressão. Assim (2.22) se torna

$$m_{lcs}(\psi_c) = \frac{\psi(m, \omega) - b}{a} \quad (2.23)$$

Quando a distância é positiva, o ponto de operação é localizado a direita da LCS, e nada deve ser feito. Quando a distância é negativa, este valor positivo é usado como o erro do controlador. O erro utilizado no controle deve ser então

$$e(d) = \begin{cases} 0 & d > 0 \\ -d & c.c \end{cases} \quad (2.24)$$

A lei do controlador PI é a seguinte

$$u(t) = K_p e(d) + K_i \int_0^{t_1} e(d) dt \quad (2.25)$$

e controla o percentual de abertura da válvula de reciclo que é dado por

$$m_r(t) = u(t) \cdot A_r \sqrt{p_2 - p_1} \quad (2.26)$$

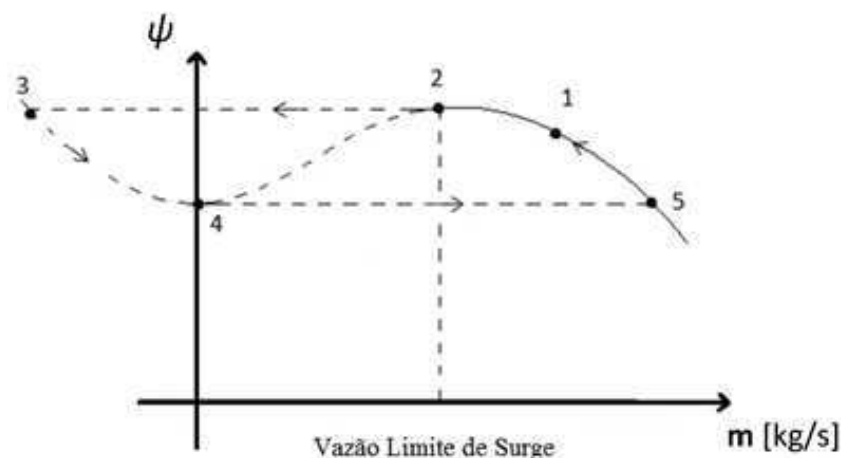
2.2 FENÔMENO DO SURGE

O fenômeno do *surge* nos compressores centrífugos ocorre quando a vazão do compressor cai abaixo de certo valor, que depende tanto do compressor quanto do tipo de gás que está sendo comprimido. O fenômeno se caracteriza pela instabilidade de operação, manifestando-se através da oscilação de pressão e vazão do sistema, acompanhado de forte vibração e ruído, podendo apresentar falha mecânica. Existem ainda os casos onde ocorre fluxo reverso, com o gás voltando da descarga para a sucção da máquina.

A curva de pressão de descarga em função da vazão ilustrada na Figura 2.3 representa o ciclo de *surge* em um compressor centrífugo. Considera-se que o compressor opera inicialmente na região estável (1). Nesse contexto, um estrangulamento da válvula na descarga do compressor irá proporcionar uma queda na vazão e conseqüente aumento da pressão de descarga. Com isso, o ponto de operação se deslocará para a esquerda, buscando um novo ponto de equilíbrio, até chegar em (2), que representa a vazão limite de surge e constitui o maior valor da pressão capaz de ser desenvolvida pelo compressor.

No caso de um ciclo de *surge* profundo, o ponto se deslocará até (3), de modo que ocorrerá uma vazão reversa e o gás voltará da descarga para a sucção da máquina ocasionando uma diminuição da pressão e a vazão cairá para zero (4). A diminuição da pressão de descarga (4) irá fazer com que a vazão seja muito elevada (5). Considerando que a válvula continue na mesma posição, o sistema não terá capacidade de absorver toda essa vazão, e o compressor continuará em *surge* profundo. No caso de um ciclo de *surge* moderado não ocorrerá inversão na direção de fluxo do gás pela máquina; ao entrar em *surge*, o ponto de operação se deslocará de (2) para (4).

Figura 2.3 – Ciclo de *surge* em um compressor centrífugo.



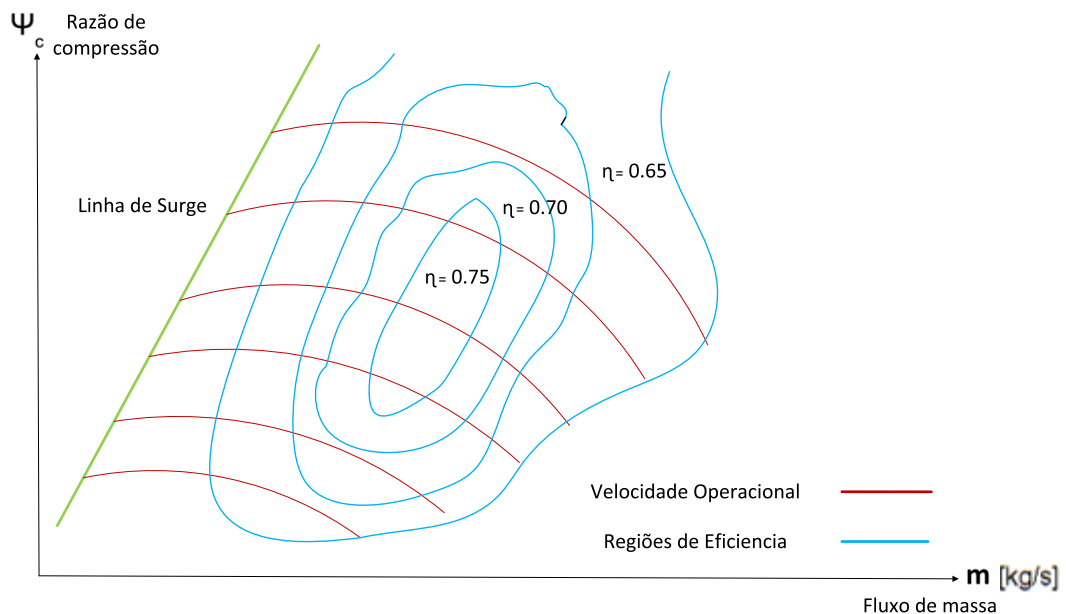
Fonte: Soares(2013).

2.3 MAPAS DE COMPRESSÃO

Cada compressor possui um mapa característico fornecido pelo fabricante com os pontos críticos de vazão e pressão, definindo a região de estabilidade (Molliconi M.M., 2014). O comportamento ideal para um sistema de compressão, é que o compressor opere sempre dentro dessa faixa operacional. No entanto, algumas condições adversas ocorrem, levando o compressor a operar fora da região de estabilidade. Devido a isso, é necessário prover um sistema de controle dotado da capacidade de detectar irregularidades no funcionamento e de gerar sinais de controle adequados para que o compressor retorne à região de estabilidade.

A modelagem do mapa de compressão é baseada nas perdas que ocorrem durante a passagem do gás pelo compressor. Como isso envolve muitas variáveis difíceis de serem obtidas, acaba tornando-se um problema de caracterização. Em razão disso, quando essas curvas não são fornecidas pelos fabricantes, o que se faz é uma aproximação, baseada em algumas medições de pressão e vazão realizadas no compressor, a fim de que se possa obter curvas características que representam esse compressor.

Figura 2.4 - Ilustração de um mapa de compressão genérico com regiões de eficiência e linha de surge.



Fonte: O autor (2017).

O Mapa de Compressão mostra como a razão de compressão desenvolvida varia com o fluxo de massa para diferentes velocidades. Tipicamente os eixos fornecidos são uma relação de razão de compressão versus vazão no duto do compressor, podendo apresentar variações a depender do fabricante, i.e. razão de compressão versus vazão volumétrica (ou vazão mássica).

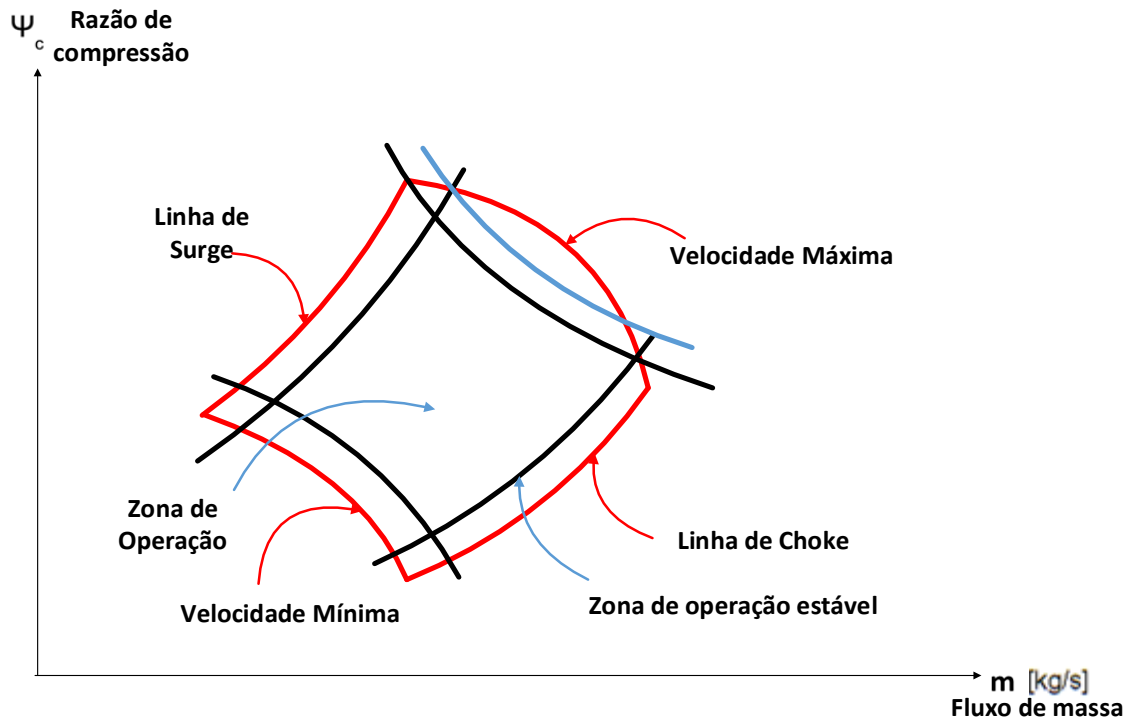
Denomina-se relação de compressão a relação existente entre a pressão de saída e a de entrada. Nos compressores centrífugos, a relação de compressão a vazão constante não pode ultrapassar certo limite, característico de cada tipo e marca de compressor, sob perigo de entrar na região de surge. O gráfico é limitado à esquerda pela linha de surge (ver Figura 2.4). Mais à esquerda dessa linha acontece o retardamento do fluxo de ar na entrada do compressor. Com uma vazão muito pequena e uma razão de pressão muito alta, o ar deixa de aderir ao lado de sucção das paletas do compressor resultando na interrupção do processo de descarga do compressor. O ar através do compressor é revertido até alcançar uma razão de pressão estável com fluxo positivo do ar, a pressão aumenta novamente e o ciclo se repete. Esta instabilidade do escoamento continua em certa frequência e provoca a perturbação conhecida como surge.

A máxima vazão alcançada por um compressor centrífugo é geralmente limitada pela área de seção na entrada do compressor (*inducer*). Quando o escoamento alcança velocidade sônica, não é possível nenhum aumento de vazão adicional. Este limite à direita do gráfico é caracterizado pela linha de choke, conforme se apresenta na Figura 2.5.

A Figura 2.4 apresenta curvas que começam na horizontal e se curvam para baixo na medida em que avançam para a direita. Estas informam as velocidades operacionais do compressor, apresentadas seja em rotações por minuto, seja em radianos por segundo. A área à direita da linha de choque, além da última curva do gráfico, representa uma região de grande ineficiência, onde o compressor aquece excessivamente o ar quando o comprime. A máxima rotação contínua de operação é definida em função dos esforços a que é submetido o conjunto rotativo. Já o valor mínimo de rotação deve estar acima da primeira velocidade crítica de vibração. A API-617 define que estes limites são 105% da maior e 85% da menor rotação de operação para atender às condições de operação.

O ponto de operação do compressor está relacionado com o consumo de energia destes sistemas, relacionando-se diretamente com a temperatura do ar de admissão e a pressão dos gases de exaustão. A eficiência de um compressor centrífugo é dada pela razão entre quanto trabalho ele consegue transformar em compressão de ar face o trabalho realizado pela turbina. Em um compressor ideal esta razão seria igual a um. Denomina-se eficiência total de um compressor a relação existente entre a energia fornecida pelo equipamento para comprimir o gás e a energia recebida do acionador, sendo normal chegar a eficiências de até 80% (J. Wilson; Sheldon, 2006). O resto é perdido na forma de atritos de mancais, atrito do gás contra as paredes e rotores, turbulências do gás no interior do compressor, calor dissipado com o óleo lubrificante, etc.

Figura 2.5 - Ilustração de um mapa de compressão genérico demarcado com limites teórico de operação.



Fonte: O autor (2017). Adaptado de J. Wilson & A. Sheldon(2006).

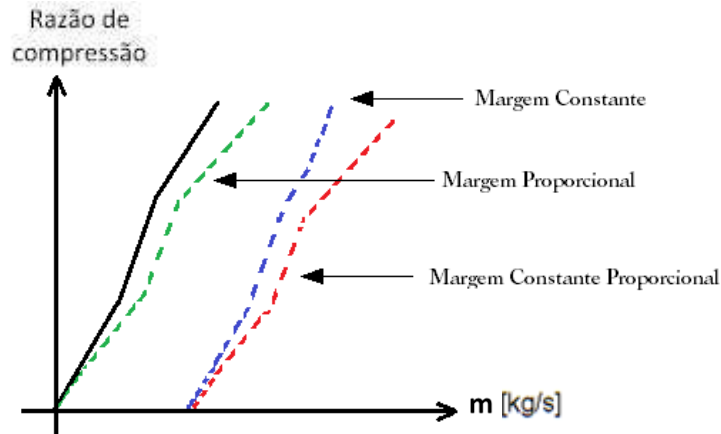
Para manter uma vazão na sucção fixa, o compressor apresentará uma variação de pressão de descarga a partir da variação na velocidade de rotação oferecida pelo acionador. Para manter a pressão de descarga fixa, a velocidade de rotação do acionador atuará modificando o ponto de operação e o valor de vazão na sucção. A Figura 2.7 exibe o mapa do compressor em estudo. As velocidades do compressor são representadas pelas curvas deste mapa. Onde, quanto maior os valores de pressão e vazão, proporcionalmente maior será a velocidade demandada ao acionador.

Na prática, o fabricante do compressor geralmente fornece diversas curvas de desempenho, uma para cada velocidade dentro da faixa operacional, sendo a curva de surge composta pelos pontos mais à esquerda das curvas (Figura 2.4). Estas curvas são enviadas também para diversos cenários de produção, ou seja, para as diversas condições de composição do gás que será comprimido. De posse de todas as curvas de surge, há sempre uma tendência em se manter conservador e por motivos de segurança adotar um cenário com a curva mais à direita, sendo que o fabricante ainda pode ter incluído uma folga nas curvas fornecidas. Aqui podem começar os exageros e os problemas (Molliconi M.M, 2014).

Escolhida a linha de surge, a linha de controle é definida por um afastamento paralelo (margem constante), ou proporcional (margem proporcional), a direita da linha de surge. Este afastamento e a linha de controle não é propriamente o set-point, pois diversas ações de controle

são definidas que podem alterar o set-point. Mas pode sim servir como uma linha de base de controle.

Figura 2.6 - Caracterização das linhas de controle usualmente utilizadas na indústria.



Fonte: O autor (2017). Adaptado de Molliconi(2014).

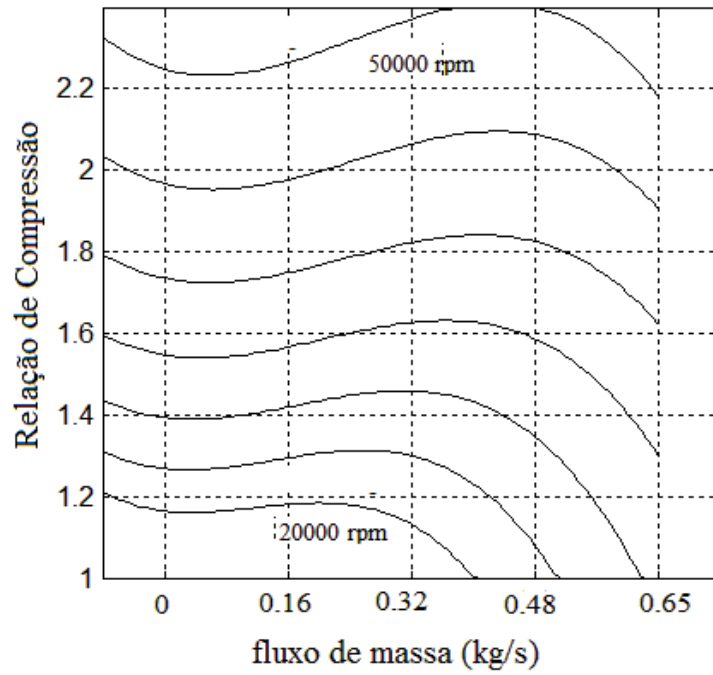
A margem é um importante parâmetro na engenharia de controle de surge (ver Figura 2.6). É definido dependendo da efetividade do sistema de controle e também acaba por definir uma área de atuação estável entre a linha de controle de surge e a linha de surge. Nesta área é usual haver recirculação por ação de controle e esta precisa ser suave o suficiente para não perturbar o processo e firme o suficiente para evitar o surge.

Deste modo, a redução excessiva ou eliminação desta margem não só reduz o espaço de atuação do sistema de controle, como também desabilita diversas das suas ações. Ou seja, quando o sistema atuar poderá derrubar o processo por uma atuação excessivamente violenta, ou poderá levar o compressor ao surge por falta de uma atuação efetiva. Nos dois casos, o risco é alto em máquinas de grande porte e em funções críticas de refino ou plantas de etileno (Molliconi M.M, 2014).

A transferência de energia para o gás no modelo de compressor em estudo ocorre no impelidor. Em um caso ideal, i.e coeficiente de atrito nulo, essa energia seria totalmente convertida em aumento de pressão. No entanto, ocorrem perdas no compressor, sendo que as principais são as perdas por atrito e as perdas por incidência no impelidor e no difusor. Essas perdas são utilizadas para modelar o mapa de compressão. Uma vez que as estratégias de controle anti-surge são construídas baseando-se nos mapas de pressão, as implicações causadas ao desconsiderar determinadas perdas são as folgas excessivas de margem apresentadas por Molliconi(2014).

Para o compressor estudado nesse trabalho as curvas para o mapa de compressão podem ser vistas na Figura 2.7. O processo de construção, e as demais considerações deste mapa são apresentados por Bastard (2010).

Figura 2.7 - Mapa de Compressão do compressor em estudo.



Fonte: Bastard (2010).

2.4 CONTROLE DE COMPRESSORES

Os sistemas de controle de compressores centrífugos atuam nas condições operacionais destes sistemas, modificando a vazão de sucção, vazão de descarga, a pressão de sucção ou a pressão de descarga. Para realizar essas alterações, as ações que são apresentadas até então modificam essas variáveis através de uma válvula de reciclo para a atmosfera, ou de uma válvula de recirculação da descarga para a sucção ou modificando a velocidade de rotação dos compressores.

Os dois principais tipos de controles existentes nos compressores centrífugos são: o controle de capacidade e o controle anti-surge. O controle anti-surge tem como objetivo impedir que o compressor opere com um valor de vazão inferior ao que o leve ao surge. O controle de capacidade de um compressor é aquele que atua nas suas condições operacionais, de forma a manter uma das seguintes variáveis constantes: vazão pela máquina, pressão de sucção ou pressão de descarga.

Como proposta para uma nova maneira de realizar o controle anti-surge, será apresentado um método que propõe a utilização da válvula de reciclo em conjunto com o acionador de velocidade variável do sistema.

A proposta apresentada neste trabalho para o controle de compressores centrífugos baseia-se em um sistema de controle em cascata que pode funcionar com auxílio da ação da válvula de reciclo no sistema.

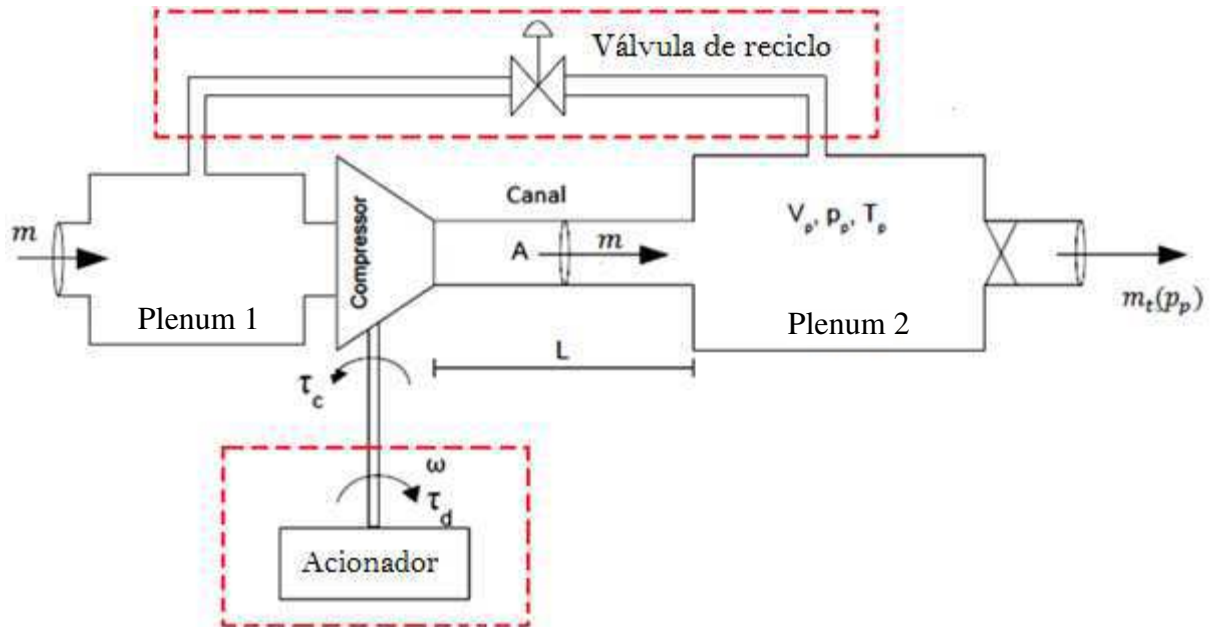
2.4.1 SISTEMA ANTI-SURGE COM AUXÍLIO DA VÁLVULA DE RECICLO

O sistema anti-surge com auxílio da válvula de reciclo permite que o sistema opere em uma região de estabilidade dentro de um domínio de eficiência. Este é capaz de atenuar "trips" de sobrevelocidades do sistema através da válvula de reciclo, limitar velocidades mínimas de operação através do acionador e respeitar ainda os limites operacionais impostos pelas características construtivas do sistema, que são as linhas de surge e de choque.

O método de controle anti-surge mais utilizado atualmente consiste em recircular para a sucção do compressor a vazão excedente utilizando uma válvula de reciclo. Em outrora, para este mesmo fim, o acionador também pode ser utilizado, pois é capaz de modificar o ponto de operação do sistema por meio da variação da velocidade operacional. Assim, sob o uso dos atributos destas duas diferentes formas de atuar no sistema, é possível estruturar uma estratégia

de controle que permita operar continuamente sob as diversas condições operacionais impostas a estes tipos de sistemas. A Figura 2.8 destaca os dois referidos atuadores.

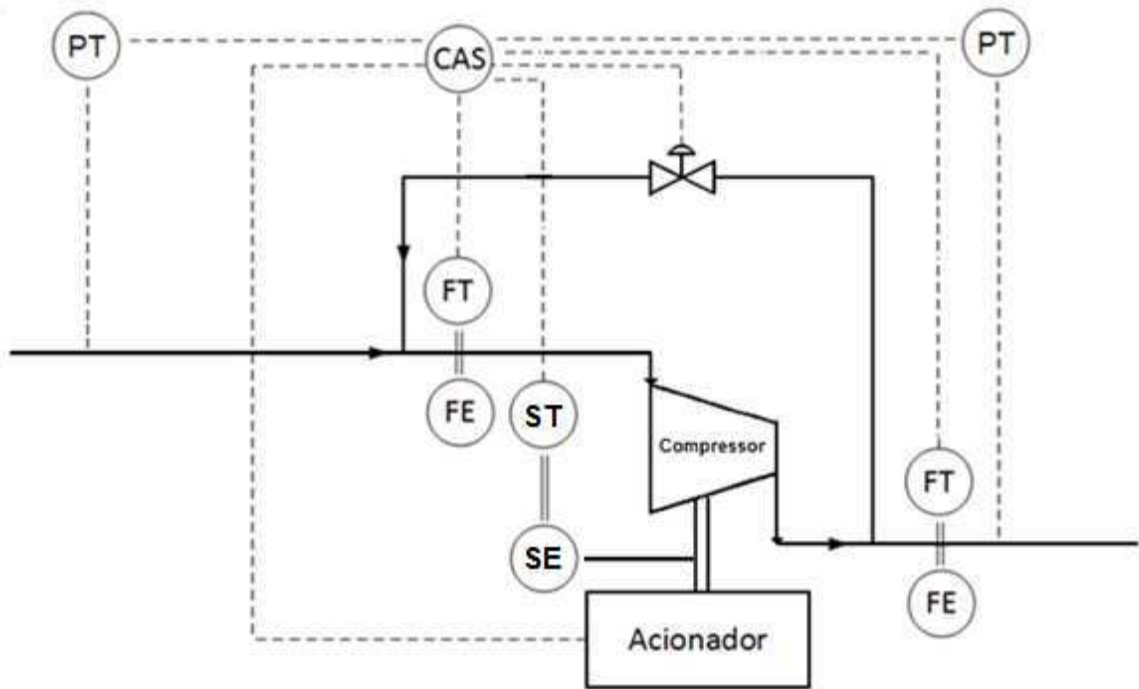
Figura 2.8 - Ilustração do sistema de compressão em estudo com atuadores em destaque.



Fonte: O autor (2017).

Na malha de controle para o compressor com rotação variável, dois transmissores de pressão (PT) são utilizados para obter-se a pressão na sucção e na descarga do compressor. Com esses dois valores transmitidos para o Controlador Anti-Surge (CAS) é obtida a vazão de ajuste através da equação da linha de controle de surge. Essa vazão de ajuste é comparada com a vazão que está sendo medida e transmitida para o CAS que comandará a porcentagem de abertura da válvula, e/ou a velocidade operacional do sistema através do acionador a velocidade variável. A Figura 2.9 ilustra o diagrama de instrumentação do sistemas com os dispositivos referidos.

Figura 2.9 - Diagrama de instrumentação da malha de controle anti-surge com auxílio da válvula de reciclo.



Fonte: O autor (2017). Adaptado de Soares(2013).

