

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
ENG. DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

**ERNESTO DICKEL SARAIVA**

**CONTROLE DE UM SISTEMA DE  
EXTRAÇÃO DE PETRÓLEO POR  
GAS-LIFT ATRAVÉS DE  
LINEARIZAÇÃO POR  
REALIMENTAÇÃO E ESTIMAÇÃO DE  
ESTADOS COM FILTRO DE KALMAN  
ESTENDIDO**

Porto Alegre  
2019

**ERNESTO DICKEL SARAIVA**

**CONTROLE DE UM SISTEMA DE  
EXTRAÇÃO DE PETRÓLEO POR  
GAS-LIFT ATRAVÉS DE  
LINEARIZAÇÃO POR  
REALIMENTAÇÃO E ESTIMAÇÃO DE  
ESTADOS COM FILTRO DE KALMAN  
ESTENDIDO**

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC-CCA)  
apresentado à COMGRAD-CCA da Universi-  
dade Federal do Rio Grande do Sul como parte  
dos requisitos para a obtenção do título de  
Bacharel em Eng. de Controle e Automação.

ORIENTADOR(A): Prof. Dr. Pedro Rafael Bo-  
lognese Fernandes

Porto Alegre  
2019

**ERNESTO DICKEL SARAIVA**

**CONTROLE DE UM SISTEMA DE  
EXTRAÇÃO DE PETRÓLEO POR  
GAS-LIFT ATRAVÉS DE  
LINEARIZAÇÃO POR  
REALIMENTAÇÃO E ESTIMAÇÃO DE  
ESTADOS COM FILTRO DE KALMAN  
ESTENDIDO**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para a obtenção dos créditos da Disciplina de TCC do curso Eng. de Controle e Automação e aprovado em sua forma final pelo(a) Orientador(a) e pela Banca Examinadora.

Orientador(a): \_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Pedro Rafael Bolognese Fernandes, UFRGS  
Doutor pela Universidade de Dortmund, Alemanha

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Pedro Rafael Bolognese Fernandes, UFRGS  
Doutor pela Universidade de Dortmund, Alemanha

Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho, UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Porto Alegre, Brasil

Prof. Dr. Marcelo Farenzena, UFRGS  
Doutor pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Porto Alegre, Brasil

---

Dr. Marcelo Götz  
Coordenador(a) de curso  
Eng. de Controle e Automação

Porto Alegre, dezembro de 2019.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais, que me arrastaram gritando e esperneando do doce berço do vazio, mas sempre me apoiaram e incentivaram ao longo dos anos.

Ao meu orientador Pedro, que, apesar de todos os meus esforços, me impediu de passar vergonha com este trabalho e foi um excelente professor durante o curso inteiro.

Ao grupo dssssasdf, pelas boas músicas em volume 1% no Canal do Pirata.

A todos os demais amigos e colegas que por algum motivo me aturaram e tornaram a vida mais divertida.

## RESUMO

Sistemas de extração de petróleo frequentemente necessitam de um mecanismo adicional de elevação que permita a extração economicamente viável do óleo do subsolo quando a pressão interna do reservatório diminui. Muitas técnicas foram desenvolvidas na literatura para isto, mas, em particular, é bastante empregada a técnica de injeção artificial de gás (*gas-lift*) nos campos de óleo brasileiros. Apesar dos ganhos de produção, essa técnica pode apresentar uma dificuldade operacional conhecida como regime de golfadas, que é um ciclo limite que ocorre quando a abertura da válvula de produção é aumentada além dos pontos de operação estáveis do sistema, causando oscilações de vazão e pressão no escoamento. Utilizando uma metodologia de controle baseada em modelo proposto na literatura (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009), o qual descreve adequadamente o regime de golfadas, este trabalho propõe uma estratégia composta por uma lei de controle linearizante combinada com filtro de Kalman estendido para a supressão das oscilações. O objetivo é possibilitar a operação com maiores aberturas da válvula de produção, que consequentemente levam a uma maior produção de óleo. O sistema de controle proposto foi validado através da simulação computacional. Os resultados mostram que essa metodologia permite ganhos significativos de abertura de válvula sem comprometer a estabilidade do sistema quando comparado ao controle em malha aberta.

**Palavras-chave:** Controle Não-Linear, Filtro de Kalman, Gas-lift.

## **ABSTRACT**

Oil extraction systems often require additional mechanism in order to cost-effectively extract oil from the underground as the reservoir's internal pressure decreases. Many techniques have been developed in the literature, but, in particular, artificial gas injection (gas-lift) is widespread throughout Brazil's oil fields. Even though it allows a greater production, this technique may present an operational difficulty known as slugging, which is a limit-cycle that occurs when the output valve opening is increased beyond the system's stable operation point, causing the flow and pressure to oscillate. With a model proposed in the literature, which adequately describes the slugging, this paper proposes a linearizing control law and an extended Kalman filter working jointly in order to suppress the oscillations. The goal is to allow operation with greater production valve openings and, therefore, greater oil production. The control system proposed is then validated in a computational simulation. Results show that this methodology allows for significant gains on valve openings without compromising stability compared to open-loop configurations.

**Keywords: Non-linear control, Kalman Filter, gas-lift.**

# SUMÁRIO

<b>LISTA DE ILUSTRAÇÕES</b> . . . . .	8
<b>LISTA DE TABELAS</b> . . . . .	10
<b>LISTA DE ABREVIATURAS</b> . . . . .	11
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b> . . . . .	12
<b>1 INTRODUÇÃO</b> . . . . .	14
1.1 <b>Objetivos</b> . . . . .	15
<b>2 REVISÃO DA LITERATURA</b> . . . . .	16
2.1 <b>Sistemas de Extração de Petróleo por Gas-lift</b> . . . . .	16
2.1.1 Regime de Golfadas . . . . .	17
2.1.2 Modelo de (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009) . . . . .	22
2.2 <b>Linearização por Realimentação de Sistemas SISO</b> . . . . .	24
2.2.1 Linearização Entrada-Saída . . . . .	25
2.3 <b>Filtro de Kalman</b> . . . . .	26
2.3.1 Estimativa de Parâmetros . . . . .	28
<b>3 METODOLOGIA</b> . . . . .	29
3.1 <b>Descrição e análise do modelo</b> . . . . .	29
3.2 <b>Discussão sobre a Estratégia de Estimação e Controle</b> . . . . .	30
3.3 <b>Desenvolvimento da Estratégia de Controle</b> . . . . .	32
3.3.1 Lei de Controle Linearizante por Realimentação de Estados . . . . .	32
3.3.2 Lei de Controle Linear . . . . .	33
3.4 <b>Desenvolvimento do Filtro de Kalman</b> . . . . .	34
3.5 <b>Testes Propostos</b> . . . . .	34
<b>4 RESULTADOS</b> . . . . .	36
4.1 <b>Caso 1: Estados Estimados, Parâmetros Perfeitamente Conhecidos</b> . . . . .	36
4.2 <b>Caso 2: Estados Estimados, Parâmetros Conhecidos com Imprecisão</b> . . . . .	39
4.3 <b>Caso 3: Estados e Parâmetros Estimados</b> . . . . .	43
4.3.1 Estimativa de $C_{out}$ . . . . .	44
4.3.2 Estimativa de $w_{l,in}$ . . . . .	44
4.3.3 Estimativa de $w_{g,in}$ . . . . .	44
4.3.4 Estimativas de $m_{l,still}$ e $V_{e,b}$ . . . . .	44
4.3.5 Estimativas simultâneas de $w_{l,in}$ , $w_{g,in}$ , $C_{out}$ . . . . .	45

<b>5 CONCLUSÕES</b>	<b>46</b>
<b>APÊNDICE A PARÂMETROS UTILIZADOS NA SIMULAÇÃO DA PLANTA</b>	<b>47</b>
<b>APÊNDICE B ESTIMATIVA DOS ESTADOS</b>	<b>48</b>
<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>50</b>



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1:	Sistema marítimo típico de extração de petróleo. . . . .	16
Figura 2:	Sistema de extração utilizando <i>gas-lift</i> . . . . .	17
Figura 3:	Taxa de produção em função da abertura da válvula. . . . .	18
Figura 4:	Escoamento por golfadas. . . . .	18
Figura 5:	Representação do ciclo limite do cabeceio anular. . . . .	19
Figura 6:	Mecanismo das golfadas por acidente. . . . .	20
Figura 7:	Representação do ciclo limite da onda de densidade. . . . .	21
Figura 8:	Diagrama de bifurcação do sistema de gas-lift . . . . .	22
Figura 9:	Representação do modelo de (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009). . . . .	23
Figura 10:	Sistema resultante sob ponto de vista da nova entrada $v$ . . . . .	25
Figura 11:	Representação do filtro de Kalman para um sistema linear discreto. . . . .	27
Figura 12:	Ciclo limite simulado no modelo para uma abertura constante de 50% da válvula de <i>choke</i> . . . . .	30
Figura 13:	Esquemático da estrutura do sistema. . . . .	31
Figura 14:	Sistema de controle de um <i>riser</i> . . . . .	32
Figura 15:	Linearização da variável $p_{r,t}$ . . . . .	33
Figura 16:	Cálculo dos ganhos do controlador proporcional integral. . . . .	34
Figura 17:	Parâmetros nominais. . . . .	37
Figura 18:	Estimação de $p_{r,t}$ para parâmetros nominais. . . . .	38
Figura 19:	Parâmetros nominais com perturbação em $w_{g,in}$ . . . . .	38
Figura 20:	Estimativa dos estados à esquerda para parâmetros nominais e à direita para $C_g^*$ : (1): 200% do nominal; (2) 50% do nominal. . . . .	38
Figura 21:	Abertura da válvula de <i>choke</i> e pressão da base para variação no parâmetro $C_g^*$ . (1): 200% do valor nominal; (2): 50% do valor nominal. . . . .	39
Figura 22:	Abertura da válvula de <i>choke</i> e pressão da base para variação no parâmetro $\epsilon^*$ . (1): 125% do valor nominal; (2): 50% do valor nominal. . . . .	39
Figura 23:	Abertura da válvula de <i>choke</i> e pressão da base para variação no parâmetro $m_{l,still}^*$ . (1): 100,4% do valor nominal; (2): 85% do valor nominal. . . . .	40
Figura 24:	Abertura da válvula de <i>choke</i> e pressão da base para variação no parâmetro $w_{g,in}^*$ . (1): 200% do valor nominal; (2): 92% do valor nominal. . . . .	40
Figura 25:	Abertura da válvula de <i>choke</i> e pressão da base para variação no parâmetro $w_{l,in}^*$ . (1): 103,4% do valor nominal; (2): 85% do valor nominal . . . . .	40

Figura 26:	Estimação de $p_{r,t}$ para $w_{l,in}^*$ 103,4% do nominal. . . . .	41
Figura 27:	Abertura da válvula de <i>choke</i> e pressão da base para variação no parâmetro $V_{eb}^*$ . (1): 50% do valor nominal; (2): 103,6% do valor nominal. . . . .	41
Figura 28:	Estimativa dos estados à esquerda para $V_{eb}^*$ (1): 103,6% do nominal; (2) 50% do nominal e à direita para $C_{out}^*$ : (1): 96% do nominal; (2) 150% do nominal. . . . .	42
Figura 29:	Abertura da válvula de <i>choke</i> e pressão da base para variação no parâmetro $C_{out}^*$ . (1): 96% do valor nominal; (2): 150% do valor nominal. . . . .	43
Figura 30:	À esquerda, estimativa de $C_{out}$ . À direita, estimativa de $w_{l,in}$ . . . . .	44
Figura 31:	À esquerda, estimativa de $w_{g,in}$ . À direita, estimativa de todos os estados . . . . .	45

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1:	Valores máximos e mínimos relativos ao valor verdadeiro testados sem perda de estabilidade. . . . .	43
-----------	---	----

## LISTA DE ABREVIATURAS

P	Proporcional
PI	Proporcional-integral
PID	Proporcional-integral-derivativo
EKF	<i>Extended Kalman Filter</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$C_{out}$	Constante da válvula de produção ( <i>choke</i> )
$C_g$	Constante da válvula virtual
$w_{g,in}$	Vazão mássica de gás de entrada no <i>riser</i>
$w_{l,in}$	Vazão mássica de líquido de entrada no <i>riser</i>
$V_r$	Volume do <i>riser</i>
$V_{eb}$	Volume da bolha de gás
$m_{l,still}$	Massa de líquido constante
$C_{out}^*$	Constante da válvula de produção ( <i>choke</i> ) no sistema controle-estimador
$C_g^*$	Constante da válvula virtual no sistema controle-estimador
$w_{g,in}^*$	Vazão mássica de gás de entrada no <i>riser</i> no sistema controle-estimador
$w_{l,in}^*$	Vazão mássica de líquido de entrada no <i>riser</i> no sistema controle-estimador
$V_r^*$	Volume do <i>riser</i> no sistema controle-estimador
$V_{eb}^*$	Volume da bolha de gás no sistema controle-estimador
$m_{l,still}^*$	Massa de líquido constante no <i>riser</i> no sistema controle-estimador
$\hat{w}_{l,in}$	Estimativa do parâmetro $w_{l,in}$
$\hat{w}_{g,in}$	Estimativa do parâmetro $w_{g,in}$
$\hat{C}_{out}$	Estimativa do parâmetro $C_{out}$
$\hat{m}_{g,eb}$	Estimativa da massa de gás na bolha
$\hat{m}_{g,r}$	Estimativa da massa de gás no <i>riser</i>
$\hat{m}_{l,r}$	Estimativa da massa de líquido na <i>riser</i>
$w_{out}$	Vazão mássica através da válvula de saída
$w_g$	Vazão mássica através da válvula virtual
$\epsilon$	Fração de gás que vai para o <i>riser</i>
$C_{out}$	Constante da válvula de <i>choke</i>
$p_{r,t}$	Pressão no topo do <i>riser</i>
$p_s$	Pressão a montante da válvula de <i>choke</i>

$p_{eb}$	Pressão da bolha de gás
$p_{r,b}$	Pressão na base do <i>riser</i>
$\rho_m$	Densidade do líquido
$m_{g,eb}$	Massa de gás na bolha
$m_{g,r}$	Massa de gás no <i>riser</i>
$m_{l,r}$	Massa de líquido na <i>riser</i>
$R$	Constante dos gases
$T$	Temperatura
$M$	Massa molecular do gás
$V_r$	Volume do <i>riser</i>
$V_{eb}$	Volume da bolha de gás
$m_{l,still}$	Massa de líquido constante
$g$	Aceleração da gravidade
$L_f$	Derivada de Lie
$F$	Matriz de estado
$G$	Matriz de entrada
$H$	Matriz de saída
$P$	Matriz de covariâncias

# 1 INTRODUÇÃO

A tendência de crescimento do consumo energético e de bens derivados do petróleo implica uma significativa importância para a indústria de gás e petróleo. O setor constitui uma parcela importante da economia brasileira, contribuindo para o Brasil cerca de 13% do PIB em 2014 (PETROBRAS, s.d.).

Entretanto, de acordo com (SANTOS RIZZO FILHO, 2011), o desequilíbrio nos últimos anos entre oferta e demanda no mercado internacional trouxe uma queda nos preços de petróleo, favorecendo produções com menor custo agregado, como os presentes na Líbia e Iraque e prejudicando a indústria brasileira, devido aos seus processos de alto valor agregado de poços profundos e ultra profundos. Desse modo, maneiras de elevar a produção de um poço trazem vantagens competitivas ao petróleo nacional e são uma área de estudo com impactos significativos nesse setor.

Para aumentar a vazão de óleo dos campos, muitas técnicas são conhecidas, como o Bombeio Centrífugo Submerso, Bombeio Mecânico, Bombeio por Cavidades Progressivas e o *gas-lift*. Esses processos são muitas vezes fundamentais para a viabilidade econômica dos poços, seja porque estão maduros e perderam sua energia interna ou porque nunca nem dispuseram de energia suficiente para elevar o óleo de maneira economicamente viável. Nesses casos as técnicas mencionadas são responsáveis por adicionarem energia adicional ao fluido da coluna de produção, locomovendo-o até a unidade de processamento (SANTOS RIZZO FILHO, 2011).

Apesar de o sistema *gas-lift* estar presente em 70% dos poços brasileiros (SANTOS RIZZO FILHO, 2011), ele introduz ao sistema instabilidades que limitam o processo de extração do petróleo. Para aberturas elevadas da válvula de saída do sistema, pode ocorrer o regime de golfadas, um ciclo limite do sistema caracterizado por grandes variações de pressões nas tubulações. Assim, deve-se reduzir a abertura da válvula para garantir a segurança e durabilidade do sistema e conseqüentemente reduzindo a produção (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012).

O uso de malhas de controle lineares nesses sistemas são comuns, entretanto, apresenta desempenho limitado e necessitam ser re-sintonizados frequentemente. Considera-se como métrica de desempenho a abertura máxima da válvula de produção operável, pois está relacionada com a redução de pressão na tubulação e, conseqüentemente, com o aumento da produção. Por exemplo, em (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012) realiza-se um estudo de controle na plataforma de petróleo de Oseberg, na Noruega. Em operação em malha aberta, a abertura máxima de válvula de produção é de 25%, em comparação com 36% em operação em malha fechada usando um PI e um observador não-linear.

