

2. MODELAMENTO MATEMÁTICO

Neste capítulo são abordados três aspectos referentes a modelagem matemática. O primeiro refere-se aos conceitos físicos do problema, que é a modelagem matemática utilizada para resolver o escoamento transiente de fluidos compressíveis e a movimentação de PIG em um duto. A segunda questão refere-se a modelagem matemática referente à perda de carga no furo do PIG. O terceiro aspecto trata do controle de processo, utilizado para manter a velocidade do PIG dentro de valores recomendados, neste item é abordada a metodologia de controle PID e suas características.

Conforme mencionado, o presente trabalho se insere em uma linha de pesquisa do Grupo de Dinâmica dos Fluidos Computacional do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio, que estuda o deslocamento de PIGs ao longo de tubulações. A principal contribuição deste trabalho é inserir ao modelo termo-hidráulico existente, a modelagem de controle da velocidade do PIG, utilizando uma válvula no corpo do PIG. A seguir, a modelagem utilizada será brevemente descrita. Informações mais detalhadas podem ser obtidas em (Manual do PIGSIM, 2007) e (Tolmasquim, 2004).

Uma vez que as situações de interesse no presente trabalho consistem de tubulações muito longas, considera-se todas as grandezas de interesse como uniformes nas seções transversais da tubulação, adotando a hipótese de escoamento unidimensional ao longo do duto.

A Figura 2.1 apresenta um esboço da topografia, onde considera-se a inclinação φ da tubulação com a horizontal variável ao longo da topografia, além da área da secção transversal poder variar tanto com a posição como devido a dilatação da tubulação em função do nível de pressão e da espessura do duto.

Como estamos interessados em situações onde existe *bypass* no corpo do PIG, os fluidos de trabalho a montante e jusante do PIG são sempre iguais (líquido ou gás). Os fluidos utilizados são considerados Newtonianos.

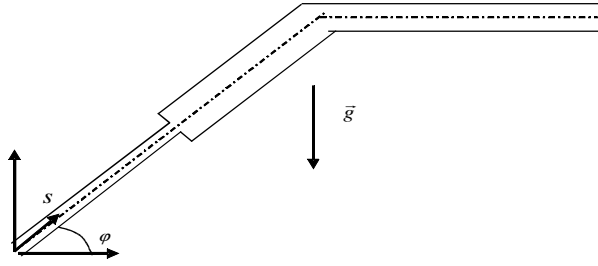


Figura 2.1 – Topografia

2.1. Conservação de Massa

A equação da continuidade pode ser escrita como

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + \frac{\partial V}{\partial s} + \frac{1}{A} \frac{DA}{Dt} = 0 \quad (2.1)$$

onde ρ é a massa específica, V a velocidade de escoamento do fluido, A é a área da secção transversal do duto, s é a posição e t é o tempo. D/Dt é a derivada material definida como

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + V \frac{\partial}{\partial s} \quad (2.2)$$

A massa específica depende tanto da pressão como da temperatura,

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial p} dp + \frac{\partial \rho}{\partial T} dT \quad \text{ou} \quad d\rho = \frac{1}{a^2} dp - \rho \beta dT \quad (2.3)$$

onde p é a pressão e T é a temperatura absoluta do fluido. a é a velocidade isotérmica do fluido a temperatura constante, e β é o coeficiente de expansão térmica

$$a = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_T} \quad ; \quad \beta = - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.4)$$

A temperatura T pode ser relacionada com entalpia h de acordo com

$$dh = c_p dT + \frac{(1 - \beta T)}{\rho} dp \Rightarrow dT = \frac{dh}{c_p} - \frac{(1 - \beta T)}{\rho c_p} dp \quad (2.5)$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante. Logo

$$d\rho = \left[1 + \beta \frac{a^2 (1 - \beta T)}{c_p} \right] \frac{dp}{a^2} - \frac{\rho \beta}{c_p} dh \quad (2.6)$$