2.5 CONTROLE ANTI-SURGE (CAS)

O método de detecção de surge desenvolvido baseia-se na observação do comportamento característico das variáveis de controle do processo. Para tanto, baseado no coeficiente de variação de Pearson (JUNIOR, V. R. et al, 2016), estabelece-se um coeficiente de variação δ definido pela razão de medidas de dispersão calculadas a partir das variáveis de processo (LUCENA, M. C et al, 2016). O coeficiente de variação é definido por

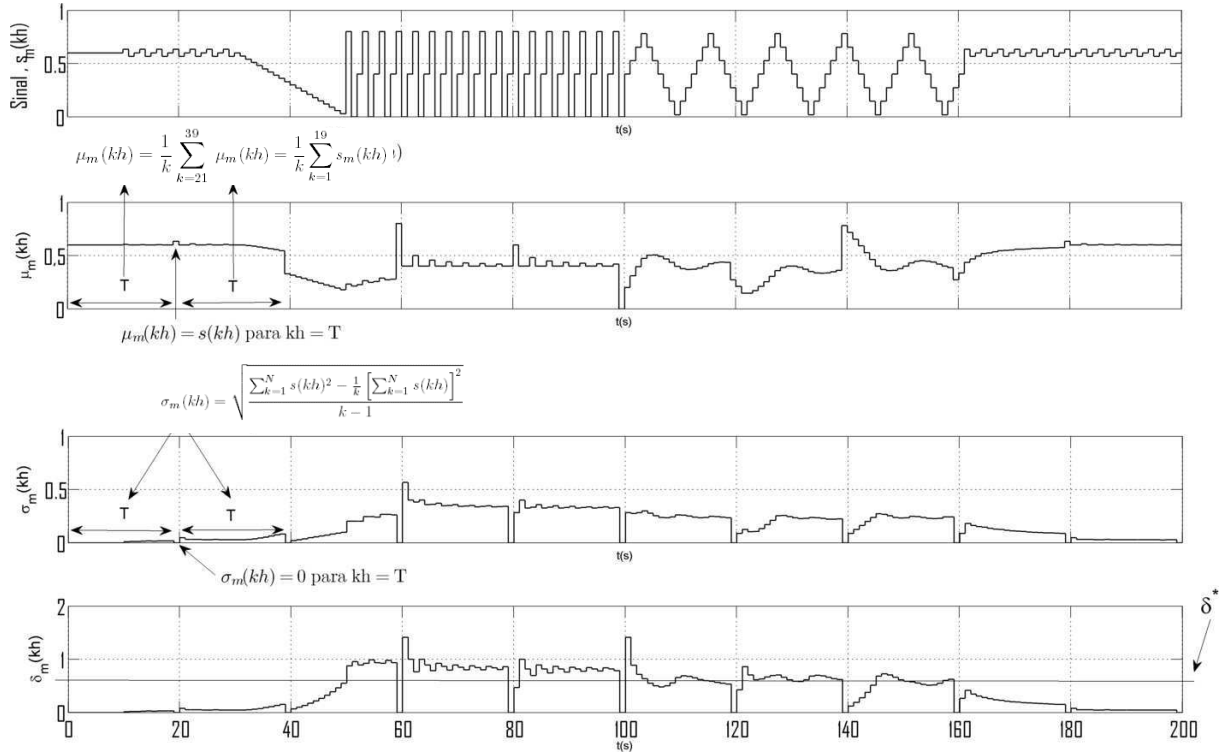
$$\delta_m(kh) = \frac{\sigma_m(kh)}{\overline{\mu_m(kh)}}, \quad (2.26)$$

na qual $\sigma_m(kh)$ e $\overline{\mu_m(kh)}$, expressam o desvio padrão e a média do fluxo de massa $m(t)$, respectivamente. O desvio padrão mostra o quanto de dispersão existe em relação a media (ou valor esperado). Um baixo desvio padrão indica que os dados tendem a estar próximos da média; um desvio padrão alto indica que os dados estão espalhados por uma gama de valores. A média em questão é uma média aritmética. Ao se determinar o coeficiente de variação é possível saber de que forma o desvio padrão está para a média. O desvio padrão e a média são calculados para uma janela deslizante de N medições, havendo uma reinicialização periódica a cada $N+1$ amostras. A duração temporal T da janela de N medições é escolhida como sendo duas vezes o tempo necessário para que a ação de controle em questão cesse as oscilações características do fenômeno do surge. Deste modo, a quantidade de amostras é dependente do período de amostragem h .

A hipótese de surge é levantada observando-se que ao iniciarem-se as oscilações características o coeficiente de variação dispara para valores discrepantes, o que é esperado uma vez que tais oscilações implicam em um maior desvio padrão dos dados. Para confirmar tal hipótese, calcula-se o $\delta_m(kh)$ da variável de processo dentro das janelas de tempo T e comparam-se os coeficientes a fim de identificar discrepâncias. Impõe-se um limite escalar de saturação δ^* , onde, ultrapassado este limite, sabemos que o coeficiente representa altas variações na variável de processo observada (fluxo de massa) indicando assim, portanto, a ocorrência do fenômeno do surge. Este limiar (δ^*) é determinado por inspeção. Para determiná-lo é necessário que se observe o surge no sistema e os valores alcançados pelo coeficiente $\delta_m(kh)$. Existirá nesse contexto, um determinado valor (δ^*), que é ultrapassado logo após o início das oscilações. Os gráficos apresentados na Figura 2.10 demonstram o funcionamento

dos cálculos. Para este último, foi levada em consideração uma janela de 9 medições com reinicialização periódica a cada 10 medições e um sinal amostrado a cada 1 segundos.

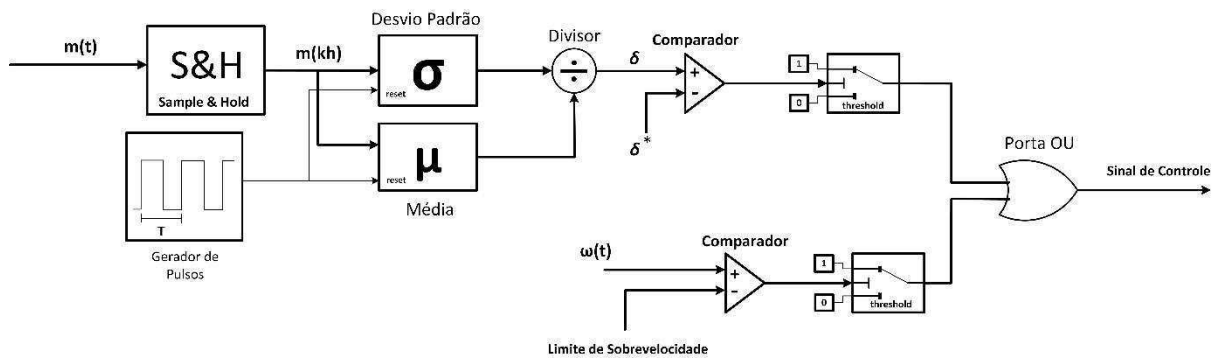
Figura 2.10 – Ilustração do comportamento das grandezas do CAS com indicação dos parâmetros de ajuste.



Fonte: O autor (2017).

O CAS apresenta ainda uma malha de detecção de possíveis 'trips' de sobrevelocidade do compressor. Ultrapassado um determinado limite de velocidade, característica particular de cada sistema, é então acionada a válvula de reciclo. A ação da válvula de reciclo em conjunto com a estratégia de controle em cascata proposta permite estabilizar a velocidade operacional do sistema. O diagrama apresentado na Figura 2.11 ilustra o algoritmo de detecção de surge implementado.

Figura 2.11 - Diagrama de blocos da malha do sistema CAS.



Fonte: O autor (2017).

As oscilações características das variáveis monitoradas (pressão, vazão e velocidade) no sistema de simulação se propagam por meio de constantes de tempo semelhantes (uma vez que o cenário em questão leva em consideração que as medições são tratadas de maneira ideal). Em uma estrutura física real, sob efeito das estruturas de instrumentação do sistema (atraso, erro de medição, range e/ou span do instrumento mal calibrado, etc) estas constantes possivelmente apresentariam valores distintos. O método apresenta para tanto, a vantagem de possibilitar a detecção do surge seja por meio do monitoramento de fluxo mássico ou de diferença de pressão.

Assim, o acompanhamento de ambas variáveis de processo não se traduz sob a forma de custos adicionais ao projeto, e ao tempo em que aumenta a confiabilidade do método desenvolvido, efetiva com maior segurança uma fase de fundamental importância no controle do sistema de compressão. A utilização de ambas as variáveis implica em replicar a malha de detecção apresentada na figura 2.11. Utilizando para tanto outro S&H no cálculo de outro coeficiente δ , sob efeito do mesmo reset, que a semelhança do que ocorre com a malha de sobrevelocidade, indicaria a ocorrência de surge sob uma variável ou (porta lógica *or*) outra.

2.6 ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DO COMPRESSOR

Tradicionalmente, o surge foi evitado utilizando métodos que mantinham o ponto de funcionamento do compressor fora da região de ocorrência do surge. Uma linha de controle de surge é adotada a certa distância da linha de surge, deixando certa margem de segurança. Dessa forma, esses métodos restringem a faixa de operação da máquina e limitam a eficiência do sistema de compressão.

O controle de surge mais utilizado é feito através da utilização de uma válvula de reciclo da descarga para a sucção do compressor, fazendo com que o compressor opere acima de certo valor de vazão, conforme verificado por Bastard (2010).

Uma válvula como elemento final de controle representa um custo a mais de projeto, pois envolve algumas considerações que devem ser levadas em conta como: banda morta, projeto do atuador/posicionador, alimentação do instrumento, tipo e tamanho da válvula, dimensionamento da vazão pela válvula, integração de *coolers*, etc.

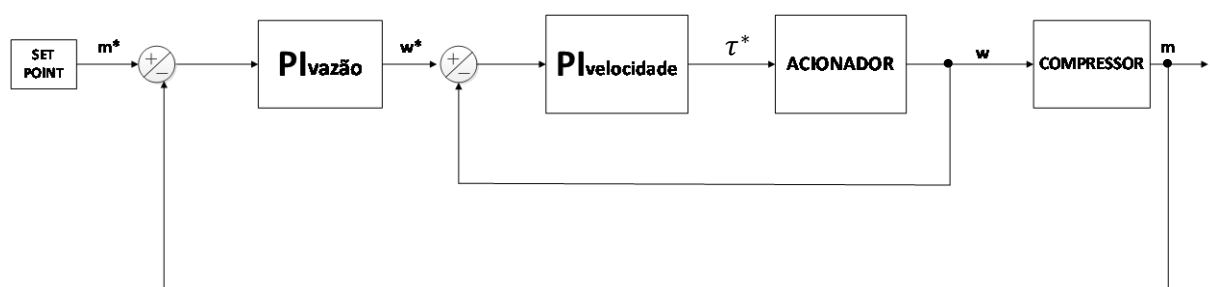
O controle em cascata proposto é uma estratégia de controle que consiste de duas ou mais malhas de controle integradas com um controlador primário regulando um controlador secundário, melhorando a velocidade de resposta do controle.

2.6.1 CONTROLE EM CASCATA

2.6.1.1 CASCATA VAZÃO VELOCIDADE

O controle proposto para evitar o fenômeno do surge e também para realizar o controle de capacidade é o controle de cascata, com uma malha interna (escrava) de velocidade e outra externa (mestre) de fluxo de massa (ver Figura 2.12). Com o controle em cascata proposto deseja-se controlar a vazão do compressor manipulando-se a velocidade do acionador, e pôr fim a velocidade operacional do compressor.

Figura 2.12 - Representação do controle em cascata de vazão-velocidade.



Fonte: O autor (2017).

Observando o modelo do compressor (2.1)-(2.4), em (2.3) verifica-se a relação da vazão (m) com a velocidade (ω). Devido a essa relação, uma alteração na velocidade resulta diretamente em alteração no valor de vazão, possibilitando o controle da vazão através da variação da velocidade do compressor. Outra relação que pode ser observada a partir do modelo, é a do torque de acionamento τ_d com a velocidade.

Para o controle proposto é definido um ponto de operação $m_{lcs}(\psi_c)$ como referência. A partir da vazão operacional (m) do compressor é calculado o erro para a entrada do primeiro controlador de vazão. A lei de controle para o controlador de vazão definirá a velocidade de referência para o controlador de velocidade

$$\omega(t)^* = K_1 (m_{lcs}(\psi_c) - m(t)) + K_2 \int_0^t (m_{lcs}(\psi_c) - m(t)) dt \quad (2.74)$$

Para a malha escrava, que é a malha de velocidade, a entrada do controlador é definida como a diferença entre a velocidade de referência $\omega(t)^*$ e a velocidade do compressor $\omega(t)$, enquanto a saída será o torque de referência para a lei de controle do acionador do compressor. Nesse contexto, a velocidade de referência $\omega(t)^*$ não pode observar erro negativo para evitar a inversão do sentido de rotação, sendo estes valores, quando assumidos, condicionados a ser iguais a zero.

$$\tau_d(t) = K_3 (\omega(t)^* - \omega(t)) + K_4 \int_0^t (\omega(t)^* - \omega(t)) dt \quad (2.75)$$

Dessa forma, o torque de acionamento é utilizado como variável de controle, atuando na velocidade do compressor, alterando seu ponto de operação. Para o modelo em estudo a saída do controlador de velocidade deve ser normalizada por um fator de 1000. Esta adequação é realizada observando-se a ordem de grandeza dos universos de discurso relacionados (erro de velocidade e geração de conjugado ideal).

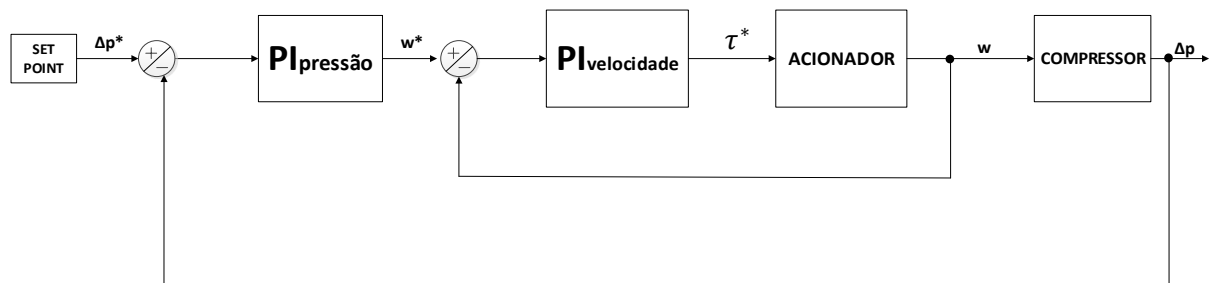
2.6.1.2 CASCATA PRESSÃO VELOCIDADE

As estratégias de controle anti-surge tradicionalmente desenvolvidas são baseadas grande parte em medição de pressão. Uma estratégia de controle sem medição de fluxo de massa apresenta vantagens. Os sinais do transmissor de fluxo são usualmente ruidosos, imprecisos, e em alguns casos não lineares, não repetidos e ainda introduzem uma queda de pressão (Bastard,2010). De uma maneira geral, sob determinados aspectos, pode se considerar adequado em esquemas de controle anti-surge evitar referencias baseadas em medições de fluxo.

Deste modo, uma vez que a cascata vazão-velocidade apresentou-se como uma solução de controle anti-surge, a cascata pressão-velocidade pode representar uma alternativa interessante no projeto destes sistemas.

De maneira análoga ao controle em cascata utilizando medição de vazão, para evitar o fenômeno do surge e também para realizar o controle de capacidade é proposto a utilização de uma malha interna (escrava) de velocidade e outra externa (mestre) de diferença de pressão (ver Figura 2.13). Com o controle em cascata proposto deseja-se controlar a diferença de pressão entre os plenums do compressor manipulando-se a velocidade do acionador, e pôr fim a velocidade operacional do compressor.

Figura 2.13 - Diagrama de blocos do controle em cascata pressão-velocidade.



Fonte: O autor (2017).

Observando o modelo do compressor (2.1)-(2.4), verifica-se a relação indireta da pressão p com a velocidade ω . Uma alteração na velocidade do sistema possibilita uma alteração no fluxo de massa, que resulta em uma alteração na pressão dos plenums. Devido a essa relação, uma alteração na velocidade resulta indiretamente em alteração no valor de pressão, possibilitando o controle indireto da pressão através da variação da velocidade do compressor. Dessa forma, o torque de acionamento é utilizado como variável de controle, atuando na velocidade do compressor, alterando seu ponto de operação.

Para o controle proposto é definida uma diferença de pressão Δp^* como referência. De modo que $\Delta p(t)$ é definido como:

$$\Delta p(t) = p_2(t) - p_1(t). \quad (2.76)$$

A partir da diferença de pressão operacional $\Delta p(t)$, é calculado o erro para a entrada do primeiro controlador, o controlador de diferença de pressão. A lei de controle para o controlador de pressão definirá a velocidade de referência para calcular o erro de velocidade no controlador de velocidade

$$\omega(t)^* = K_1 (\Delta p^* - \Delta p(t)) + K_2 \int_0^t (\Delta p^* - \Delta p(t)) dt \quad (2.77)$$

Para a malha escrava, que é a malha de velocidade, a entrada do controlador é definida como a diferença entre a velocidade de referência $\omega(t)^*$ e a velocidade do compressor $\omega(t)$, enquanto a saída será o torque de referência enviado à lei de controle do acionador do compressor

$$\tau_d(t) = K_3 (\omega(t)^* - \omega(t)) + K_4 \int_0^t (\omega(t)^* - \omega(t)) dt \quad (2.78)$$

A saída do controlador de pressão deve ser normalizada por um fator de pressão atmosférica (p_{01}), para que então possa ser utilizada como velocidade de referência ($\omega(t)^*$). A normalização em termos de pressão atmosférica decorre da necessidade de adequar a dimensão das grandezas, sem esta normalização a referência de velocidade gerada é impraticável. A semelhança do que ocorre na cascata de vazão velocidade, a saída do controlador de velocidade também deve ser normalizada.

2.6.1.3 SINTONIA DOS CONTROLADORES EM CASCATA

Ao se projetar estratégias de controle em cascata, a consideração mais importante é que a malha interna (variável secundária) deve responder mais rapidamente a variações no distúrbio e na variável manipulada do que a malha externa (variável primária). Quanto mais rápido melhor (Smith; Corripio, 2008).

Para o caso do compressor centrífugo em estudo, as dinâmicas de fluxo mássico e diferenciais de pressão são fatidicamente mais lentas que a malha de velocidade do acionador elétrico. Isto é verificado observando o comportamento inerente às características funcionais do sistema. Considera-se que para o sistema em estudo (2.1)-(2.4), o pior caso é a cascata de pressão-velocidade, uma vez que o diferencial de pressão responde mais rapidamente e com variação de maior magnitude que o fluxo mássico.

Como sugestão heurística de sintonia para a estrutura em cascata proposta, denominou-se as etapas de procedimento como etapas de construção e desconstrução. Estas etapas são descritas a seguir.

1. ETAPA DE CONSTRUÇÃO

Na etapa denominada de construção a sintonia deve ocorrer de dentro para fora: com todas as malhas em manual, sintoniza-se o controlador mais interno (controlador de velocidade). Após isso, deve-se deixar este último em automático e ajustar a próxima malha (vazão ou pressão) até que todas estejam em operação.

A malha externa de vazão deve ser ajustada observando o comportamento do sistema em modo automático. O ganho proporcional desta malha é tipicamente alto (da ordem de 10^4). A sugestão procedural de ajuste é zerar o ganho integral em questão e elevar o ganho proporcional até lograr uma sintonia em cascata que proporcione o funcionamento do sistema, sem levar em consideração ainda o fenômeno do surge.

2. ETAPA DE DESCONSTRUÇÃO

Após realizar os ajustes propostos na etapa de construção, o fenômeno do surge deve ser provocado no sistema. Os ganhos adotados inicialmente para a malha de velocidade quando postos em cascata com a malha de vazão e submetidos à contenção do surge, são considerados elevados, uma vez que os valores adotados geram sobrevelocidades impraticáveis.

Neste sentido os ganhos da malha de velocidade deverão ser reduzidos seguindo a lei de formação apresentada na tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Lei de formação para malha de velocidade na etapa de desconstrução.

Lei de formação	$K_{pw} = K_{pw}/2$	$K_{iw} = K_{iw}/6$
------------------------	---------------------	---------------------

Fonte: O autor (2017).

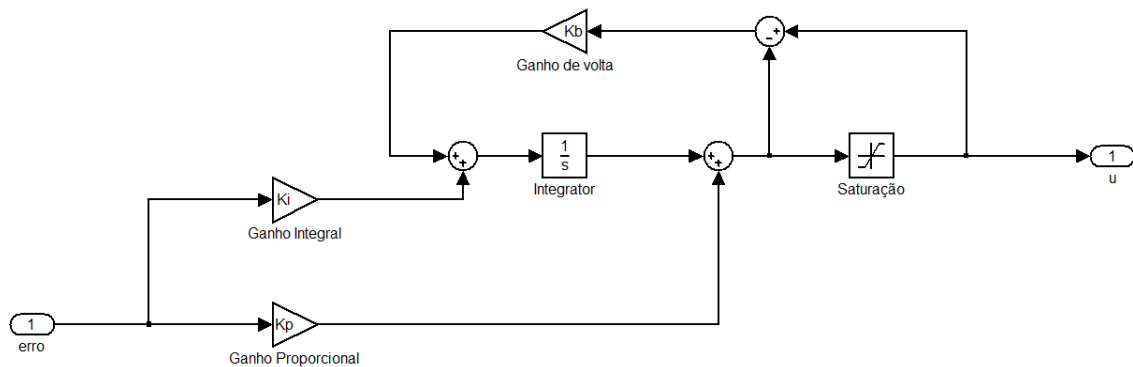
A malha de pressão pode seguir o mesmo procedimento apresentado para a malha de vazão. Para a malha de pressão o uso do ganho integral é imprescindível. O ganho integral da malha de pressão identificado como adequado é da ordem de 10^3 .

Após redução dos ganhos da malha de velocidade, deverão ser ajustados na malha externa os limites de saturação e o ganho de ajuste da estratégia anti-windup. Estes ajustes são realizados por meio da inspeção dos valores da saída do controlador da malha externa.

3. ANTI-WINDUP

Os esquemas anti-windup permitem atenuar fortes oscilações indesejáveis, longos tempo de acomodação e picos do sinal de controle. Observou-se que a utilização de estratégias anti-windup sugerem uma abordagem que permite mitigar possíveis trips de sobrevelocidade no sistema. O uso destes esquemas na malha de controle mestra, no contexto do controle em cascata proposto, proporciona melhores respostas. A Figura 2.14 apresenta o diagrama de blocos do esquema anti-windup utilizado neste trabalho.

Figura 2.14 - Diagrama de blocos do controlador PI com anti-windup cálculo de volta.



Fonte: O autor (2017).

A constante K_b é ajustada em compromisso com o quão rápido se deseja que a entrada do integrador seja levada a zero.

2.6.1.4 CONTROLADOR FUZZY

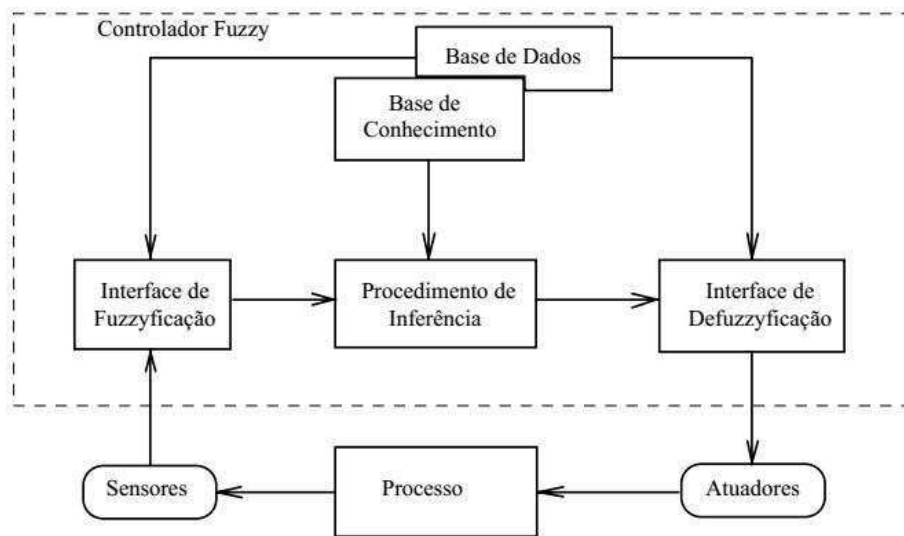
Fundamentalmente, um controlador baseado em lógica fuzzy propõe modelar as ações de controle a partir da formulação adequada do conhecimento especialista, ao invés de, necessariamente, modelar o processo em si. Isso enseja portanto uma abordagem diferente dos métodos convencionais de controle, onde os mesmos são desenvolvidos via modelagem matemática dos processos de modo a derivar as ações de controle como função do estado do processo. A motivação para esta abordagem advém de casos onde o conhecimento especialista de controle é disponível, seja por meio de operadores ou de projetistas, e os modelos matemáticos envolvidos são muito custosos, ou muito complexos para serem desenvolvidos.

A estrutura de um processo controlado por um controlador *fuzzy* é mostrada na Figura 2.15. Esta estrutura ilustra os seus componentes básicos: a interface de *fuzzyficação*, a base de conhecimento, a base de dados, o procedimento de inferência e a interface de defuzzyficação.

1. **Fuzzificação:** A interface de fuzzyficação toma os valores das variáveis de entrada, faz um escalonamento para condicionar os valores a universos de discurso normalizados e fuzzyfica os valores. O processo de fuzzyficação dos valores trata fundamentalmente de transformar números reais, através de funções de pertinência, em valores *fuzzy*. Deste modo, os números reais podem ser instanciados em termos de variáveis linguísticas.
2. **Base de conhecimento:** A base de conhecimento consiste de uma base de regras, caracterizando a estratégia de controle e suas metas. Estas regras, denominadas regras *fuzzy*, são implicações lógicas que relacionam os conjuntos *fuzzy* de entrada com os de saída. São fornecidas em forma de sentenças linguísticas. Estas regras constituem aspecto fundamental no desempenho do procedimento de inferência *fuzzy*.

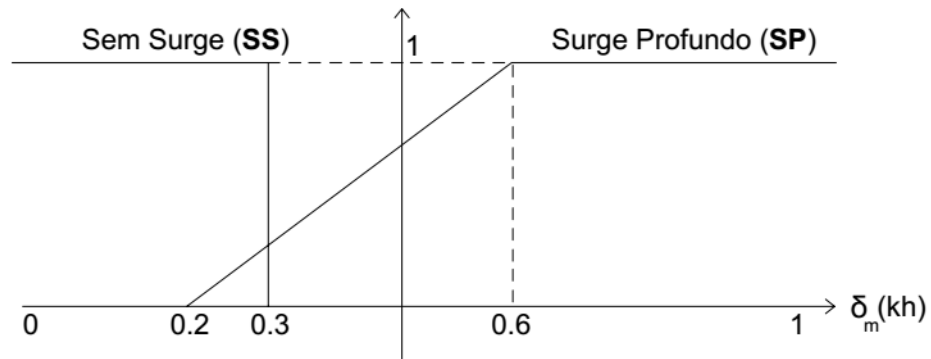
3. **Base de dados:** A base de dados armazena as definições necessárias sobre discretizações e normalizações do universo de discurso, as partições dos espaços de entrada e saída e as definições das funções de pertinência.
4. **Inferência:** O procedimento de inferência processa os dados *fuzzy* de entrada, junto com as regras, aplicando o operador de implicação *fuzzy* e as regras de inferência da lógica *fuzzy*, de modo a inferir as ações de controle aos conjuntos *fuzzy* de saída.
5. **Defuzzificação:** Após a inferência da ação de controle *fuzzy*, é necessária a determinação de uma ação de controle não *fuzzy* que melhor represente a decisão *fuzzy*, para ser efetivamente enviada ao controle. A interface de defuzzificação transforma as ações de controle *fuzzy* inferidas em ações de controle não *fuzzy*. Em seguida, efetua um escalamento, de modo a compatibilizar os valores normalizados vindos do passo anterior com os valores dos universos de discurso reais das variáveis.

Figura 2.15 – Ilustração da estrutura básica de um controlador *fuzzy*.



Fonte: O autor (2017). Adaptado de (Gomide & Gudwin, 1994).

As funções de pertinência da parte antecedente das regras (referentes ao conjunto *fuzzy* de entrada), bem como da parte conseqüente da base de regras (conjunto *fuzzy* de saída), são mostradas na Figura 2.16. Baseado em conhecimento prévio sobre o procedimento de estabilização do sistema de compressão em estudo, construiu-se o vetor da Figura 2.17 que contempla as regras do controlador *fuzzy*.

Figura 2.16 – Funções de pertinência dos conjuntos *fuzzy* de entrada e saída.

Fonte: O autor (2017).

Figura 2.17 – Vetor de regras do controlador *fuzzy*.

$\delta_m(kh)$	
SS	SP
$\omega_{fuzzy}^* = \mathbf{SS}$	$\omega_{fuzzy}^* = \mathbf{SP}$

Fonte: O autor (2017).