A literatura apresenta diversos modelos que aproximam o comportamento do sistema no regime de golfadas, como o de (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009) e o de (AAMO et al., 2005). Assim, uma abordagem baseada nesses modelos pode fornecer melhoras de

desempenho na extração.

## 1.1 Objetivos

Este trabalho propõe uma estratégia de controle da produção de petróleo em poços com *gas-lift* utilizando o modelo de (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009) para efetuar uma linearização por realimentação de estados e a estimativa dos estados da planta por um filtro de Kalman estendido. Busca-se um escoamento livre de golfadas empregando a medição do topo do *riser*  $p_{r,t}$  como única medida e, a partir dessa, a estimativa da variável controlada, a pressão da base do *riser*  $p_{r,b}$ .

Será feita a derivação das equações necessárias para a linearização como também para o filtro de Kalman e estudados, através de simulações, a viabilidade teórica desse controle, o efeito de erros paramétricos na estrutura proposta como também a possibilidade de estimar parâmetros incertos/variáveis no tempo.

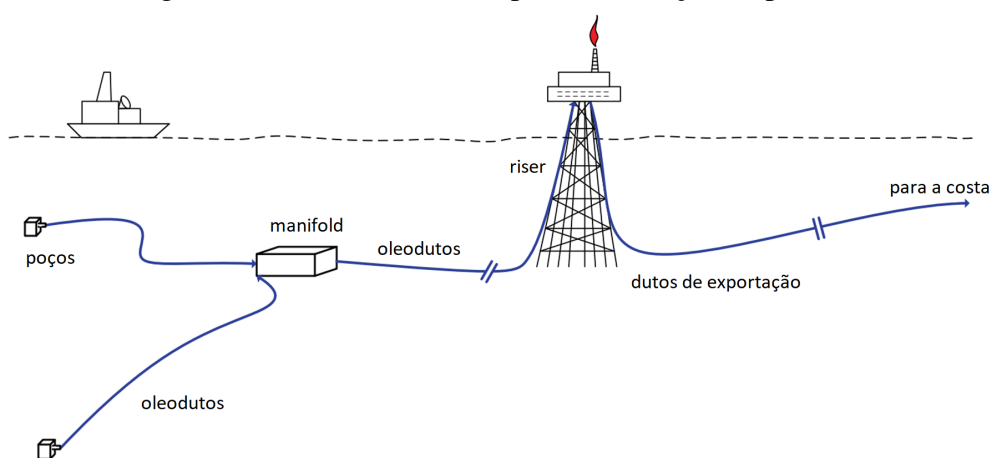


## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 Sistemas de Extração de Petróleo por Gas-lift

Segundo (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012), em um processo típico de extração de petróleo em alto mar, óleo, gás e água escoam por tubulações e sistemas de *manifolds*, os quais redirecionam a produção de múltiplos poços para um único oleoduto. A produção é elevada por tubulações denominadas *risers* do solo até a superfície, onde ocorre a separação e processamento do fluxo proveniente do poço. Uma representação de uma instalação pode ser vista na Figura 1.

Figura 1: Sistema marítimo típico de extração de petróleo.



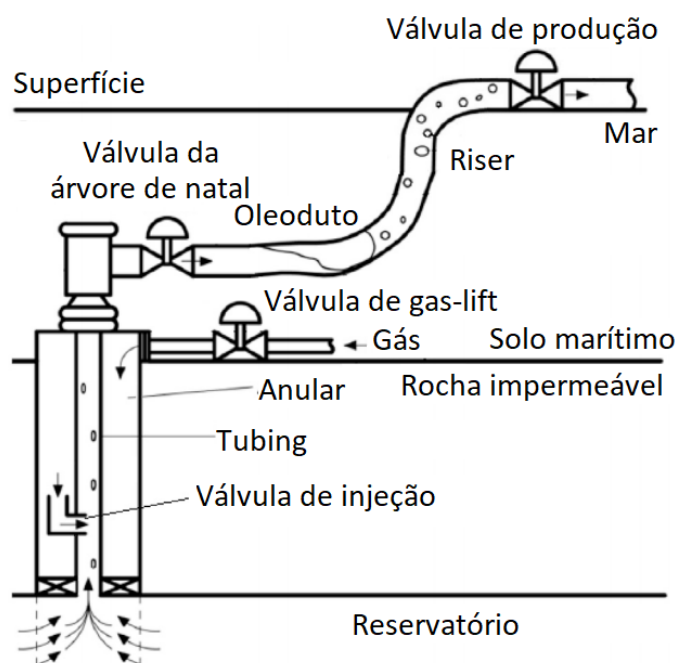
Fonte: Adaptado de (JAHANSHAHI; SKOGESTAD; LIEUNGH, 2013)

A mistura multifásica originada no reservatório é elevada até o solo marinho por estruturas que atravessam o solo até o reservatório, os poços de extração. Oleodutos dispostos sobre o solo marinho recebem o óleo proveniente de múltiplos poços e o conduzem para o *riser*, uma tubulação que eleva o fluido até a plataforma, onde fica uma válvula que controla a vazão da produção (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012).

Muitos reservatórios têm naturalmente a capacidade de elevação do petróleo sem a necessidade de introdução de energia externa. Em outros casos, quando o poço atinge certa etapa de amadurecimento ou apenas possui baixa pressão interna inicial, requer-se o emprego de técnicas de elevação artificial dos fluidos que facilitem a extração de óleo do reservatório. Em particular, é relevante ao cenário brasileiro a técnica de *gas-lift*, que propicia a maior parte da produção petrolífera nacional, constituindo mais de 70% do volume de produção no Brasil (SANTOS RIZZO FILHO, 2011).

O óleo extraído dos poços possui uma fração de gás, o qual é conduzido à plataforma para separação. Após ser separado do líquido, esse gás é pressurizado e enviado para comércio via gasodutos. Com o *gas-lift*, uma fração do gás é conduzida para o anular do poço e reinjetada pela válvula de injeção dentro do *tubing* tão próximo quanto possível da base do poço e remisturada com o fluido do reservatório. O gás reduz a massa específica do óleo, reduzindo a pressão na base da coluna de produção, o que aumenta a produção total (SCIBILIA; HOVD; BITMEAD, 2008). Esse sistema está representado na Figura 2, a qual mostra um poço com elevação por *gas-lift* cuja produção é conduzida por um *riser* para a plataforma. Se refere comumente às válvulas por válvulas de *choke* (do inglês, estrangulamento).

Figura 2: Sistema de extração utilizando *gas-lift*.



Fonte: Adaptado de (SCIBILIA; HOVD; BITMEAD, 2008)

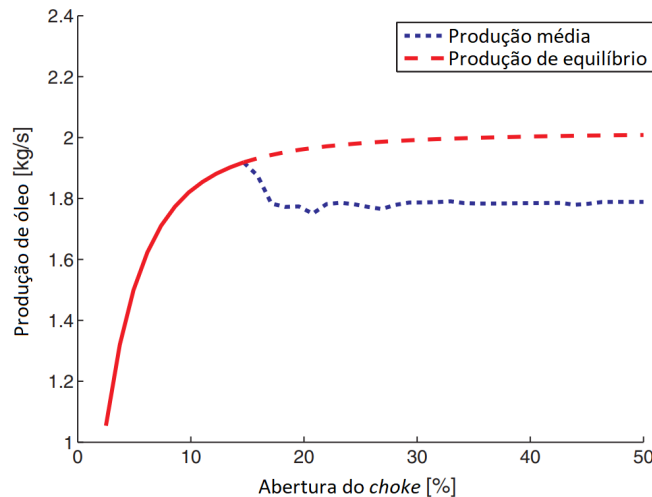
Não obstante os benefícios citados, o emprego do *gas-lift* potencializa dinâmicas naturais do escoamento de fluidos multifásicos. Dentre elas, destaca-se o escoamento por golfadas, um ciclo-limite do sistema que surge com aberturas elevadas da válvula de produção, gerando oscilações de pressões e deslocamentos de massa que tornam o funcionamento inviável nesses pontos de operação. Portanto, maximizar o desempenho de poços com *gas-lift* pode ser sumarizado como manter a vazão estável ao mesmo tempo em que se procura maximizar a abertura da válvula (SCIBILIA; HOVD; BITMEAD, 2008).

### 2.1.1 Regime de Golfadas

O comportamento golfante é uma condição comum em sistemas de elevação por *gas-lift*. Uma distribuição não homogênea das fases líquidas e gasosas dentro da tubulação gera uma oscilação das taxas de vazão e pressões internas (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012). Essas oscilações acarretam um decréscimo da vazão média de petróleo, causando, assim, prejuízo econômico, e prejudicando o funcionamento dos equipamentos de superfície, podendo deteriorar a qualidade de separação e causar transbordamento do óleo (STASIAK; PAGANO; PLUCENIO, 2012).

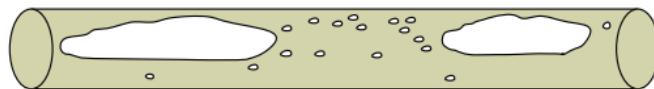
A Figura 3 (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012) mostra a taxa de produção de um poço típico conforme se aumenta a abertura da válvula (os dados do diagrama são genéricos e não correspondem a nenhum poço específico). A partir de certo valor, as oscilações acarretam perda de produção em comparação ao máximo teórico de um sistema hipoteticamente estável. O diagrama teórico foi obtido aplicando-se uma relação linear entre a pressão da base de um *riser* e a sua entrada de líquido.

Figura 3: Taxa de produção em função da abertura da válvula.



Fonte: Adaptado de (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012)

Figura 4: Escoamento por golfadas.



Fonte: Adaptado de (JAHANSHAH, 2013)

As golfadas são um tipo de escoamento caracterizado por uma série de bolsões de gás separando volumes de líquido, como mostra a Figura 4. Esse tipo de escoamento pode ser dos seguintes tipos (JAHANSHAH, 2013):

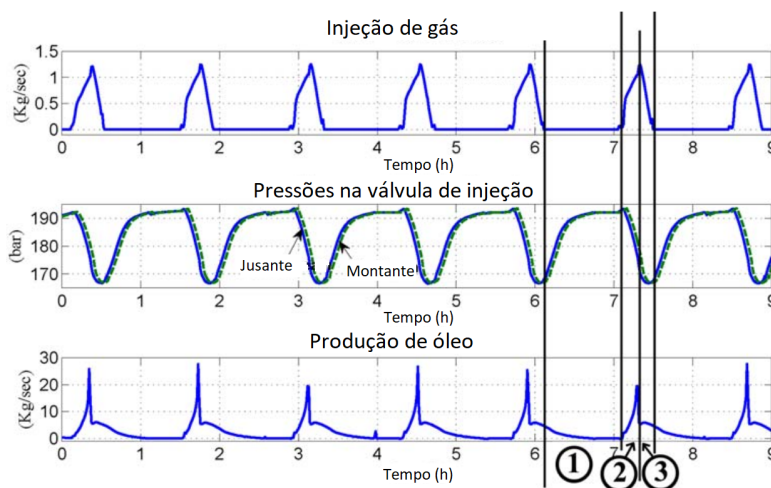
- Cabeceio Anular;
- Golfada por Acidente (Golfadas Severas);
- Golfada Hidrodinâmica ;
- Golfada Operacional;
- Golfada Induzida pelo Terreno;
- Onda de Densidade;

### 2.1.1.1 Cabeceio Anular

Ocorre na parte do poço quando a taxa de injeção de gás no *tubing* é variável, dependendo da diferença de pressão entre o anular e o *tubing*. Para acontecer, a dinâmica da vazão bifásica deve ser dominada pela gravidade e o volume de gás natural comprimido no anular deve ser grande.

A Figura 5 mostra o processo que se constitui por três etapas principais: a pressão no anular da válvula de injeção é menor que a pressão à jusante (no *tubing*) e portanto a entrada de gás no *tubing* é nula (1). A pressão no anular aumenta até que se iguale à pressão no *tubing* levando ao começo da injeção de gás (2). Com a mistura de gás no óleo no *tubing*, a coluna de líquido tem sua massa específica diminuída e a produção do poço é elevada. A injeção de gás não supre a demanda do poço e a pressão no anular decresce. A produção de óleo atinge um máximo, mas a queda de pressão no anular leva à redução do gás injetado e, conseqüentemente, da produção de óleo (3). Com essa redução, a coluna de líquido torna-se gradualmente mais pesada até que a pressão à jusante da válvula de injeção se torna novamente maior que à montante, levando o ciclo ao seu começo (JAHANSHAHI; SALAHSHOOR; SAHRAIE, 2009).

Figura 5: Representação do ciclo limite do cabeceio anular.



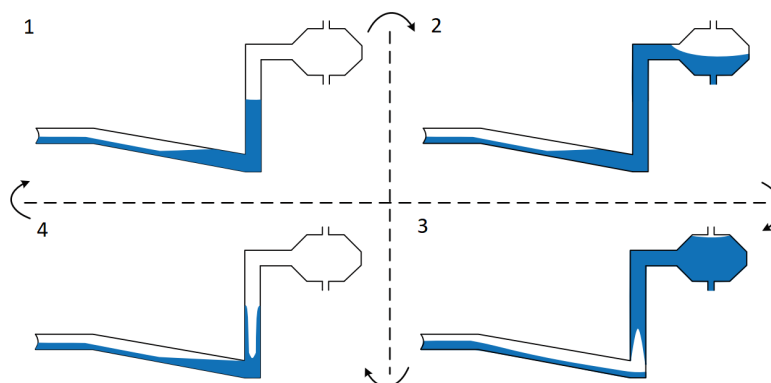
Fonte: Adaptado de: (JAHANSHAHI; SALAHSHOOR; SAHRAIE, 2009)

### 2.1.1.2 Golfada por Acidente (Golfadas Severas)

Também conhecida por golfada severa, é induzida pela presença de um *riser* vertical. O líquido bloqueia a entrada de gás no *riser*, até que a pressão de gás à montante do ponto de inflexão excede a pressão gerada pela coluna de líquido. Essas golfadas são longas com grandes variações de pressão.

São ilustrados na Figura 6 os quatro passos que levam à formação deste tipo de golfada: o líquido se acumula no ponto de inflexão do *riser* devido à gravidade (1). Enquanto a pressão hidrostática do líquido for maior que a pressão à montante da entrada do *riser*, o gás se acumula, pois não consegue adentrar à massa de líquido bloqueando o caminho (2). Quando a pressão desse gás supera essa pressão hidrostática, o líquido no *riser* é impulsionado para fora (3). Quando todo líquido saiu do *riser*, a velocidade do líquido entrando no sistema é baixa o bastante para que ele se acumule novamente no ponto de inflexão, levando o ciclo ao seu primeiro passo (4) (JAHANSHAHI, 2013).

Figura 6: Mecanismo das golfadas por acidente.



Fonte: Adaptado de: (JAHANSHAH, 2013).

#### 2.1.1.3 *Golfada Hidrodinâmica*

Ocorre em oleodutos horizontais devido às velocidades diferentes do gás e do líquido, o que é causado pela diferença de perda de carga das fases. O líquido se acumula e forma golfadas pequenas, mas de alta frequência. Tende a causar menos problemas que as golfadas severas (JAHANSHAH, 2013).

#### 2.1.1.4 *Golfada Operacional*

São golfadas causadas por operações no sistema, quando um dispositivo se locomove pela tubulação para limpeza de detritos acumulados, por exemplo (JAHANSHAH, 2013).

#### 2.1.1.5 *Golfada Induzida pelo Terreno*

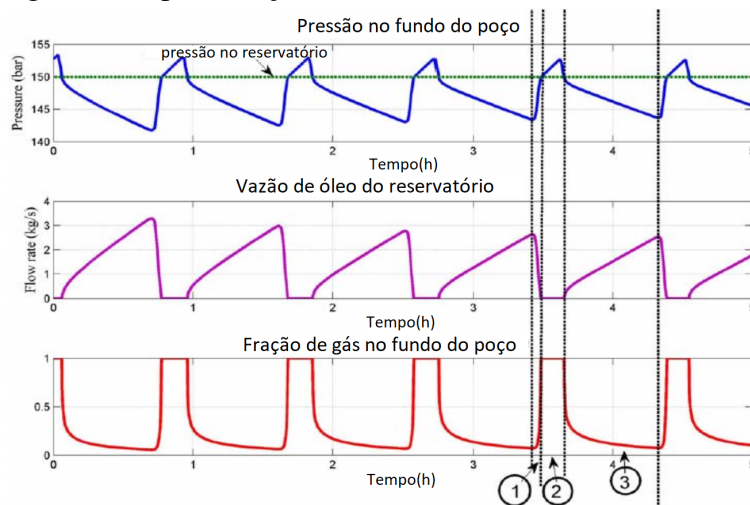
A irregularidade da superfície no solo marítimo pode levar o líquido a se acumular em regiões de elevação menor, o que pode bloquear o escoamento do gás na tubulação (JAHANSHAH, 2013).

#### 2.1.1.6 *Onda de Densidade*

Neste mecanismo, a injeção de gás é constante e qualquer variação na entrada de líquido no sistema resultará na mudança de densidade devido à variação das frações molares. A diminuição da densidade leva à queda da pressão hidrostática. Essa mudança inicial de densidade da mistura no fundo do poço viaja para cima como uma onda de densidade.

