



Forum MDA South America

Velocidades Ideias de Escoamento de Fluido Hidráulico em Tubulações e Dutos de Manifolds

Autor: Eng^o Waldir Vianna Junior

Co-Autor: Luiz Roberto Campelo Junior

Jarinu – São Paulo - Brasil

Março de 2013

Sumário

Lista de Figuras	iv
Lista de Tabelas	v
Resumo / Abstract	vi
1 Introdução	1
1.1 Objetivos	1
2 Revisão Bibliográfica	2
2.1 Componentes Hidráulicos	2
2.1.1 Tubulações Hidráulicas	2
2.1.2 Manifolds	3
2.2 Mecânica dos Fluidos	3
2.2.1 Número de Reynolds	3
2.2.2 Teorema de Bernoulli	4
2.2.3 Perda de Carga	4
3 Recomendações de velocidades sugeridas pelos fabricantes	5
3.1 Fabricante A	6
3.2 Fabricante B	7
3.3 Fabricante C	8
3.4 Fabricante D	9
3.5 Tabela comparativa entre os diversos fabricantes	9
4 Ensaio em corpo de prova	10
4.1 Modelos	10
4.2 Parâmetros de teste	10
4.3 Bancada de teste	10
4.4 Resultados obtidos	11
4.5 Tabela de perdas de carga ensaiadas	12
5 Discussões	13
6 Sugestões para determinar o diâmetro ideal do conduto hidráulico	14
6.1 Existe limitação técnica de perda de carga no trecho	14

6.2 Existe prioridade na redução do consumo de energia no trecho	15
6.3 Existe prioridade na redução do custo de instalação no trecho	16
7 Conclusão	17
8 Referências Bibliográficas	18
Apêndice A – Desenho de corpo de prova	19

Lista de Figuras

Figura 1 - Colheitadeira de grãos	1
Figura 2 - Sistema Hidráulico	2
Figura 3 - Componentes	2
Figura 4 - Tubulação Hidráulica	2
Figura 5 - Bloco Manifold	3
Figura 6 - Osborn Reynolds	3
Figura 7 - Escoamento de fluido em duto	4
Figura 8 - Simulação de perda de carga	4
Figura 9 - Diagrama de Moody	5
Figura 10 – Tabela de seleção de tubos Fabricante A	6
Figura 11 – Tabela de seleção de mangueiras Fabricante B	7
Figura 12 – Régua de cálculo Fabricante C	8
Figura 13 – Régua de cálculo Fabricante D	9
Figura 14 – Corpo de prova	10
Figura 15 – Bancada de testes	10
Figura 16 – Gráfico de perda de carga x vazão Viscosidade 68 mm²/seg	11
Figura 17 - Gráfico de perda de carga x vazão Viscosidade 46 mm²/seg	11
Figura 18 - Gráfico de perda de carga x vazão Viscosidade 32 mm²/seg	11

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Comparação dos parâmetros sugeridos pelos fabricantes	9
Tabela 2 – Valores de perda de carga obtidos nos ensaios em bancada	12

Resumo / Abstract

Resumo – O dimensionamento de tubulações hidráulicas, bem como de dutos em manifolds obedecem a velocidades máximas padronizadas e pré-definidas. Estas velocidades não variam em função da mudança de temperatura, viscosidade do fluido, regime de escoamento ou perda de carga máxima desejada. O presente trabalho tem por objetivo demonstrar a importância da consideração destas variáveis no dimensionamento de tubulações como forma de aumentar a eficiência energética e reduzir o custo inicial através da diminuição do tamanho nominal de seus dutos.

Palavras Chave: eficiência energética, tubulação, hidráulica, perda de carga, manifolds.

Abstract - The design of hydraulic pipes and ducts in manifolds obey standardized and pre-defined speed limits. These velocities do not vary due changes in temperature, fluid viscosity, flow regime or maximum desired pressure drop. This paper aims to demonstrate the importance of considering these variables in sizing pipes and manifold's ducts as a way to increase energy efficiency and reduce the initial cost by decreasing the nominal size of these ducts.

Keywords: energy efficiency, tubing, hydraulics, pressure drop, manifolds.