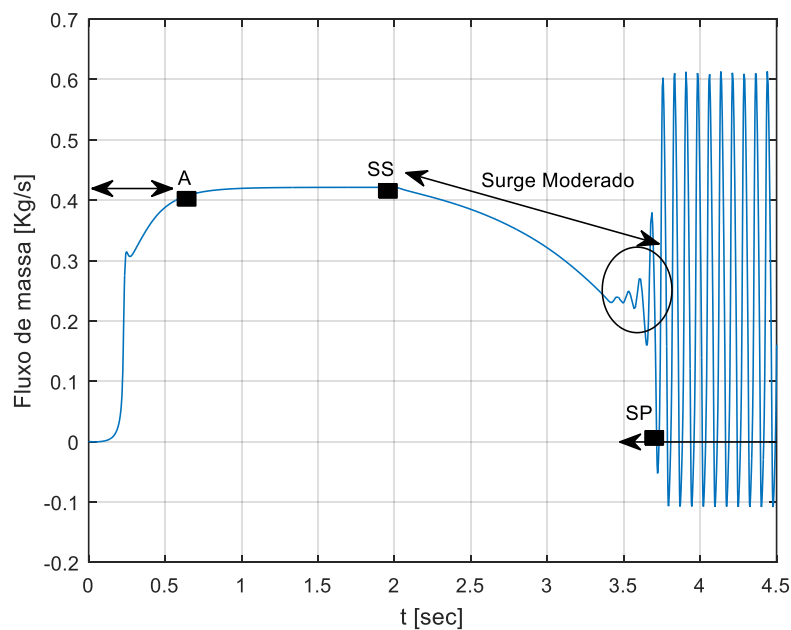
As funções de pertinência apresentadas para o controlador *fuzzy* proposto levam em consideração as variáveis linguísticas denominadas: Sem Surge e Surge Profundo, doravante **SS** e **SP**, respectivamente.

A necessidade de manter uma velocidade constante e em níveis aceitáveis segundo conhecimento especialista, leva a formular a função de pertinência apresentada para o conjunto *fuzzy* **SS** (ver Figura 2.16), onde para valores de $\delta_m(kh) < 0,2$ sabe-se que o sistema encontra-se estável e sem apresentar sintomas relativamente ao fenômeno do surge, necessitando portanto manter uma velocidade constante em níveis de operação definido pelo operador.

Baseado em conhecimento especialista, para valores de $\delta_m(kh) > 0,2$ é levantada a hipótese de surge. Nesse sentido se faz necessário utilizar uma função de pertinência que retrate de forma suave o acréscimo de velocidade requerido pelo acionador para mitigar possíveis perturbações. De maneira semelhante ao modo de operação **SS**, a operação em **SP** demanda também um fator que promova um limiar de velocidade constante a ser alcançado. Deste modo, o formato formulado para o conjunto *fuzzy* **SP** (ver Figura 2.16) permite mitigar o fenômeno do surge e ainda evitar possíveis trips de sobrevelocidade. Fundamentalmente, estas características representam uma vantagem do controlador *fuzzy* frente a sintonia de controladores convencionais, que por vezes demandam velocidade impraticáveis do acionador.

O intervalo $0,2 < \delta_m(kh) < 0,3$ de interseção entre os conjuntos reflete as nuances da técnica de detecção de surge, que por sua vez promove uma transição suave em um intervalo de tempo suficiente para confirmação, ou não, do fenômeno do surge. Esta interseção é necessária e justificada em razão da característica de surge moderado destacada na Figura 2.18. Esta ilustração por sua vez, apresenta ainda a indicação das variáveis linguísticas utilizadas para caracterização dos conjuntos *fuzzy*. A atribuição das regras indicadas na Figura 2.17 também pode ser aferida observando-se as indicações da Figura 2.18.

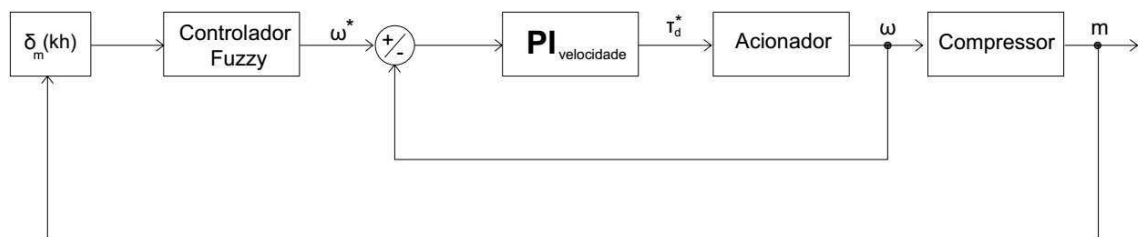
Figura 2.18 – Caracterização dos níveis de surge referenciados no fluxo de massa.



Fonte: O autor (2017).

O diagrama apresentado na Figura 2.19 explicita a relação entre as variáveis, a semelhança do que fora apresentado para as estratégias de controle em cascata de vazão e pressão.

Figura 2.19 – Diagrama de bloco do controle *fuzzy* em cascata.



Fonte: O autor (2017).

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

As simulações apresentadas neste trabalho foram realizadas utilizando-se os softwares MATLAB e SIMULINK.

As simulações realizadas tiveram como base o trabalho de Bastard (2010). Este trabalho explicita que as curvas do mapa característico do compressor foram obtidas através de diferentes medições de fluxo de massa e pressão de um compressor da Vortech S-trim superchargers¹ e feita uma aproximação através de uma *spline* cúbica.

Os parâmetros do ambiente e do compressor utilizado nas simulações podem ser verificados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Parâmetros Ambientais e do Compressor

Ambiente	Compressor
$p_{01}=101325$ Pa	$a_{01} = 343$ m/s
$T = 20$ °C	$V_p = 0.1$ m ³
$\rho = 1.024$ kg/m ³	$A_1 = 0.038$ m ²
	$\mu = 0.99$
	$J = 0.0005$ kg.m ²
	$r_2 = 0.0595$ m

Fonte: O autor (2017).

3.1 FENÔMENO DO SURGE

Como descrito anteriormente, o fenômeno do surge ocorre quando o fluxo de massa cai abaixo de certo valor, acarretando oscilações no fluxo de massa e na pressão. Para simular o compressor entrando em surge, foi utilizada uma válvula sendo fechada gradualmente. Inicialmente ela se encontra 100% aberta; a partir de 2 segundos, passa a ser fechada gradualmente e, em 6 segundos, encontra-se aberta apenas 20%, fazendo a vazão diminuir até ocorrer o surge. O mesmo procedimento para levar o compressor a entrar em surge foi feito para as outras simulações. Este procedimento é mesmo adotado por Bastard (2010).

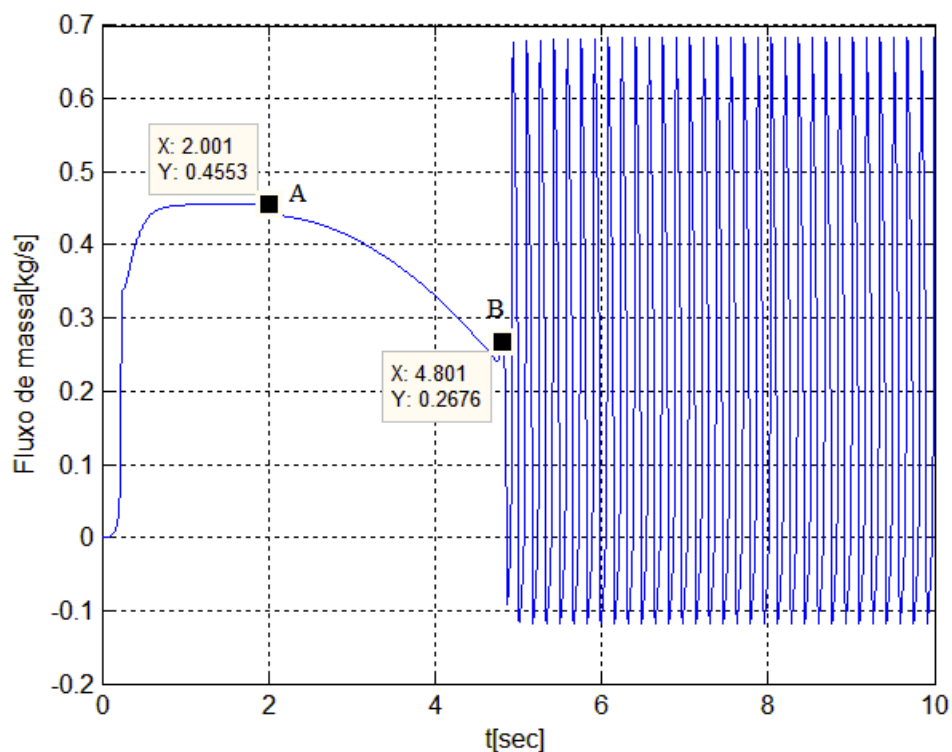
Para acionar o compressor foi utilizado um acionador ideal com valor constante de 4Nm.

¹ www.vortechsuperchargers.com

Depois dos 2 segundos (ver Figura 3.1), a válvula está sendo fechada e o fluxo de massa começa a cair até que se inicia o fenômeno de surge (ponto “B”) provocando oscilação no fluxo de massa.

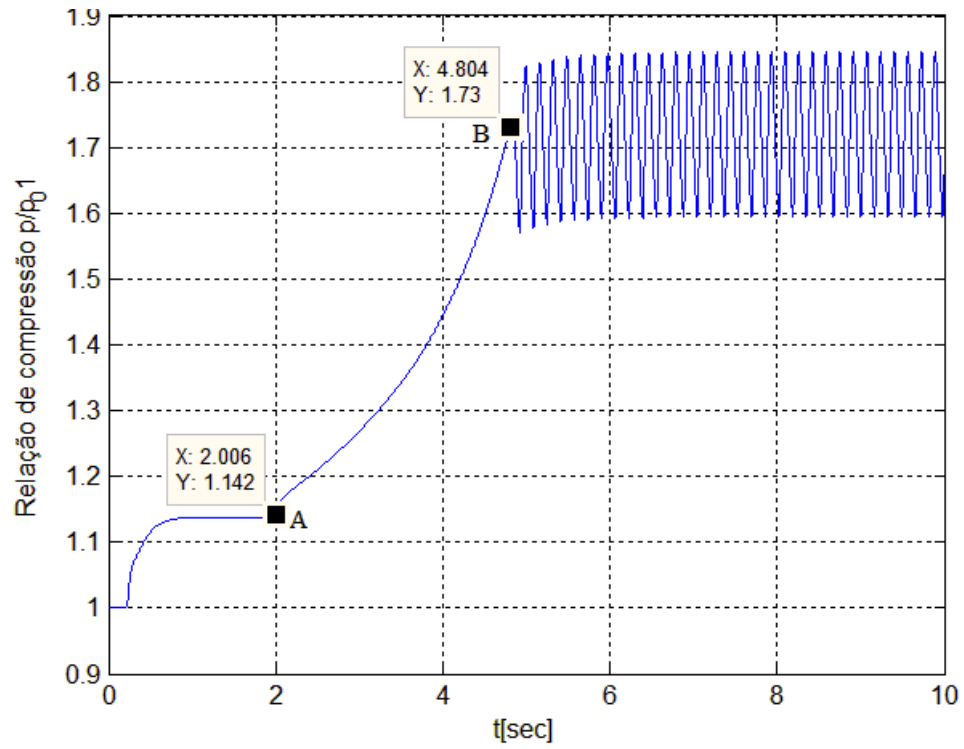
Observando-se a Figura 3.2, percebe-se que a partir do ponto “A” a pressão começa a aumentar devido ao fechamento da válvula. Já no ponto “B” que caracteriza o início do surge, a pressão passa a oscilar. O mesmo pode ser visto para a velocidade do compressor na Figura 3.3, com o início do fechamento da válvula de admissão (ponto “A”) a velocidade começa a ter seu valor aumentado até o compressor entrar em surge e iniciar as oscilações. Na Figura 3.4 a reta azul representa a linha de surge. Para este sistema de compressão, o ponto “A” representa a vazão mínima que o compressor pode operar; caso esse valor de vazão diminua, e o ponto de operação ultrapasse a reta limite de surge, o sistema entrara em surge, caracterizado pela oscilação representada na cor verde.

Figura 3.1 - Fluxo de massa-Compressor em surge.



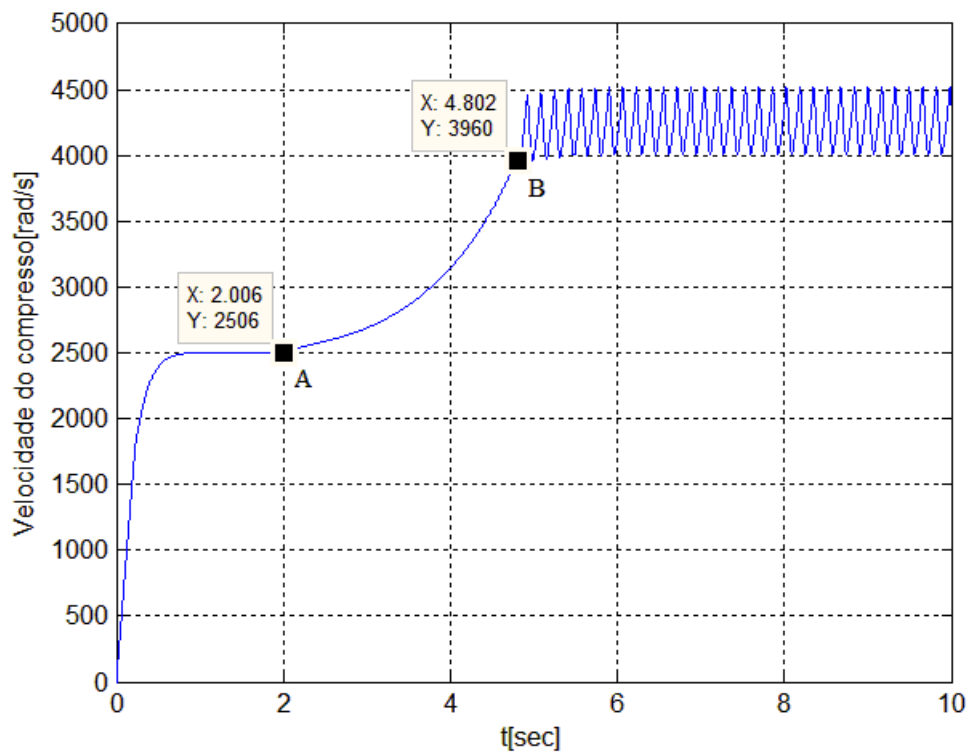
Fonte: O autor (2017).

Figura 3.2 - Pressão de descarga – Compressor em surge



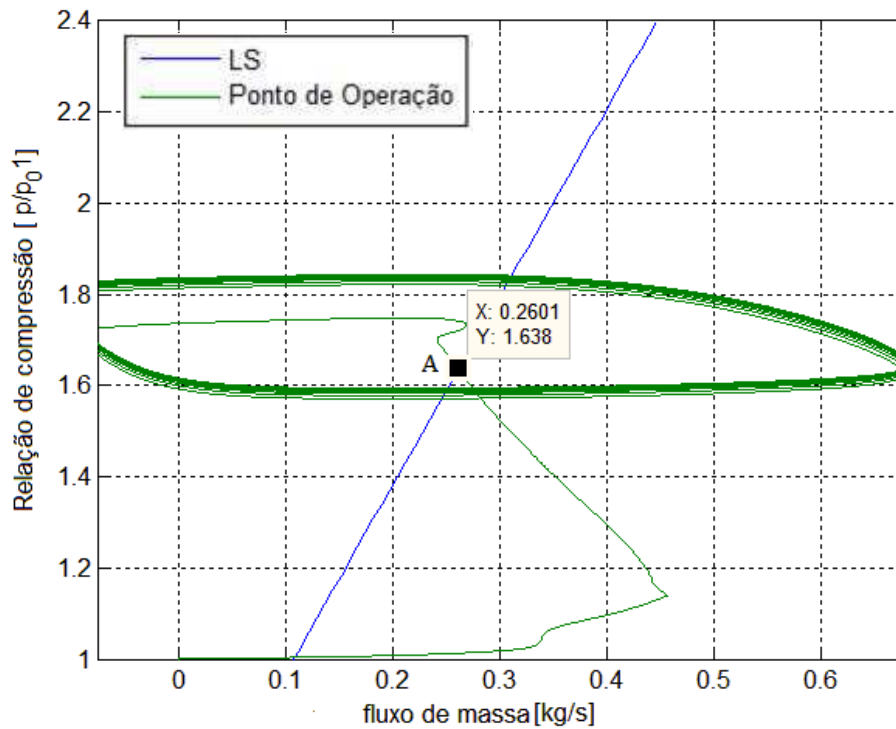
Fonte: O autor (2017).

Figura 3.3 - Velocidade do Compressor - Compressor em surge.



Fonte: O autor (2017).

Figura 3.4 - Ponto operacional - Compressor em surge.



Fonte: O autor (2017).

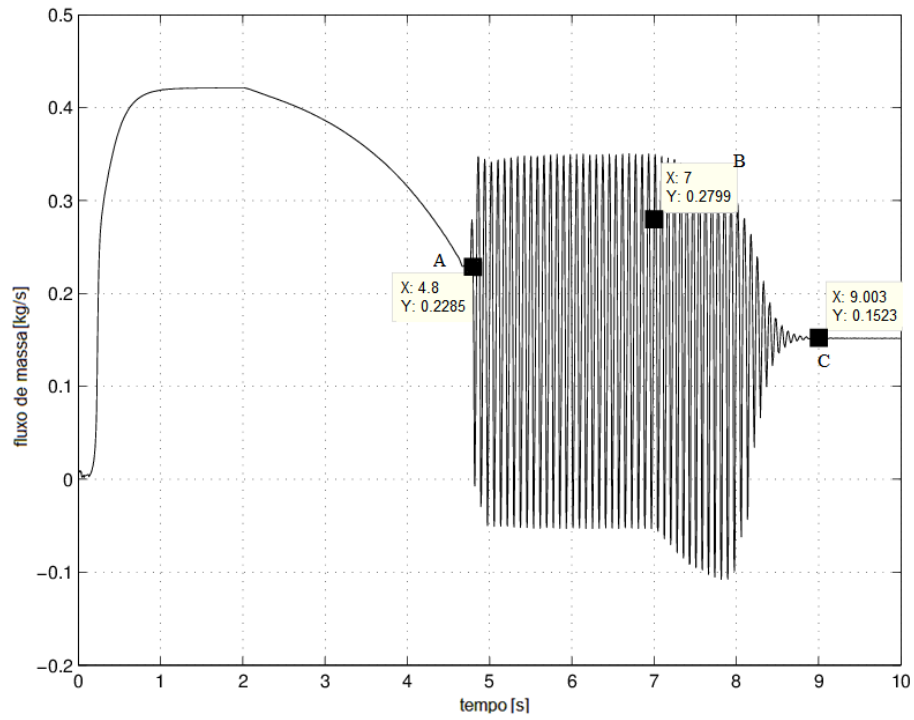
3.2 VÁLVULAS DE RECICLO

Para mostrar a eficiência da válvula de reciclo proposta em seu trabalho, Bastard (2010) simulou um sistema de compressão idêntico ao demonstrado na Figura 2.1. O sistema é levado ao surge e, em 7 segundos, a válvula de reciclo é aberta manualmente, recirculando para a sucção do compressor mais fluxo de massa. Para acionar o compressor, foi utilizado um acionador ideal com valor constante de 4Nm.

Na Figura 3.5, onde está representado o fluxo de massa, o surge inicia-se a partir do ponto A. Durante certo tempo, ele permanece em surge, até que no, ponto B, segundo a válvula começa a ser aberta para recircular para a sucção. No entanto, só depois de 2 segundos o surge é eliminado (ponto C).

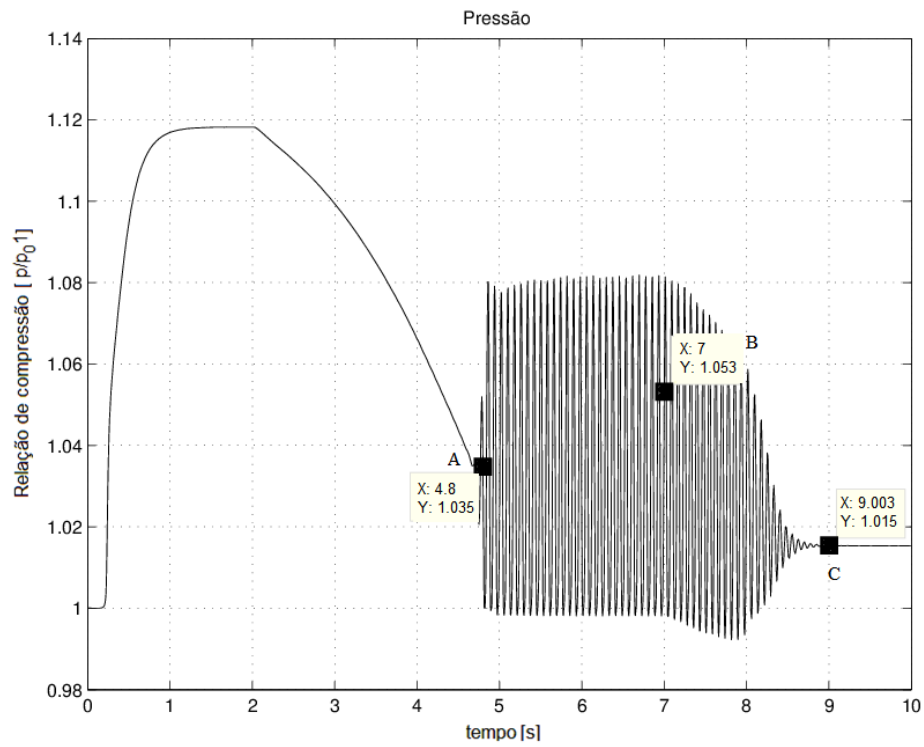
Na Figura 3.6, o surge inicia-se no ponto A e o compressor somente está livre do surge no ponto C. Assim como ocorreu para a vazão, a pressão também deixa de oscilar praticamente depois de 2 segundos que a válvula de reciclo foi aberta para recircular para a sucção.

Figura 3.5 - Fluxo de Massa - Válvula de Reciclo.



Fonte: O autor (2017).

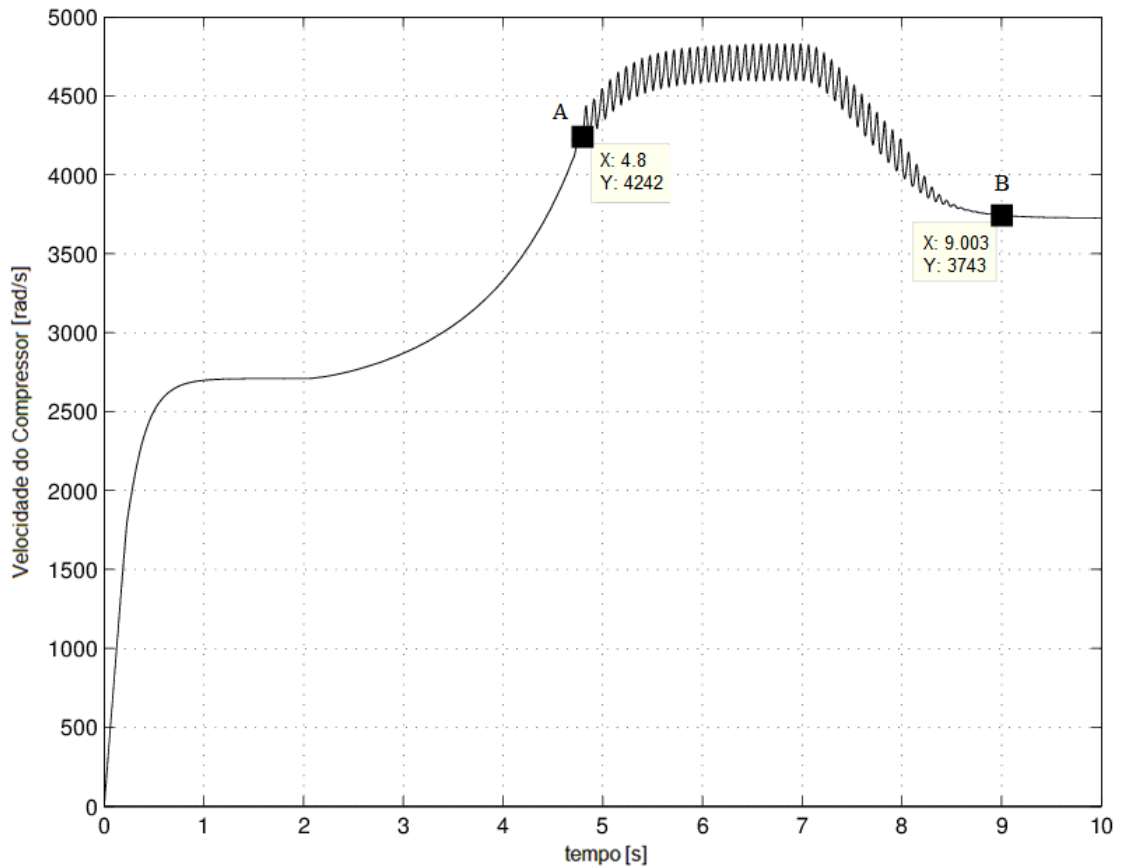
Figura 3.6 - Relação de Compressão - Válvula de Reciclo



Fonte: O autor (2017).

A velocidade também apresenta a oscilação característica do surge, deixando de oscilar depois de 2 segundos que a válvula foi aberta (ver Figura 3.7).

Figura 3.7 - Velocidade do Compressor - Válvula de Reciclo.



Fonte: O autor (2017).

Conforme apresentado nas Figuras 3.5, 3.6 e 3.7, a válvula de reciclo da descarga para a sucção do compressor é capaz de tirar o compressor de surge. No entanto, o tempo para que isso ocorra é grande, levando a um maior consumo de energia devido à quantidade de tempo que o compressor permanece em surge após o controle ser ativado.

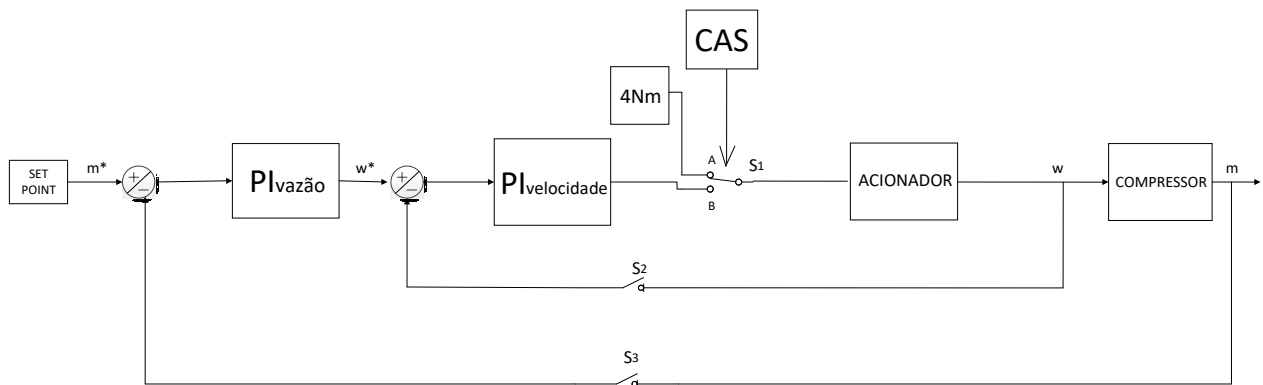
3.3 CONTROLE EM CASCATA E VÁLVULA DE RECICLO

Para comprovar a eficiência do controle em cascata, foram realizadas simulações forçando o compressor a entrar em surge e, depois de certo tempo, foi ativado o controle em cascata, tirando o compressor dessa região de instabilidade. Estas simulações foram realizadas para o controle em cascata de vazão e de pressão.

A Figura 3.8 apresenta o diagrama de blocos da simulação citada. Para estas simulações foi utilizado um acionador ideal com valor constante de 4Nm.

Inicialmente, o sistema encontra-se operando em malha aberta com a chave S_1 na posição A e as chaves S_2 e S_3 abertas, utilizando um acionador idealizado com valor de 4Nm. A partir de 2 segundos o sistema é levado ao surge e ao chegar a aproximadamente 4,9 segundos, o sistema de controle é ativado, de modo que a posição da chave S_1 é modificada da posição A para a posição B, e as chaves S_2 e S_3 são fechadas, ativando o controle em cascata proposto. O sistema de controle anti-surge (CAS) é responsável por identificar a ocorrência do fenômeno do surge e ativar o controle em cascata.

Figura 3.8 - Diagrama de ativação do controle em cascata.



Fonte: O autor (2017).

Nas seções seguintes são apresentados os resultados da simulação citada acima para ambas as cascatas (vazão e pressão). Em seguida são apresentados os resultados das simulações realizadas para o controle de capacidade e o controle anti-surge. O controle em conjunto do acionamento do sistema e a válvula de reciclo, é incorporado de acordo com a demanda imposta ao sistema de controle anti-surge (CAS).

3.3.1 CASCATA VAZÃO - VELOCIDADE

Para a simulação de funcionamento do controle em cascata foi utilizado o diagrama de simulação da Figura 3.8 apresentado anteriormente. A referência de vazão adotada foi o ponto de operação da linha de controle de surge característico deste sistema.