Definindo

$$\lambda = \left[1 + \beta \frac{a^2 (1 - \beta T)}{c_p} \right] \quad (2.7)$$

Assim, a derivada material de ρ pode ser escrita como

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \frac{\lambda}{\rho a^2} \frac{Dp}{Dt} - \frac{\beta}{c_p} \frac{Dh}{Dt} \quad (2.8)$$

Utilizando a relação área-pressão dada por (Wylie e Streeter, 1978) para uma tubulação totalmente ancorada e a considerando a variação de área da tubulação, obtém-se

$$\frac{Dp}{Dt} + \frac{\rho a^2}{\lambda \zeta} \left[\frac{\partial V}{\partial s} + \frac{V}{A} \frac{\partial A}{\partial s} - \frac{\beta}{c_p} \frac{Dh}{Dt} \right] = 0 \quad (2.9)$$

onde $(a^2 / \zeta)^{1/2}$ é a velocidade da onda, e

$$\zeta = 1 + \frac{\rho a^2 D}{\lambda e E} (1 - \mu^2) \quad (2.10)$$

sendo D o diâmetro do duto, e a espessura, E o módulo de Young e μ é o coeficiente de Poisson.

2.2. Conservação de Quantidade de Movimento Linear

Utilizando a segunda lei de Newton aplicada a um volume de controle de fluido no interior do duto, considerando que as forças de superfície são devidas à pressão e à tensão de cisalhamento e que a força de corpo é devido ao campo gravitacional, obtém-se a seguinte forma para a equação de conservação de quantidade de movimento linear

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial s} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - \frac{f}{2} \frac{V|V|}{D} - g \sin(\varphi) \quad (2.11)$$

sendo g a aceleração da gravidade e φ o ângulo formado entre o duto e a horizontal. A variável f refere-se ao fator de atrito hidrodinâmico entre o fluido e a parede do duto. A força viscosa é contrária ao fluxo de escoamento e o sinal é dado pelo produto entre V e $|V|$, se a velocidade é positiva o termo referente a força de atrito é negativo, velocidade negativa a força é positiva.

2.2.1. Fator de Atrito

A definição de f , fator de atrito, foi obtida considerando-se escoamento hidrodinamicamente desenvolvido, em cada regime de escoamento, sendo este uma função do número de Reynolds **Re** que pode ser obtido como,

$$\mathbf{Re} = \frac{\rho |V| D}{\mu_f} \quad (2.12)$$

onde μ_f é a viscosidade absoluta do fluido. Em função do regime de escoamento, define-se o fator de atrito:

- (i) Regime laminar (**Re** inferior a 2000), utiliza-se a solução de Hagen Pousseuille (Fox e **McDonald**, 1998):

$$f = \frac{64}{\mathbf{Re}} \quad (2.13)$$

- (ii) Regime turbulento (**Re** superior a 2500), neste caso escolheu-se a correlação empírica de Miller (Fox e McDonald, 1998):

$$f = 0,25 \left[\log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{\mathbf{Re}^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (2.14)$$

- (iii) Regime de Transição (**Re** entre 2000 e 2500): Para a faixa de transição entre os regimes laminar e turbulento, foi considerada uma variação linear entre estes regimes evitando assim mudanças abruptas. A correlação utilizada neste caso é dada por:

$$f = -3,073 \times 10^{-2} + 3,14 \times 10^{-5} \mathbf{Re} \quad (2.15)$$

Considerando $\varepsilon/D = 0,0005$, o que suaviza um pouco a transição entre os regimes

2.3. Conservação da Energia

O efeito térmico referente ao escoamento no duto é considerado. Para a resolução da distribuição de temperatura utiliza-se a equação de conservação de energia, ou primeira lei da termodinâmica, onde a variação total da entalpia é contrabalanceada com o trabalho de compressão, a dissipação viscosa e a perda de calor para o ambiente.

$$\frac{\partial h}{\partial t} + V \frac{\partial h}{\partial s} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial s} \right] + \frac{f V^2 |V|}{2D} - \frac{4 U_G (T - T_\infty)}{\rho D} \quad (2.16)$$

sendo h a entalpia, T temperatura do fluido, T_∞ é a temperatura do meio externo, e U_G é o coeficiente global de troca de calor com o ambiente.