Ocorre em três fases demonstradas na Figura 7: a taxa de injeção de gás não é suficiente para reduzir o peso da coluna de óleo no tubing e a pressão no fundo do poço aumenta. Enquanto isso, a fração mássica de gás aumenta e atinge seu valor máximo (1). A pressão no fundo do poço aumenta até atingir a pressão do reservatório e, portanto, a produção de óleo torna-se zero e a fração mássica de gás é 1 (2), formando uma região de baixa densidade que ascende ao longo da coluna de produção (i.e, uma onda de densidade). A injeção contínua de gás diminui o peso da coluna líquida, e, com isso, a pressão no fundo do poço é reduzida (3). A pressão do fundo torna-se menor que a pressão do reservatório, levando novamente à vazão de óleo diferente de zero e à queda da fração de gás, o que retorna o ciclo ao começo (NI; REN; MAO, 2012).

Figura 7: Representação do ciclo limite da onda de densidade.



Fonte: Adaptado de: (NI; REN; MAO, 2012)

### 2.1.1.7 Controle do Regime de Golfadas Severas

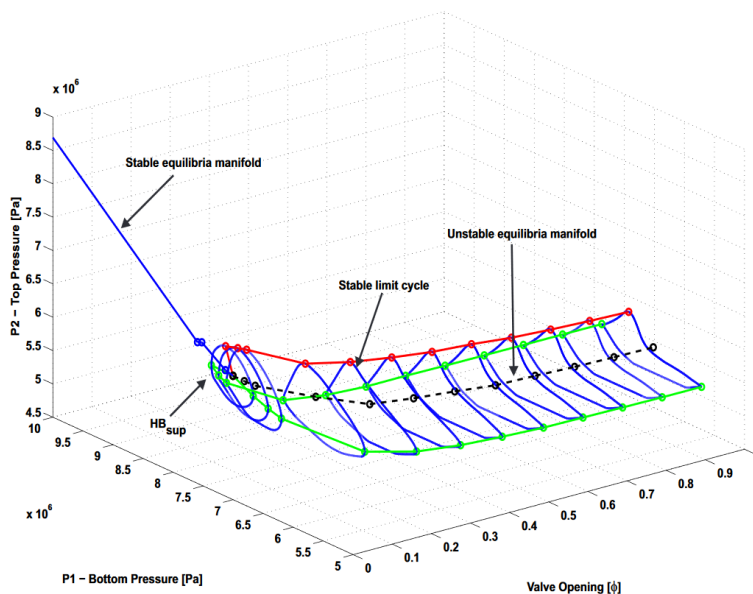
Um sistema *gas-lift* comum pode ser controlado pelas seguintes variáveis: a vazão de gás de elevação injetado, a abertura da válvula de produção, a abertura da válvula da árvore de natal e a pressão do separador (na plataforma). Em sistemas reais, no entanto, a válvula de natal é mantida na sua abertura máxima devido à sua profundidade, o que pode inserir ruído e atraso no laço de controle; a pressão do separador tem o mesmo efeito que a válvula de produção (usada como sinônimo de válvula de *choke* no restante deste texto). Por esses motivos, as variáveis manipuladas geralmente são a abertura da válvula de *choke* e a entrada mássica de gás injetado (GEREVINI; FARENZENA; TRIERWEILER, 2018).

O controle da válvula de produção foi identificado como a solução mais econômica para o controle das oscilações inerentes ao sistema, pois não acarreta custos adicionais, uma vez que se utiliza de equipamento já disponível: a própria válvula *choke* e sensores de pressão. Por meio da escolha de uma variável de controle adequada, é possível compensar as oscilações do sistema, estabilizando o escoamento. Classicamente, usam-se medições de pressão como variável controlada nas malhas de controle que atuam sobre a válvula (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012).

Atualmente, considera-se o uso de um controlador PI agindo sobre uma única variável, a pressão no fundo do tubo de produção (*riser*), como o estado da arte. Porém, devido às não linearidades do sistema, um controlador linear não oferece um desempenho capaz se contrapor ao ciclo limite apresentado na Figura 8; resta, assim, um espaço para que controladores utilizando outras estruturas aumentem a abertura média da válvula de saída e com isso haja um ganho na produção (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012).

(DI MEGLIO; PETIT et al., 2012) realizam um estudo sobre a efetividade desse controle linear, verificando que, para a plataforma testada, consegue-se estabilizar a produção com uma abertura média de 26%, em contraste com uma abertura constante de 25% para o sistema operando em malha aberta. Observaram, também, que o controlador é muito sensível ao estado inicial do sistema a partir do qual o controlador é ligado: um mesmo controlador pode ser incapaz de estabilizar o sistema dependendo do instante em que é acionado. Concluem que essa estrutura resulta em uma região de atração de tamanho

Figura 8: Diagrama de bifurcação do sistema de gas-lift



Fonte: (STASIAK; PAGANO; PLUCENIO, 2012)

limitado, sendo pouco robusta para mudanças nas condições de operação. Outra limitação apontada é a necessidade de um sensor na base do *riser*: ele não só é muito suscetível a ruído, como também é de difícil acesso e manutenção; se ele falhar, o sistema deverá voltar à operação em malha aberta.

No mesmo artigo os autores trabalham, também, com uma outra abordagem baseada no modelo desenvolvido. Elaboraram um *high-gain estimator* para aferir os estados do sistema. Testaram dois controladores: um primeiro PI controlando a queda de pressão estimada pelo observador e outro realizando uma linearização por realimentação na massa de líquido no sistema. Ambos os esquemas apresentaram uma abertura média de aproximadamente 35% da válvula para o sistema estudado.

### 2.1.2 Modelo de (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009)

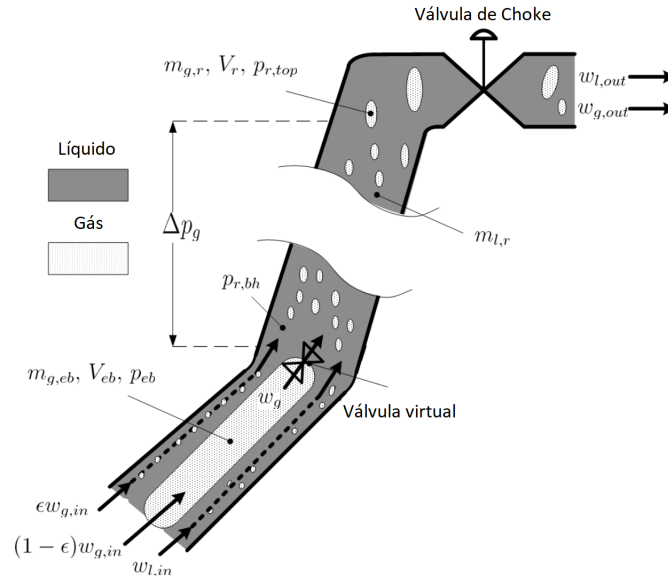
De acordo com (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009), existem duas classes de modelos para representar o regime de golfadas. Os mais precisos utilizam equações diferenciais parciais representando vazões com múltiplas fases, sendo capazes de reproduzir o comportamento de golfadas em muitos casos. Entretanto, não é possível derivar uma lei de controle analítica a partir dessas equações devido à sua complexidade matemática. Em contrapartida, modelos utilizando equações diferenciais ordinárias trocam acurácia por simplicidade, possibilitando assim que equações de controle sejam derivadas a partir do modelo.

Para a modelagem do sistema oleodutos-*riser* que apresenta golfadas por acidente, (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009) leva em consideração uma tubulação inclinada, retratada na Figura 9, submetida a uma entrada constante de líquido e gás e vazões de saída controladas por uma válvula de *choke*. Uma irregularidade no tubo levaria o gás a não fluir continuamente, efeito modelado por uma válvula virtual. À montante dessa válvula virtual, o gás se acumula e forma uma bolha alongada.

Considera-se que o tubo contém três volumes de controle distintos, dois dos quais são preenchidos de gás, enquanto o terceiro, de líquido. Conforme a Figura 9: à montante da



Figura 9: Representação do modelo de (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009).



Fonte: Adaptado de (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012)

válvula virtual situa-se a bolha alongada de gás; o resto da tubulação à jusante é denominado *riser*, que contém volumes de líquido e de gás. Esse esquema dá ênfase à possível existência de uma camada de líquido não permitindo que o gás flua normalmente, levando à formação de uma bolha alongada de gás, anterior à camada líquida. Essa bolha acumula massa, até que sua pressão interna seja grande o suficiente para abrir a válvula virtual, o que ocorre periodicamente, formando o ciclo limite.

Do balanço de massas em cada volume de controle tem-se que as taxas de variação das massas de gás na bolha ( $m_{g,eb}$ ) e de gás ( $m_{g,r}$ ) e de líquido no *riser* ( $m_{l,r}$ ) são dadas por:

$$\dot{m}_{g,eb}(t) = (1 - \epsilon)w_{g,in} - w_g(t), \quad (1)$$

$$\dot{m}_{g,r}(t) = \epsilon w_{g,in} + w_g(t) - w_{g,out}(t), \quad (2)$$

$$\dot{m}_{l,r}(t) = w_{l,in} - w_{l,out}(t), \quad (3)$$

$$(4)$$

onde  $w_{g,in}$  é a entrada de gás no sistema,  $w_{g,out}$  e  $w_{l,out}$  são, respectivamente, as saídas de gás e líquido do *riser*,  $w_g$  é a vazão através da válvula virtual e  $\epsilon$  é a fração do gás que vai direto para o *riser* em vez da bolha.

As vazões mássicas são dadas pelas equações das válvulas e, no caso da virtual, por sua versão linearizada. Assume-se que há vazão em apenas uma direção. Assim:

$$w_{out} = C_{out}u\sqrt{\rho_m(p_{r,t} - p_s)}, \quad (5)$$

$$w_g = C_g \max(p_{eb} - p_s, 0), \quad (6)$$

onde  $C_g$  e  $C_{out}$  são constantes de válvulas,  $u$  é a abertura da válvula de *choke* e  $p_{r,t}$ ,  $p_{eb}$ ,  $p_{r,b}$  e  $p_s$  são as pressões à montante da válvula de produção, na bolha de gás, na base do *riser* e a pressão no *manifold* (após a válvula), respectivamente. Assume-se que a válvula virtual está ou inteiramente aberta ou inteiramente fechada.

Pela fração mássica, também, derivam-se as vazões mássicas do líquido ( $w_{l,out}$ ) e do gás ( $w_{g,out}$ ):



$$w_{l,out} = \frac{m_{l,r}}{m_{l,r} + m_{g,r}} w_{out} \approx w_{out}, \quad (7)$$

$$w_{g,out} = \frac{m_{g,r}}{m_{l,r} + m_{g,r}} w_{out} \approx \frac{m_{g,r}}{m_{l,r}} w_{out}. \quad (8)$$

As pressões são determinadas pela lei dos gases ideais. O volume da bolha  $V_{eb}$  é assumido constante e o volume do gás no tubo é determinado pela quantidade de líquido no *riser*. Um aspecto importante é que o atrito é ignorado, pois se sabe que o regime de golfadas é um fenômeno que surge primariamente pela força da gravidade (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012). As equações são:

$$p_{e,b} = \frac{m_{g,eb}RT}{MV_{eb}}, \quad (9)$$

$$p_{r,t} = \frac{m_{g,r}RT}{M(V_r - (m_{l,r} + m_{l,still})/\rho_l)}, \quad (10)$$

$$p_{r,b} = p_{r,t} + (m_{l,r} + m_{l,still}) \frac{g \sin \theta}{A}, \quad (11)$$

onde  $\theta$  é a inclinação da tubulação,  $A$  é a área da seção transversal,  $V_r$  é o volume do *riser*,  $g$  é aceleração da gravidade e  $\rho_l$  é a massa específica do líquido. A expressão  $V_r - (m_{l,r} + m_{l,still})/\rho_l$  no denominador de  $p_{r,t}$  é o volume ocupado pelo gás com massa  $m_{g,r}$  e é dado pelo volume total do *riser*, subtraído do volume preenchido pelo líquido dentro dele,  $m_{l,r} + m_{l,still}$ .

Para a representação adequada de sistemas reais, os parâmetros do modelo devem ser ajustados. Excetuando-se os parâmetros de construção e/ou conhecidos,  $\theta$ ,  $A$ ,  $g$ ,  $\rho_l$ ,  $R$ ,  $T$ ,  $M$ ,  $V_r$  e  $p_s$ , restam 7 parâmetros a serem determinados. (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012) sugerem que os valores de  $w_{l,in}$  e  $w_{g,in}$  podem ser considerados iguais aos valores médios de produção de líquido e gás dado um ponto de operação. Para os parâmetros restantes, em (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009) é exposto um procedimento para calculá-los.

## 2.2 Linearização por Realimentação de Sistemas SISO

Com a linearização por realimentação de estados, busca-se realizar o controle de um sistema não-linear utilizando dois laços de realimentação: um interno, transformando algebricamente a dinâmica não-linear da entrada para a saída em linear, e outro externo, no qual usam-se técnicas de controle linear.

Essa linearização pode ser total ou parcial. No primeiro caso, a dinâmica sob ponto de vista do laço externo de controle é de um sistema inteiramente linear. Em uma situação de linearização parcial, chamada também de *input-output state feedback linearization*, resta uma parte da dinâmica que é não observável, invisível pela relação de entrada e saída. Faz-se necessário, então, analisar essa dinâmica para comprovar que ela é estável, pois, apesar de não se manifestar na saída, sua instabilidade pode acarretar fenômenos não desejados na planta (SLOTINE; LI, 1991), como saturação de variáveis controladas, por exemplo.

### 2.2.1 Linearização Entrada-Saída

Conforme (SLOTINE; LI, 1991), para o cálculo de uma lei de controle linearizante, considera-se um sistema da forma:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{x})u, \\ y &= h(\mathbf{x}),\end{aligned}$$

onde  $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$  é o vetor de estados,  $u$  é a entrada escalar do controle,  $y$  é a saída de interesse e  $\mathbf{f}(\mathbf{x}) : \mathbb{R}^n \mapsto \mathbb{R}^n$  e  $\mathbf{g}(\mathbf{x}) : \mathbb{R}^n \mapsto \mathbb{R}$  são funções não-lineares dos estados.

O grau relativo  $p$  desse sistema é definido como o número de vezes em que é necessário derivar a saída  $y$  para que a entrada  $u$  apareça explicitamente na equação de  $y^{(p)}$ . Utilizando a definição das derivadas de Lie,  $p$  é tal que:

$$L_g L_f^{(i-1)} h(\mathbf{x}) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, p-1, \quad (12)$$

$$L_g L_f^{(p-1)} h(\mathbf{x}) \neq 0, \quad (13)$$

onde as derivadas de Lie de uma função vetorial  $h(x)$  são definidas como:

$$L_f h(\mathbf{x}) = \frac{dh(\mathbf{x})}{d\mathbf{x}} \mathbf{f}(\mathbf{x}), \quad (14)$$

$$L_g L_f h(\mathbf{x}) = \frac{dL_f h(\mathbf{x})}{d\mathbf{x}} \mathbf{g}(\mathbf{x}), \quad (15)$$

$$L_f^0 h(\mathbf{x}) = h(\mathbf{x}), \quad (16)$$

$$L_f^k h(\mathbf{x}) = \frac{dL_f^{(k-1)} h(\mathbf{x})}{d\mathbf{x}} \mathbf{f}(\mathbf{x}). \quad (17)$$

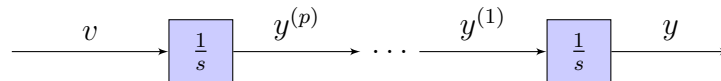
$$(18)$$

Assim, definindo  $u$  como:

$$u = \frac{(v - L_f^p h(x))}{(L_g L_f^{(p-1)} h(x))}, \quad (19)$$

a saída  $y$  é uma cascata de integradores a partir de uma nova entrada  $v$ , conforme mostra a Figura 10.

Figura 10: Sistema resultante sob ponto de vista da nova entrada  $v$ .



Fonte: Elaborado pelo autor

Deve-se atentar à referida dinâmica não observada na saída para garantir a estabilidade prática do sistema, assim como também à região no espaço de estados em que de fato  $L_g L_f h(x) \neq 0$ , de tal forma que a linearização seja factível.

No caso em que o grau relativo é igual à própria ordem  $n$  do sistema, essa linearização na verdade resulta na linearização completa do sistema, não havendo, assim, problemas de dinâmica interna instável.

## 2.3 Filtro de Kalman

Frequentemente, variáveis de interesse num sistema não podem ser medidas diretamente, necessitando de uma maneira de inferi-las. Esse processo é dificultado pois podem existir múltiplos fenômenos afetando o sistema em adição às entradas conhecidas ou medidas. A relação entre as variáveis de estado e a saída do sistema pode conhecida apenas com um grau de incerteza, afinal, qualquer medição é inerentemente corrompida em certo grau por ruído e *bias* (MAYBECK, 1982).