Os parâmetros dos controladores utilizados para esta simulação são aqueles apresentados na tabela 3.2. A malha de controle de vazão para esta simulação apresenta um estratégia de anti-windup idêntico ao exibido na Figura 2.14 com saturação superior de 20.000 e inferior de 0. O tempo de reset adotado para o CAS nesta simulação foi de 2 segundos.

Tabela 3.2 - Parâmetros dos Controladores e Constantes de Normalização - Cascata Vazão Velocidade

Parâmetro	Valor
K_{pp}	80.0×10^3 rad/kg
K_{ip}	0 rad/kg
K_{pw}	1.0 Nm.s/rad
K_{iw}	2.0 Nm.s/rad
C_{nc}	1.0×10^{-3}
K_b	10 rad/kg

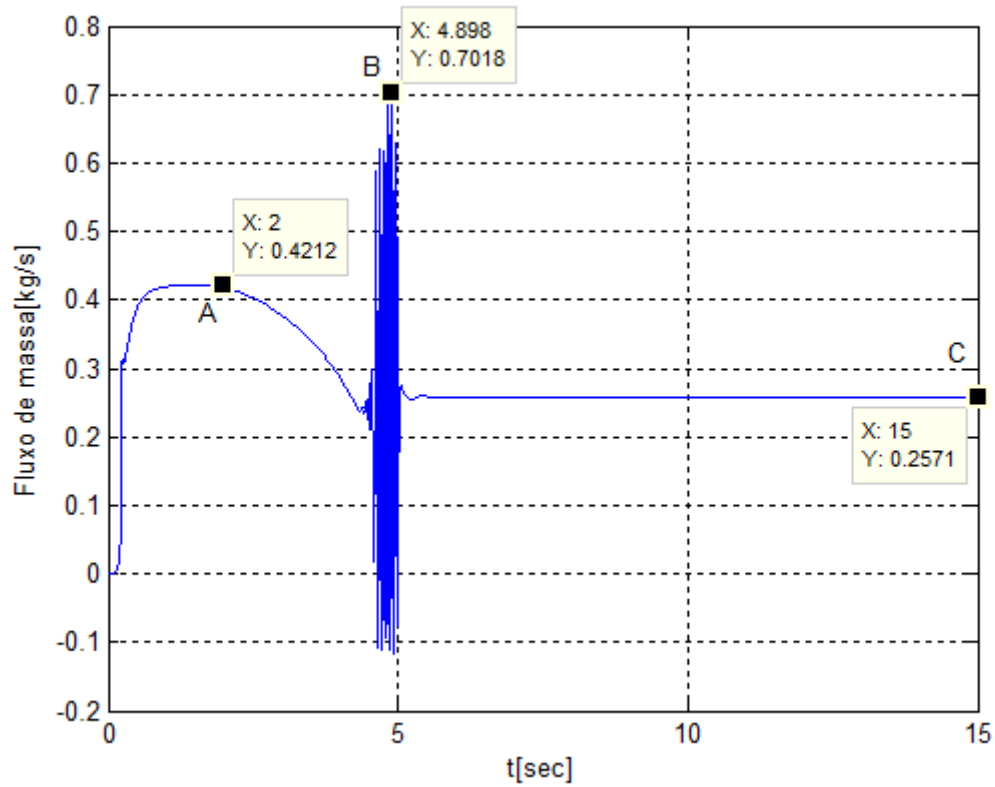
Fonte: O autor (2017).

3.3.1.1 FUNCIONAMENTO DO CONTROLE EM CASCATA

Na Figura 3.9 pode ser observado o fluxo de massa para essa simulação. No ponto “A” a válvula começa a ser fechada, levando o compressor para condição de surge, que se inicia no ponto B. Em aproximadamente 4.9 segundos, o controle em cascata é ativado através do CAS, e como pode ser visualizado, o fluxo de massa para de oscilar e se estabiliza.

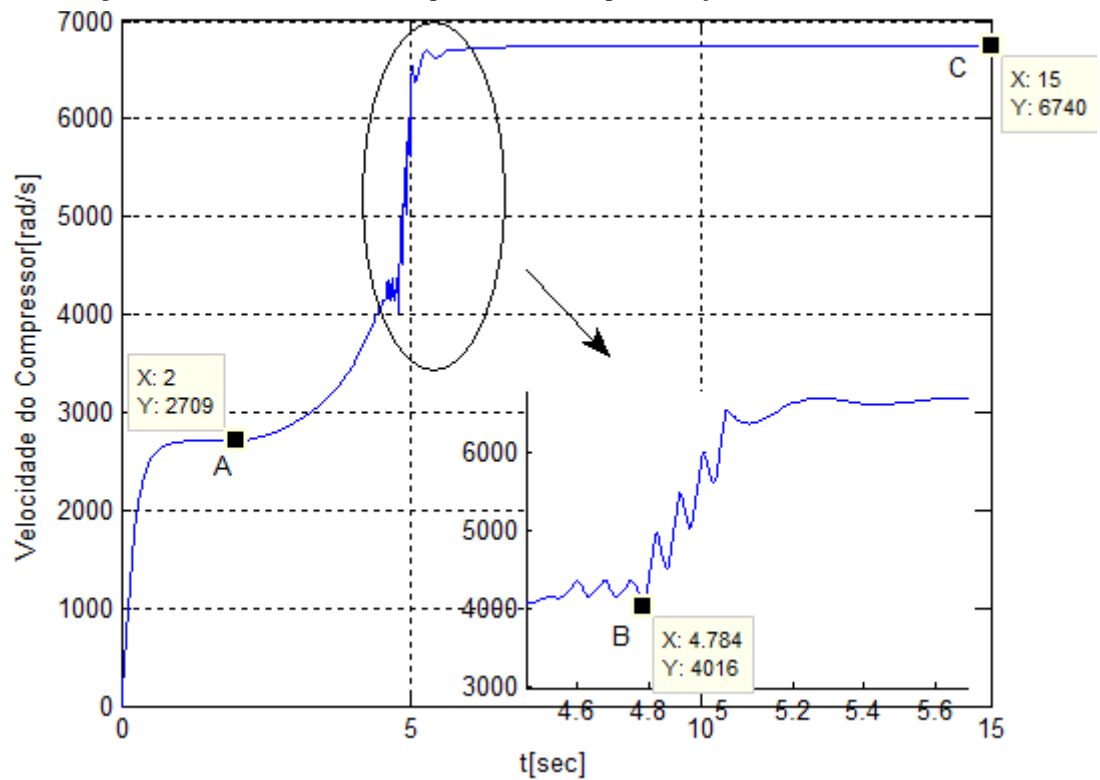
Com o fechamento da válvula, a tendência da velocidade é aumentar, o que pode ser verificado na Figura 3.10. A partir daí, devido ao fenômeno do surge, a velocidade começa a oscilar até que o controle em cascata seja ativado e o sistema de compressão permaneça estável.

Figura 3.9 - Fluxo de massa antes e após ativação do controle em cascata.



Fonte: O autor (2017).

Figura 3.10 - Velocidade do compressor antes e após ativação do controle em cascata.



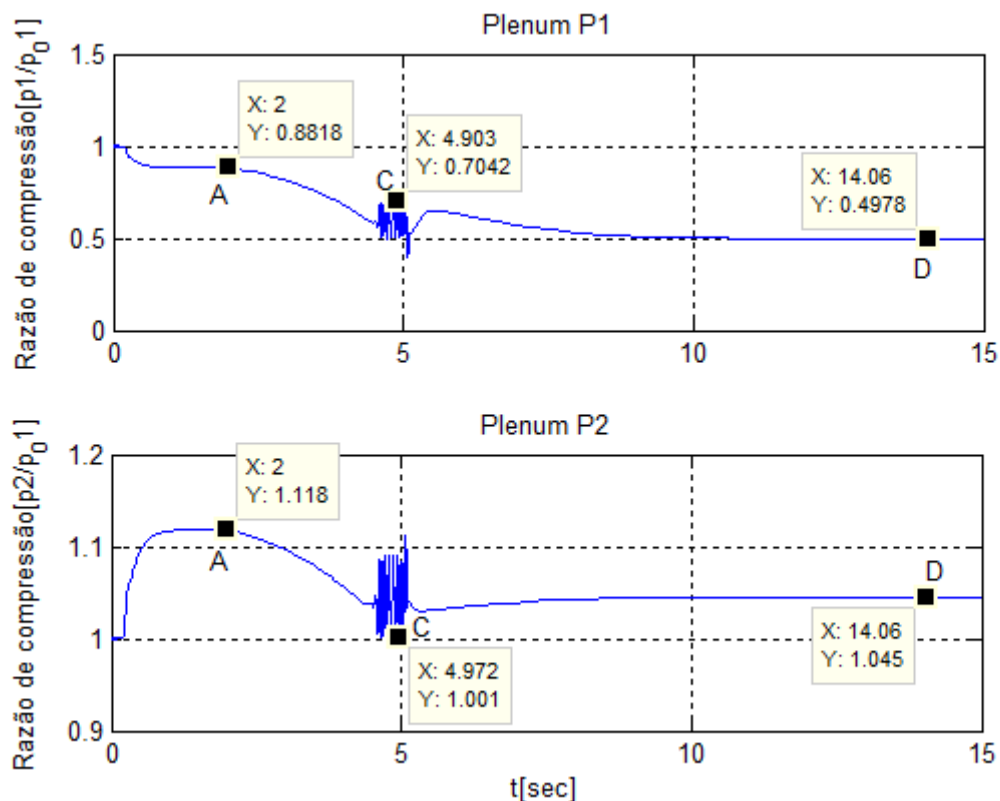
Fonte: O autor (2017).

Na Figura 3.11, o valor da razão de compressão começa a decair, a partir do ponto “A”, devido ao fechamento da válvula e logo em seguida começa a oscilar, caracterizando o surge. O ponto "C" representa o instante no qual o controle em cascata é ativado. O ponto “D” representa o início regime permanente.

Na Figura 3.12, o ponto de operação do sistema de compressão (em vermelho) encontra-se sem oscilação, até que atinja o valor de fluxo de massa de aproximadamente 0.27kg/s, e ultrapasse a reta limite de surge, passando a oscilar. A partir do momento em que o controle é ativado, o ponto de operação deixa de oscilar e se estabiliza no ponto “B” permanecendo à esquerda da reta limite de surge sem se tornar instável, operando com fluxo reduzido. A operação do sistema de maneira estável mesmo quando a esquerda da LS é discutida em detalhes por Bastard(2010) e BØhagen(2007) .

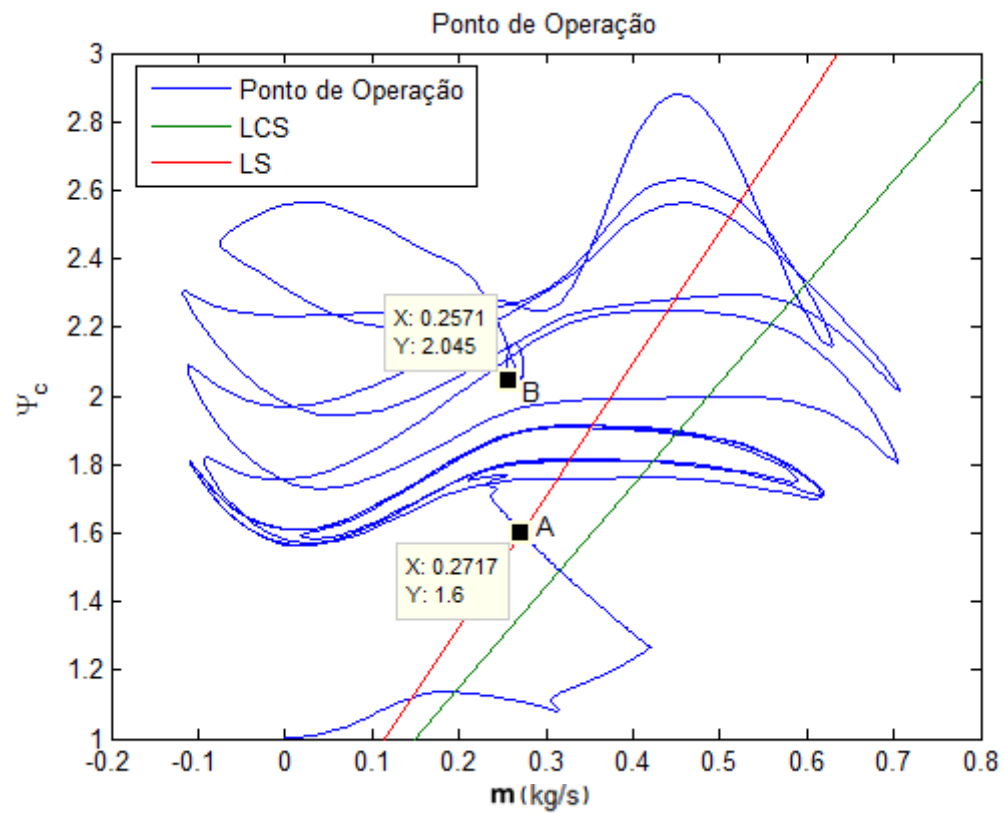
Conforme mostrado na Figura 3.9, no instante em que o controle em cascata é ativado o compressor sai do surge e rapidamente segue o valor de referência estabelecido no controle. Nas demais figuras, de pressão e de velocidade, pode-se comprovar a eficiência do controle em cascata frente ao controle de surge realizado através de uma válvula de reciclo. Os valores de pressão e velocidade param de oscilar exatamente em 10 segundos, apresentando um valor constante logo em seguida.

Figura 3.11 - Razão de compressão dos Plenums sob antes e após ativação do controle em cascata.



Fonte: O autor (2017).

Figura 3.12 - Ponto de operação após ativação do controle em cascata.



Fonte: O autor (2017).

3.3.1.2 CONTROLE ANTI-SURGE CASCATA VAZÃO VELOCIDADE

O controle em cascata proposto permite também realizar o controle anti-surge, possibilitando operá-lo com baixo valor de vazão. O ponto operacional do compressor permanece à esquerda da linha de surge sem que ocorra o surge.

Os parâmetros dos controladores utilizados para esta simulação são aqueles apresentados na tabela 3.3. A malha de controle de vazão para esta simulação apresenta um estratégia de anti-windup cálculo de volta idêntico ao exibido na Figura 2.22 com saturação superior de 17.000 e inferior de 0. O tempo de reset adotado para CAS nesta simulação foi de 2 segundos.

Tabela 3.3 - Parâmetros do Controle Anti-Surge em Cascata de Vazão - Velocidade.

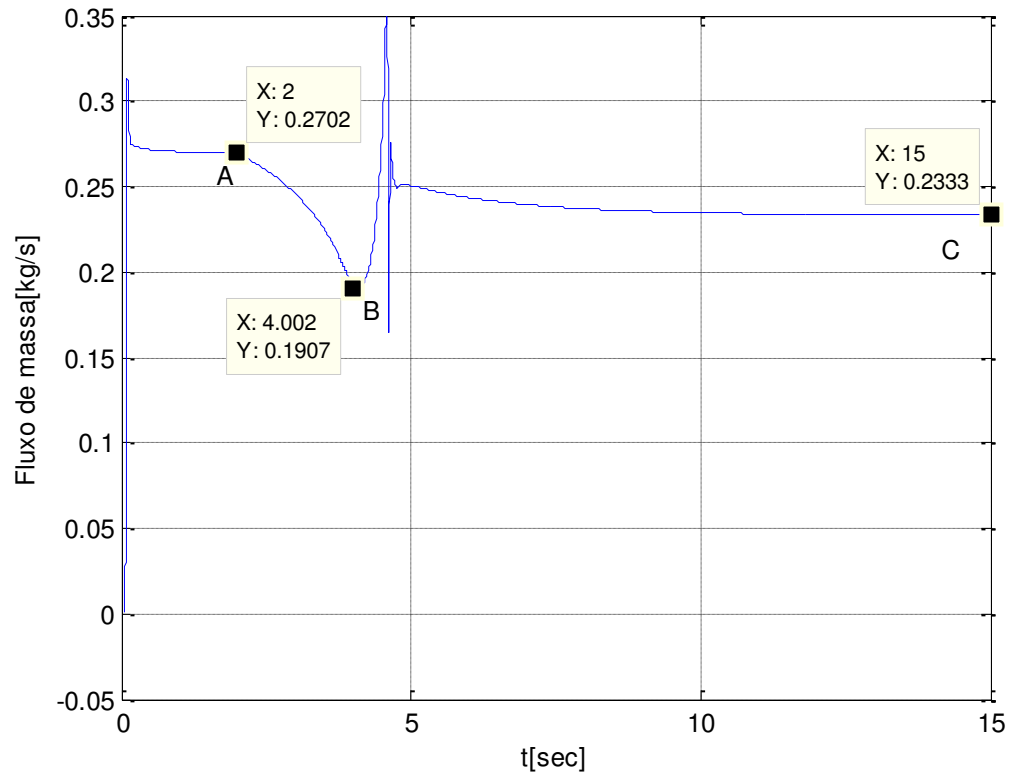
Parâmetro	Valor
K_{pp}	$80,0 \times 10^3$ rad/kg
K_{ip}	0 rad/kg
K_{pw}	1,0 Nm.s/rad
K_{iw}	2,0 Nm.s/rad
C_{nc}	$1,0 \times 10^{-3}$
K_b	100 rad/kg

Fonte: O autor (2017).

Na Figura 3.13, ocorre uma queda no valor do fluxo de massa, entretanto ela é rapidamente percebida pelo controlador e mantida seu valor de 0,23kg/s. Este valor não seria possível, caso o controle anti-surge em cascata não estivesse implementado porque, para baixos valores de vazão, o compressor entraria em surge.

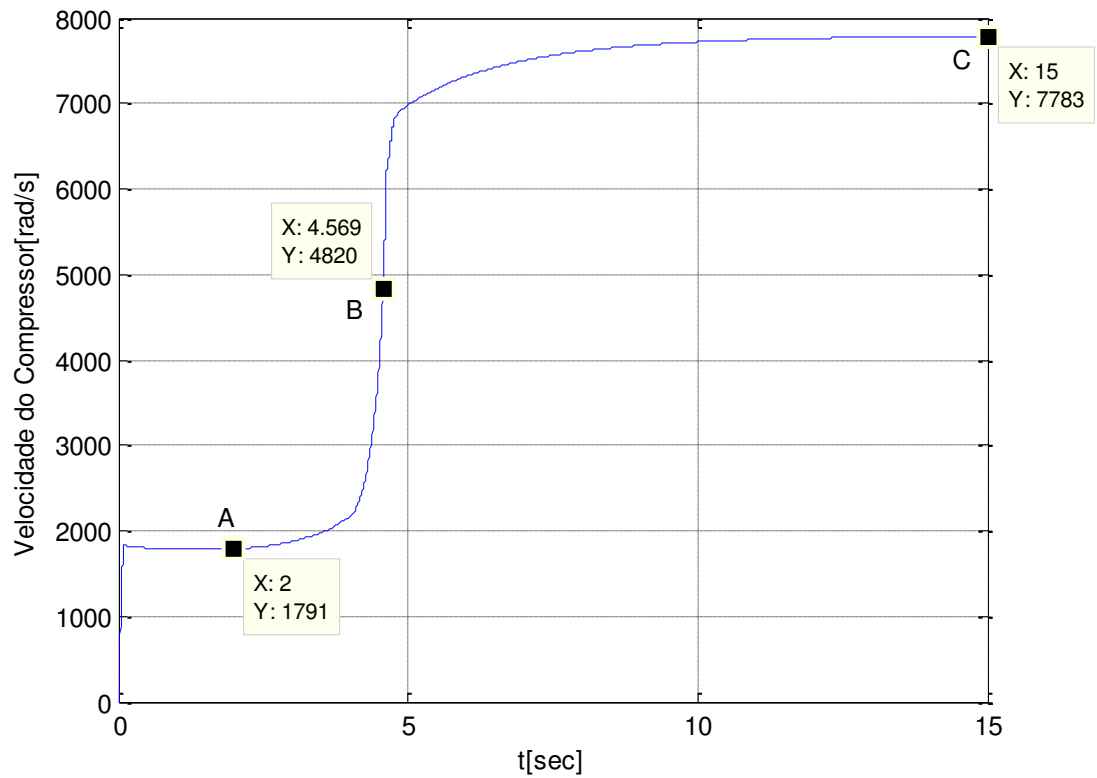
A partir de 2 segundos, no ponto “A”, o compressor é levado a entrar em surge e o fluxo de massa diminui, mas sem entrar em surge. O ponto “C” representa o valor do fluxo de massa após a atuação do controle.

Figura 3.13 - Fluxo de massa sob controle anti-surge em cascata vazão velocidade.



Fonte: O autor (2017).

Figura 3.14 - Velocidade do compressor sob controle anti-surge em cascata vazão velocidade.

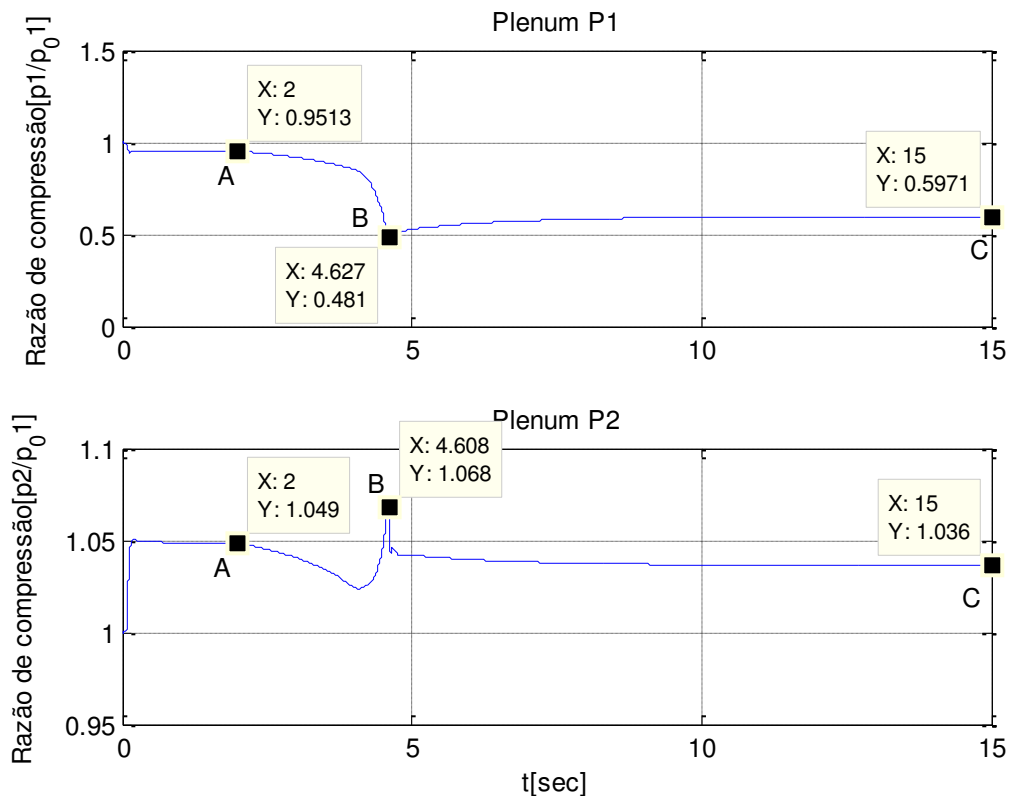


Fonte: O autor (2017).

Para que o compressor mantenha esse valor de vazão sem entrar em surge é necessária uma mudança na velocidade operacional do compressor. Isso pode ser visualizado na Figura 3.14 com o aumento da velocidade, do ponto “A” até o ponto “B”.

Com o aumento da velocidade, conseqüentemente a pressão de descarga no plenum 1 se reduz e a pressão no plenum 2 se estabiliza em valores próximos aos valores iniciais (ver Figura 3.15).

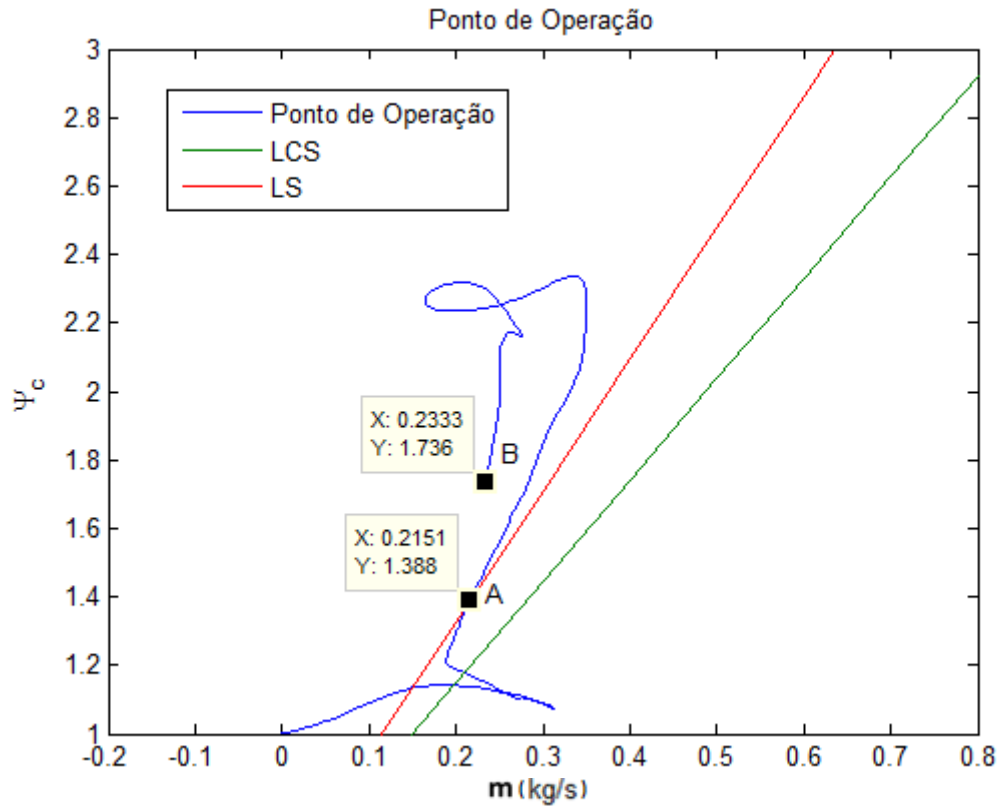
Figura 3.15 - Razão de compressão sob controle anti-surge em cascata vazão velocidade.



Fonte: O autor (2017).

A linha de surge está ilustrada na Figura 3.16 na cor vermelha e indica a partir de que ponto operacional o compressor entrará em surge. Para este caso, o valor mínimo de vazão para o qual o compressor entraria em surge está representado pelo ponto “A”, com vazão de 0,2151kg/s. No entanto, como o controle em cascata proposto sugere, o ponto operacional pode se deslocar pela região considerada de instabilidade sem que apareça o fenômeno do surge. O ponto “B” representa o ponto de operação do compressor após a atuação do controle, dentro da região considerada de instabilidade.

Figura 3.16 - Ponto de operação sob controle em cascata vazão velocidade.



Fonte: O autor (2017).

3.3.1.3 CONTROLE ANTI-SURGE EM CASCATA DE VAZÃO-VELOCIDADE EM CONJUNTO COM A VÁLVULA DE RECICLO

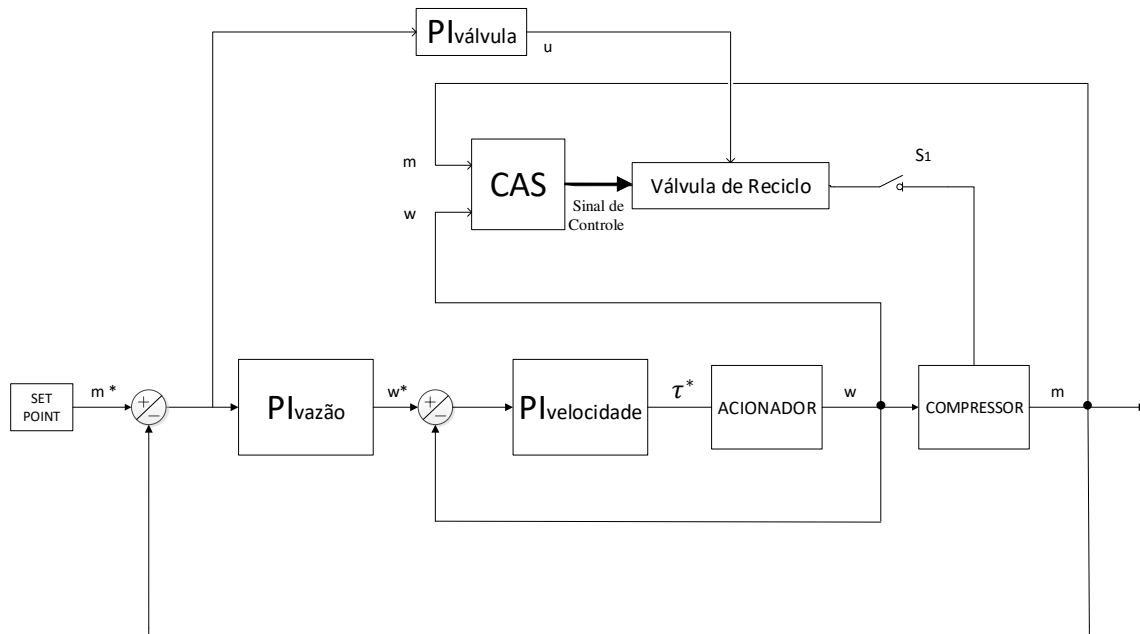
A simulação do controle anti-surge utilizando a cascata de vazão/velocidade apresentou de modo notável um súbito crescimento de velocidade. Este crescimento outrora, dependendo das características particulares de cada compressor pode ser caracterizado como um "trip" de sobrevelocidade. Para mitigar o crescimento acelerado de velocidade rotacional do compressor, sugere-se utilização da válvula de reciclo.