2.3.1. Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de troca de calor no escoamento entre um fluido numa tubulação e o ambiente externo é definido por

$$U_G = \frac{1}{1/h_i + 1/U_e} \quad (2.17)$$

onde h_i é o coeficiente de transferência de calor interno entre o fluido e a parede interna da tubulação e U_e é o coeficiente global de transferência de calor externo entre a parede interna da tubulação e o ambiente externo.

O coeficiente de transferência de calor interno é obtido a partir do número de Nusselt

$$\text{Nu} = \frac{h_i D}{K} \quad (2.18)$$

onde D é o diâmetro interno da tubulação e K é a condutividade térmica do fluido.

Para regime laminar de escoamento ($\text{Re} < 2000$), o Nusselt foi considerado como correspondente a uma tubulação com temperatura constante

$$\text{Nu} = 3,66 \quad (2.19)$$

Para o regime turbulento ($\text{Re} > 2500$) foi utilizada a correlação de Gnielinski

(Incropera e DeWitt, 1998), descrita como

$$\text{Nu} = \text{Pr} \frac{(f_{at}/8) (\text{Re} - 1000)}{1 + 12,7 \sqrt{(f_{at}/8)} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (2.20)$$

para $0,5 < \text{Pr} < 2000$ e $3000 < \text{Re} < 5 \times 10^6$, onde Reynolds e fator de atrito foram definidos no tópico 2.2.1 e o Prandtl Pr é definido por

$$\text{Pr} = \frac{\mu_f c_p}{K} \quad (2.21)$$

sendo μ_f a viscosidade do fluido, c_p o calor específico à pressão constante.

Para a região de transição, $2000 < \text{Re} < 2500$, utilizou-se no cálculo de Nusselt um perfil linear ($\text{Nu} = 0,01056 \text{Re} - 17,46$), para evitar variações bruscas no número de Nusselt.

O coeficiente global externo U_e depende das resistências térmicas da parede da tubulação, da resistência do revestimento interno e da resistência térmica externa. No presente trabalho, esta grandeza é considerada conhecida.

2.4. Propriedades do Fluido

Os fluidos considerados possuem propriedades que dependem tanto da pressão quanto da temperatura.

2.4.1. Massa Específica

Líquido: A variação da massa específica com a pressão e a temperatura é considerada linear, sendo

$$\rho = \rho_{ref} \left[1 - \beta (T - T_{ref}) \right] + \frac{p - p_{ref}}{a^2} \quad (2.22)$$

onde ρ_{ref} é a massa específica de referência avaliada na pressão e temperatura de referência, p_{ref} e T_{ref} , respectivamente, a é a velocidade do som, a qual foi considerada constante e β é o coeficiente de expansão térmica, também considerado constante.

Gás: O comportamento do gás é considerado como quase ideal. Deste modo

a massa específica ρ é descrito por (Van Wylen, 2003):

$$\rho = \frac{p}{Z R T} \quad \text{onde} \quad R = \frac{\mathfrak{R}}{M} \quad (2.23)$$

sendo, R a constante do gás, $\mathfrak{R} = 8314,5 \text{ J/(kmol K)}$ é a constante universal dos gases, \bar{M} é a massa molecular da mistura gasosa e Z é o fator de compressibilidade considerado constante ao longo do escoamento.

Neste caso, a velocidade do som isotérmica a e o coeficiente de expansão térmica podem ser obtida diretamente das Eqs. (2.4) e (2.5), sendo iguais a:

$$a = \sqrt{Z R T} \quad (2.24)$$

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (2.25)$$

2.4.2. Viscosidade Absoluta

A mesma correlação para líquidos e gases é considerada para determinar a viscosidade absoluta ou dinâmica, que considera tanto os efeitos de temperatura e pressão.

$$\mu_f = \mu_{ref} \exp[c_{\mu,T} (T - T_{ref}) + c_{\mu,p} (p - p_{ref})] \quad (2.26)$$

onde μ_{ref} é a viscosidade absoluta de referência, avaliada na pressão e temperatura de referência, $c_{\mu,p}$ é o coeficiente de variação da viscosidade com a pressão e $c_{\mu,T}$ é o coeficiente de variação da viscosidade com a temperatura.