O filtro de Kalman é um algoritmo capaz de combinar múltiplas medidas sujeitas a ruído e produzir uma estimativa ótima. Devido a isso, é aplicado em diversos campos, dentre eles, fusão de sensores, orientação, navegação e controle de sistemas químicos, elétricos, mecânicos, econometria e muitos outros (ZARCHAN; MUSOFF, 2013).

Através de um projeto adequado, pode-se fazer uso de todas as medições disponíveis, independentemente de sua precisão, para estimar o valor das variáveis de interesse. Através do conhecimento da dinâmica do sistema, da descrição estatística do ruído presente no mesmo e do conhecimento das condições iniciais, é possível gerar uma estimativa melhorada do estado do sistema. Por exemplo, para se determinar a velocidade de um avião, pode-se usar um radar Doppler, as medições de uma unidade de medição inercial, um tubo de Pitot e informações sobre a pressão estática e de velocidade do vento, combinando-os através do filtro de Kalman para gerar uma estimativa melhor da posição do que a das medidas individuais desses sensores (MAYBECK, 1982).

Esta ferramenta fornece uma maneira recursiva de estimar o estado de um processo, minimizando o erro residual de sua estimativa. A formulação do filtro, apresentada por (SIMON, 2006) para o caso linear discreto não-variante no tempo, supõe um sistema da forma:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_k &= \mathbf{F}\mathbf{x}_{k-1} + \mathbf{G}\mathbf{u}_{k-1} + \mathbf{w}_{k-1}, \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{H}\mathbf{x}_k + \mathbf{v}_k, \end{aligned} \quad (20)$$

onde  $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$  é o vetor de estados,  $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^p$  é o vetor de entradas de controle,  $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^q$  é o vetor de saídas,  $\mathbf{F} \in \mathbb{R}^{n \times n}$  é a matriz de estado do sistema,  $\mathbf{G} \in \mathbb{R}^{p \times n}$  é a matriz de entrada,  $\mathbf{H} \in \mathbb{R}^{n \times q}$  é a matriz de saída e  $\mathbf{w}_{k-1}$  e  $\mathbf{v}_k$  são ruídos brancos de média zero, não correlacionados, e com matrizes conhecidas de covariância  $\mathbf{Q}_k \in \mathbb{R}^{n \times n}$  e  $\mathbf{R}_k \in \mathbb{R}^q$ , respectivamente.

O filtro estima os estados  $\hat{\mathbf{x}}$  e a covariância da estimativa  $\mathbf{P} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ , cujo primeiro valor deve ser inicializado:

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{x}}_k^+ &= E[\mathbf{x}_0], \\ \mathbf{P}_0^+ &= E[(\mathbf{x}_0 - \hat{\mathbf{x}}_k^+)(\mathbf{x}_0 - \hat{\mathbf{x}}_k^+)^T], \end{aligned} \quad (21)$$

onde  $\hat{\mathbf{x}}_0$  e  $\mathbf{P}_0$  são as estimativas iniciais para as variáveis de estado e sua covariância inicial.

O cálculo da estimativa dos estados no passo  $k$ , dada a estimativa anterior  $\hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+$  e uma nova medida  $\mathbf{y}_k$ , pode ser feito em um primeiro passo de predição, no qual o valor em  $k$  é calculado utilizando o valor estimado em  $k - 1$  e as equações dinâmicas do sistema:

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{x}}_k^- &= \mathbf{F}_{k-1}\hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+ + \mathbf{G}_{k-1}\mathbf{u}_{k-1}, \\ \mathbf{P}_k^- &= \mathbf{F}_{k-1}\mathbf{P}_{k-1}^+\mathbf{F}_{k-1}^T + \mathbf{Q}_{k-1}, \end{aligned} \quad (22)$$



onde  $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times n}$  e  $\mathbf{L} \in \mathbb{R}^{n \times n}$  são, respectivamente, as matrizes das derivadas parciais de  $f(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u}_k, \mathbf{0})$  em relação aos estados  $\mathbf{x}$  e ao ruído  $\mathbf{w}$ , avaliadas no valor da estimativa atual. De forma similar ao caso linear, a predição é corrigida:

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{P}_k^- \mathbf{H}_k^T (\mathbf{H}_k \mathbf{P}_k^- \mathbf{H}_k^T + \mathbf{M}_k \mathbf{R}_k \mathbf{M}_k^T)^{-1}, \quad (26)$$

$$\hat{\mathbf{x}}_k^+ = \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k (\hat{\mathbf{y}}_k - \mathbf{h}_k(\hat{\mathbf{x}}_k^-, \mathbf{0})), \quad (27)$$

$$\mathbf{P}_k^+ = (\mathbf{I} - \mathbf{K}_k \mathbf{H}_k) \mathbf{P}_k^- (\mathbf{I} - \mathbf{K}_k \mathbf{H}_k)^T + \mathbf{K}_k \mathbf{M}_k \mathbf{R}_k \mathbf{M}_k^T \mathbf{K}_k^T, \quad (28)$$

onde  $\mathbf{H}_k$  e  $\mathbf{M}_k$  são as derivadas parciais de  $\mathbf{h}_k(\mathbf{x}_k, \mathbf{v}_k)$  em relação a  $\mathbf{x}_k$  e  $\mathbf{v}_k$  respectivamente avaliadas em  $\hat{\mathbf{x}}_k^-$ .

De acordo com (BLOEMEN et al., 2006), o filtro estendido de Kalman lineariza todas as relações não-lineares, empregando, desse modo, as matrizes jacobianas nas equações do filtro. Quando o sistema é moderadamente não-linear, isso é, a mudança da dinâmica é pequena dentro de um período de amostragem, o filtro estendido funciona bem. Para casos em que a não-linearidade é maior, essa aproximação pela linearização não é mais válida e o filtro pode ter seu desempenho comprometido.

### 2.3.1 Estimativa de Parâmetros

O filtro estendido também pode ser utilizado para estimar parâmetros do sistema (SIMON, 2006). Considerando um parâmetro  $\theta$  a ser estimado, pode-se usar o artifício de aumentar o vetor de estados com o parâmetro. Tem-se, então:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}'_{k+1} &= \begin{bmatrix} \mathbf{F}_k(\theta_k) \mathbf{x}_k + \mathbf{G}_k(\theta_k) \mathbf{x}_k + \mathbf{w}_k \\ \theta_k + \mathbf{w}_{pk} \end{bmatrix}, \\ \mathbf{y}_k &= \begin{bmatrix} \mathbf{H}_k & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ \theta_k \end{bmatrix} + \mathbf{v}_k \end{aligned} \quad (29)$$

onde  $\mathbf{x}'_{k+1}$  é o vetor expandido de estados  $[\mathbf{x}_{k+1} \ \theta_{k+1}]^T$ . Assume-se que  $\theta_{k+1}$  é apenas influenciada por um ruído do processo  $w_{pk}$ . Dessa maneira, modelam-se parâmetros variantes no tempo como um processo de *random walk* (POPOVICI; ZAAL; POOL, 2017).

### 3 METODOLOGIA

Para o emprego da linearização por realimentação, é necessário um modelo em espaço de estados que descreva adequadamente a planta. Como visto na seção 2.1.1, o modelo proposto por (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012) apresenta bons resultados qualitativos, representando, por exemplo, o fenômeno das golfadas severas. Além disso, esse modelo envolve somente três estados e apresenta um grau de complexidade matemática adequado ao desenvolvimento analítico da lei de controle linearizante. Em vista disso, decidiu-se utilizá-lo para o desenvolvimento deste trabalho.

Na literatura, considera-se como estado da arte para o controle de *risers* que apresentem golfadas severas um controlador PI utilizando como variável de saída a pressão de fundo ( $p_{r,b}$ ); todavia, esse controlador não apresenta grandes ganhos em termos de operação, pois não permite aberturas da válvula *choke* significativamente maiores que aquelas em malha aberta (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012). Outras variáveis controladas e de atuação são estudadas em (GEREVINI, 2014).

#### 3.1 Descrição e análise do modelo

O modelo de (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012) é um sistema não-linear afim no controle, conforme a Eq. (12), onde

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} m_{g,eb} \\ m_{g,r} \\ m_{g,l} \end{bmatrix}, \quad (30)$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} (1 - \epsilon)w_{g,in} - C_g \max\left(\frac{m_{g,eb}RT}{MV_{eb}} - m_{g,r}B - (m_{l,r} + m_{l,still})\frac{g\sin\theta}{A}, 0\right) \\ \epsilon w_{g,in} + C_g \max\left(\frac{m_{g,eb}RT}{MV_{eb}} - m_{g,r}B - (m_{l,r} + m_{l,still})\frac{g\sin\theta}{A}, 0\right) \\ w_{l,in} \end{bmatrix}, \quad (31)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{m_{g,r}}{m_{l,r}} C_{out} u \sqrt{\rho_m \left( \frac{m_{g,r}RT}{M(V_r - (m_{l,r} + m_{l,still})/\rho_l)} - p_s \right)} \\ -C_{out} u \sqrt{\rho_m \left( \frac{m_{g,r}RT}{M(V_r - (m_{l,r} + m_{l,still})/\rho_l)} - p_s \right)} \end{bmatrix}, \quad (32)$$

$$\mathbf{h}(\mathbf{x}) = p_{r,b} = m_{g,r}B + (m_{l,r} + m_{l,still})\frac{g\sin\theta}{A}, \quad (33)$$

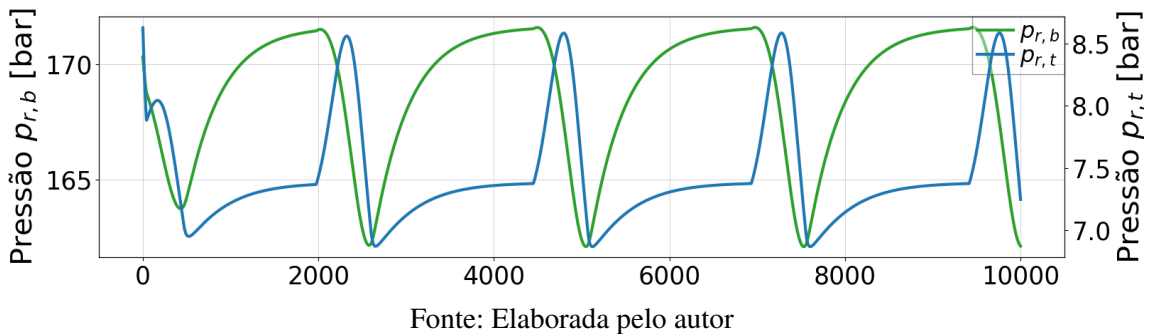
onde,

$$B = \frac{RT\rho_m}{M(m_{l,r} + m_{l,still} - \rho_m V_r)^2}. \quad (34)$$

Os valores numéricos utilizados para os parâmetros acima pode ser encontrado no Apêndice A.

No controle de poços com elevação por *gas-lift*, é fundamental a supressão do ciclo limite, mostrado para o sistema simulado na Figura 12, e, conseqüentemente, da oscilação das pressões, a fim de garantir a maximização da abertura da válvula.

Figura 12: Ciclo limite simulado no modelo para uma abertura constante de 50% da válvula de *choke*.



Como será feita a linearização parcial do sistema, o que requer cuidado adicional perante a estabilidade da dinâmica não-linear "oculta", é interessante que o controle da variável controlada implique também na estabilidade dos estados do sistema. Neste trabalho, esta questão será abordada de forma qualitativa, através da verificação das respostas transientes dos estados do sistema para os casos estudados.

### 3.2 Discussão sobre a Estratégia de Estimação e Controle

Uma redução da pressão na tubulação se traduz em uma vazão de óleo maior, pois, em última análise, há uma diferença maior entre a pressão do reservatório e dos tubos (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012). Com isso em consideração e a observação da literatura, definiu-se a pressão da base  $p_{r,b}$  como variável controlada do sistema. No entanto, os altos níveis de ruído e o difícil acesso para manutenção tornam um sensor de pressão na base do *riser* um ponto crítico das estratégias de controle (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012). Contornar essa dificuldade seria vantajoso para aumentar a lucratividade da operação, reduzindo a necessidade de reparos e minimizando períodos de inatividade ou operação em malha aberta.

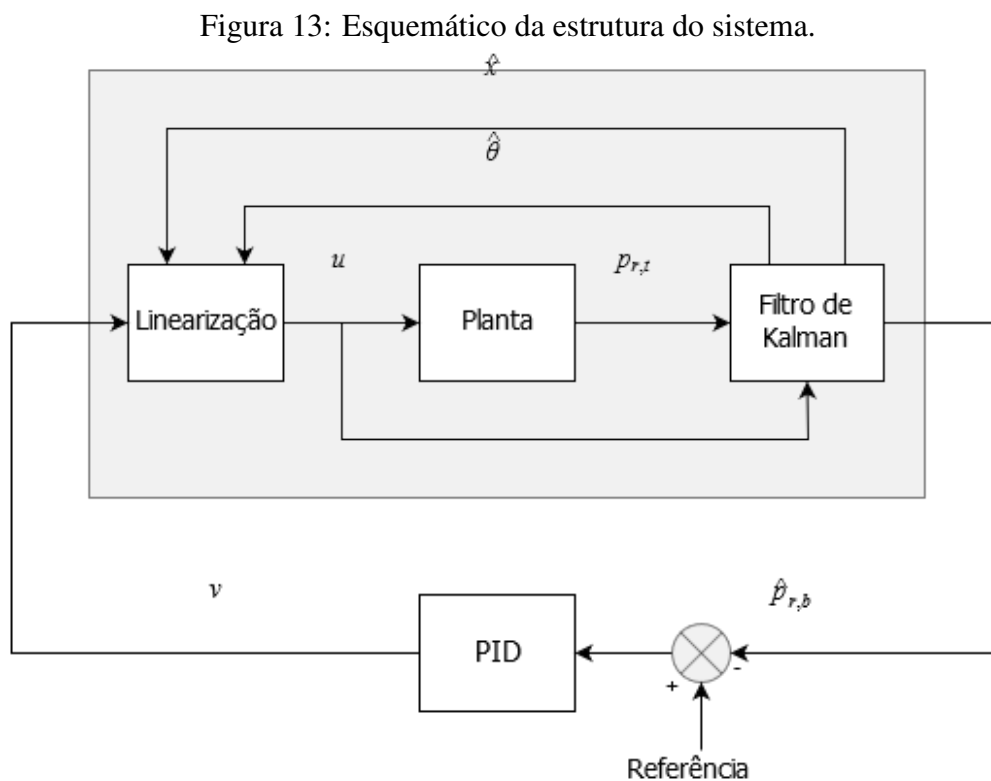
O uso de observadores não-lineares já foi estudado resultados experimentais satisfatórios na literatura. Também já foi utilizado o filtro de Kalman linear baseado em um modelo do sistema linearizado localmente. Esse método apresenta vantagem sobre os observadores não-lineares por considerar de forma ótima os ruídos de processo e de medição. No entanto, seu desempenho é muito dependente do ponto de operação devido à linearização da dinâmica do sistema. Com isso em vista, o uso do filtro estendido de Kalman (EKF) foi proposto como uma técnica de estimação das variáveis que não são diretamente mensuráveis (JAHANSHAH; SALAHSHOOR; SAHRAIE, 2009).

Como mencionado na Seção 2.3, o filtro de Kalman estendido depende de quão bem é possível aproximar o sistema através de linearizações a cada amostragem do sistema. Em (BLOEMEN et al., 2006), aplicou-se a técnica a um sistema *gas-lift* com bons resultados, indicando sua viabilidade nesse tipos de sistema.

A linearização por realimentação de estados requer conhecimento do valor instantâneo de todos os estados do sistema, os quais não serão, em geral, todos medidos, como é o caso deste trabalho. Isso exige um bom modelo com valores precisos dos parâmetros. Além disso, em um processo real, a medição das saídas pode ser ruidosa ou mesmo errônea, e os parâmetros podem variar no tempo devido a fenômenos não modelados com dinâmicas lentas, como a perda de pressão no reservatório (GEREVINI; FARENZENA; TRIERWEILER, 2018).

Devido aos pontos levantados, será implementado um filtro de Kalman que fará a estimação do vetor de estados  $x(t)$  instantâneo do sistema a partir da medição fornecida por um sensor para a pressão do topo,  $p_{r,t}$ , a qual é de fácil acesso por estar à montante da válvula de produção, na plataforma.