O diagrama apresentado na figura 3.17 descreve a estratégia de controle utilizada para mitigar problemas de sobrevelocidade. A análise é realizada por meio do CAS, que a partir dos valores medidos de vazão e velocidade, é capaz de identificar o fenômeno do surge e/ou cenários típicos de sobrevelocidade nestes sistemas.

Superado o valor limite de velocidade regulado por normas de segurança (ver API 617), o sistema de controle anti-surge aciona a válvula de reciclo reduzindo em poucos segundos o "trip" de velocidade. No entanto, neste contexto, a válvula de reciclo só poderá ser desativada quando a condição eminente de surge desaparecer, uma vez que está passa então a funcionar como um atuador permanente que permite a estabilização da velocidade operacional dentro da

faixa limite de segurança. O trip de velocidade adotado para esta simulação foi setado em 5000rad/s. Uma vez que não se tem acesso às características operacionais do compressor em estudo, adota-se este valor tão somente para demonstrar a referida ação de controle no sistema.

Figura 3.17 - Diagrama de blocos do controle em cascata com ação da válvula de reciclo.



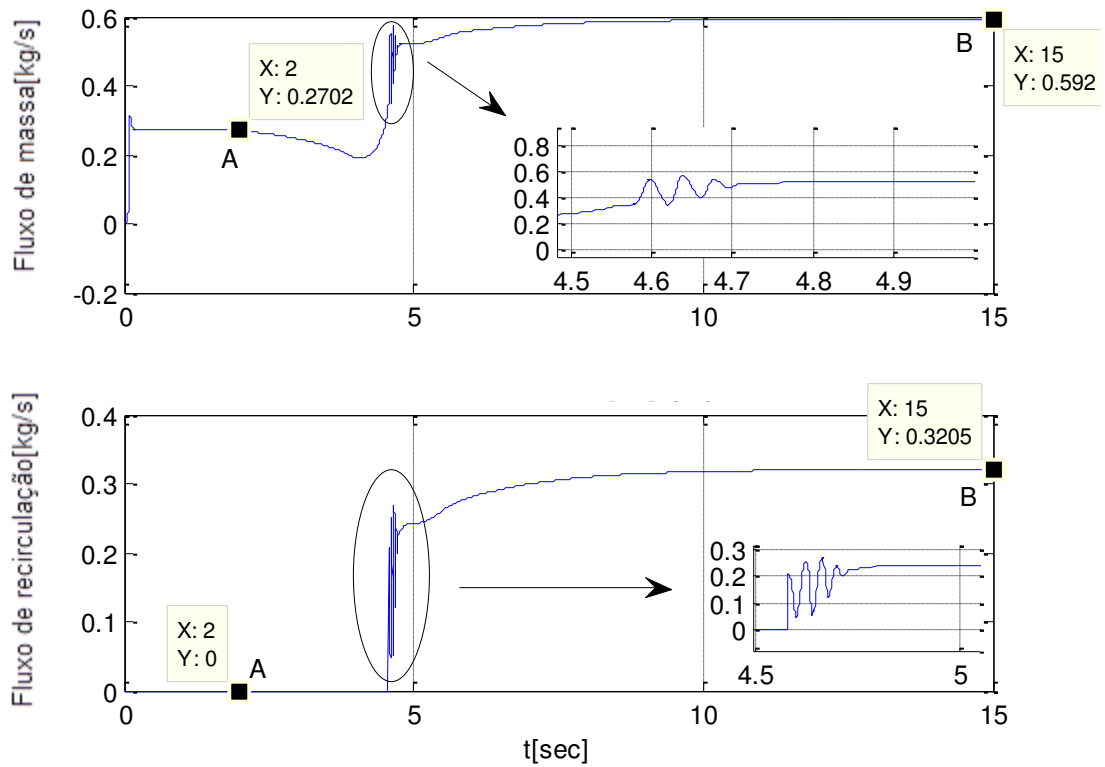
Fonte: O autor (2017).

Na Figura 3.18, ocorre uma queda no valor do fluxo de massa, entretanto ela é rapidamente percebida pelo controlador que junto à ação da válvula de reciclo eleva seu valor para 0.59kg/s. Este valor não seria possível, caso o controle anti-surge em cascata não estivesse implementado em ação conjunta com a válvula de reciclo, pois a ação conjunta destes dois atuadores eleva os valores de fluxo de massa do sistema.

Note que no trecho compreendido entre os pontos "A" e "B" há um transitório característico, mas que todavia não representa iminência do surge. A chave S_1 fecha e a válvula de reciclo passa a atuar no sistema em torno de aproximadamente 4,6 segundos.

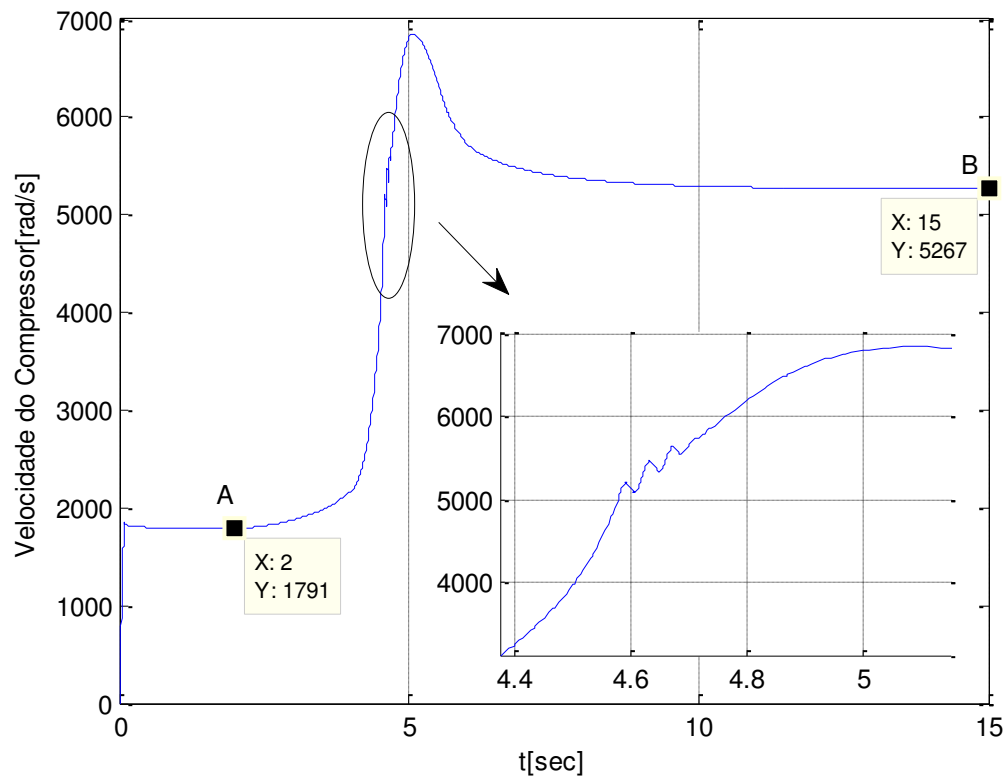
Para que o compressor mantenha esse valor de fluxo sem entrar em surge, é necessária uma mudança na velocidade operacional do compressor. Isso pode ser visualizado na Figura 3.19 com o aumento da velocidade, do ponto "A" até o ponto "B". De maneira análoga nota-se que há um transitório característico na velocidade operacional do compressor que não representa o fenômeno do surge.

Figura 3.18 - Fluxo de massa sob controle em cascata vazão velocidade e ação de recirculação.



Fonte: O autor (2017).

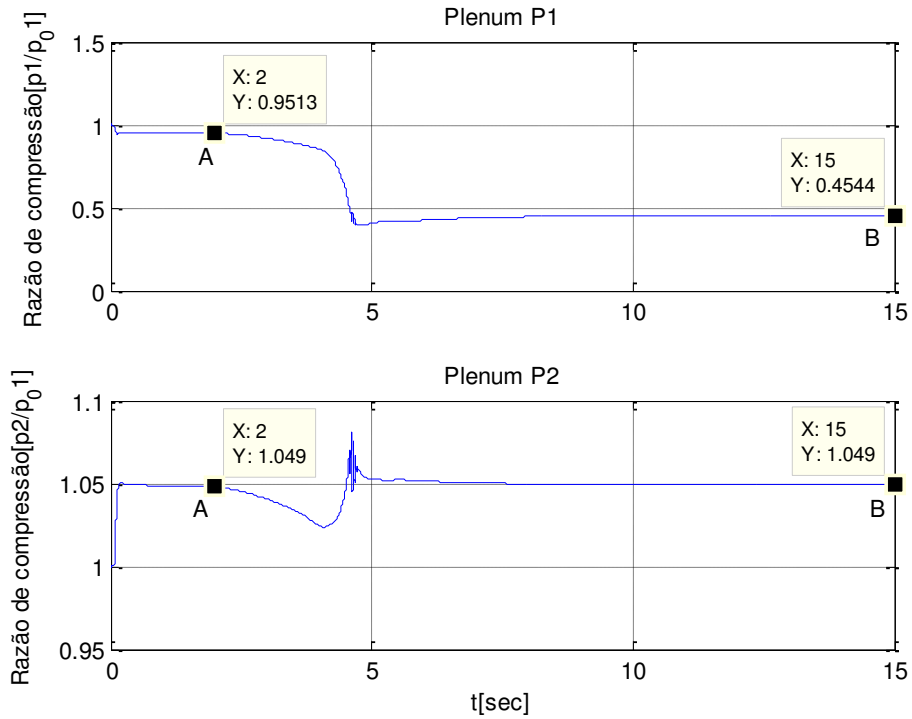
Figura 3.19 - Velocidade do compressor sob controle em cascata vazão velocidade e ação de recirculação.



Fonte: O autor (2017).

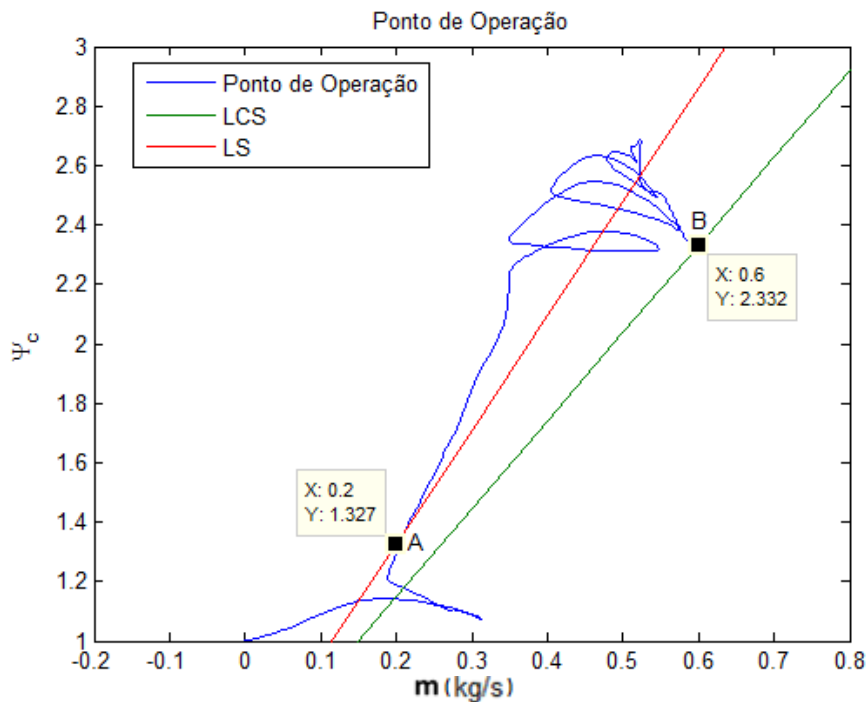
Com o aumento da velocidade, a razão de compressão no plenum 2 se mantém constante após a atuação conjunta do acionador e da válvula de reciclo do sistema. Percebe-se então, a característica de controle de capacidade proporcionada pela ação conjunta destes atuadores no sistema (ver Figura 3.20).

Figura 3.20 - Razão de compressão sob controle em cascata vazão velocidade e ação de recirculação.



Fonte: O autor (2017).

Figura 3.21 - Ponto de operação sob controle em cascata vazão velocidade e ação de recirculação.



Fonte: O autor (2017).

3.3.2 CASCATA PRESSÃO - VELOCIDADE

O controle em cascata de pressão-velocidade proposto sugere uma estratégia de ação permanente, onde com uma única sintonia para os controladores em cascata, é possível contornar as não linearidades do sistema com o auxílio da válvula de reciclo.

A seguir são apresentadas situações em que o sistema é comumente submetido. Primeiro apresenta-se o funcionamento do controle anti-surge. Em seguida, a ação do controle em cascata de pressão do acionador em conjunto com a válvula de reciclo do sistema.

Os parâmetros dos controladores utilizados para esta simulação são apresentados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4- Parametros dos Controladores e Constantes de Normalização - Cascata Pressão Velocidade

Parâmetro	Valor
K_{pp}	20.0×10^3 rad/s
K_{ip}	500.0 rad/s
K_{pw}	1.0 Nm.s/rad
K_{iw}	1.0 Nm.s/rad
C_{np}	$1.0/p_{atm}$ 1/Pa
C_{nc}	1.0×10^{-3}

Fonte: O autor (2017).

3.3.2.1 CONTROLE ANTI-SURGE CASCATA PRESSÃO VELOCIDADE

O controle em cascata pressão-velocidade proposto permite também realizar o controle anti-surge, possibilitando operá-lo com baixo valor de vazão. O ponto operacional do compressor permanece à esquerda da linha de surge sem que ocorra o surge. A dinâmica da malha de pressão apresenta uma dinâmica muito mais lenta do que a malha de vazão, o tempo de acomodação das respostas sob controle levam até quase 500 segundos para atingir o regime permanente, isto é, quase 50 vezes mais lenta se comparada à resposta da malha de vazão em cascata.

Na Figura 3.22, ocorre uma queda no valor do fluxo de massa, entretanto ela é rapidamente percebida pelo controlador e mantida seu valor de 0,17kg/s. Este valor não seria possível, caso o controle anti-surge em cascata não estivesse implementado porque, para baixos valores de vazão, o compressor entraria em surge.

A partir de 30 segundos, no ponto “A”, o compressor é levado a entrar em surge e o fluxo de massa diminui até alcançar o ponto “B”, mas sem entrar em surge. O ponto “C” representa o valor do fluxo de massa após a atuação do controle. Os valores apresentados no ponto "C" ensejam muito aproximadamente os valores alcançados em regime permanente nesta simulação.

Figura 3.22 - Fluxo de massa sob controle em cascata pressão velocidade

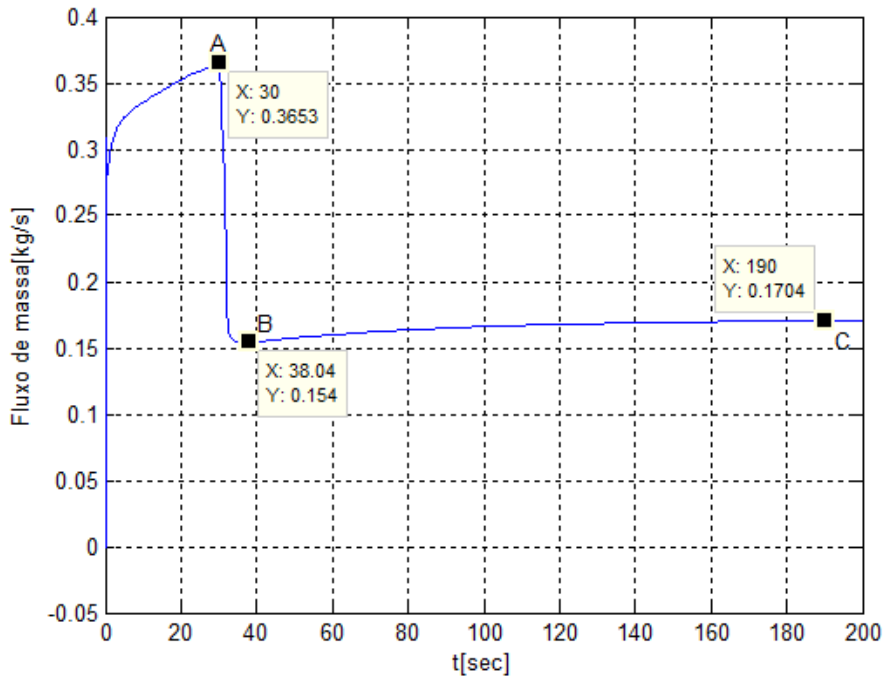
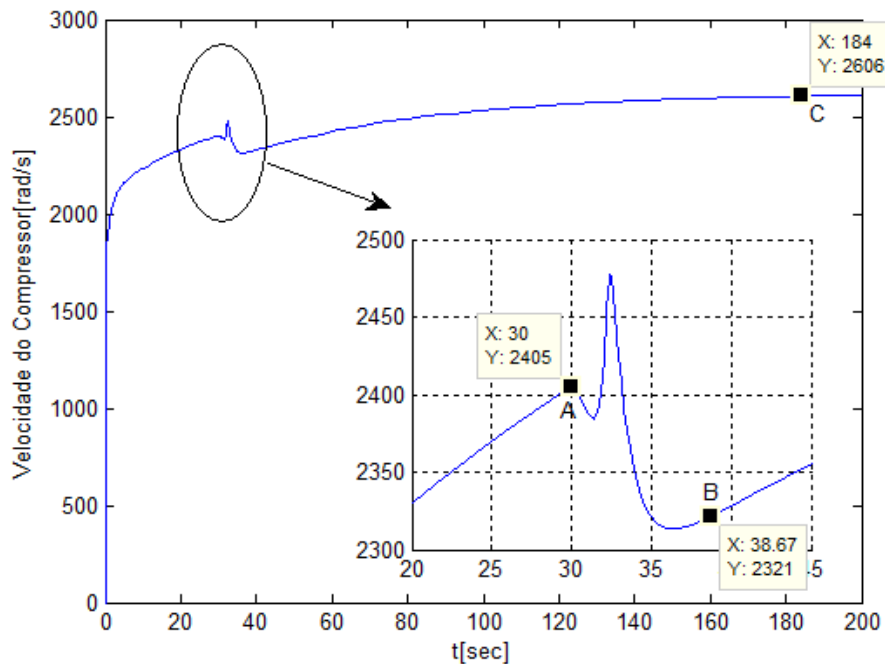


Figura 3.23 - Velocidade operacional sob controle em cascata pressão velocidade.



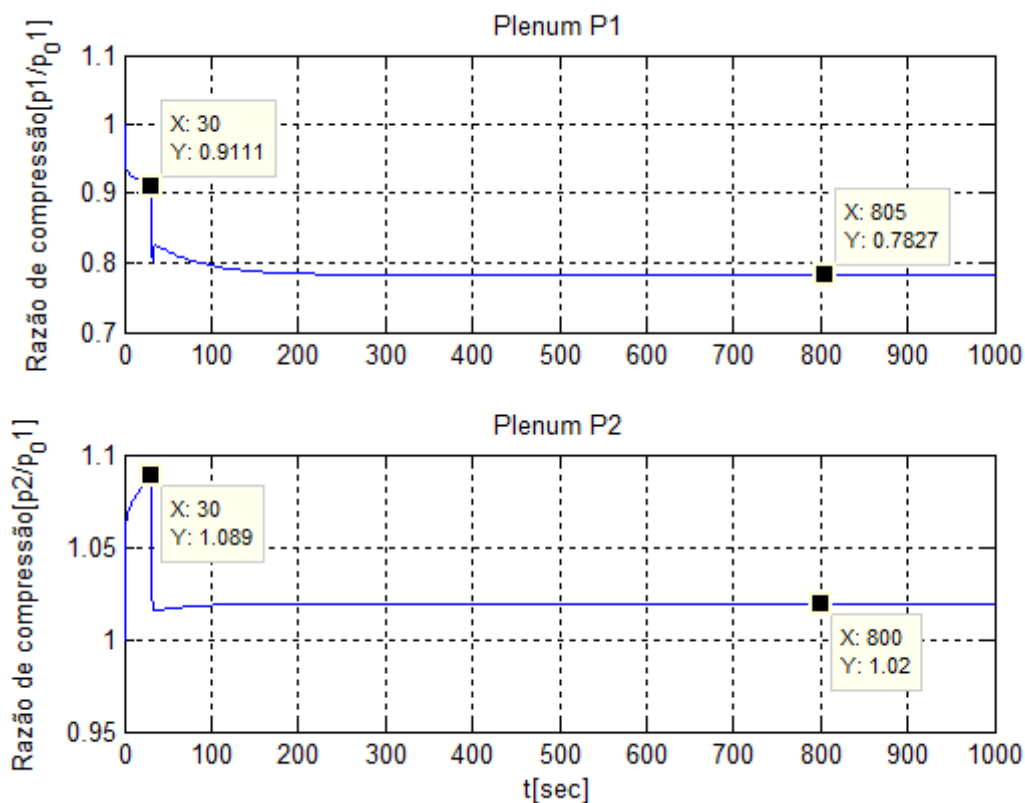
Fonte: O autor (2017).

A velocidade do sistema apresenta uma leve redução uma vez que a referência de velocidade transmitida na cascata impõe esta dinâmica ao controle anti-surge (ver Figura 3.23). O crescimento da razão de compressão entre os plenums é de maneira análoga, reduzido devido a dinâmica imposta pelos controladores para evitar a ocorrência do surge (ver Figuras 3.24 e 3.25).

A razão de compressão possui relação direta com o ponto de operação do sistema. A Figura 3.25 mostra a relação do ponto de operação com a razão de compressão do sistema. O controle por diferença de pressão é um controle indireto do ponto de operação uma vez que modifica a sua localização e permite ainda, sob forma de controle preventivo, que o sistema opere em segurança.

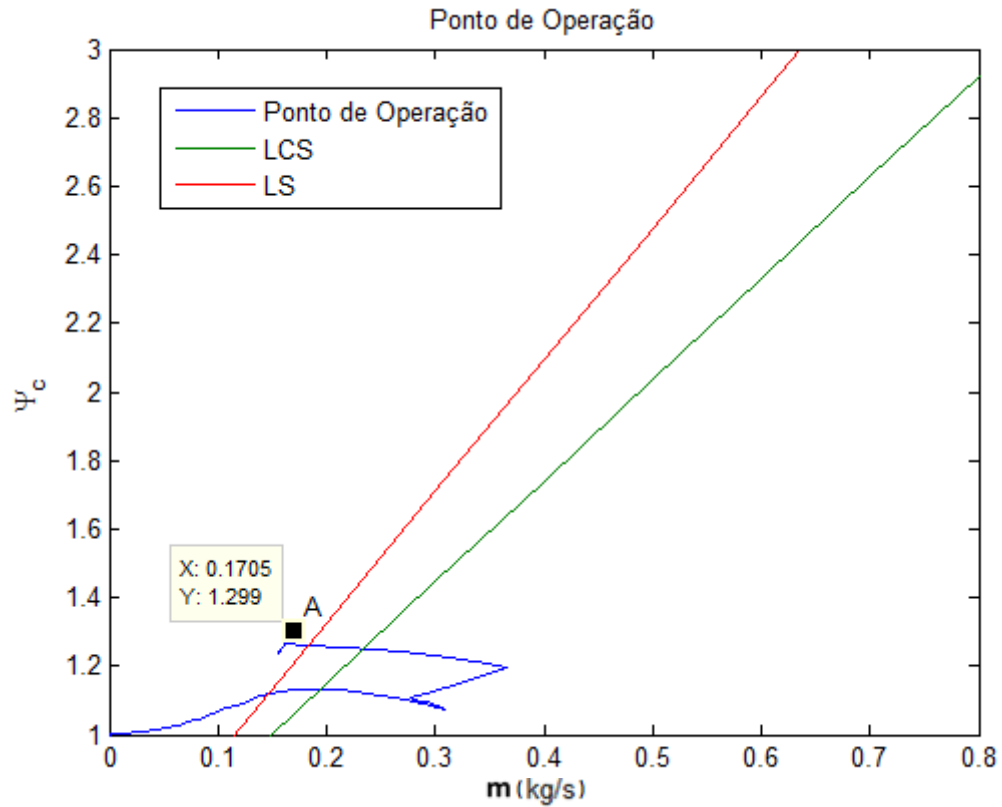
O erro dos controladores de diferencial de pressão é exibido na Figura 3.26. Ressalta-se a diferença de tempo de acomodação entre as respostas das malhas de velocidade e pressão. O regime permanente é alcançado pela malha de pressão por volta de 500 segundos de simulação (ver Figura 3.27).

Figura 3.24 – Pressão nos plenums sob controle em cascata de pressão-velocidade.



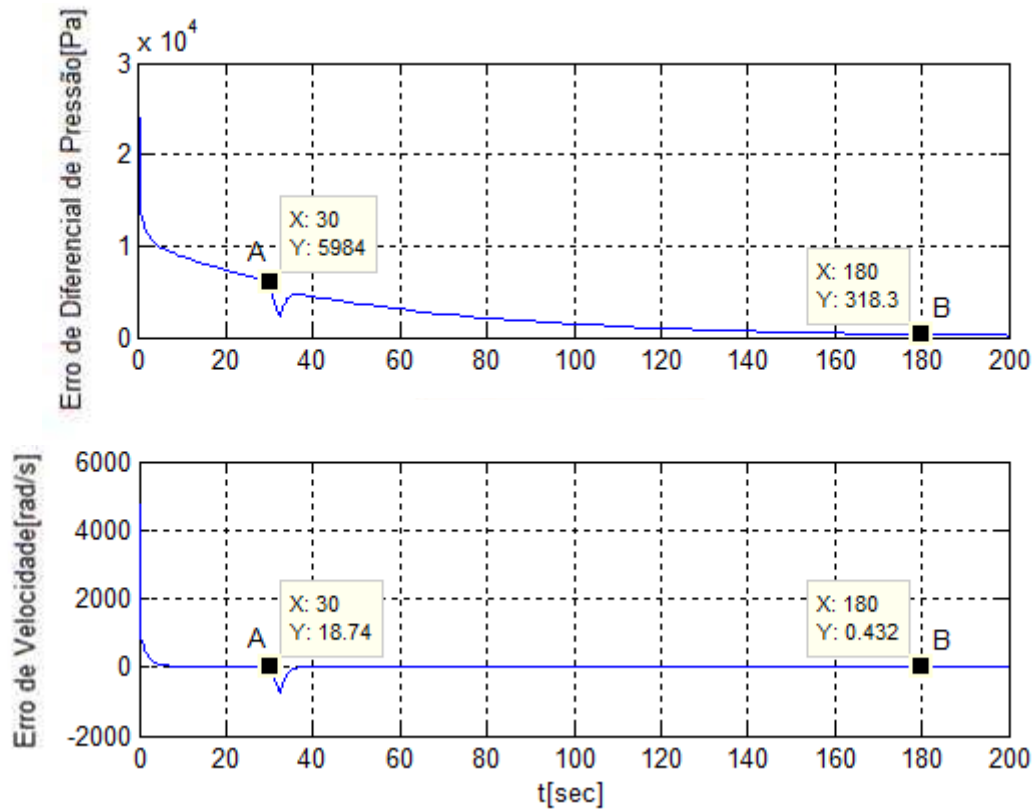
Fonte: O autor (2017).