2.4.3. Temperatura

A temperatura pode ser obtida a partir da entalpia e pressão utilizando a equação de estado correspondente a cada fluido.

Líquido: Considerando a compressibilidade do líquido, pode-se obter a seguinte expressão:

$$dh = c_p dT + \frac{(1 - \beta T)}{\rho} dp \quad (2.27)$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante.

Gás: Neste caso, ao considerarmos a compressibilidade Z constante, tem-se:

$$dh = c_p dT \quad (2.28)$$

O calor específico a pressão constante c_p pode ser relacionado com a constante do gás R , utilizando a razão k de calores específicos a pressão constante c_p e volume constante c_v

$$c_p = \frac{k R}{k - 1} \quad ; \quad c_v = \frac{R}{k - 1} \quad ; \quad k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.29)$$

2.4.4. Condutividade Térmica e Calor Específico a Pressão Constante

Tanto a condutividade térmica K como o calor específico à pressão constante c_p são considerados constantes neste trabalho.

2.5. Balanço de Forças no PIG

Para determinar a velocidade do PIG, assim como sua posição ao longo do duto, aplica-se um balanço de forças atuando no PIG, conforme Tolmasquim e Nieckele (2005), adicionando o termo de amortecimento. Deste modo, o balanço de forças no PIG pode ser escrito como

$$m \frac{dV_{pig}}{dt} = (p_1 - p_2) A_p - m g \sin(\varphi) - F_{at}(V_{pig}) \quad (2.30)$$

$$V_{pig} = \frac{ds_p}{dt} \quad (2.31)$$

sendo m a massa, A_p é a área da seção transversal, V_{pig} a velocidade, $(p_1 - p_2)$ é a diferença de pressão a montante e a jusante, F_{at} é a força de contato entre o PIG e a parede do tubo. Quando o PIG está parado, F_{at} é força de atrito estático. Quando o PIG encontra-se em movimento, F_{at} é a força de contato dinâmico

$$F_{at_{dyn}} = F_{dyn} + C V_{pig} \quad (2.32)$$

onde C é o termo de amortecimento do PIG, que insere um aumento na força de

atrito dinâmico, que é proporcional à velocidade de deslocamento.

2.6. Modelagem da Válvula no PIG

A modelagem da válvula de *bypass*, implica em relacionar a velocidade através da abertura da válvula, V_h , com a diferença de pressão ($p_1 - p_2$) (ver Figura 2.2). No entanto, como o PIG encontra-se em movimento, esta velocidade deve ser determinada em relação a velocidade do PIG V_{pig} ,

$$V_h = V - V_{pig} \quad (2.33)$$

O coeficiente de perda de carga depende de parâmetros geométricos da válvula, e pode ser definido como (White, 2009):

$$K_{total} = \frac{2(p_1 - p_2)}{\rho V_h^2} \quad (2.34)$$

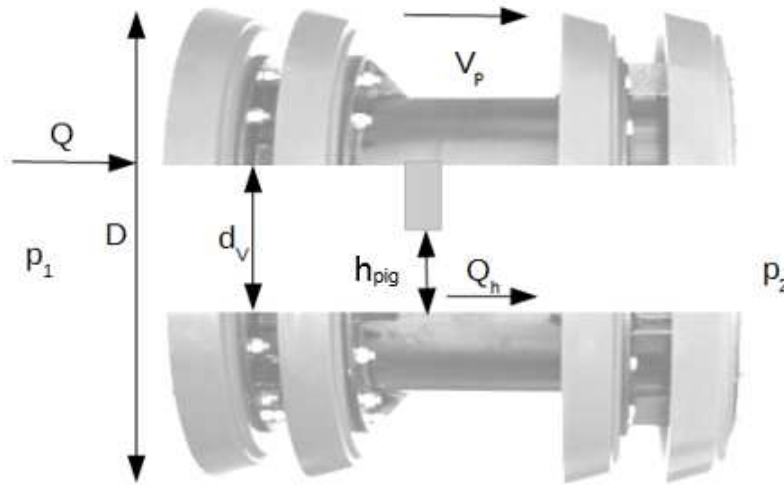


Figura 2.2 – Esquema da válvula no PIG

Esta perda de carga é formada por uma contribuição relacionada com a entrada e saída do fluido no *bypass*, K_{sc} e K_{se} respectivamente, somada à perda de carga na válvula K_V propriamente dita.