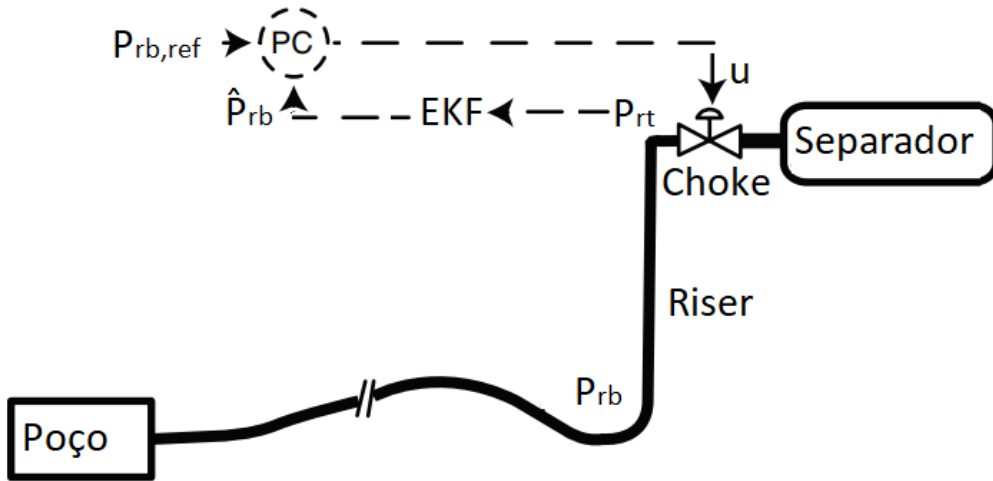
A estrutura completa proposta é: o sensor à montante da válvula de *choke* amostra a pressão do topo  $p_{r,t}$ ; essa medida é utilizada para a inferência do estado e parâmetros do sistema e através do filtro de Kalman estendido. Posteriormente, calcula-se a pressão estimada  $\hat{p}_{r,b}$ , que é a variável controlada na estratégia proposta, e o seu erro em relação à referência  $\hat{p}_{r,b,ref}$ ; este erro é a entrada de um controlador PID que tem como saída a variável  $v$ , a qual é usada para calcular a abertura da válvula  $u$  pela equação linearizante. Uma visão esquemática da malha de controle do sistema é apresentada na Figura 13 e um panorama do *riser* a ser controlado na Figura 14.



Fonte: Elaborada pelo autor



Figura 14: Sistema de controle de um riser.



Fonte: Elaborada pelo autor

### 3.3 Desenvolvimento da Estratégia de Controle

#### 3.3.1 Lei de Controle Linearizante por Realimentação de Estados

Conforme o procedimento apresentado na 2.2, as derivadas de Lie neste sistema são:

$$L_f h(\mathbf{x}) = \frac{w_{l,in} g \sin(\theta)}{A} + B \left( m_{g,r} w_{l,in} - (e w_{g,in} + w_g)(m_{l,r} + m_{l,still} - \rho_m V_r) \right), \quad (35)$$

$$L_g h(\mathbf{x}) = C_{out} \sqrt{\rho_m (p_{r,t} - p_s)} \left( B \left( \frac{m_{g,r}}{m_{l,r}} (m_{l,still} - \rho_m V_r) \right) - \frac{g \sin(\theta)}{A} \right).$$

Assim, a equação que calcula a abertura da válvula  $u$ , linearizando a relação entre entrada e saída, é:

$$u = \frac{(v - L_f h(x))}{(L_g h(x))}, \quad (36)$$

que transforma a derivada da saída,  $\dot{p}_{r,b}$ , em:

$$\dot{p}_{r,b} = L_f h(x) - L_g h(x)u = v, \quad (37)$$

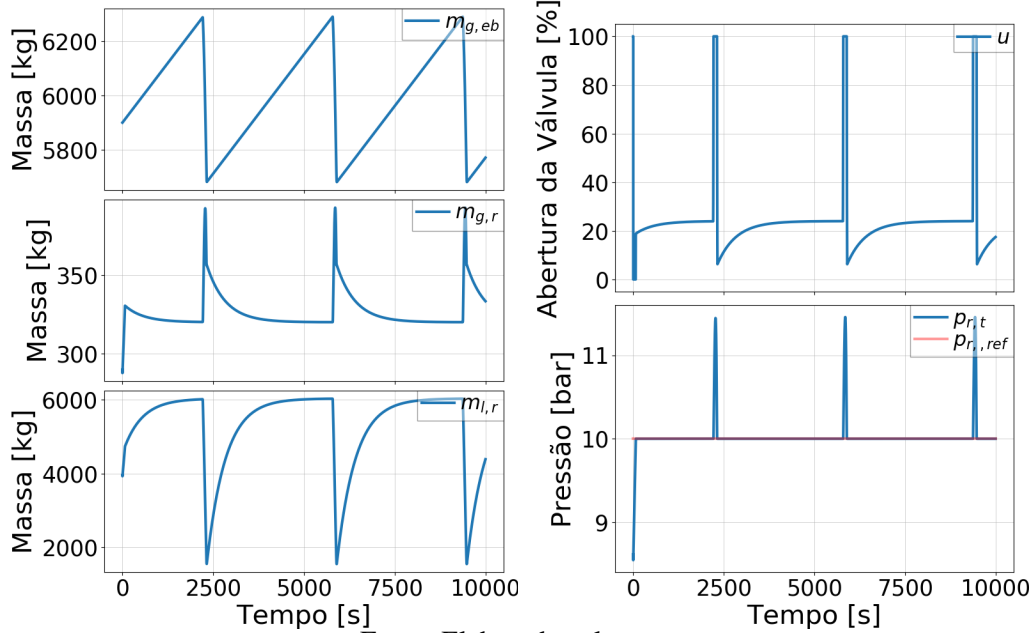
onde  $v$  é a nova entrada do sistema linearizado.

##### 3.3.1.1 Análise da Validade da Lei Linearizante

Uma condição básica para a validade da Equação (36) é  $L_g h(x) \neq 0$  (SLOTINE; LI, 1991). Analisando-se a Equação (35), pode-se ver duas condições nas quais  $L_g h(x) = 0$ : se  $p_{r,t}$  for igual à pressão do *manifold*,  $p_s$  ou quando:

$$\frac{-g \sin(\theta)}{A} + \frac{RT \rho_m}{M(m_{l,r} + m_{l,still} - \rho_m V_r)^2} \left( \frac{m_{g,r}}{m_{l,r}} (m_{l,still} - \rho_m V_r) \right) = 0.$$

A primeira condição não é de interesse, pois representa a situação em que não há produção ( $w_g = 0$ ), e, portanto, o sistema é trivial.

Figura 15: Linearização da variável  $p_{r,t}$ .

Fonte: Elaborada pelo autor

A segunda condição é automaticamente falsa para todos os casos fisicamente possíveis:  $-g \sin(\theta)$  é uma constante negativa e o segundo termo é sempre negativo, pois as massas  $m_{g,r}$  e  $m_{l,r}$  são sempre positivas, e  $m_{l,still} - \rho_m V_r$  é um valor sempre negativo, visto que  $\rho_m V_r$  é a massa máxima de líquido no tubo, assumindo incompressibilidade desse.

### 3.3.1.2 Análise de Estabilidade

Uma demonstração dos efeitos da dinâmica "oculta" mencionada anteriormente pode ser vista na Figura 15. Nesse caso, aplicou-se o procedimento de linearização considerando a variável  $p_{r,t}$  (pressão no topo do riser) como saída do sistema e realizou-se um controle do tipo proporcional sobre a mesma. Como pode-se observar à esquerda em cima na Figura, o crescimento constante da variável  $m_{g,eb}$  leva a um ciclo-limite da abertura da válvula virtual, o que não pode ser compensado devidamente em virtude da saturação da válvula de produção.

Como será visto na estratégia com  $p_{r,b}$ , esse fenômeno não ocorre, pois todas as massas do sistema acomodam-se em valores constantes para valores constantes de  $p_{r,b}$ .

### 3.3.2 Lei de Controle Linear

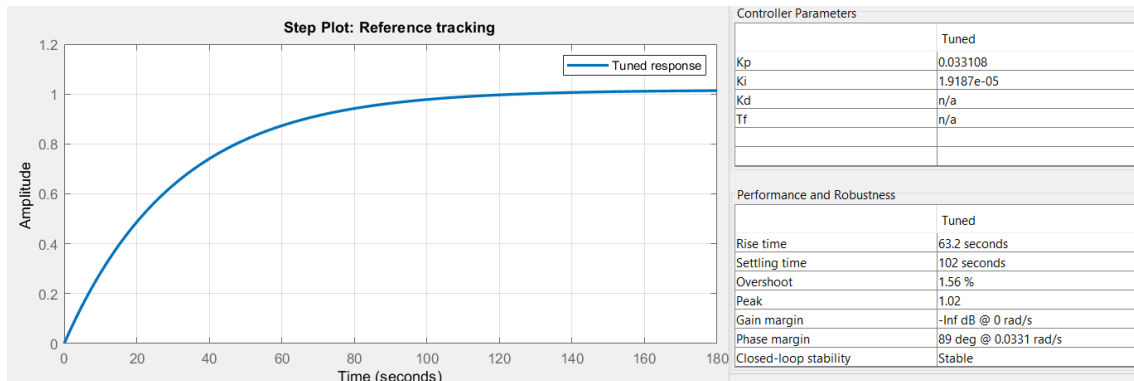
Como o objetivo primário do controle dos sistemas *gas-lift* é aumentar a abertura média da válvula sem que o sistema exiba comportamento oscilatório, não há necessidade de uma resposta rápida por parte do controle linear. No entanto, a lei linearizante depende da exatidão dos estados e parâmetros na sua equação. Por essa razão, será utilizado um controlador com ação integral para tentar compensar pequenas não-linearidades residuais.

Em adição, há a saturação da abertura da válvula de controle, que é uma não-linearidade não considerada pela estratégia de linearização: se os ganhos do PID forem agressivos demais, é possível que a variável de controle  $u$  sature e, portanto, a linearização não seja mais válida. Uma vez que a dinâmica entrada-saída da planta linearizada corresponde a de um sistema integrador, o qual será controlado pelo controlador PI, calcularam-se os

ganhos para um tempo de acomodação de 100 segundos com 1.5% de *overshoot* com a ferramenta do MATLAB PID Tuner, como visto na Figura 16. Esses são:

$$\begin{aligned} K_p &= 0.0331 \\ K_i &= 1,92 \times 10^{-5} \end{aligned} \quad (38)$$

Figura 16: Cálculo dos ganhos do controlador proporcional integral.



Fonte: Elaborada pelo autor

### 3.4 Desenvolvimento do Filtro de Kalman

Além dos estados, investigou-se a possibilidade de estimar os valores dos parâmetros  $V_{eb}$ ,  $m_{l,still}$ ,  $e$ ,  $C_g$ ,  $w_{l,in}$  e  $w_{g,in}$  frente a erros de identificação ou variação natural de seus valores; essas constantes foram consideradas de maior interesse para estimação, pois não são propriedades físicas nem parâmetros de construção do sistema ou variáveis facilmente medidas, e correspondem efetivamente a parâmetros de ajuste do modelo com dados reais.

### 3.5 Testes Propostos

Foram estipulados dois casos para teste da estratégia proposta: o primeiro, no qual se considera que os parâmetros da planta são perfeitamente conhecidos, e o segundo, no qual são considerados erros paramétricos, ou seja, tanto o filtro de Kalman quanto a lei de controle linearizante utilizam valores diferentes daqueles reais da planta. Procura-se avaliar o sistema de controle com relação à robustez e característica de convergência em relação aos erros paramétricos e no desempenho de malha de controle, este envolvendo a supressão do regime de golfadas e a possibilidade de aumento na abertura média da válvula.

Para esse propósito, trabalhar-se-á utilizando a simulação do modelo de (DI MEGLIO; KAASA; PETIT, 2009) como planta. Ela é implementada utilizando uma *S-function* no *Simulink* do *software* MATLAB. As equações diferenciais são as mesmas vistas na seção 2.1.2 e os parâmetros foram retirados de (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012), os quais foram calculados no artigo para um poço marítimo em Oseberg, na Noruega.

Propõem-se, então, os seguintes casos para simular o sistema:

- Parâmetros perfeitamente conhecidos:

O sistema será simulado com condições iniciais do filtro diferentes do sistema real para analisar o conjunto controlador-estimador e a resposta sistema antes e depois da convergência das estimativas aos valores reais da planta;

- Parâmetros aproximadamente conhecidos:

Serão avaliados os erros causados pela inicialização errônea dos parâmetros  $V_{eb}$ ,  $w_{l,in}$ ,  $C_{out}$ ,  $C_g$  e  $m_{l,still}$  no controle-estimador. Serão procuradas as variações máximas paramétricas do controle-estimador que ainda permitem a operação estável do sistema. Esses limites serão encontradas por tentativa e erro: o parâmetro estudado será variado até que o sistema instabilize ou atinja-se 200% ou 50% do valor nominal do parâmetro. Esse procedimento será realizado tanto para variações positivas quanto negativas.

Destaca-se que esses valores máximos/mínimos não representam valores aplicáveis a qualquer sistema, pois dependem não só dos valores dos parâmetros (que serão diferentes para cada sistema), como também das condições iniciais da planta, do filtro e o valor da referência de pressão. Busca-se apenas evidenciar os efeitos de parâmetros inexatos na estabilidade do sistema estimador-controlador.

- Parâmetros aproximadamente conhecidos, porém, a serem estimados pelo filtro:

Será analisado em que condições é possível estimar os parâmetros citados anteriormente.

Para todos os casos, exceto quando mencionado, será adicionado um ruído branco de pequena intensidade ( $\sigma^2 = 200000$ ) à medida do sensor de  $p_{r,t}$ .

Em todos os casos, têm-se as seguintes condições iniciais para a planta e o filtro:

$$\mathbf{x}_0 = \begin{bmatrix} 5900 \text{ kg} \\ 290 \text{ kg} \\ 3950 \text{ kg} \end{bmatrix}, \hat{\mathbf{x}}_0 = \begin{bmatrix} 5800 \text{ kg} \\ 250 \text{ kg} \\ 3780 \text{ kg} \end{bmatrix}. \quad (39)$$

As matrizes de covariância do filtro de Kalman foram obtidos por tentativa e erro. Nos primeiros dois casos, a matriz  $\mathbf{Q}$  e a constante  $R$  são, respectivamente:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 22 & 0 & 0 \\ 0 & 22 & 0 \\ 0 & 0 & 22 \end{bmatrix}, R = 200000. \quad (40)$$

Para a estimativa, utilizou-se a mesma  $R$  e:

$$\mathbf{Q}_{C_{out}} = \begin{bmatrix} 22 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 22 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 22 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2.2 \times 10^{-8} \end{bmatrix}, \mathbf{Q}_{w_{l,out}} = \begin{bmatrix} 22 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 22 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 22 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 22 \end{bmatrix}, \quad (41)$$

$$\mathbf{Q}_{w_{g,in}} = \begin{bmatrix} 22 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 22 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 22 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 4 \end{bmatrix}, \mathbf{Q}_{\text{todos}} = \begin{bmatrix} 22 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 22 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 22 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 22 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2.2 \times 10^{-8} \end{bmatrix}. \quad (42)$$

## 4 RESULTADOS

### 4.1 Caso 1: Estados Estimados, Parâmetros Perfeitamente Conhecidos

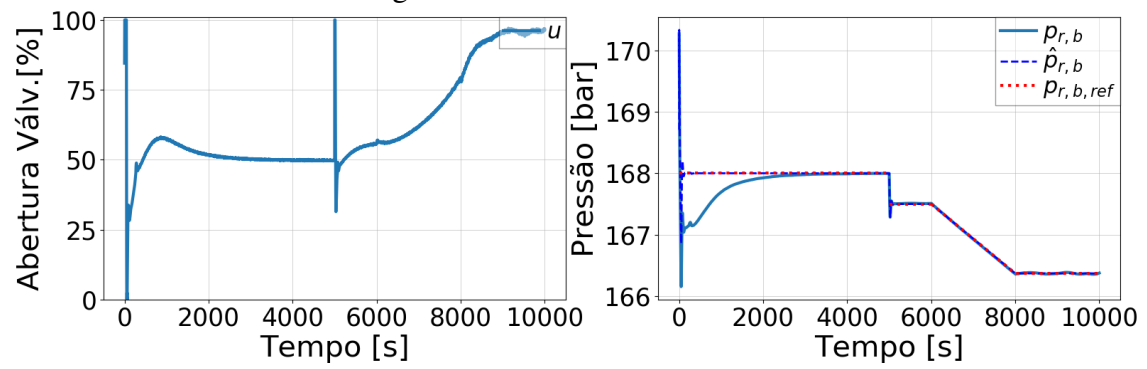
Com o sistema operando em condições ideais, isso é, conhecendo-se os parâmetros corretos da planta, o sistema apresenta comportamento livre de golfadas e segue a referência de pressão  $p_{r,b,ref}$ . Na Figura 17, durante o primeiro salto de referência, o controlador não responde com o tempo de acomodação projetado, evidenciando a linearização falha, decorrente da estimativa errada inicial. Em um segundo momento, um segundo salto de referência resulta em um tempo de resposta muito próximo do esperado, consequência do erro de estimativa menor. Aos 6000s é aplicado uma rampa na referência de pressão até a válvula de *choke* chegar em quase 100% de abertura: observa-se que o sistema permanece estável. A Figura 18 mostra que a estimativa  $\hat{p}_{r,t}$  está muito próxima de  $p_{r,t}$ .

A Figura 20 mostra a estimativa do filtro para os estados. Verifica-se que todos os estados convergem para valores constantes, não apresentando problemas como os ocorridos na linearização de  $p_{r,t}$ , visto na Figura 15. Percebe-se que, para o segundo salto da referência, a estimativa está muito próxima dos valores reais, possibilitando o desempenho mais próximo ao esperado pela linearização, já que essa é muito próxima da linearização exata.