Figura 3.25 - Ponto de operação sob controle em cascata pressão velocidade.



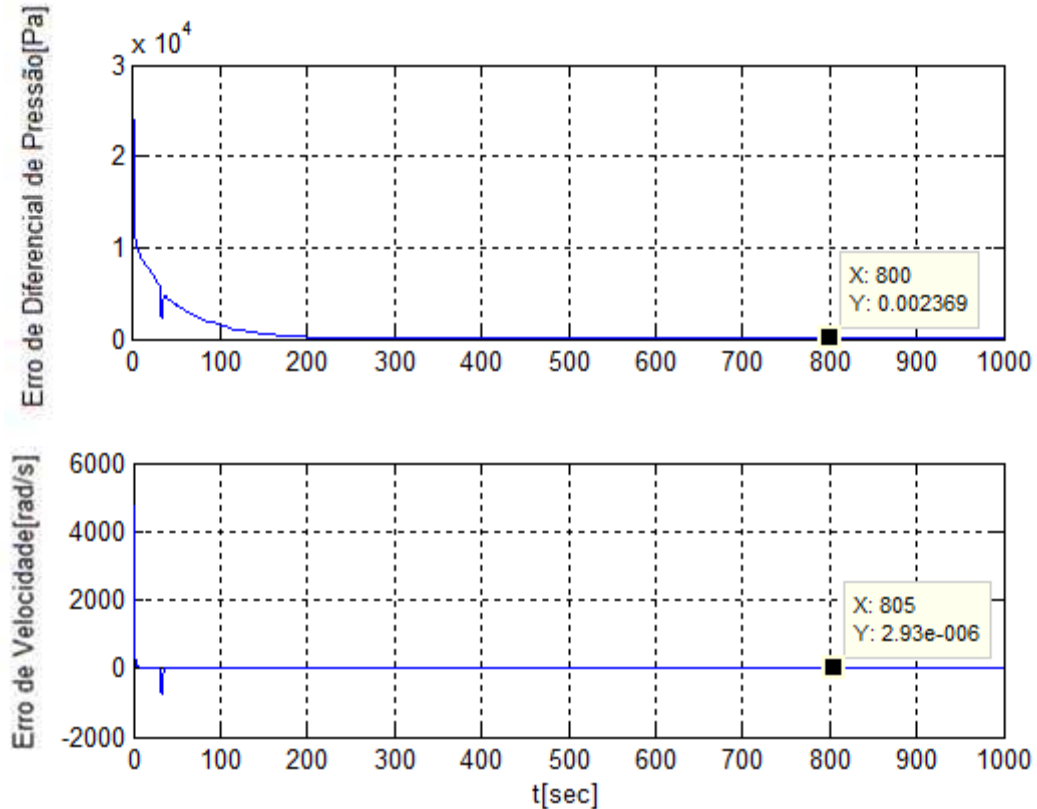
Fonte: O autor (2017).

Figura 3.26 - Erro dos controladores em cascata de pressão-velocidade.



Fonte: O autor (2017).

Figura 3.27 - Erro em regime permanente dos controladores em cascata de pressão-velocidade.



Fonte: O autor (2017).

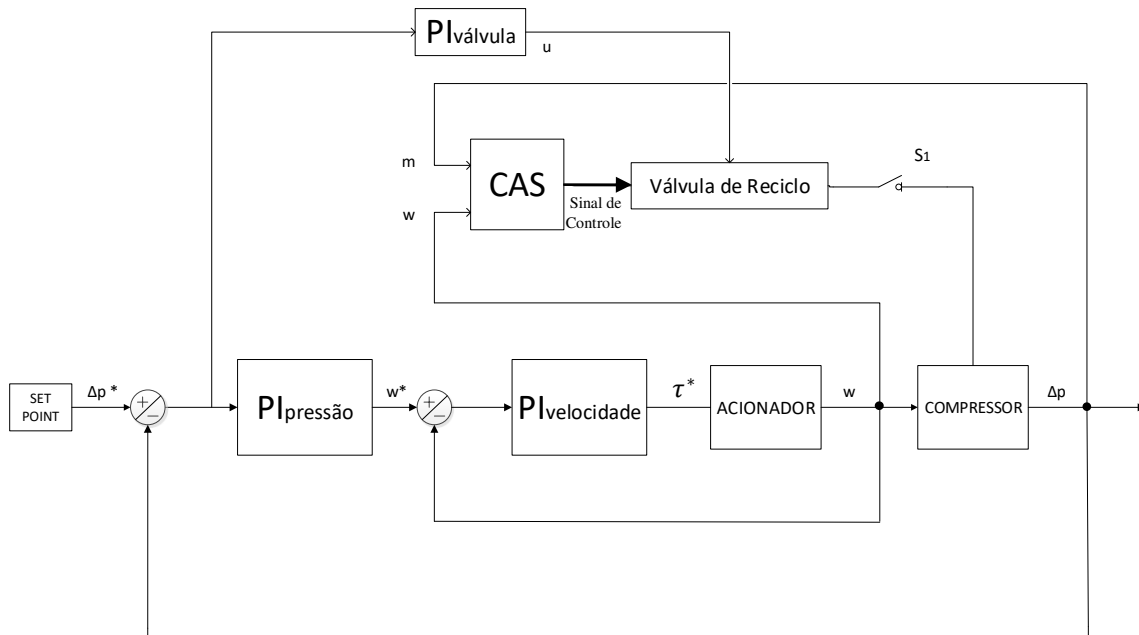
3.3.2.2 CONTROLE ANTI-SURGE EM CASCATA DE PRESSÃO-VELOCIDADE EM CONJUNTO COM A VÁLVULA DE RECICLO

A simulação do controle anti-surge utilizando a cascata de pressão-velocidade mostrou-se capaz de conter o fenômeno do surge. No entanto, existem determinadas situações nas quais a sintonia utilizada para os controladores não é satisfatória. Para estas situações propõe-se a atuação da válvula de reciclo temporariamente. Estas situações são apresentadas nas simulações a seguir.

O diagrama apresentado na Figura 3.28 descreve a estratégia de controle utilizada para mitigar as situações em que apenas o controle em cascata não é suficiente para conter o surge. A análise é realizada por meio do CAS, que a partir dos valores medidos de vazão e/ou pressão é capaz de identificar o fenômeno do surge.

Identificado o surge, o CAS fecha a chave S_1 e aciona a válvula de reciclo reduzindo em poucos segundos as oscilações. No entanto, neste contexto, a válvula de reciclo só poderá ser desativada quando a condição eminente de surge desaparecer. Após a estabilização deste cenário, o CAS é capaz de identificar um fluxo de massa constante e deste modo, abre a chave S_1 , desativando a válvula de reciclo. Este ciclo de funcionamento se repete continuamente, restando assim avaliar em uma plante física os possíveis riscos de falhas e dificuldades de implementação.

Figura 3.28 - Diagrama de blocos do controle em cascata com ação da válvula de reciclo.



Fonte: O autor (2017).

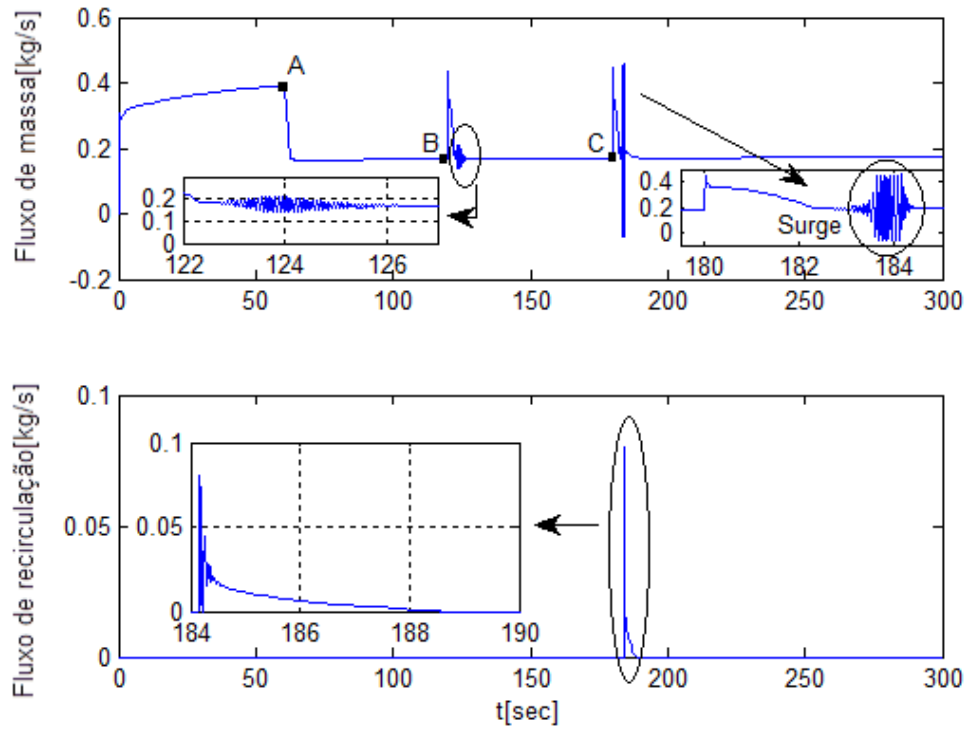
Na Figura 3.29, entre os pontos "A" e "B" ocorre uma queda no valor do fluxo de massa. Entretanto ela é rapidamente percebida pelo controlador e mantida seu valor de aproximadamente 0,1kg/s. Este valor não seria possível, caso o controle anti-surge em cascata não estivesse implementado porque, para baixos valores de vazão, o compressor entraria em surge.

Em 60 segundos de simulação, no ponto "A", o compressor é levado a entrar em surge e o fluxo de massa diminui, mas sem entrar em surge. O ponto "B" apresenta o valor do fluxo de massa em regime permanente após a atuação do controle. Neste mesmo ponto, o surge é provocado outra vez (ver Figura 3.29).

Note que no trecho compreendido entre 122 e 126 segundos há um transitório característico, mas que, todavia não representa iminência do surge. O sistema de controle em cascata apresenta uma maior dificuldade em conter o surge, mas ainda assim é capaz de conter o fenômeno (ver Figura 3.29).

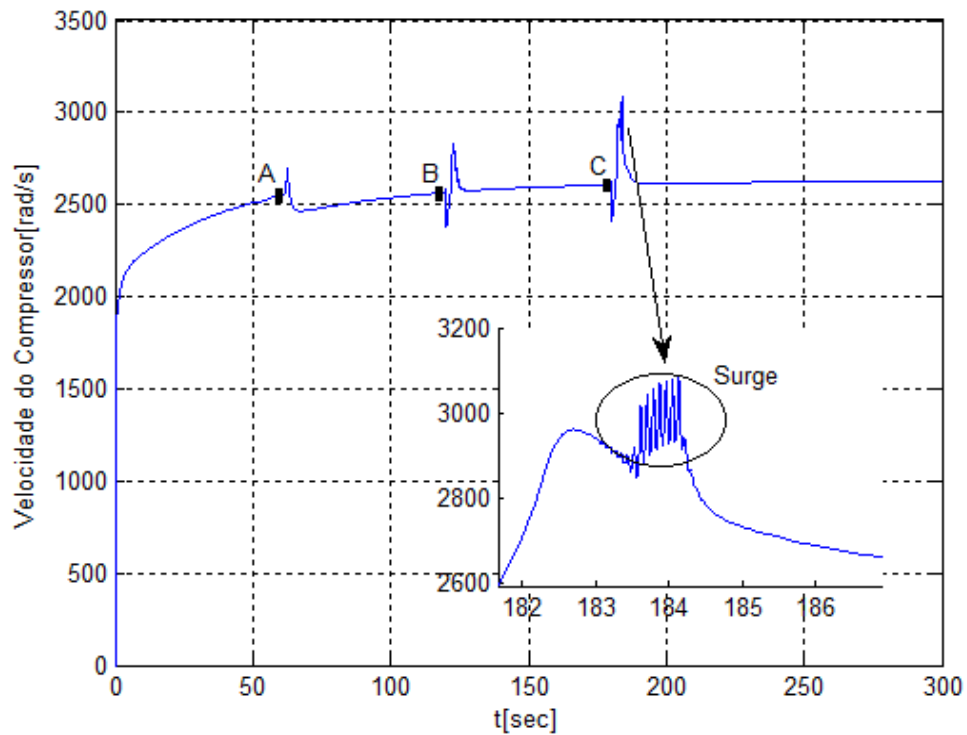
No ponto "C" o surge é provocado novamente de modo que o sistema de controle em cascata não se mostra capaz de conter o fenômeno. Nesse contexto observa-se que o sistema entra em surge. O CAS detecta a ocorrência do fenômeno e responde acionando a válvula de reciclo, retirando assim o sistema do surge. Após estabilização do fluxo de massa o CAS detecta que o surge não está mais em andamento e retira a ação da válvula de reciclo do sistema (ver Figura 3.29).

Figura 3.29 - Fluxo de massa e Fluxo de recirculação na estratégia de controle em cascata.



Fonte: O autor (2017).

Figura 3.30 - Velocidade operacional sob controle em cascata e ação de reciclo no ponto C.



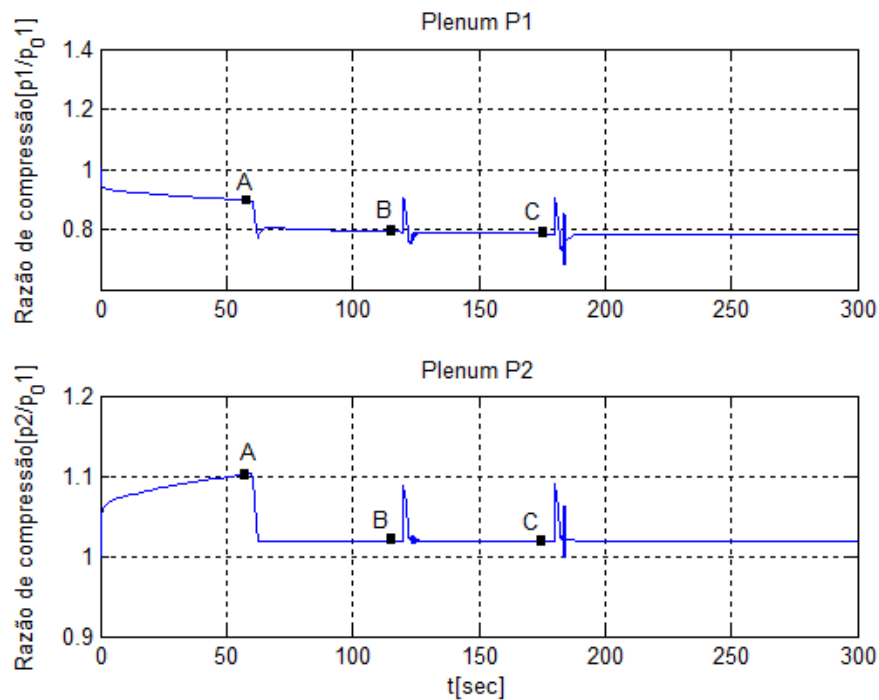
Fonte: O autor (2017).

Para que o compressor mantenha esse valor de fluxo sem entrar em surge, é necessária uma mudança característica na velocidade operacional do compressor. Nota-se que as variações

de velocidade, apresentadas próximo aos pontos "A", "B" e "C" correspondem às caracterizações já comentadas. Na Figura 3.30, são exibidas as variações de velocidade para esta simulação.

As variações de pressão respondem concomitantemente conforme apresentado na Figura 3.31. Após a redução inicial da razão de compressão, o controle em cascata de pressão tende, assim como no fluxo de massa, a manter as pressões reduzidas constantes.

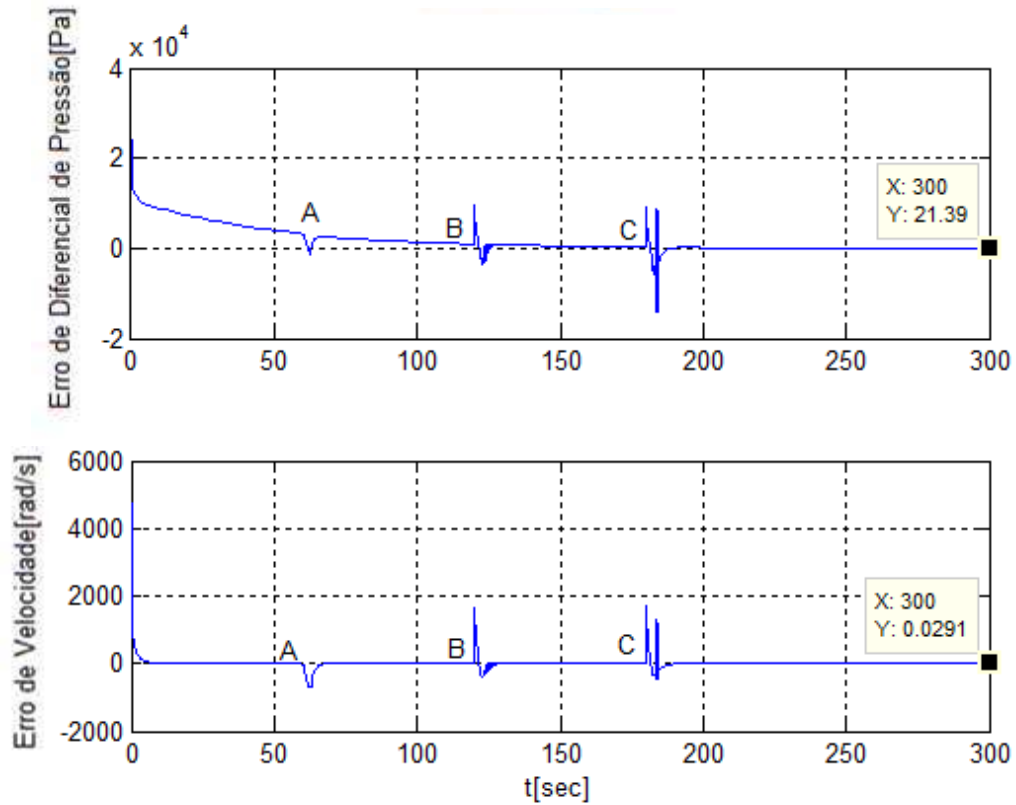
Figura 3.31 - Razão de compressão sob controle em cascata e ação de reciclo no ponto C.



Fonte: O autor (2017).

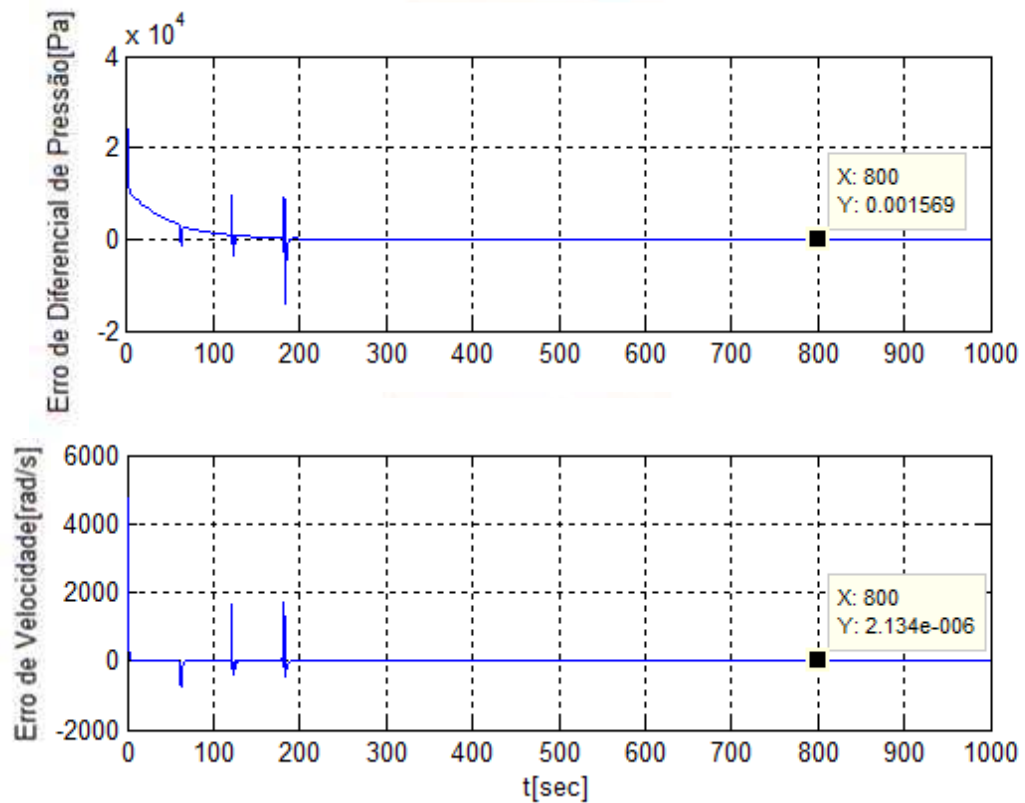
O erro dos controladores de diferença de pressão é exibido na Figura 3.32. Ressalta-se a diferença de tempo de acomodação entre as respostas das malhas de velocidade e pressão. A malha de velocidade é aproximadamente 50 vezes mais rápida. O regime permanente é alcançado pela malha de pressão por volta de 500 segundos de simulação (ver Figura 3.33).

Figura 3.32 - Erro dos controladores sob controle em cascata pressão-velocidade e ação de reciclo.



Fonte: O autor (2017).

Figura 3.33 - Erro em regime permanente dos controladores em cascata pressão-velocidade e ação de reciclo.



Fonte: O autor (2017).

3.3.3 CONTROLE FUZZY EM CASCATA

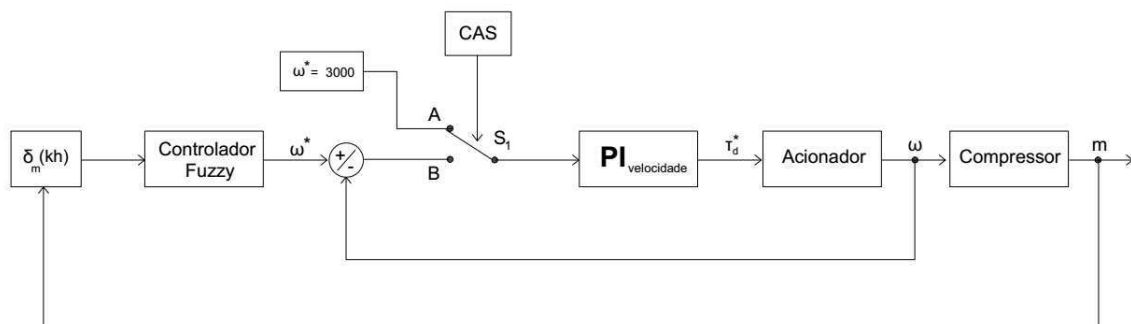
O controlador *fuzzy* projetado utiliza o modelo Mandani. A característica básica do modelo tipo Mandani é o fato que tanto a entrada como a saída do procedimento de inferência são mapeados utilizando-se conjuntos *fuzzy*.

Neste modelo, a saída da etapa de inferência é representada por um conjunto *fuzzy*, que é o resultado da agregação das saídas inferidas por cada uma das regras apresentadas na base de dados, a qual na seguinte etapa gera uma saída exata utilizando um determinado método de defuzzificação. O método de defuzzificação utilizado é o método do centro de área (CDA), que retorna o valor do centro da área da função inferida nos conjuntos *fuzzy* de saída.

Para utilização do controle ativo *fuzzy* é necessário definir uma velocidade inicial de referência, e só após a estabilização do sistema é que ativa-se a abordagem. Isso ocorre em razão do coeficiente de variação traduzir o transitório de acionamento do sistema, que passa por sua vez a confundir o controlador *fuzzy*. A utilização da abordagem *fuzzy* apresenta implicações no cálculo do coeficiente de variação $\delta_m(kh)$ uma vez que dispensa o uso do reset periódico. Essa implicação é função do reset provocar degraus de velocidade indesejados na abordagem aqui referida. A Figura 3.34 apresenta o diagrama de blocos da simulação implementada.

Inicialmente, o sistema encontra-se operando em malha fechada com a chave S_1 na posição A, adotando-se uma referência de velocidade de 2300 rad/s para o acionador idealizado. Esta velocidade é identificada como adequada ao aferir o funcionamento do controlador *fuzzy* em modo manual, e é determinada de modo que a ativação do controlador *fuzzy* não imponha diferenças severas de velocidades.

Figura 3.34 – Diagrama de ativação do controlador *fuzzy*.



Fonte: O autor (2017).

Em 5 segundos a chave S_1 é modificada da posição A para a posição B, alocando o controlador *fuzzy* na malha fechada de modo a compor o controle ativo do sistema. A partir de 10 segundos o sistema é levado ao surge através da redução do seccionamento da válvula de

admissão do sistema. A Figura 3.34 apresenta o desenvolvimento do ponto de operação dentro do cenário de simulação apresentado. Os resultados são apresentados na Figura 3.35 e discutidos posteriormente.

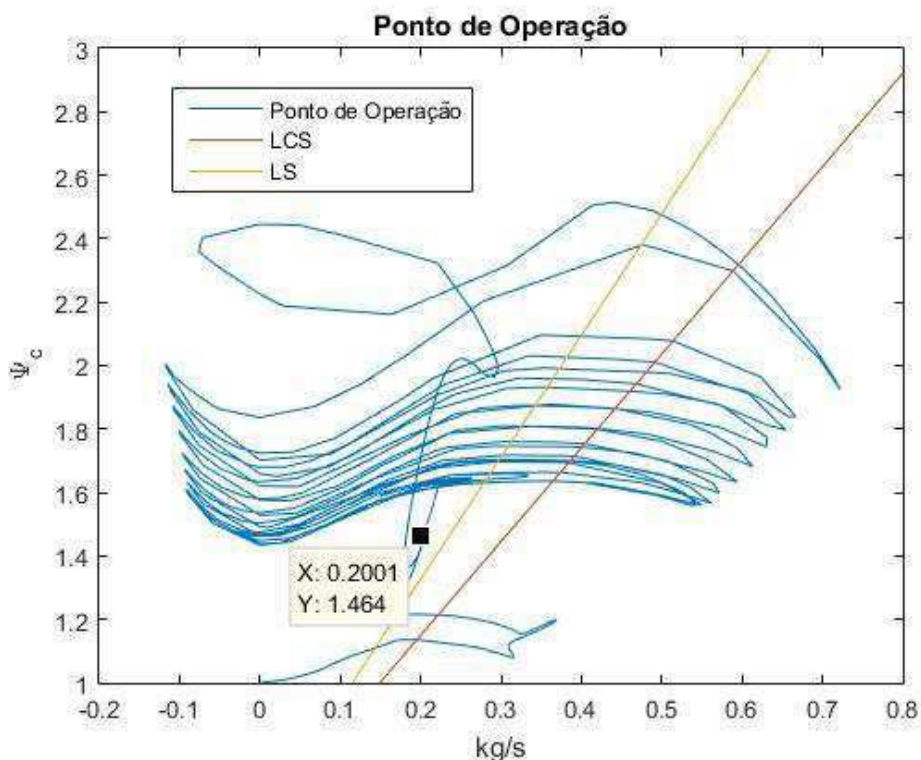
Os parâmetros dos controladores utilizados para esta simulação são apresentados na Tabela 3.5. O procedimento de defuzzificação envolve um ganho multiplicador, denominado K_{fuzzy} , que deve ser inserido pelo operador afim de adequar corretamente os valores advindos do universo *fuzzy*, ao universo de discurso real da variável de controle. Este ganho é quantificado empiricamente, de modo a considerar que uma boa aproximação gira em torno do valor apresentado a seguir.

Tabela 3.5 - Parâmetros dos Controladores e Constantes de Normalização – Controle fuzzy em cascata.