$$K_{total} = K_{sc} + K_{se} + K_V \quad (2.35)$$

As perdas K_{sc} e K_{se} dependem da razão entre a área do *bypass* A_h e a área com *bypass* totalmente aberto A_d , ou também denominado como percentual de abertura da válvula α

$$\alpha = \frac{A_h}{A_d} \quad ; \quad A_d = \frac{\pi d_v^2}{4} \quad (2.36)$$

sendo d_v o diâmetro do *bypass* totalmente aberto. K_{sc} e K_{se} são obtidas através de expressões teóricas e empíricas (White, 2009),

$$K_{sc} = 0,42(1-\alpha) \quad ; \quad K_{se} = (1-\alpha)^2 \quad (2.37)$$

Já K_V depende do *design* interno da válvula e do obturador e do percentual de abertura da válvula

$$K_V = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho_1 V_h^2 / 2} \quad (2.38)$$

O coeficiente de descarga C_D para fluidos incompressíveis por ser estimado através da aplicação da equação de Bernoulli, entre dois pontos (ponto 1 a montante e ponto 2 jusante da válvula), como

$$\frac{p_1}{\rho_{ref}} - \frac{p_2}{\rho_{ref}} = \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} = \frac{V_2^2}{2} \left[1 - \frac{A_2^2}{A_1^2} \right] \quad (2.39)$$

O coeficiente de velocidade C_v é introduzido para corrigir o fato de que o escoamento não é ideal. Logo, para líquidos, tem-se

$$Q = V_h A_h = C_v V_2 A_2 = \frac{C_v A_2}{\left[1 - A_2^2 / A_1^2 \right]} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\rho_{ref}}} \quad (2.40)$$

Chegando-se a definição do coeficiente de descarga C_D

$$C_D = \frac{C_v A_2 / A_h}{\left[1 - A_2^2 / A_1^2 \right]} \Rightarrow C_D = \frac{Q_h}{A_h} \sqrt{\frac{\rho_{ref}}{2(p_1 - p_2)}} \quad (2.41)$$

O qual pode ser relacionado com o coeficiente de perda de carga da válvula K_V por

$$C_D = \frac{1}{\sqrt{K_V}} \quad (2.42)$$

Para escoamento compressíveis, o procedimento é um pouco mais complicado. Segundo a norma ISA-75.01.01 (2007) o coeficiente de escoamento

da válvula para fluido compressível considerando **choke** é dado por:

$$C_v = \frac{Q_{std}}{N_7 p_1 Y} \sqrt{\frac{\gamma_g p_1 T_1 Z}{p_1 - p_2}} \quad ; \quad \gamma_g = \frac{\overline{M}_g}{\overline{M}_{ar}} \quad (2.43)$$

sendo γ_g é a razão de massa molecular do gás e do ar. p_1 , T_1 e Z correspondem à pressão, temperatura e fator de compressibilidade na tubulação a montante da válvula. Q_{std} é a vazão volumétrica através do furo em condição padrão de pressão e temperatura. Como uma primeira aproximação a massa específica no furo ρ_h pode ser aproximada com a amassa específica à montante ρ_1

$$Q_{std} = \frac{\rho_h}{\rho_{std}} Q_h \approx \frac{\rho_1}{\rho_{std}} Q_h \quad (2.44)$$

O termo N_7 da equação (2.40) é uma constante de conversão de unidades que vale 4,17 para pressão dada em kPa, vazão em m³/h e coeficiente de vazão de válvula C_v em m³/h na condição padrão. O fator de expansão Y insere a mudança de densidade do fluido entre a entrada e a região de *vena contracta*.