1 Introdução

1.1 Objetivos

O presente trabalho tem por objetivo demonstrar a importância da consideração de variáveis como: temperatura, viscosidade do fluido, regime de escoamento, perda de carga máxima desejada e regime de trabalho durante o dimensionamento de tubulações e dutos em manifolds.

Atualmente, seja na indústria ou no campo, a utilização de energia hidráulica é pacificamente admitida como de baixo rendimento.

Soluções hidráulicas são implantadas em máquinas seriadas admitindo-se perdas elevadas, bem acima do que poderia ser alcançado.

A utilização de mais potência em função do rendimento baixo acarreta aumento de: custos de fabricação, gastos variáveis com energia elétrica ou combustível fóssil, emissão de carbono, peso em máquinas, utilização de matéria prima, compactação do solo, ruído e geração de calor.

Muitos projetistas levam em consideração velocidades pré-estabelecidas sem considerar o tipo de escoamento, regime de trabalho, temperatura, viscosidade do fluido, comprimento de tubulação, etc...

O estudo mais detalhado do dimensionamento dos condutos hidráulicos colaborará para a melhor eficiência energética global dos sistemas.



Figura 1: Colheitadeiras de grãos

Fonte: CNH - Case & New Holland

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Componentes Hidráulicos

Antes de definirmos os componentes precisamos conceituar sistemas hidráulicos.

“Por natureza, os sistemas hidráulicos e pneumáticos constituem-se em uma forma concreta de aplicação dos princípios da mecânica dos fluidos compressível e incompressível a qual embasa o desenvolvimento de circuitos e componentes” (DE NEGRI, 2001).



Figura 2: Sistema Hidráulico

Fonte: AT Automação

Os componentes hidráulicos são partes deste sistema com finalidade específica de controlar, regular, transportar e converter energia mecânica em hidráulica, e hidráulica em mecânica.



Figura 3: Componentes

Fonte AT Automação

Subdividem-se os componentes em: reservatórios, bombas, cilindros, motores hidráulicos, válvulas direcionais, reguladoras de pressão, reguladoras ou estranguladoras de vazão, retenção, tubulações, mangueiras, filtros, etc.

2.1.1 Tubulações Hidráulicas

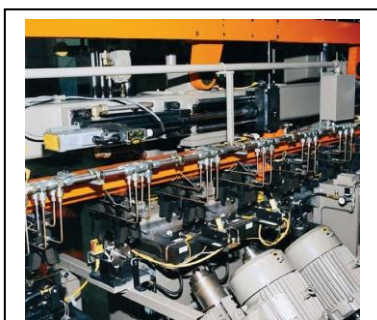


Figura 4: Tubulação Hidráulica

Fonte: Apostila Parker M2001

Tubulações hidráulicas são componentes cuja função é transportar a energia de um ponto a outro do sistema.

Podem ser flexíveis (mangueiras) ou rígidas (tubos e conexões).

Nas tubulações rígidas utilizam-se aço carbono ou aço inox, já nas flexíveis, borracha Buna N ou termoplástico nos diâmetros menores.

2.1.2 Manifolds

Manifolds hidráulicos são estruturas usinadas em ferro fundido, aço carbono, aço inoxidável ou alumínio, que tem por objetivo acoplar e interligar diversos componentes hidráulicos como válvulas direcionais, reguladoras de pressão, estranguladoras de vazão, filtros, pressostatos, etc.

Os manifolds conduzem o fluido hidráulico entre estes diversos componentes através de seus dutos internos.

Analogamente, podemos compará-lo com placas de circuitos impressos que além de fixar, através de suas trilhas de cobre comunicam a corrente elétrica a diversos componentes eletrônicos como resistores, capacitores, diodos entre outros.



Figura 5: Bloco Manifold

Fonte: AT Automação

2.2 Mecânica dos Fluidos

Mecânica dos fluidos é a parte da física que se dedica ao estudo do comportamento físico dos fluidos e suas propriedades.