Parâmetro	Valor
K_{pw}	2 Nm.s/rad
K_{iw}	12 Nm.s/rad
C_{nc}	1.0×10^{-3}
K_{fuzzy}	15000 rad/s

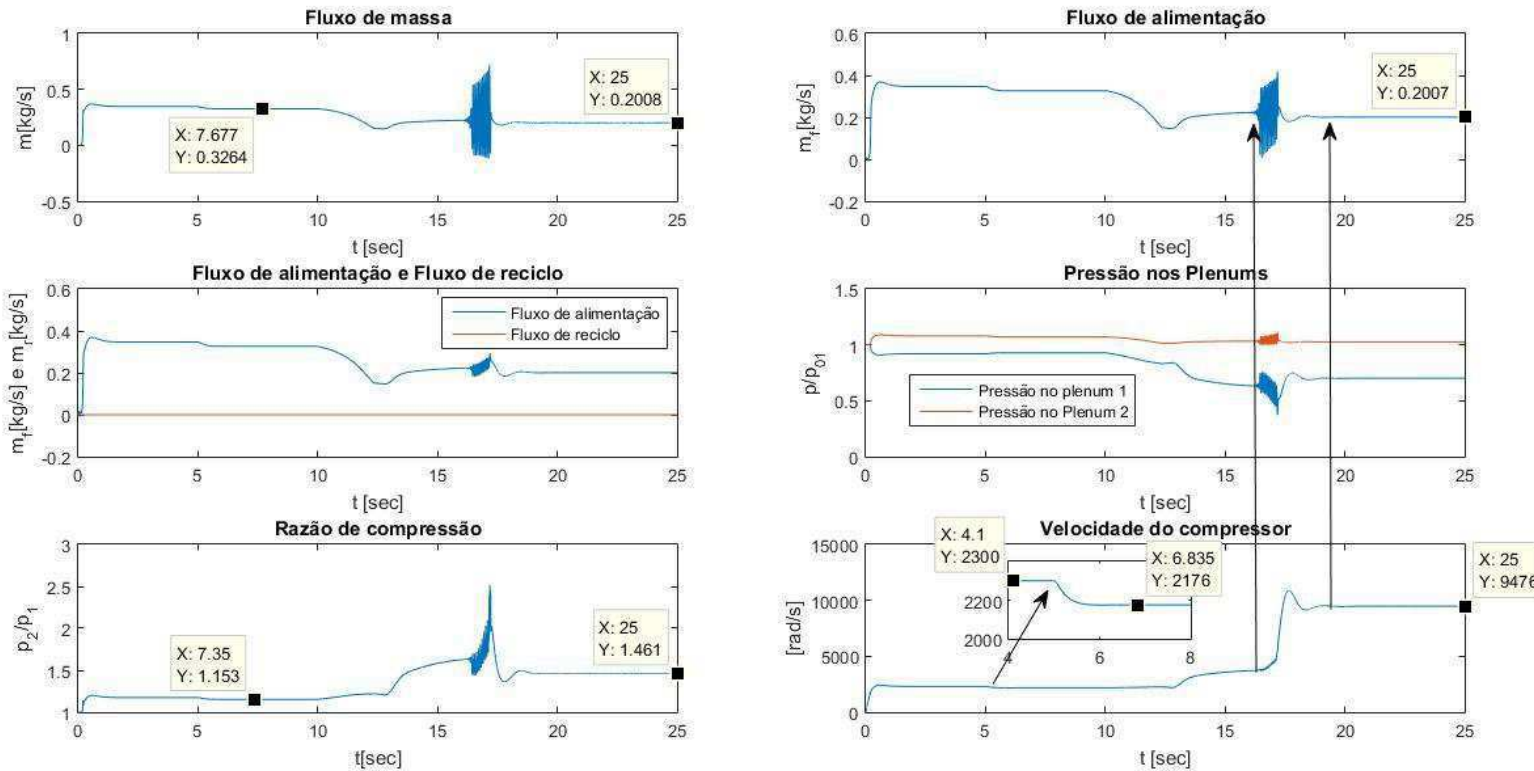
Fonte: O autor (2017).

Figura 3.34 – Ponto de operação sob atuação do controlador *fuzzy*.



Fonte: O autor (2017).

Figura 3.35 – Resultados da simulação com atuação do controlador *fuzzy*.



Fonte: O autor (2017).

A Figura 3.35 apresenta os resultados característicos da utilização do controlador fuzzy. A partir de 10 segundos o surge é provocado no sistema, nesse contexto o controlador *fuzzy* responde aumentando a velocidade operacional gradualmente. Contudo, esse aumento de velocidade não é suficiente para conter o surge profundo (com fluxo reverso) provocado em consequência do prolongado período de tempo que a válvula de admissão permanece com área de secção reduzida. Deste modo, identificada as oscilações, o controlador *fuzzy* impõe um degrau de velocidade suficientemente alto para cessar as oscilações características do surge (ver Figura 3.35).

Os resultados apresentados na Figura 3.35 explicitam ainda que a ação do controlador *fuzzy* promove uma elevação da razão de compressão. A Figura 3.34 enfatiza o efeito do controle ativo do acionador, promovendo a operação estável do sistema a esquerda da linha de surge, e sob fluxo de massa reduzido. Ressalta-se que para o cenário adotado não utilizou-se da recirculação promovida pela ação da válvula de reciclo do sistema.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste documento transmitiram-se as diretrizes básicas para investigação de sistemas de controle em cascata no contexto de compressores centrífugos acionados por máquinas a velocidade variável.

Constata-se que o sistema de controle em cascata pode ser empregado tanto utilizando referências de vazão, como de pressão. Verifica-se que o controle em cascata pode ser utilizado tomando como referência a tradicional linha de controle de surge. Fica comprovado que o controle em cascata permite o funcionamento do sistema a esquerda da linha de surge, operando sempre com fluxo reduzido, seja sob baixa ou sob alta razão de compressão.

Fica evidenciado que a ação do controle em cascata de pressão é caracterizada por uma dinâmica de resposta com maior constante de tempo se comparado com a ação de controle em cascata de vazão. Nesse contexto, dada à sintonia adotada, os controladores da cascata de pressão apresentaram tendência em manter baixas velocidades operacionais e baixa razão de compressão. A sintonia dos controladores em cascata que venha a mitigar o fenômeno do surge tão somente poderá ser obtida, nos casos em que se deseja elevar a velocidade operacional, se associada com estratégias de controle anti-windup na malha mestre da cascata.

Ressalta-se a ação da válvula de reciclo quando associada ao controle em cascata proposto. Conclui-se que esta permite mitigar possíveis "trips" de velocidade, suavizar as curvas de velocidade operacional (atenuando o efeito do surge) e ainda é capaz de deslocar o ponto de operação do sistema para a direita no mapa de compressão.

A semelhança dos controladores em cascata de vazão e pressão, o controlador *fuzzy* implementado apresentou resultados satisfatórios. Este último por sua vez, mostrou-se de rápida implementação se comparado as demais implementações apresentadas neste trabalho.

A principal contribuição deste trabalho foi a comprovação da ação do controle em cascata proposto, seja utilizando referências de vazão, seja utilizando referências de pressão. Destaca-se ainda a importância da ação da válvula de reciclo quando utilizada em conjunto com o acionador a velocidade variável do sistema. Os resultados obtidos evidenciam uma estreita relação entre o ponto de operação do sistema e a sintonia dos controladores em cascata.

5 PERSPECTIVAS DE TRABALHOS FUTUROS

Sob o aspecto dos controladores em cascata seja de vazão ou de pressão, observou-se com os resultados apresentados que estas estruturas podem levar o sistema a distintos pontos de operação. Nesse contexto, para justificar as soluções adotadas, se faz necessário analisar a estabilidade do sistema nos pontos de operação alcançados. Uma vez que as equações descritivas constituem um sistema não linear, o trabalho consiste fundamentalmente em avaliar as condições de Lyapunov para os referidos pontos de operação.

No que diz respeito ao ponto de operação, recomenda-se avaliar a construção de um domínio de operação. Dada à forma típica das curvas de eficiência dos compressores centrífugos, entende-se que a aproximação da região de operação por uma reta de surge ainda acarreta em alto desperdício de desempenho.

O desenvolvimento de outros métodos de detecção de surge é de fundamental importância quando da realização de testes experimentais. Com isso será possível comparar métodos distintos e eleger aquele que apresentar maior confiabilidade frente às técnicas de controle apresentadas.

Os cálculos de energia representam uma parte importante do processo, uma vez que todo o sistema de controle é desenvolvido ensejando uma maior eficiência energética do sistema. Deste modo, recomenda-se buscar formas de quantificar o ganho energético que contabilizem as perdas inerentes no processamento de energia destes sistemas.

Por fim, concluídas as sugestões acima apontadas, e levando ainda em consideração as observações realizadas em Soares(2013), página 85, considera-se a construção de uma bancada experimental uma alternativa interessante para validar o estudo teórico apresentado.

BIBLIOGRAFIA

- [1] SOARES, R. D.R. Eficiência energética em sistemas de compressão de gás. Trabalho de Conclusão de Curso. Campina Grande - PB, Fevereiro de 2013.
- [2] LUCENA, M. C.; SANTOS, J. B. M.; LIMA, A. M. N. Mitigação de Surge e Sistemas de Controle em Cascata de Compressores Centrífugos. In: Anais do evento do XXI Congresso Brasileiro de Automática (CBA 2016), 2016, Vitória - ES.
- [3] JUNIOR, V. R.; MUNARO, J. C.; SILVEIRA, L. M. Comparação de métodos para detecção de oscilações em processos industriais. In: Anais do evento do XXI Congresso Brasileiro de Automática (CBA 2016), 2016, Vitória - ES.
- [3] HANSEN, K.E., P. JORGENSEN e LARSEN P.S. (1981). Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor. *Journal of Fluids Engineering* 103, 391-394.
- [4] BASTARD, Bjorn Ove, *The Compressor Recycle System*, Master of Science in Engineering Cybernetics, Norwegian, 2010.
- [5] MOLLICONE M. M. Aumento de Eficiência e disponibilidade com a aplicação de controle anti-surge e capacidade: características, problemas e funcionalidades do sistema. Anais do XX congresso Brasileiro de Automática, Belo Horizonte - MG, Setembro de 2014.
- [6] BØHAGEN B. Active surge control of centrifugal compression systems: Thesis for degree of philosophiae doctor. Trondheim, Junho de 2007
- [7] BØHAGEN B. e GRAVDAHL J. T. Control laws for active surge control of centrifugal compressors using drive torque. *Automatica*, May 2007.
- [8] NORED, Marybeth, G. HOLLINGSWORTH, Justin, R. BRUN Klaus. “Application Guideline for Electric Motor Drive Equipment for Natural Gas Compressors”, 2009.
- [9] GRAVDAHL, J. T., & EGELAND, O. Compressor surge and rotating stall: Modeling and control. *Advances in industrial control*. London, 1999.
- [10] GREITZER E. M. Surge and rotating stall in axial flow compressors, part i: Experimental results and comparison with theory. *Journal of Engineering for Power*, Transactions of the ASME, Abril 1976.
- [11] LÜDTKE, K. H. (2004). *Process centrifugal compressors: basics, function, operation, design, application*. Springer Verlag.
- [12] HANLON Paul C., *Compressor Handbook*, 2001.
- [13] CAMPOS, Mario C. Massa de. TEIXEIRA, Herbert Campos. *Controles típicos de equipamentos industriais*. Rio de Janeiro: Edgard Blucher, 2006.

- [14] GRAVDAHL, J. T., EGELAND, O., & VATLAND, S. O. (2002). Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors. *Automatica*, 38(11), 1881–1893.
- [15] GRAVDAHL, J. T., EGELAND, O., & VATLAND, S. O., “Active surge control of centrifugal compressors using drive torque,” in *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control*, December 2001
- [16] GRAVDAHL, J. T., WILLEMS, F., DE JAGER, B., & EGELAND, O. Modeling for surge control of centrifugal compressors: Comparison with experiment. In *Proceedings of the 39th IEEE conference on decision on control*, Sydney, Australia, 2000.
- [17] GRAVDAHL, J. T., WILLEMS, F., DE JAGER, B., & EGELAND, O. (2004). Modeling of surge in variable speed centrifugal compressors: Experimental validation. *AIAA Journal of Propulsion and Power*, 20(5), 849–857.
- [18] GRAVDAHL, J. T., & EGELAND, O. Speed and surge control for a low order centrifugal compressor model, *Conference on Control*, Hartford, CT Applications 1997.
- [19] GREITZER, E. M. (1976). Surge and rotating stall in axial flow compressors, Part I: Theoretical compression system model *Journal of Engineering for Power*, 98, 190–198.
- [20] GREITZER, E.M. (1981). The stability of pumping systems—The 1980 Freeman scholar lecture. *Journal of Fluids Engineering*, 103, 193–242.
- [21] VALADÃO, C. P. Noções de Compressores, PETROBRAS.
- [22] PORDEUS, R.V. Fenômenos de Transporte- Ciclo de Potência e de Refrigeração .Mossoro-RN,2008.
- [23] HANSEN, K.E., P. JORGENSEN e LARSEN P.S. (1981). Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor. *Journal of Fluids Engineering* 103, 391-394.
- [24] C. Bohn e D. P. Atherton. An analysis package comparing pid antiwindup strategies. *IEEE Systems Magazine*, 15(2):34—40, Abril 1995.
- [25] A. Scottedward Hodel e C. E. Hall. Variable-structure pid control to prevent integrator windup. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 48(2):442—451, Abril 2001.

ANEXOS

A PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO

Os programas utilizados para realização das simulações encontram-se nas seções seguintes. Em A1 encontram-se as condições iniciais utilizadas para as simulações realizadas no SIMULINK (ver anexo B).

A1 FUNÇÃO PSIC

```
function [ pcic ] = getPsic( w_correctedlbmin, omega_rpm )
% getPsic Returns the compressor characteristic for different mass flows
% and
% speeds.
%
% Author: Bjørn Ove Barstad

persistent pp;
if isempty(pp)
    %'loading psic_data'
    pp = load('psic_data');
end

pcic = fnval(pp, {w_correctedlbmin, omega_rpm});

if pcic < 1
    pcic = 1;
end
```

A2 DEFINIÇÃO LINHA DE SURGE E LINHA DE CONTROLE DE SURGE

```
% DEFINES THE SURGE AVOIDANCE LINE
% Author: Bjørn Ove Barstad

%surge margin
surge_margin = .3;
%define the speedlines
speedvector = 20000 : 5000 : 50000;

%obtain the bivariate cubic spline
%which contains all the data for
%the compressor characteristic
pp = load('psic_data');
%generate the speedlines
```

```

y = [];
w = -10 : 80;
for i = 1 : length(speedvector)
    y(i,:) = fval(pp, {w, speedvector(i)});
end

%directional derivative of the bivariate
%cubic spline in the mass flow direction
dp = fndir(pp, [1; 0]);

%find maximum algorithm
MAX = zeros(2, length(speedvector));
for i = 1 : length(speedvector)
    max = -inf;
    for j = 1 : length(w)
        deriv = fval(dp, {w(j), speedvector(i)});
        if abs(deriv) < 1e-4 %derivative ~ zero
            if max == -inf
                max = [w(j); fval(pp, {w(j), speedvector(i)})];
            else
                try_max = [w(j); fval(pp, {w(j), speedvector(i)})];
                if try_max(2) > max(2)
                    max = try_max;
                end
            end
        end
    end
    MAX(:,i) = max;
end

%makes the surge line defined by MAX linear
PF_surge = polyfit(MAX(1,:), MAX(2,:), 1);
save('sl', 'PF_surge');
y_surgeline = PF_surge(1).*w + PF_surge(2);

%along with the surge avoidance line
PF_avoid = polyfit(MAX(1,:).*(1 + surge_margin), MAX(2,:), 1)
save('scl', 'PF_avoid');
y_avoid = PF_avoid(1).*w + PF_avoid(2);

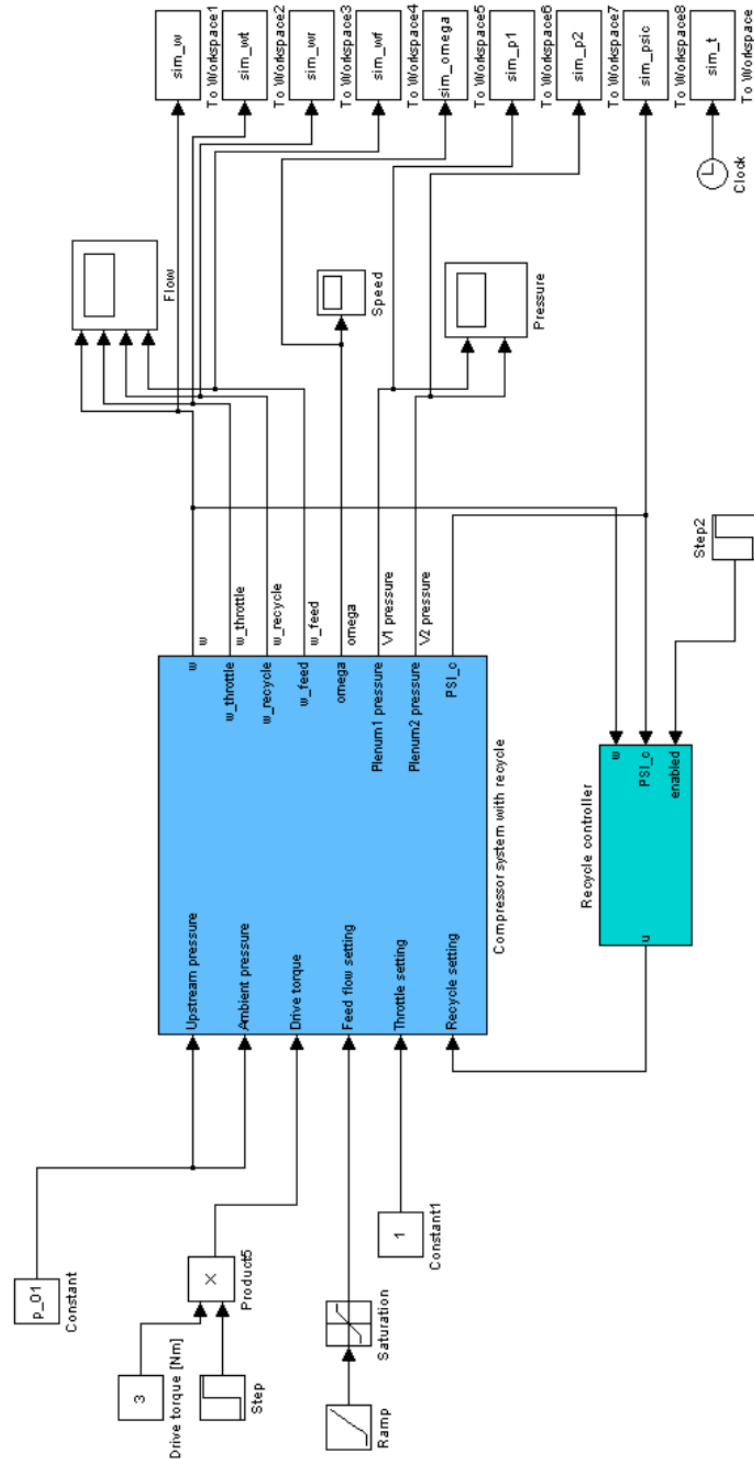
%draw
scrsz = get(0, 'ScreenSize');

figure(5)
plot(w/132.277, y_surgeline, w/132.277, y_avoid),grid,axis([-0.075 0.68 1.0
2.4])
xlabel('Corrected mass flow lb/min')
ylabel('Pressure ratio')

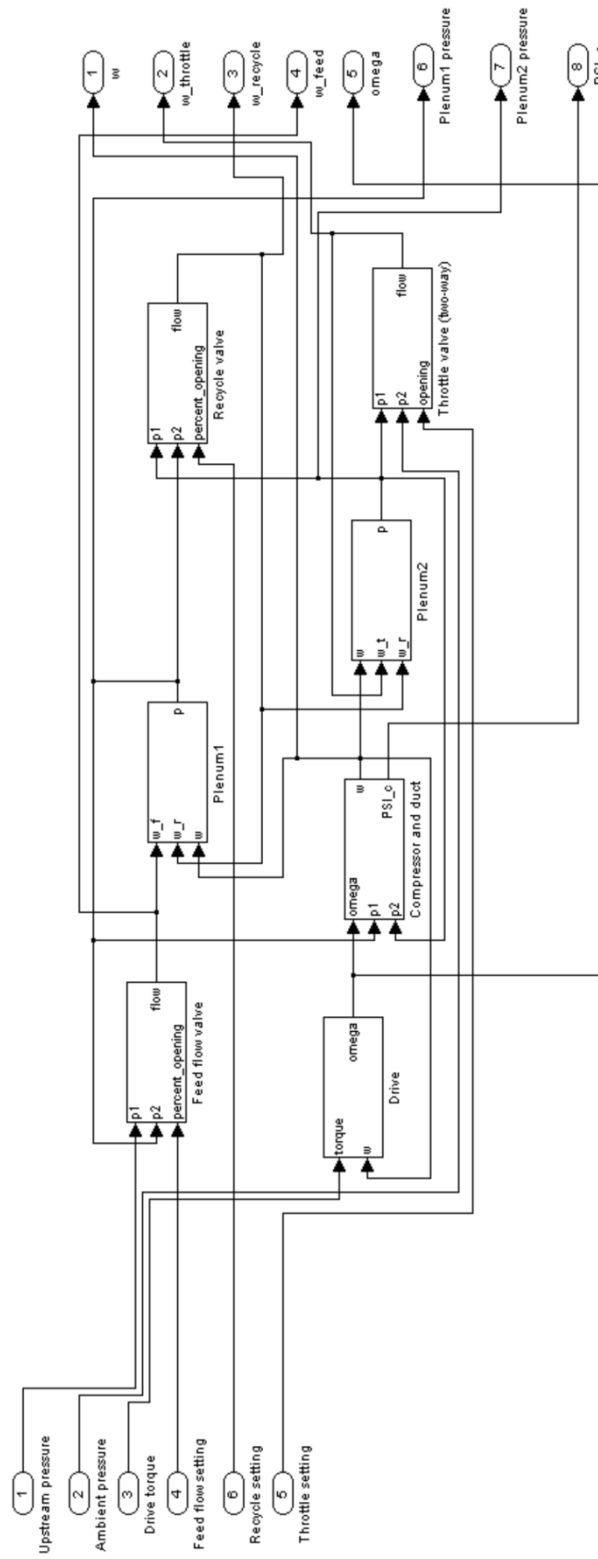
```

B DIAGRAMAS DO SIMULINK

MODELO PRINCIPAL DO SISTEMA DE COMPRESSÃO

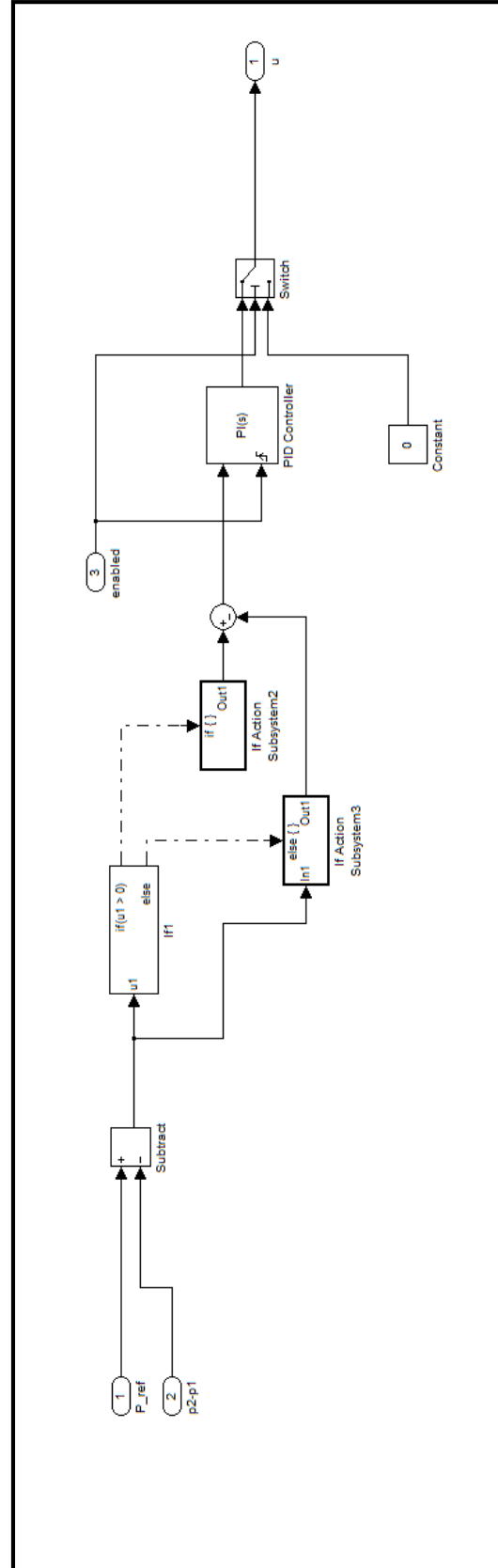
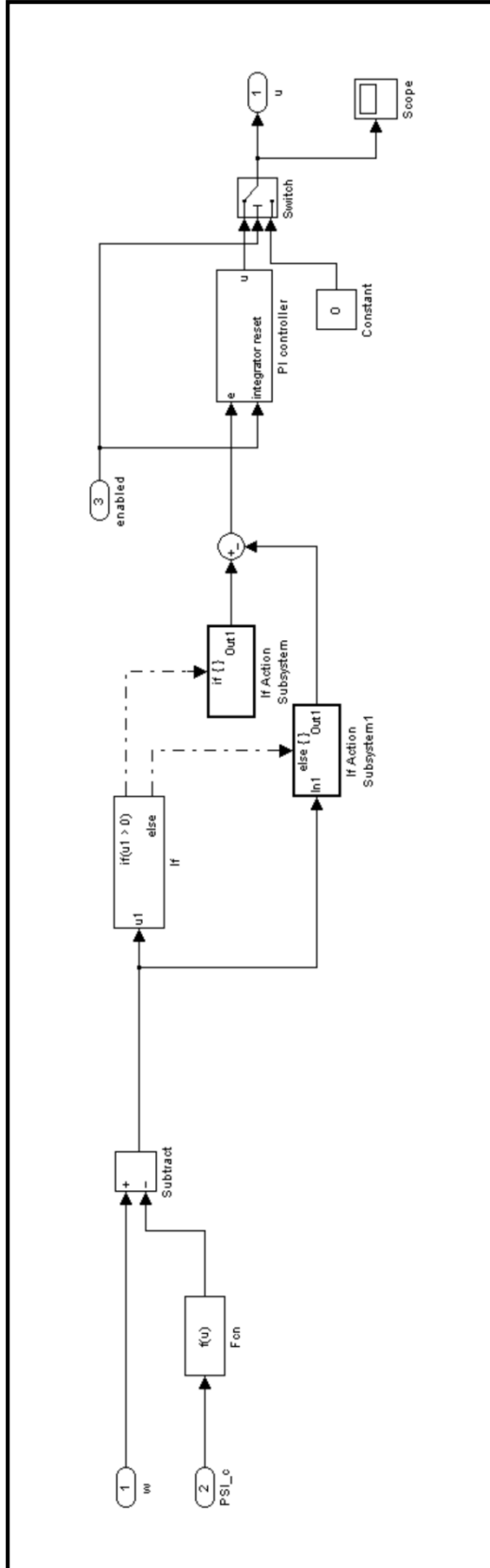