Quando a pressão na *vena contracta* p_h atinge pressão crítica p_c (escoamento sônico) o fluxo é máximo para a respectiva geometria e condições de contorno do fluxo. Neste caso não é mais possível aumentar a vazão, sendo a pressão na *vena contracta* mantida no valor crítico, $Y_{cri} = 1 - 1,40/(3k)$.

$$Y = 1 - \frac{(p_1 - p_2)}{3 \left(\frac{k}{1,40} \right) (p_1 - p_c)} \quad ; \quad k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.45)$$

Combinando as equações (2.38) com (2.43) pode-se estimar o coeficiente de perda de carga através da válvula como

$$K_v = \frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_1 V_h^2} = 2 \left(\frac{\alpha A_d}{C_v \rho_{std} Y} \right)^2 \frac{\gamma_g}{R} N_c \quad (2.46)$$

O termo N_c é uma constante de conversão de unidades para que todas as variáveis da Eq. (2.43) fiquem compatíveis. No Sistema Internacional de Unidades [SI], o valor de N_c é 0,00768.

Normalmente o coeficiente de descarga C_v é normalizado pelo coeficiente de

descarga da válvula totalmente aberta $C_{V_{\max}}$, sendo função do percentual de abertura da válvula. Dois tipos de funções são utilizados com mais frequência. No primeiro, a vazão é diretamente proporcional ao percentual de abertura da válvula

$$\frac{C_V}{C_{V_{\max}}} = \alpha \quad (2.47)$$

No segundo caso, obtém-se para um diferencial de pressão constante, uma variação percentual da vazão igual a variação percentual da abertura da válvula

$$\frac{C_V}{C_{V_{\max}}} = \frac{\alpha^2}{\sqrt{2 - \alpha^4}} \quad (2.48)$$

2.7. Condições de Contorno e Iniciais

Para que as equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear e de energia sejam resolvidas, é necessário que sejam fornecidas as condições iniciais e as condições de contorno do problema.

Nas extremidades do duto, pode-se prescrever como condição de contorno valores de pressão ou vazão mássica, os quais podem ser variáveis no tempo. Alternativamente, pode-se considerar a existência de uma válvula em cada extremidade do duto, que podem ser prescritas como:

$$\dot{m} = \rho(C_d A_g) \alpha \sqrt{\frac{2(\Delta P)}{\rho}} \quad (2.49)$$

sendo, $(C_d A_g)$ o produto do coeficiente de descarga pela área de passagem da válvula totalmente aberta, α a percentagem de abertura da válvula e ΔP a diferença de pressões na respectiva válvula.

Na especificação da condição de contorno, a percentagem de abertura da válvula α pode ser variável com o tempo.

Como condição de contorno para a equação da energia, o valor da temperatura na entrada ou saída da tubulação deve ser prescrito. É preciso ainda informar que tipo de perda de calor ocorre para o ambiente ao longo do duto, conforme descrito na seção 2.3. Isto é, o coeficiente global de troca de calor externo deve ser definido, o qual depende das características do revestimento da tubulação e das condições

externas (se a tubulação se encontra enterrada, se é vertical, horizontal, se existe uma corrente de fluido transversal a tubulação, etc).

Por serem as equações de conservação de primeira ordem, somente uma condição de contorno é necessária para cada extremidade, podendo ser feitas várias combinações, entre pressão, vazão mássica e modelagem de válvula.

Também é necessário definir a condição inicial do escoamento no instante da introdução do PIG. Se inicialmente tem-se uma condição de fluido em repouso, ou seja, vazão nula ao longo da tubulação, a distribuição de pressão é hidrostática, a qual é dependente do perfil de elevação. Se o PIG é introduzido na tubulação na presença de um escoamento, em função das não linearidades do problema, a simulação é inicializada na condição de duto em repouso. Os perfis de velocidade, pressão e temperatura em regime permanente são determinados numericamente, para então, ser iniciada a simulação com a introdução do PIG. Maiores detalhes podem ser obtidos em (Tolmasquim, 2004).