2.2.1 Número de Reynolds

O físico britânico Osborne Reynolds (1842 – 1912) classificou o regime de escoamento de fluidos através do número adimensional que leva seu nome em três tipos:

Laminar: até 2300

Transição ou indefinido: de 2300 até 4000

Turbulento: acima de 4000

O número de Reynolds pode ser calculado através da fórmula abaixo:

Re = número de Reynolds

V = velocidade de escoamento

Di = diâmetro interno do duto

ν = viscosidade cinemática

$$Re = \frac{V \times Di}{\nu}$$

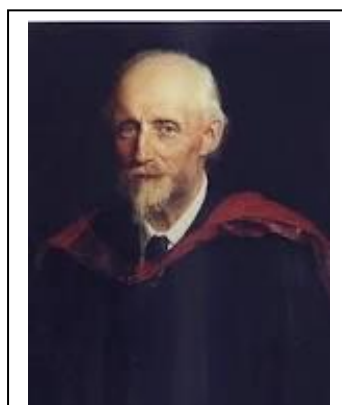


Figura 6 Osborne Reynolds

Fonte: Wikipedia

2.2.2 Teorema de Bernoulli

Segundo o teorema de Daniel Bernoulli publicado em sua obra Hidrodinâmica (1738), não haverá perda de energia entre duas seções do escoamento, se o fluido for incompressível, sem atrito, em regime permanente e não houver máquina nem trocas de calor. (Bosch Rexroth AG, 2003).

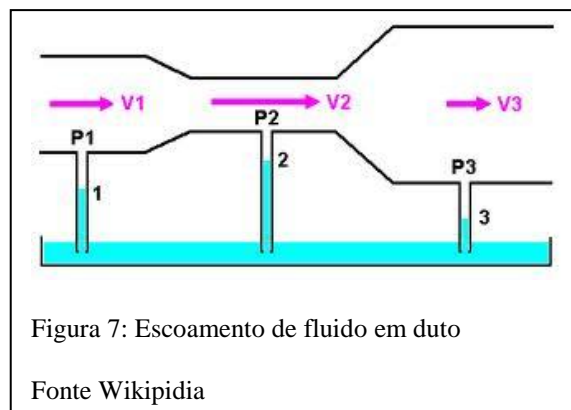


Figura 7: Escoamento de fluido em duto

Fonte Wikipédia

A conservação da energia respeitará a seguinte fórmula:

P = Pressão V = velocidade do fluido

Z = altura em relação a um referencial

γ = massa específica do fluido

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} + z_0 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1$$

2.2.3 Perda de Carga

Podemos definir perda de carga como sendo: “A energia perdida de peso do fluido quando este escoar”

(BRUNETTI, 2008).

Retornando ao teorema de Bernoulli, conclui-se que a perda de carga é a diferença entre a energia do primeiro para o segundo ponto de medição ocasionada por fatores como: compressibilidade, atrito e trocas de calor.

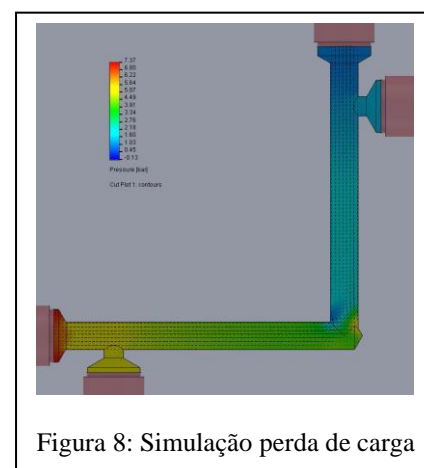


Figura 8: Simulação perda de carga

Darcy e Weisback (1845) propuseram que a perda de carga no regime laminar varia diretamente com a carga cinética ($V^2/2g$) e com o comprimento do tubo (L), e inversamente com diâmetro interno do tubo (D). Usando o fator de atrito (f), para cálculo da perda de carga (hf). (ALLEN, 1996).

$$hf = f \times \frac{L}{Di} \times \frac{V^2}{2g}$$

De acordo com SWAMEE e JAIN, 1976 o fator de atrito (f) é função do regime de escoamento (Re), da rugosidade relativa (K/Di) e do comprimento do tubo (Ln).

$$f = \left[\left(\frac{64}{Re} \right)^8 + \frac{9,5}{\left(\ln \left(\frac{K}{3,7 \times Di} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) - \left(\frac{2500}{Re} \right)^6 \right)^{1,6}} \right]^{0,125}$$

Pode-se observar ainda através do Diagrama de Moody a variação do fator de atrito (f) nos regimes laminar, transição e turbulento. Note que enquanto no regime laminar o fator de atrito cai com número de Reynolds próximo ao limite do regime, no turbulento ele pouco se altera.