SUBSISTEMA DO COMPRESSOR

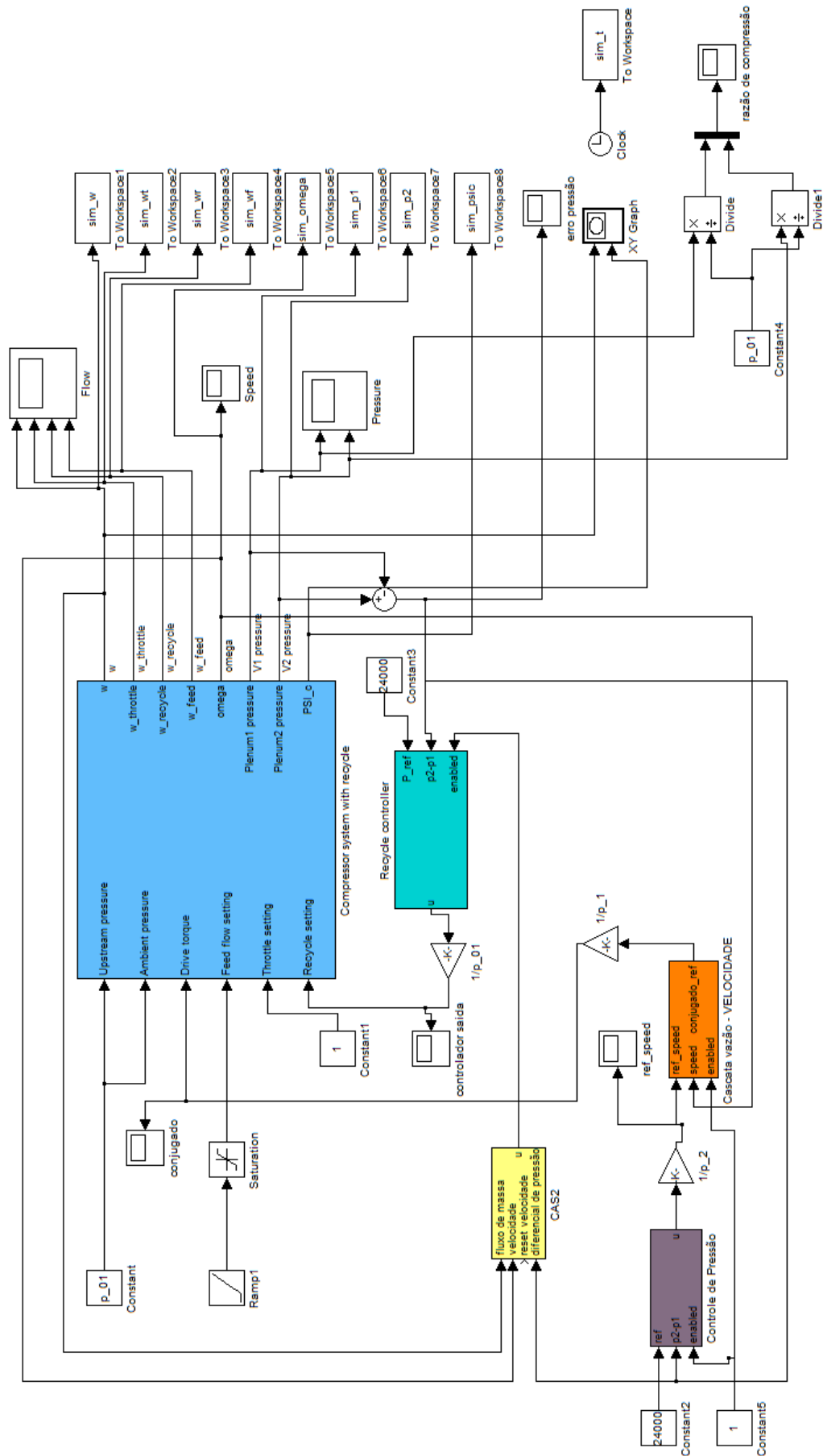


SUBSISTEMA DA VÁLVULA DE RECICLO

CONTROLE DE VAZÃO // CONTROLE DE PRESSÃO

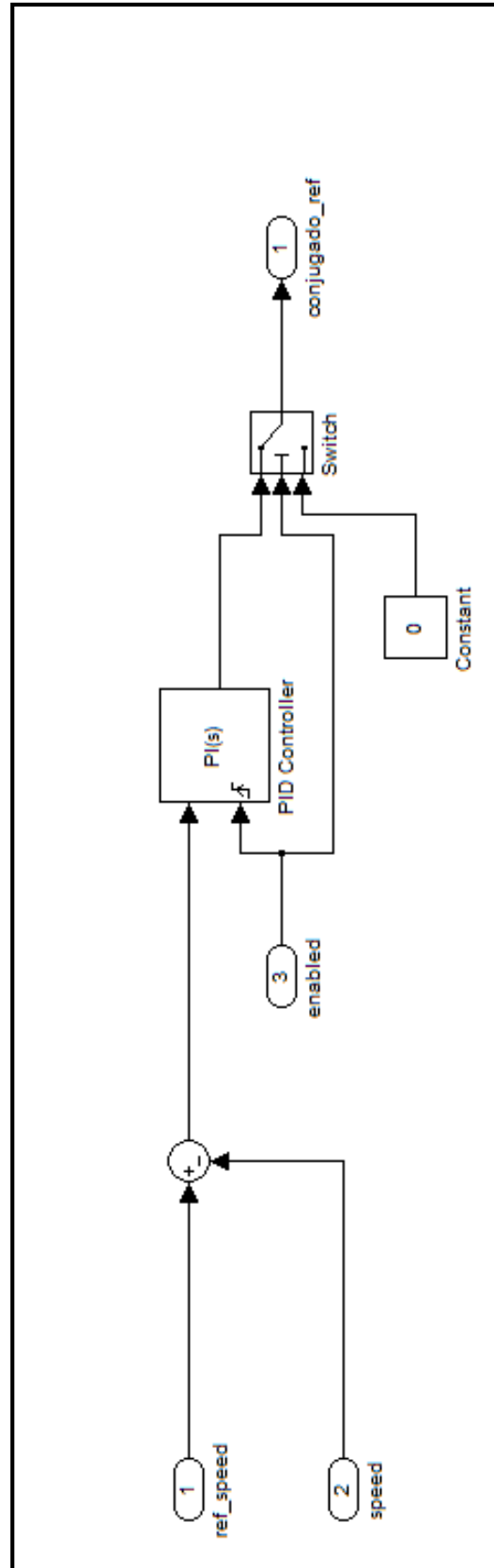
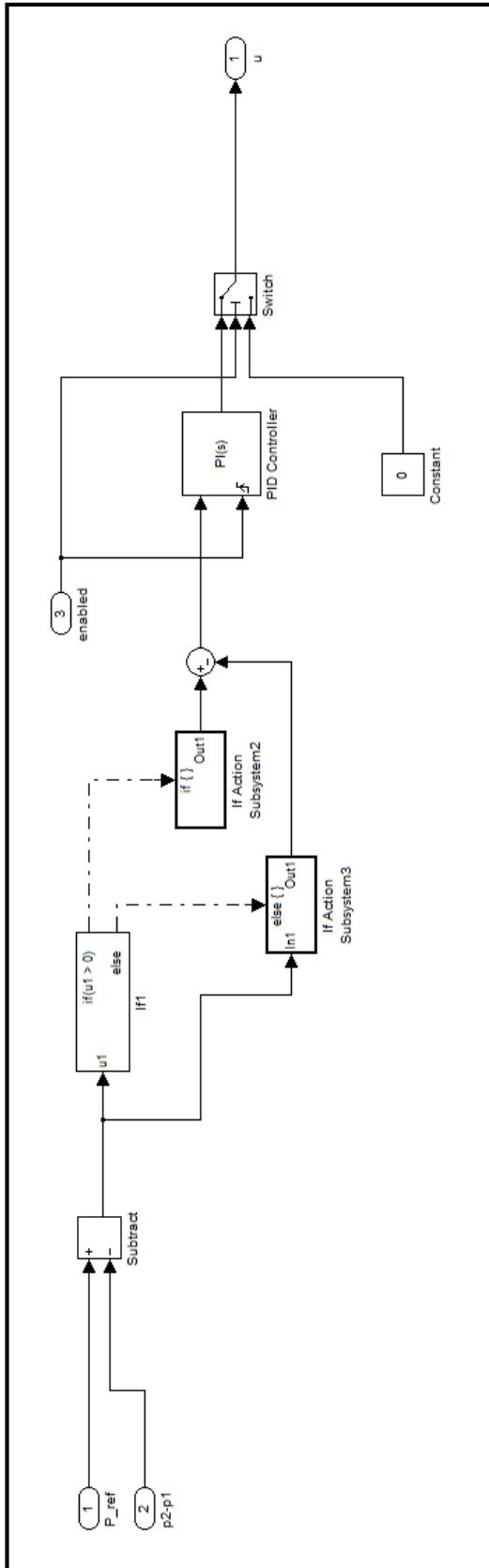


COMPRESSOR COM ACIONAMENTO SOB CONTROLE EM CASCA DA PRESSÃO - VELOCIDADE

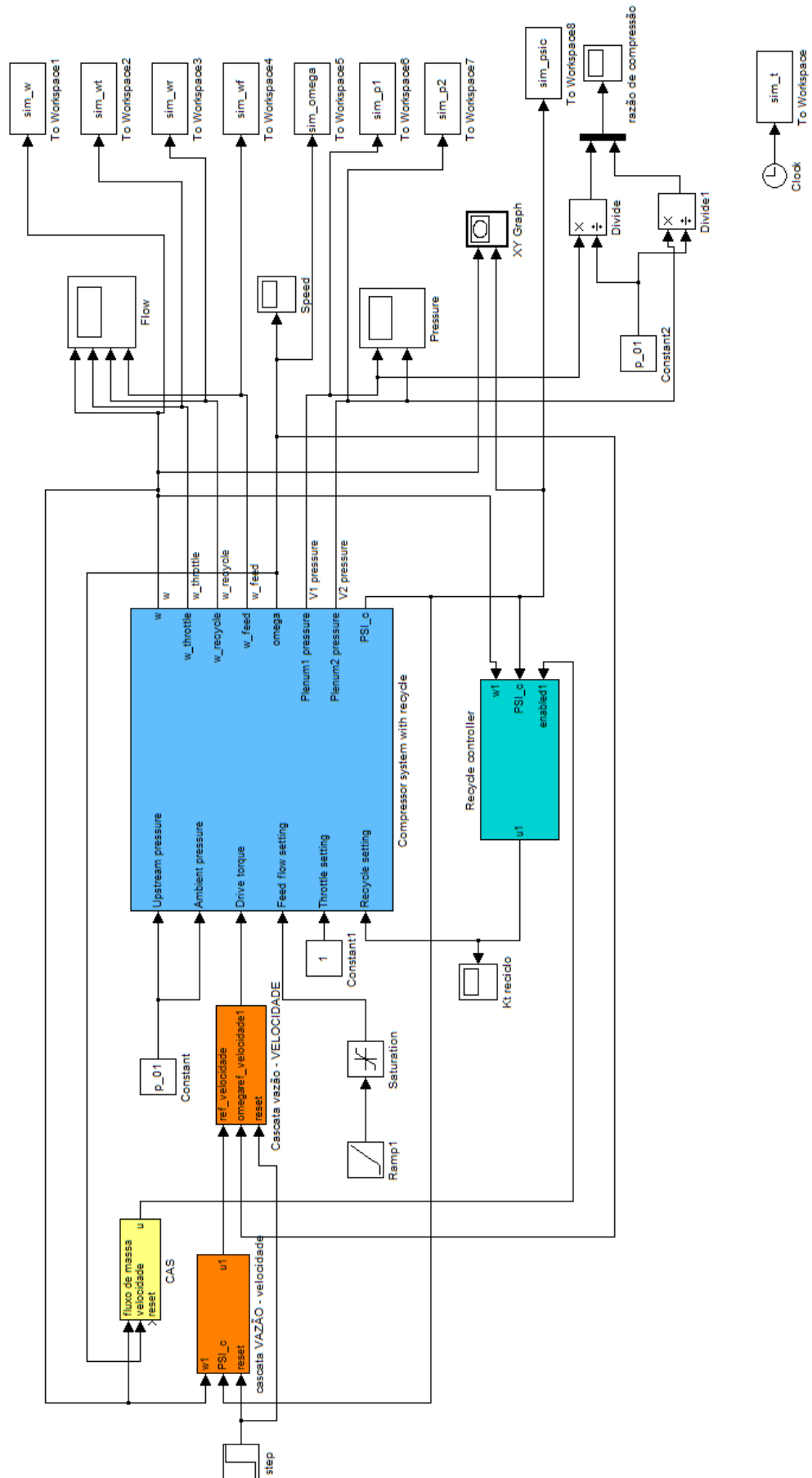


SUBSISTEMA CASCATA PRESSÃO - VELOCIDADE

SUBSISTEMA CASCATA PRESSÃO // SUBSISTEMA CASCATA VELOCIDADE



COMPRESSOR COM ACIONAMENTO SOB CONTROLE EM CASCATAS VAZÃO - VELOCIDADE

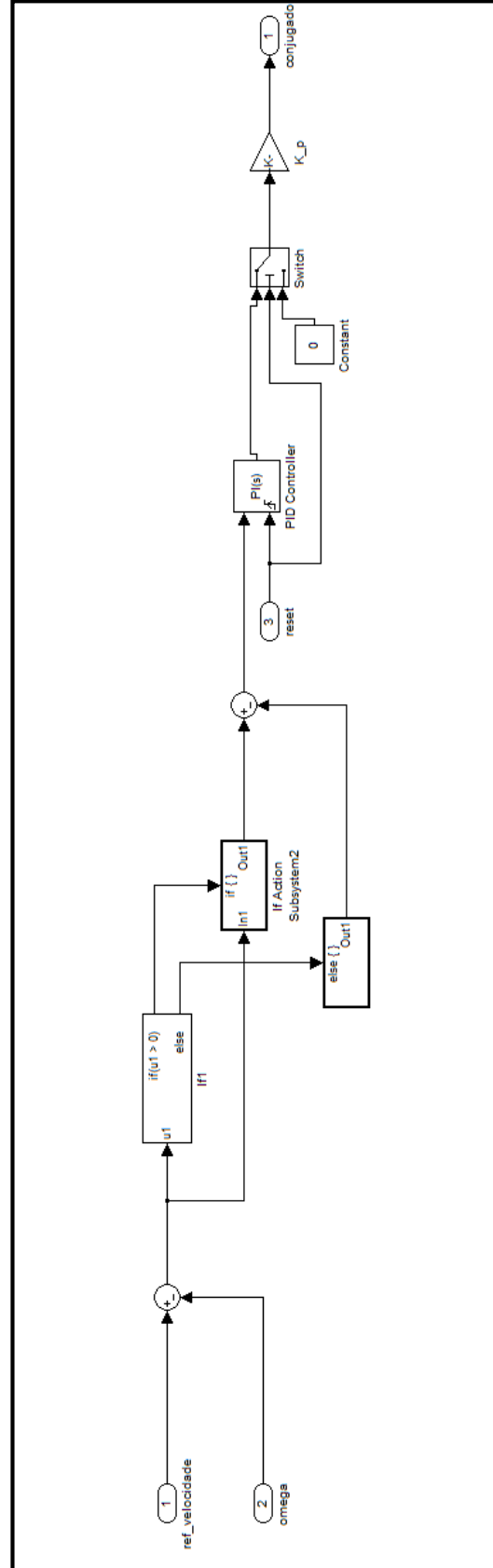
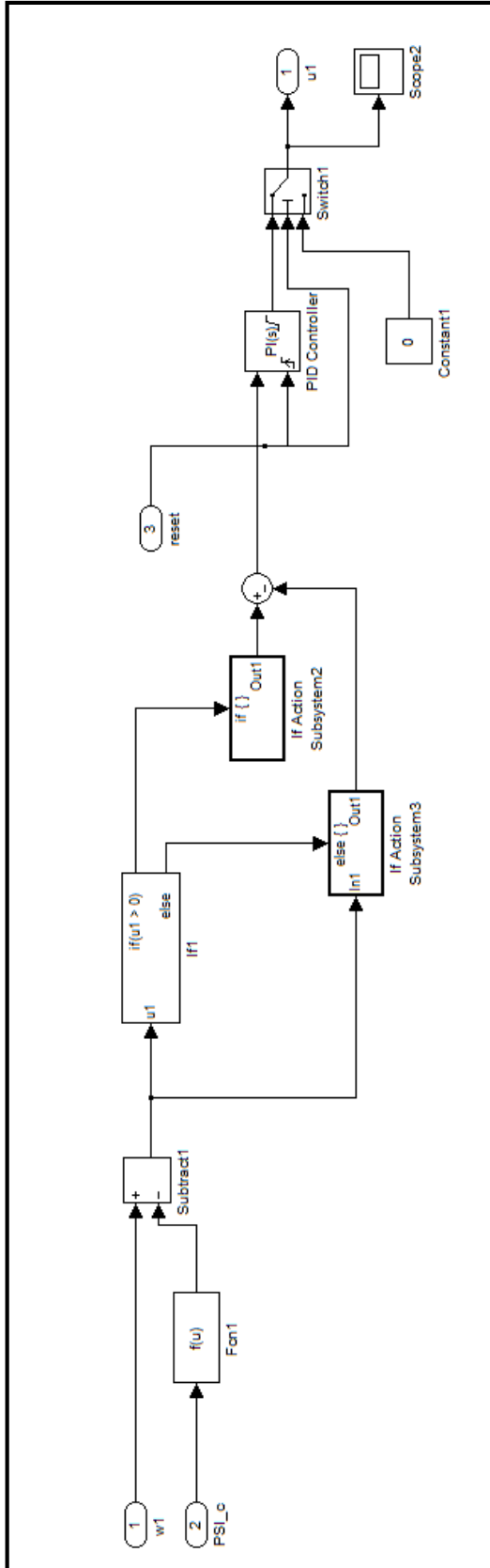


SUBSISTEMA CASCATA VAZÃO - VELOCIDADE

SUBSISTEMA CASCATA VAZÃO

//

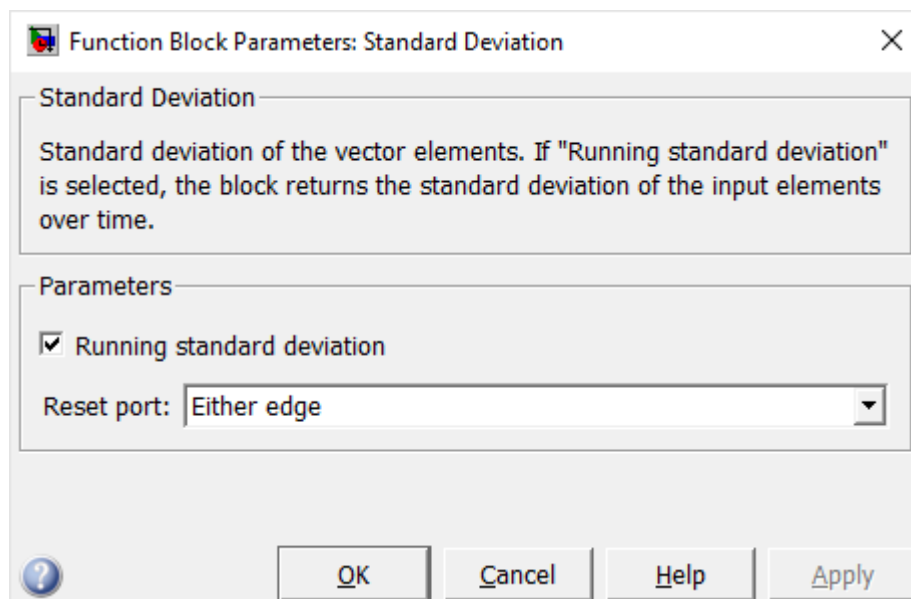
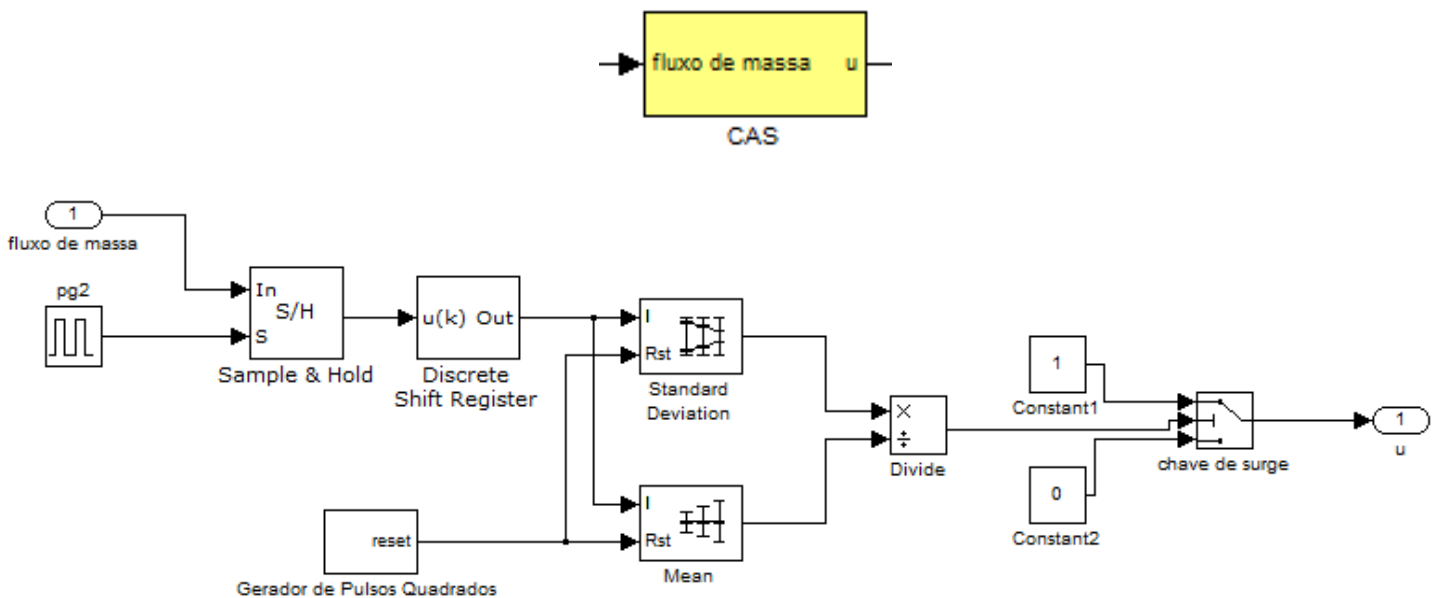
SUBSISTEMA CASCATA VELOCIDADE

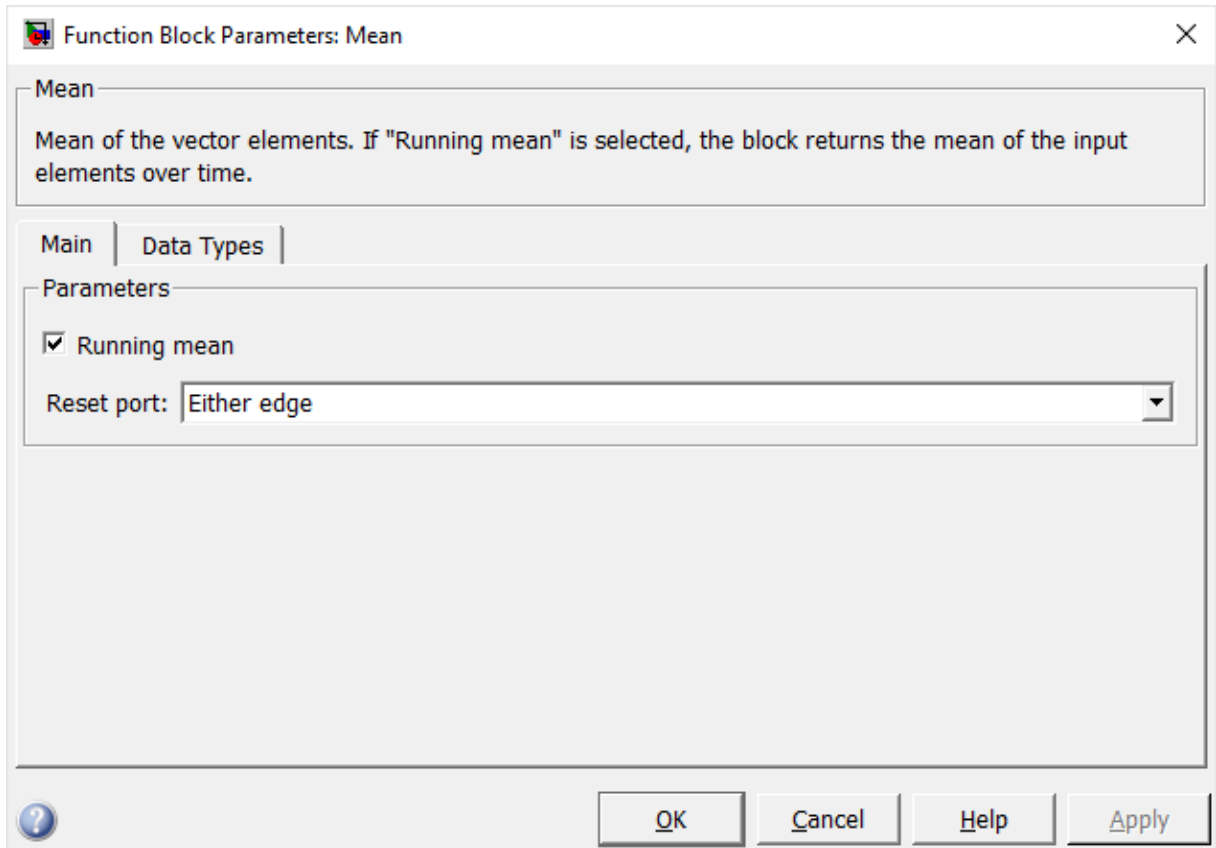


SUBSISTEMA CONTROLE ANTI-SURGE

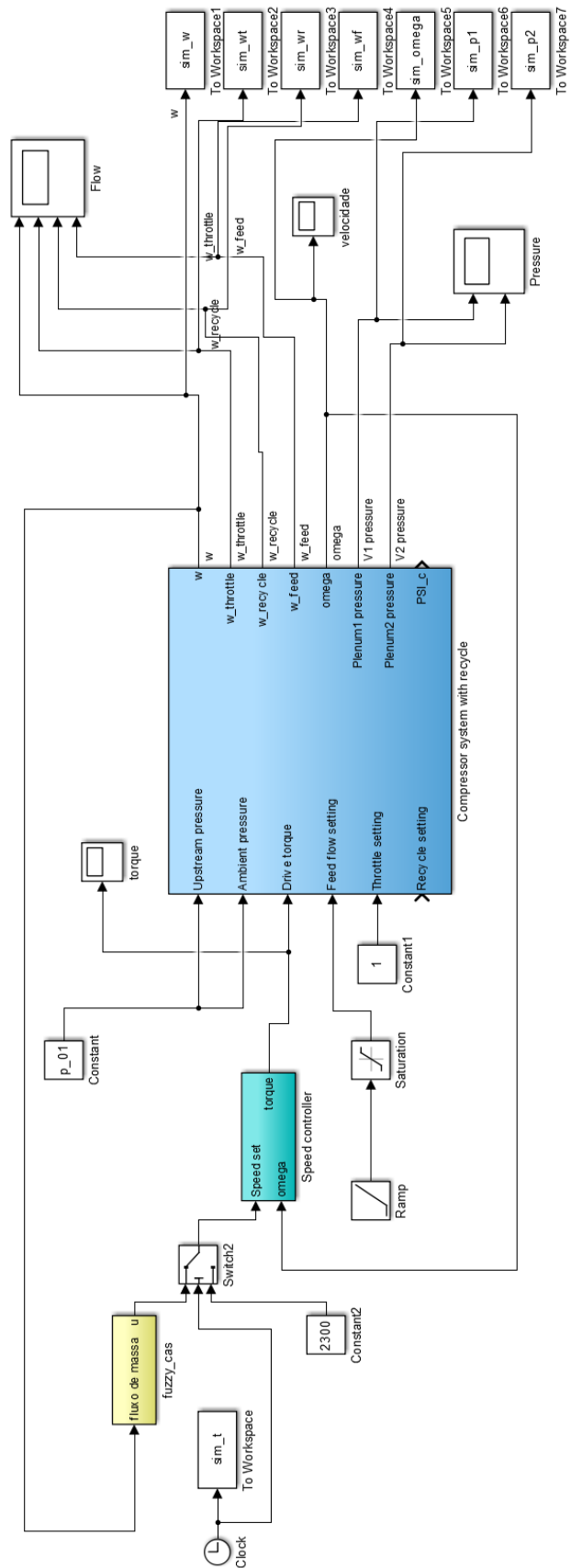
O CAS gera um sinal de controle que indica se a válvula de reciclo deve ser acionada ou não. Este pode ser utilizado em função do fluxo de massa ou a partir da diferença de pressão entre os plenums do sistema, ou ainda em função de ambas as variáveis. Apresenta-se aqui o diagrama utilizado para realização das simulações apresentadas no trabalho.

Para realização das simulações foi utilizado o modo "Running" dos blocos 'Standard Deviation' e 'Mean' disponibilizados no simulink.

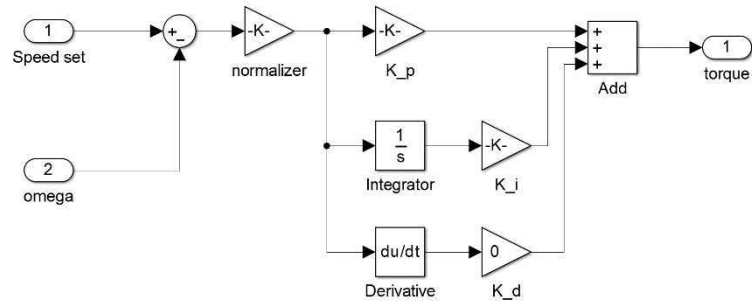




COMPRESSOR COM ACIONAMENTO SOB CONTROLE FUZZY EM CASCATA



SUBSISTEMA DE CONTROLE DE VELOCIDADE



SUBSISTEMA FUZZY CAS