A Figura 19 mostra um caso idêntico ao da Figura 17, porém, aos 6000 s, o parâmetro  $w_{g,in}$  sofre um salto até  $0,9 \text{ kg s}^{-1}$ . O sistema não mais segue a referência, pois o erro do controle é calculado com a estimativa  $\hat{p}_{r,b}$ , o qual continua sobre a referência.

Observou-se um pequeno erro de estimativa em regime permanente que decresce com a diminuição do período de amostragem, o que está relacionado com a aproximação do sistema não-linear pelas linearizações do filtro estendido de Kalman, corroborando o afirmado em (BLOEMEN et al., 2006).

Figura 17: Parâmetros nominais.



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 18: Estimação de  $p_{r,t}$  para parâmetros nominais.

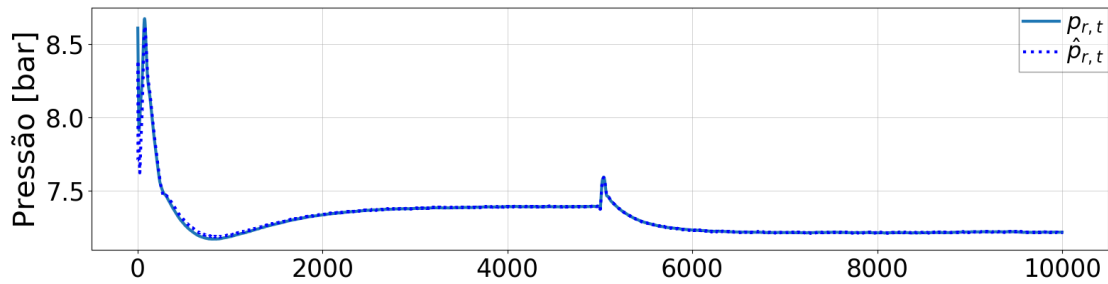


Figura 19: Parâmetros nominais com perturbação em  $w_{g,in}$ .

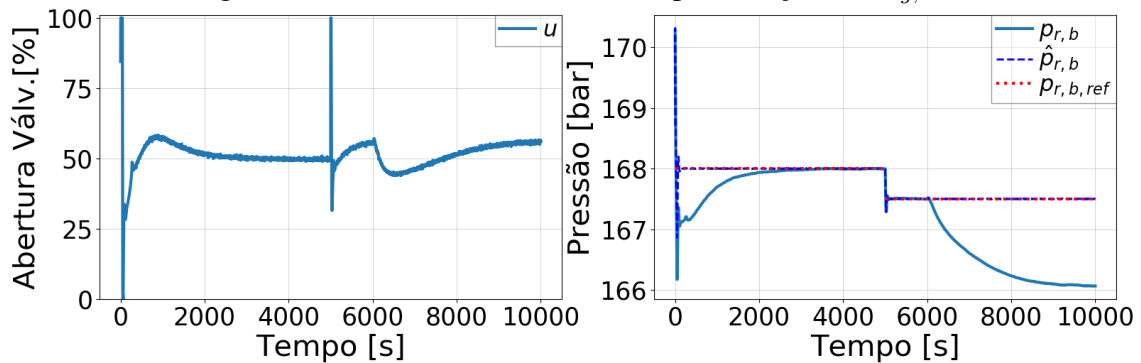
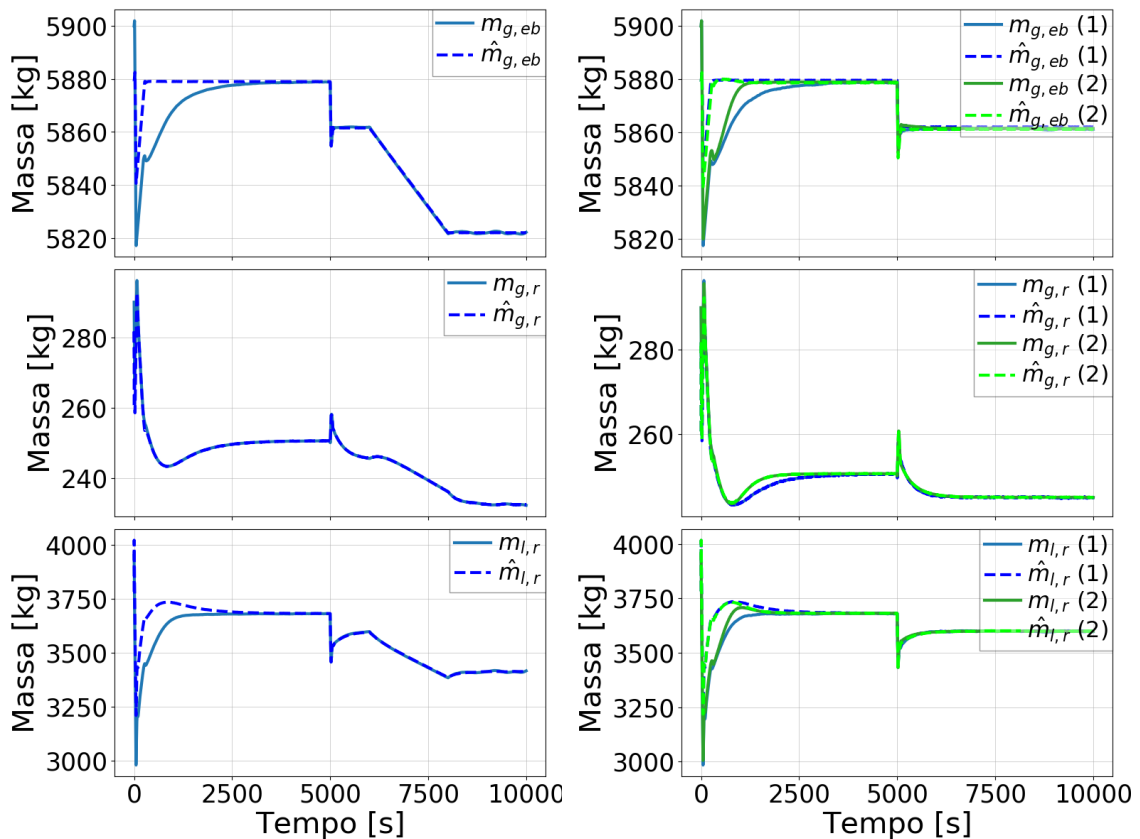


Figura 20: Estimativa dos estados à esquerda para parâmetros nominais e à direita para  $C_g^*$ : (1): 200% do nominal; (2) 50% do nominal.



Fonte: Elaboradas pelo autor

## 4.2 Caso 2: Estados Estimados, Parâmetros Conhecidos com Imprecisão

No caso em que os parâmetros identificados para o modelo contém erros, esse efeito se combina com os erros nos valores dos estados empregados pela lei de linearização, gerando assim uma segunda fonte de erros (JULIER; UHLMANN, 2004). Nesta seção, a lei de linearização e o filtro de Kalman empregarão valores errôneos, mas fixos dos parâmetros. Para diferenciar os parâmetros da planta dos parâmetros empregados pelo sistema de controle (equação linearizante e filtro de Kalman), será adicionado o sobrescrito \* nos parâmetros do sistema de controle.

Nesta seção, são feitos testes empíricos para analisar qualitativamente a região de convergência do sistema de controle. De acordo com os testes da última seção, sabe-se que o acoplamento do filtro de Kalman e da lei de controle são capazes de estabilizar o sistema mesmo partindo de condições iniciais não conhecidas ( $\hat{x}(t_0) \neq x(t_0)$ ) e de estimar corretamente os estados ( $\hat{x}(\infty) \approx x(\infty)$ ) e, com isso, fazer o sistema se comportar linearmente. Resta determinar como se comporta o sistema quando o conhecimento dos parâmetros do sistema é inexato ( $\theta^* \neq \theta$ ).

Figura 21: Abertura da válvula de *choke* e pressão da base para variação no parâmetro  $C_g^*$ . (1): 200% do valor nominal; (2): 50% do valor nominal.

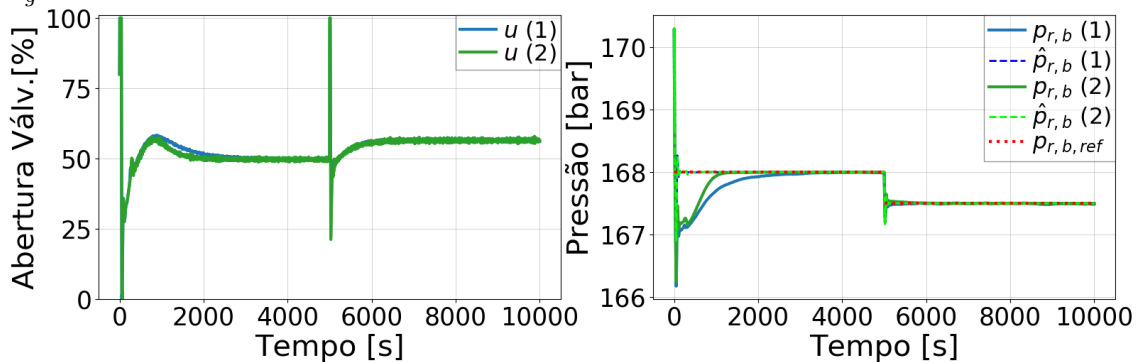
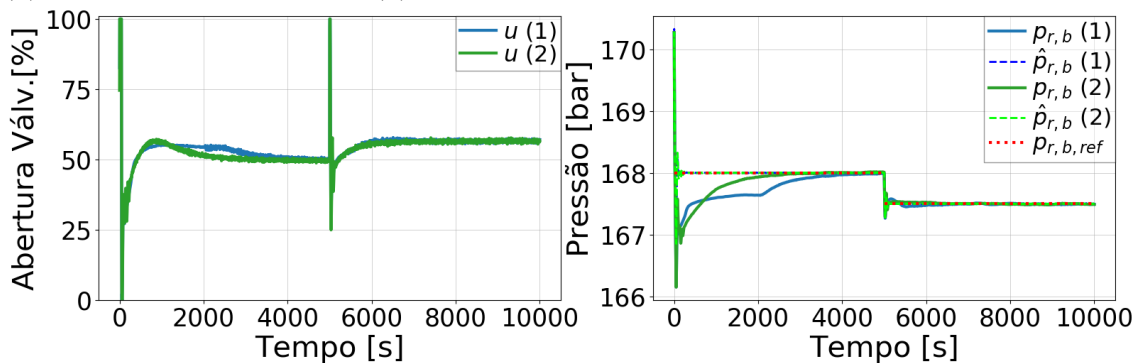


Figura 22: Abertura da válvula de *choke* e pressão da base para variação no parâmetro  $\epsilon^*$ . (1): 125% do valor nominal; (2): 50% do valor nominal.



Fonte: Elaboradas pelo autor

Nas figuras 21 e 22, constata-se, que mesmo com erros relativos elevados nos parâmetros  $C_g^*$  e  $\epsilon^*$  (lembrando que esse valor pode variar de 0 a 1 e portanto no caso de aumentá-lo em 25% aproxima-se de 1), o sistema responde de maneira similar ao nominal. Na Figura 20, pode-se comparar a estimativa dos estados do caso em que  $C_g^*$  está errado com o



caso nominal. Adicionalmente, essas constantes não estão presentes na expressão de  $p_{r,b}$ : contanto que os estados sejam estimados corretamente a saída também será.

Figura 23: Abertura da válvula de *choke* e pressão da base para variação no parâmetro  $m_{l,still}^*$ . (1): 100,4% do valor nominal; (2): 85% do valor nominal.

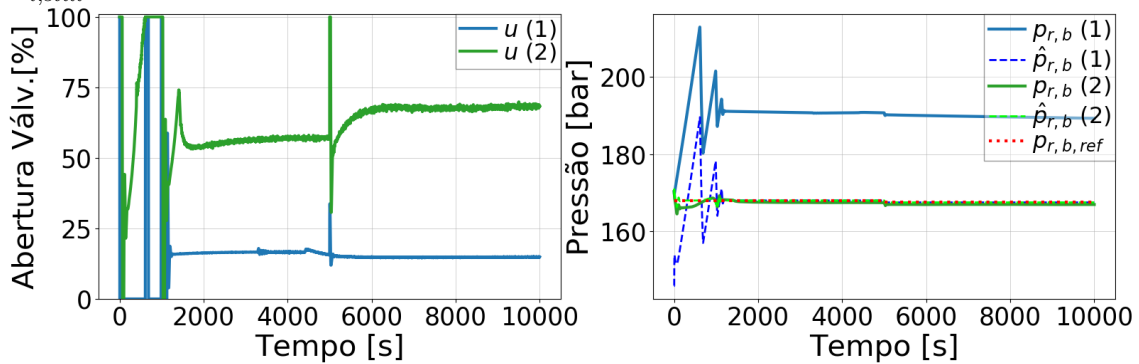


Figura 24: Abertura da válvula de *choke* e pressão da base para variação no parâmetro  $w_{g,in}^*$ . (1): 200% do valor nominal; (2): 92% do valor nominal.

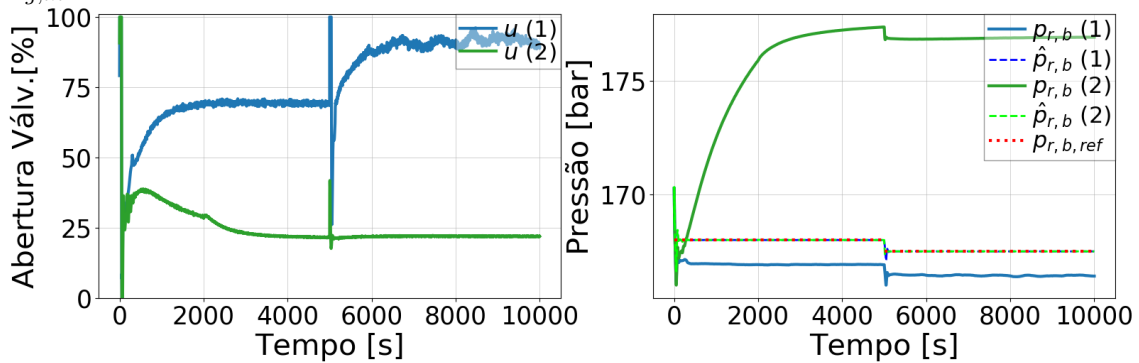
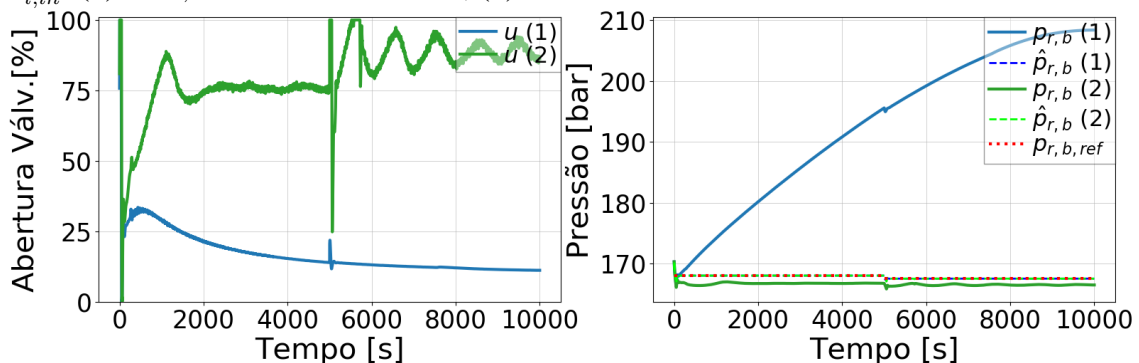


Figura 25: Abertura da válvula de *choke* e pressão da base para variação no parâmetro  $w_{l,in}^*$ . (1): 103,4% do valor nominal; (2): 85% do valor nominal

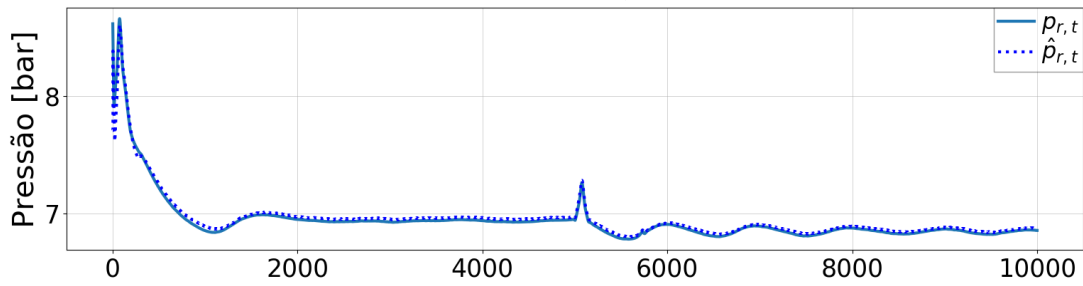


Fonte: Elaboradas pelo autor

Nas simulações com os parâmetros  $V_{eb}^*$ ,  $m_{l,still}^*$ ,  $w_{l,in}^*$  e  $w_{g,in}^*$  incorretos encontra-se um padrão recorrente: como verifica-se nas figuras de 24 à 27, a estimativa do filtro de Kalman não converge para o valor da planta, exacerbando o cancelamento imperfeito das não linearidades. Os efeitos na estimação dos estados para os casos restantes podem ser averiguados no Apêndice B.