2.8. Controle da Velocidade do PIG

O controle da velocidade é feito por um sistema em malha fechada, no qual o valor da variável de saída do processo é utilizado para retroalimentar o sistema, compensando perturbações inerentes ao processo. O diagrama de blocos ilustrado na Figura 2.3 descreve um sistema de controle em malha fechada.

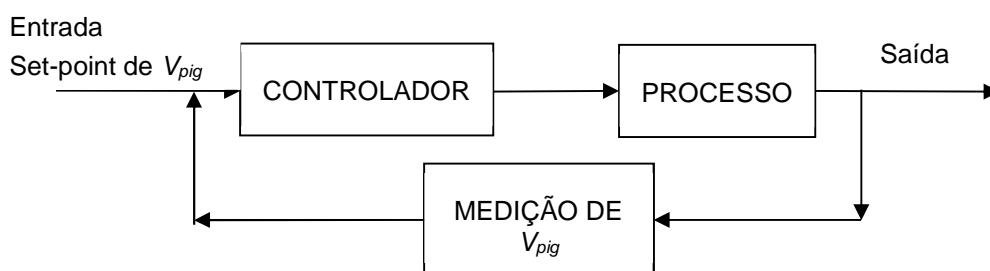


Figura 2.3 – Sistema de controle da velocidade do PIG em malha fechada.

Para o controle será utilizado o algoritmo Proporcional, Integral e Derivativo (PID), um controlador robusto e largamente utilizado em processos industriais, sendo o algoritmo de controle mais difundido do mundo (Aström, 2002). Este tipo de controle foi utilizado com sucesso por Tolmasquim (2004). O parâmetro utilizado neste caso como variável controlada é a velocidade do PIG e a variável manipulada é o percentual de abertura do furo de *bypass*.

A ação combinada dos controles proporcional, integral e derivativo apresenta o princípio de funcionamento do controle PID e sua saída pode ser escrita como

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int_0^{\tau_i} e(\tau) d\tau + \tau_d \frac{d e(t)}{d t} \right] \quad (2.50)$$

sendo no presente caso $u = \alpha$

Os termos K_p , τ_i e τ_d são conhecidos como ganho do controlador, tempo integral e tempo derivativo respectivamente, sendo $e(t)$ o erro, que é a diferença entre a variável medida do processo VP e o valor desejado SP (*set-point*). O objetivo do controlador é reduzir o erro até zerar.

$$e(t) = \frac{(VP(t) - SP(t))}{NC} \times AC; \quad AC = 1 \quad ou \quad AC = -1 \quad (2.51)$$

O termo AC é a ação do controlador, que pode ser direta ou reversa. Se a saída do controlador aumenta com o crescimento da variável de processo para valores iguais ou acima do *set-point*, a ação do controlador é dita direta ($AC=1$). Caso a saída do controlador diminua com o aumento da variável de processo para valores iguais ou abaixo do *set-point*, a ação do controlador é dita reversa ($AC=-1$).

O termo NC , chamado de constante de normalização, define o intervalo (faixa) máximo no qual a variável de processo pode variar e ajusta o valor do erro. O erro deve variar entre 0 e 1, ou seja, a diferença máxima entre $(VP-SP)$ deve ser igual a NC , este parâmetro muitas vezes é empírico e influencia na sensibilidade do controle. Em função do processo, pode-se considerar o SP como uma boa aproximação para o NC , ou seja

$$NC = SP \quad (2.52)$$

O controlador Proporcional (P) gera a saída proporcional ao erro, e mantém o desvio do *set-point* fazendo a malha desestabilizar. O controlador Proporcional e Integral (PI) gera a saída proporcional e integral ao erro e mantém o desvio do *set-point* nulo em regime permanente, sendo indicado para sistemas de controle com respostas mais rápidas tais como controle de vazão, nível e pressão. O controlador PID é indicado para malhas de controle que gerem resposta mais lenta, tais como controle de concentração e temperatura.