Interessantemente, constata-se nas figuras 23 à 25 que, em todos os casos, a estimativa  $\hat{p}_{r,b}$  acomoda-se na referência, não o valor real  $p_{r,b}$ . Uma vez que o controlador PI age

Figura 26: Estimação de  $p_{r,t}$  para  $w_{l,in}^*$  103,4% do nominal.



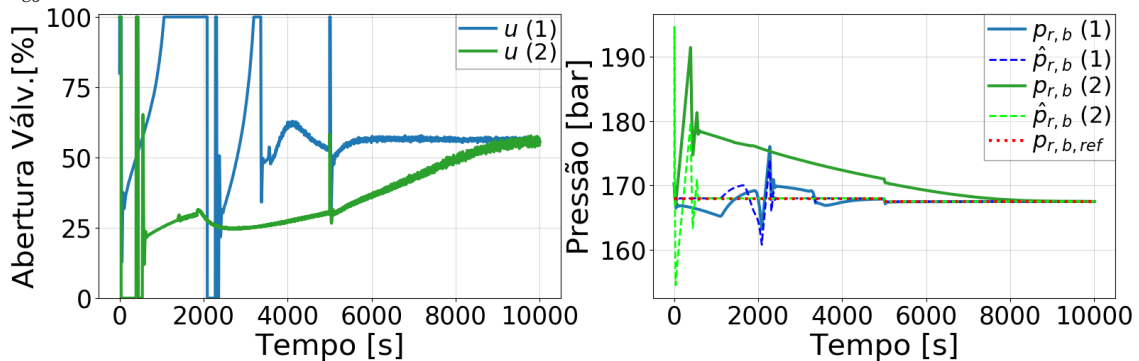
Fonte: Elaborada pelo autor

sobre o erro entre a estimativa  $\hat{p}_{r,b}$  e a referência, o erro atingido pelo o controlador é zero entre estas grandezas, porém os estados do sistema real se acomodam de tal modo que  $\hat{p}_{r,b} \neq p_{r,b}$  em função da discrepância nos parâmetros. Pode-se observar na Figura 26 que o erro de  $p_{r,t}$  é muito menor do que nas outras variáveis: o filtro encontra uma combinação de estados que aproximam o valor de sua entrada  $p_{r,t}$ , todavia, esta combinação não é a esperada devido aos erros paramétricos.

Contudo, apesar da variável real  $p_{r,b}$  não seguir a referência, verificou-se que o sistema não se torna necessariamente instável mediante erros paramétricos, afinal, em todos os casos suprimiu-se o regime de golfadas em diferentes graus. Em nenhum dos casos há o ciclo presente em operação em malha aberta para grandes aberturas de válvula, na qual há o fechamento e abertura periódicos da válvula virtual (apesar das oscilações em  $w_{l,in}^* = 1,034 w_{l,in}$ , essas não decorrem devido a esse mecanismo).

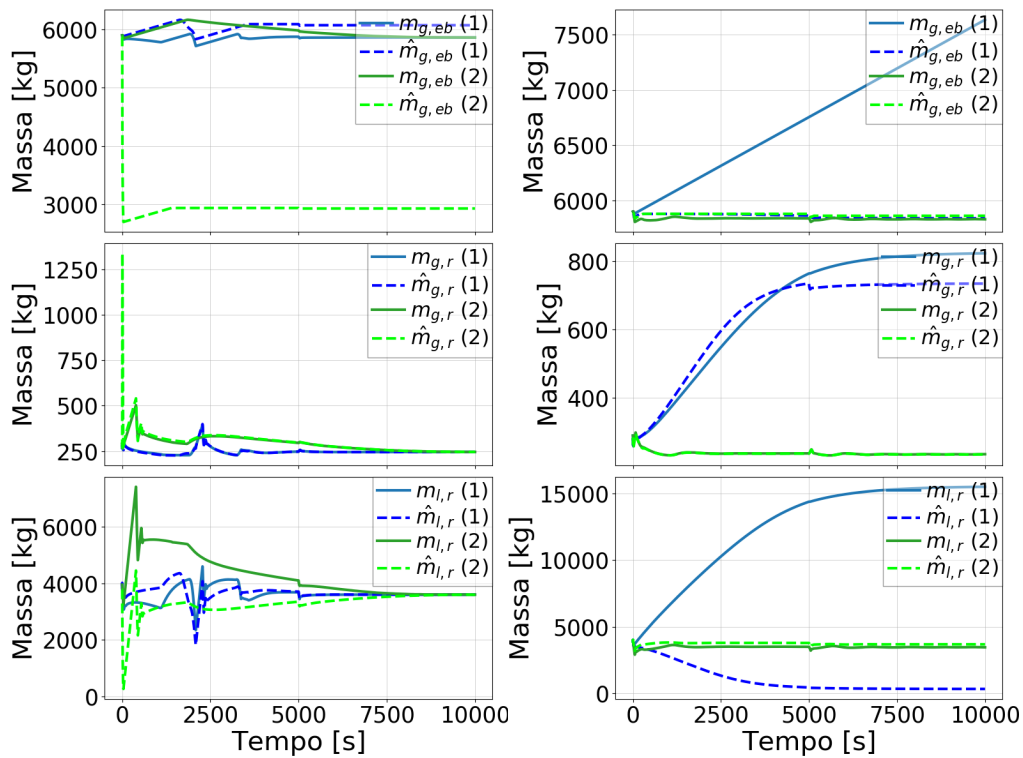
Para um erro paramétrico em  $V_{eb}^*$  surge um comportamento peculiar no desempenho do sistema, em particular na estimativa dos estados, mostrada na Figura 28. O filtro de Kalman apresenta grande dificuldade em estimar  $m_{g,r}$  e  $m_{l,r}$ , porém, por fim, sucede; em contrapartida,  $m_{g,eb}$  é estimado com grande erro em regime permanente. Enquanto isso, na Figura 27, a abertura da válvula de *choke* oscila erráticamente entre ambas saturações, até que, em certo ponto, a estimativa aproxima-se suficientemente dos valores reais, permitindo que a lei de controle suprima as oscilações do sistema. No segundo salto, a resposta de  $p_{r,b}(2)$  é indistinguível da exibida no caso nominal e, por fim,  $p_{r,b}(1)$  alcança a referência.

Figura 27: Abertura da válvula de *choke* e pressão da base para variação no parâmetro  $V_{eb}^*$ . (1): 50% do valor nominal; (2): 103,6% do valor nominal.



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 28: Estimativa dos estados à esquerda para  $V_{eb}^*$  (1): 103, 6% do nominal; (2) 50% do nominal e à direita para  $C_{out}^*$ : (1): 96% do nominal; (2) 150% do nominal.



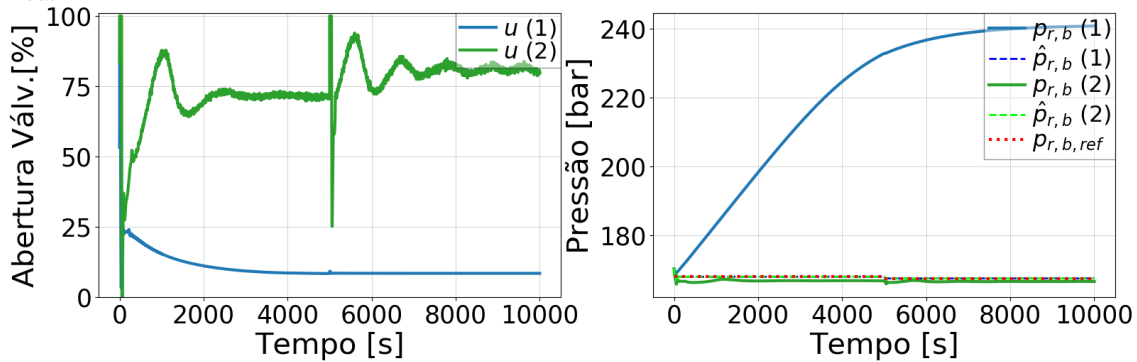
Fonte: Elaborada pelo autor

No fim, verifica-se que as estimativas  $\hat{m}_{g,r}$  e  $\hat{m}_{l,r}$  convergiram para os valores da planta. Nas equações vistas na Seção 2.1.2, constata-se que  $V_{eb}$  está apenas presente na pressão da bolha  $p_{e,b}$ , que manifesta-se no sistema somente através da vazão  $w_g$ . Se o estado  $m_{g,eb}$  for sobrestimado em certa porcentagem, mas  $V_{eb}$  for subestimado pela mesma porcentagem, resulta-se que o valor de  $p_{eb}$  é estimado corretamente, e portanto  $w_g$  também. Dessa maneira, as outras estimativas podem convergir para o valor real.

A Figura 29 evidencia que o parâmetro  $C_{out}^*$ , em particular quando subestimado, causa erros grosseiros na estimativa do filtro. Nesse caso, a Figura 28 mostra que a massa da bolha de gás  $m_{g,eb}$  continua aumentando. Para ressaltar o transiente inicial, não é mostrado no gráfico que, aos 15000 segundos, a válvula virtual é aberta, causando oscilações do sistema.

Em alguns casos, a instabilidade provém da saturação da válvula: a lei linearizante superestima o quanto a válvula deve ser aberta para seguir a referência e a satura. Com o esforço de controle saturado, rapidamente começa o ciclo limite, que, somado aos erros paramétricos, tornam o controle incapaz de re-estabilizar o sistema. Um resumo geral do resultados com comentários pontuais pode ser visto na Tabela 1.

Figura 29: Abertura da válvula de *choke* e pressão da base para variação no parâmetro  $C_{out}^*$ . (1): 96% do valor nominal; (2): 150% do valor nominal.



Fonte: Elaborada pelo autor

Tabela 1: Valores máximos e mínimos relativos ao valor verdadeiro testados sem perda de estabilidade.

Parâmetro	Máximo (%)	Mínimo (%)	Comentário
$C_g^*$	200%	50%	Sistema não instabilizou dentro da faixa testada.
$\epsilon^*$	125%	50%	Sistema não instabilizou dentro da faixa testada.
$m_{l,still}^*$	100,4%	85%	Sistema extremamente sensível à sobrestimação.
$w_{g,in}^*$	200%	92%	Sistema não instabilizou na sobrestimação do parâmetro; instabilizou devido à saturação da válvula quando subestimado.
$w_{l,in}^*$	103,4%	85%	Sistema instabiliza devido à saturação da válvula quando o parâmetro é sobrestimado, entretanto já apresenta oscilações na abertura da válvula.
$V_{eb}^*$	103,6%	50%	Em ambos os casos sistema instabiliza devido à divergência do filtro de Kalman. Quando não, sistema segue comportamento nominal após estimativas de $m_{l,r}$ e $m_{g,r}$ convergirem para o valor real.
$C_{out}^*$	125%	96%	Sistema instabiliza devido à saturação da válvula quando subestimado.

Fonte: Elaborada pelo autor

### 4.3 Caso 3: Estados e Parâmetros Estimados

Tendo em vista os efeitos negativos de erros paramétricos no sistema de controle, estendeu-se o vetor de estados do filtro de Kalman para permitir estimar os parâmetros do sistema, conforme abordado na seção 2.3.1. Pelos resultados da seção anterior, julgou-se desnecessário a estimativa de  $\epsilon$  e  $C_g$  devido aos seus efeitos pouco prejudiciais em caso de erro. Tornariam apenas o processo de sintonia e a velocidade de convergência do filtro de Kalman mais trabalhosa. Implementou-se, dessa maneira, somente a estimativa dos parâmetros restantes. Será analisada primeiramente a estimativa de cada parâmetro individual e depois todas simultaneamente. Por conveniência, refere-se a valor relativo como a razão  $\hat{\theta}/\theta$ , onde  $\theta$  é o parâmetro em questão e  $\hat{\theta}$ , sua estimativa.

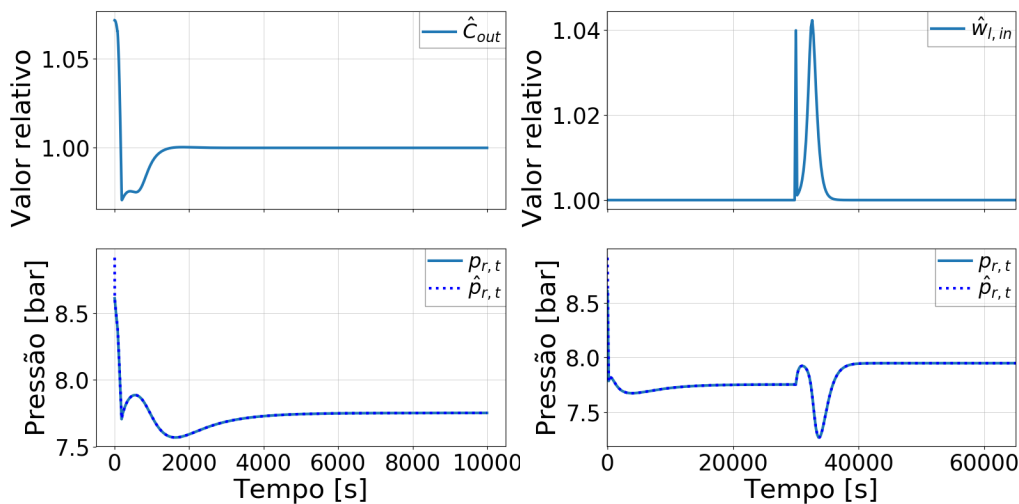
### 4.3.1 Estimativa de $C_{out}$

Neste teste, a planta tem o parâmetro constante durante a simulação, entretanto, o filtro é inicializado com  $\hat{C}_{out}$  em  $3 \times 10^{-3} m^2$ . Verifica-se na Figura 30 a rápida convergência do filtro para o valor correto ( $2,8 \times 10^{-3} m^2$ ), mesmo com um erro significativo nos estados iniciais.

### 4.3.2 Estimativa de $w_{l,in}$

A estimativa  $\hat{w}_{l,in}$  foi somente realizável quando o erro inicial dos estados era muito próximo de zero. Em particular, mesmo erros limitados de  $\hat{m}_{g,eb}$ , induziam o filtro à divergência. Adotou-se o seguinte procedimento: o filtro de Kalman é inicializado como no caso nominal, com o parâmetro exato conhecido e sem o vetor de estados estendido. Após o erro das estimativas se aproximar de zero, aos 30000s, adiciona-se  $\hat{w}_{l,in}$  ao vetor de estados do filtro de Kalman ao mesmo tempo que aplica-se um salto no parâmetro da planta, variando-o de 11,75 até 11,3 kg/s. Com esse procedimento, busca-se representar um sistema inicialmente perfeitamente conhecido, mas que varia no tempo.  $\hat{w}_{l,in}$  e  $\hat{p}_{r,t}$  podem ser vistos na Figura 30.

Figura 30: À esquerda, estimativa de  $C_{out}$ . À direita, estimativa de  $w_{l,in}$



Fonte: Elaborada pelo autor

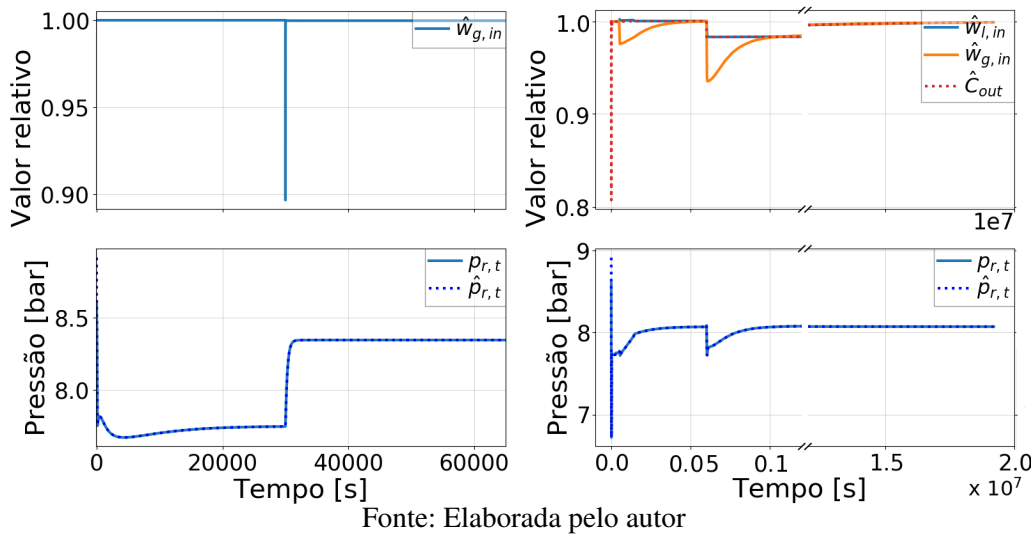
### 4.3.3 Estimativa de $w_{g,in}$

Para  $\hat{w}_{g,in}$ , constatou-se o mesmo que  $\hat{w}_{l,in}$ , com duas observações: foi necessário aplicar à referência  $p_{r,b,ref}$  um pequeno ruído branco; sem esse, o parâmetro não convergia ao valor correto. Também foi necessário remover o ruído simulado do sensor de  $p_{r,t}$ . Assim, após o distúrbio no parâmetro, variando-o de 0,8 a 0,9 kg/s, o filtro convergiu a estimativa do parâmetro para o valor da planta, conforme a Figura 31. A introdução de um ruído à referência é um modo de introduzir excitação a todas as dinâmicas, da mesma forma que é feito para a identificação de sistemas lineares por mínimos quadrados; afinal, o filtro de Kalman é um estimador de mínimo erro quadrático.

### 4.3.4 Estimativas de $m_{l,still}$ e $V_{e,b}$

Encontrou-se dificuldade na estimativa das constantes estudadas na seção anterior: tentativas de estimar  $m_{l,still}$  e  $V_{e,b}$  levaram à divergência do filtro de Kalman ou simples-

Figura 31: À esquerda, estimativa de  $w_{g,in}$ . À direita, estimativa de todos os estados



mente à convergência para valores errôneos.

#### 4.3.5 Estimativas simultâneas de $w_{l,in}$ , $w_{g,in}$ , $C_{out}$

Inicialmente, o vetor de estados do filtro de Kalman é apenas estendido com  $\hat{C}_{out}$ , com valor inicial de  $3 \times 10^{-3} m^2$ . Aos 30000 s, ocorre um distúrbio nos parâmetros da planta  $w_{l,in}$  e  $w_{g,in}$  de valor igual aos casos anteriores e o vetor é estendido adicionalmente com  $\hat{w}_{l,in}$  e  $\hat{w}_{g,in}$ . Aos 500000 s, aplica-se um salto a  $C_{out}$  da planta para um valor final de  $2,95 \times 10^{-3} m^2$ . Com esse teste, busca-se evidenciar um comportamento constatado na estimativa simultânea: perante distúrbios no parâmetro  $C_{out}$ , as estimativas  $\hat{C}_{out}$ ,  $\hat{w}_{l,in}$  e  $\hat{w}_{g,in}$  saltam para um novo valor errado e lentamente convergem para o valor correto, como mostra a Figura 31. Após o salto, apesar das estimativas claramente erradas dos parâmetros, pode-se verificar que o erro  $\hat{p}_{r,t} - p_{r,t}$  é pequeno, e, portanto, o valor da correção também, como verifica-se na Equação (27).

## 5 CONCLUSÕES

Propôs-se, neste trabalho, um estudo sobre a factibilidade de um controle por linearização por realimentação utilizando um modelo já presente na literatura. Foram realizados diversos testes, buscando entender a limitação da técnica e os impactos negativos de eventualidades que poderiam acontecer numa implementação real, como o desconhecimento de parâmetros exatos.

Demonstrou-se a derivação da lei linearizante para o modelo e certificou-se de sua validade nos casos fisicamente possíveis. Com esse controle, combinado ao filtro de Kalman, mostrou-se que é possível realizar o controle linearizante com bons resultados, eliminando o regime de golfadas e possibilitando um aumento da abertura da válvula de *choke*, o que significa uma maior produção.

Após a acomodação da estimativa perto dos valores reais, o sistema exhibe o comportamento linear esperado, com exceção de quando sob efeito da saturação da válvula de produção. Também foi possível elevar a abertura da válvula até quase 100% sem empecilhos.

O sistema exhibe vulnerabilidade perante erros paramétricos do modelo, fato já esperado devido às conhecidas dependências do controle linearizante e do filtro de Kalman estendido de modelos adequados. Obteve-se sucesso parcial ao estimar alguns parâmetros, mitigando parte desse problema. Especificamente, foi encontrada facilidade para estimar  $C_{out}$ , pois esse pode ser estimado a partir de uma condição inicial do filtro relativamente diferente da planta. Para  $w_{l,in}$  e  $w_{g,in}$ , encontrou-se condições mais restritas para a estimação, em particular com relação às condições iniciais do filtro. A estimação simultânea também foi possível, apesar do longo tempo para convergência das estimativas. Não foi possível estimar  $m_{l,still}$  e  $V_{e,b}$ .

Outra ressalva acerca do esquema de controle é que ele foi apenas validado em simulações. O modelo utiliza três equações diferenciais para descrever o comportamento matemático de um sistema que seria melhor descrito por equações diferenciais parciais, as quais descreveriam as nuances das interações entre cada ponto do sistema. Assim, ressalta-se ainda mais a necessidade do conhecimento de parâmetros que melhor adéquam o modelo ao sistema real.

Este trabalho baliza investigações futuras sobre essa estrutura de controle para poços *gas-lift*, demonstrando o funcionamento teórico do sistema. Um estudo mais minucioso sobre estratégias para estimativa dos parâmetros, em particular  $m_{l,still}$  e  $V_{e,b}$ , conferiria maior robustez ao sistema proposto e seria um passo natural para futuros trabalhos.

## APÊNDICE A PARÂMETROS UTILIZADOS NA SIMULAÇÃO DA PLANTA

Tabela 2: Valores das constantes da simulação da planta.

Parâmetro	Descrição	Valor
$R$	Constante dos gases	$8,314 JK$
$T$	Temperatura	$363 K$
$M$	Massa molecular do gás	$2,2 \times 10^{-2} kg mol^{-1}$
$\rho$	Densidade do líquido	$900 kg m^{-3}$
$g$	Constante da gravidade	$9,81 m s^{-2}$
$\theta$	Inclinação do riser	$\pi/4 rad$
$A$	Área de seção transversal do riser	$4,4 \times 10^{-3} m^2$
$p_s$	Pressão do separador	$6,6 \times 10^5 Pa$
$w_{l,in}$	Vazão mássica de entrada de líquido	$11,75 kg s^{-1}$
$w_{g,in}$	Vazão mássica de entrada de gás	$0,8 kg s^{-1}$
$L$	Comprimento do riser	$5200 m$
$\epsilon$	Fração da entrada de gás	$0,78$
$C_{out}$	Constante da válvula de choke	$2,8 \times 10^{-3} m^2$
$m_{l,still}$	Massa constante no riser	$3,73 \times 10^{-4} kg$
$C_g$	Constante da válvula virtual	$10^{-4} kg$
$V_{eb}$	Volume da bolha de gás	$48 m^3$

Fonte: (DI MEGLIO; PETIT et al., 2012)



## APÊNDICE B ESTIMATIVA DOS ESTADOS

Figura 32: Estimativa dos estados à esquerda para  $\epsilon^*$  (1): 125% do nominal; (2) 50% do nominal e à direita para  $m_{l,still}^*$ : (1): 100,4% do nominal; (2) 85% do nominal.

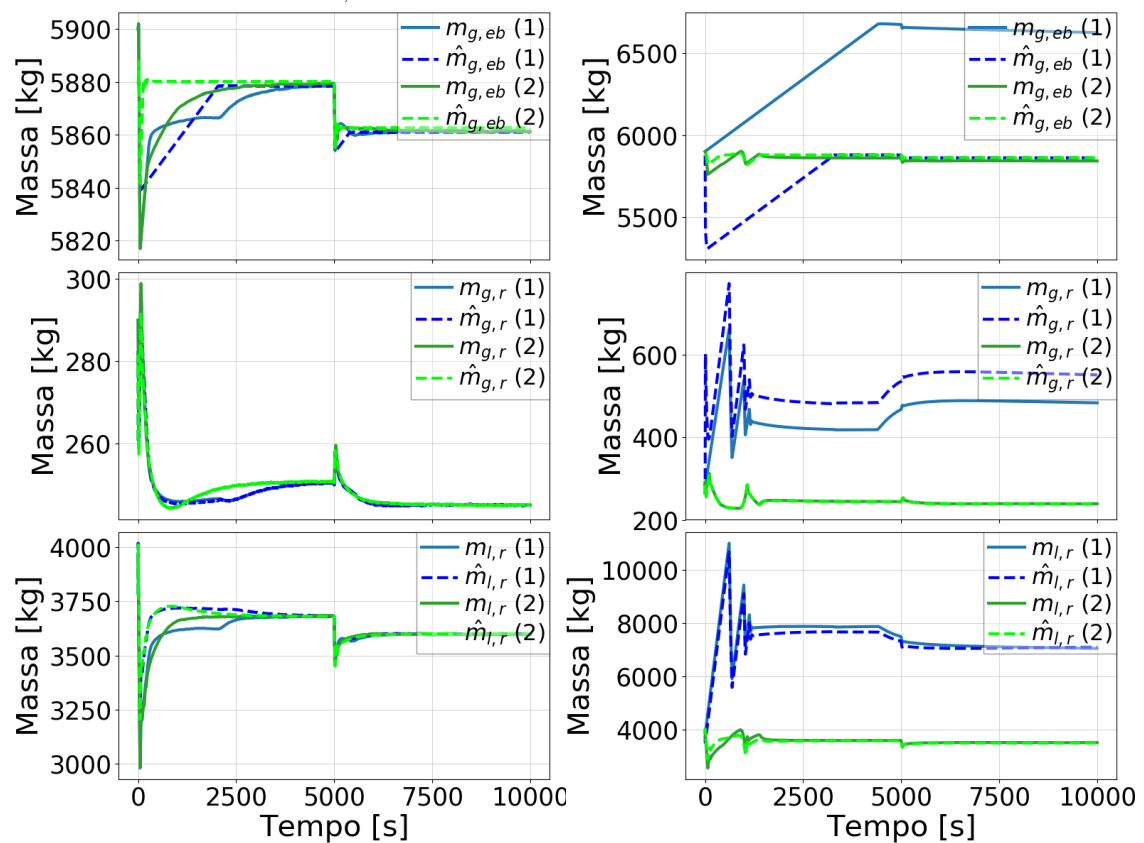
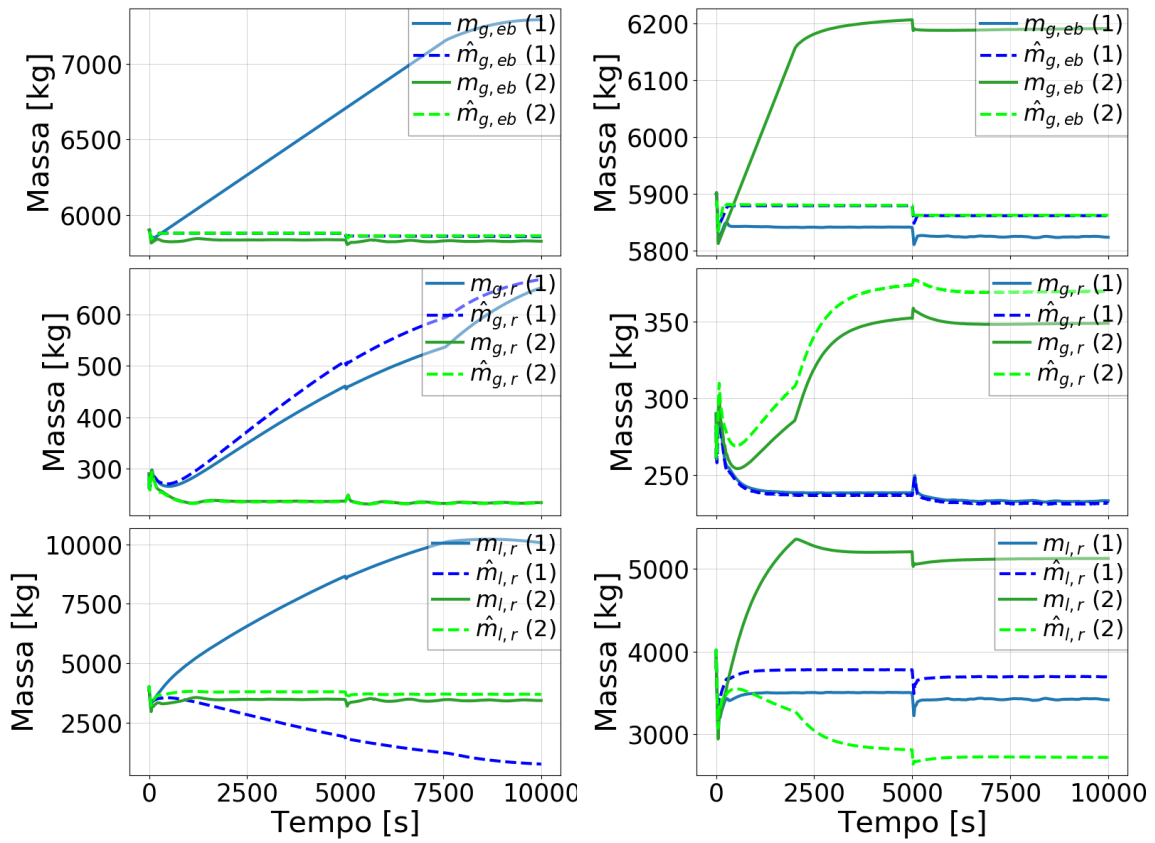


Figura 33: Estimativa dos estados à esquerda para  $w_{l,in}^*$  (1): 103,4% do nominal; (2) 85% do nominal e à direita para  $w_{g,in}^*$ : (1): 200% do nominal; (2) 92% do nominal.



## REFERÊNCIAS

- AAMO, O. M. et al. Observer design for multiphase flow in vertical pipes with gas-lift— theory and experiments. Journal of process control , Elsevier, v. 15, n. 3, p. 247–257, 2005.
- BLOEMEN, H. et al. Soft Sensing for Gas-Lift Wells. In: v. 11, p. 454–463. DOI: 10 . 2118/90370-MS.
- DI MEGLIO, F.; KAASA, G.-O.; PETIT, N. A first principle model for multiphase slugging flow in vertical risers. Proceedings of the 48h IEEE Conference on Decision and Control (CDC) , p. 8244–8251, 2009.
- DI MEGLIO, F.; PETIT, N. et al. Stabilization of slugging in oil production facilities with or without upstream pressure sensors. Journal of Process Control , Elsevier, v. 22, n. 4, p. 809–822, 2012.
- GEREVINI, G. G. Análise e controle da dinâmica de escoamento em poços de petróleo por gas-lift, 2014.
- GEREVINI, G.; FARENZENA, M.; TRIERWEILER, J. Slugging attenuation using Nonlinear Model Predictive Control in offshore oil production. Journal of Petroleum Science and Engineering , v. 165, fev. 2018. DOI: 10.1016/j.petrol.2018.01.054.
- GREWAL, M. S.; ANDREWS, A. Kalman filtering: theory and practice using MATLAB, 2001. ISBN-10: 9780470173664 .
- JAHANSHAHI, E. Control Solutions for Multiphase Flow: Linear and nonlinear approaches . Out. 2013. Tese (Doutorado).
- JAHANSHAHI, E.; SALAHSHOOR, K.; SAHRAIE, Y. Fuzzy estimation and stabilization in gas lift wells based on a new stability map. Advances in Sustainable Petroleum Engineering Science , v. 1, p. 201–219, jan. 2009.
- JAHANSHAHI, E.; SKOGESTAD, S.; LIEUNGH, M. Subsea solution for anti-slug control of multiphase risers. In: IEEE. 2013 European Control Conference (ECC) . [S.l.: s.n.], 2013. p. 4094–4099.
- JULIER, S. J.; UHLMANN, J. K. Unscented filtering and nonlinear estimation. Proceedings of the IEEE , IEEE, v. 92, n. 3, p. 401–422, 2004.
- MAYBECK, P. S. Stochastic models, estimation, and control . [S.l.]: Academic press, 1982. v. 3.
- NI, J.; REN, Z.; MAO, F. Improved feedback control system of unstable gas-lift wells. In: 2012 5th International Conference on BioMedical Engineering and Informatics . [S.l.: s.n.], out. 2012. p. 1240–1244. DOI: 10.1109/BMEI.2012.6512943.

- PETROBRAS. Participação do setor de petróleo e gás chega a 13% do PIB brasileiro . [S.l.]. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/fatos-e-dados/participacao-do-setor-de-petroleo-e-gas-chega-a-13-do-pib-brasileiro.htm>>. Acesso em: 10 NOV. 2019.
- POPOVICI, A.; ZAAL, P.; POOL, D. M. Dual extended kalman filter for the identification of time-varying human manual control behavior. In: AIAA MSTC . [S.l.: s.n.], 2017. p. 3666.
- SANTOS RIZZO FILHO, H. DOS. A Otimização de Gás lift na produção de Petróleo . [S.l.: s.n.], 2011.
- SCIBILIA, F.; HOVD, M.; BITMEAD, R. R. Stabilization of gas-lift oil wells using topside measurements. IFAC Proceedings Volumes , Elsevier, v. 41, n. 2, p. 13907–13912, 2008.
- SIMON, D. Optimal state estimation: Kalman, H infinity, and nonlinear approaches . [S.l.]: John Wiley & Sons, 2006.
- SLOTINE, J.-J. E.; LI, W. Applied Nonlinear Control . Englewood Cliffs, NJ: Prentice–Hall, 1991.
- STASIAK, M. E.; PAGANO, D. J.; PLUCENIO, A. A new discrete slug-flow controller for production pipeline risers. IFAC Proceedings Volumes , Elsevier, v. 45, n. 8, p. 122–127, 2012.
- ZARCHAN, P.; MUSOFF, H. Fundamentals of Kalman filtering: a practical approach . [S.l.]: American Institute of Aeronautics e Astronautics, Inc., 2013.