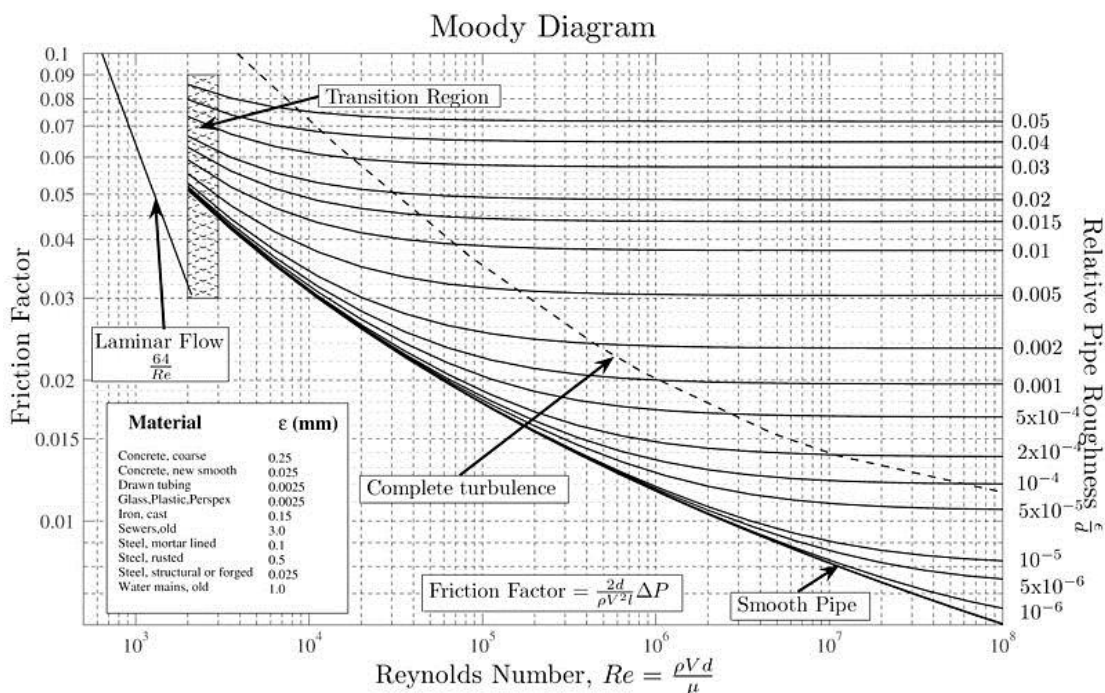


Figura 9: Diagrama de Moody

Fonte Wikipidia

3 Algumas recomendações de velocidades de escoamento sugeridas pelos fabricantes

As velocidades descritas neste capítulo foram extraídas dos manuais didáticos, treinamentos, régua de cálculo ou catálogo dos fabricantes.

Para comparar de forma equivalente todas as situações, adotaremos como base a vazão de 60 litros por minuto (lpm), viscosidade cinemática de 46 milímetros ao quadrado por segundo (mm^2/s), tubulação posicionada na linha de pressão do sistema com pressão final de 150 Bar e comprimento de duto de 3 metros (m).

3.1 Fabricante A

O fabricante “A” recomenda a utilização de velocidade de escoamento de **2,1 a 4,9 metros por segundo (m/s)**, nas linhas de pressão considerando a seguinte observação:

“As velocidades recomendadas são para óleos hidráulicos com uma viscosidade máxima de 315 SSU (9°E) a 35°C, em temperaturas entre 18°C e 68°C”

Convertendo-se a viscosidade de 315 SSU a 35°C em mm²/seg, e ainda projetando-a nas temperaturas mínimas e máximas permitidas de 18°C e 68°C respectivamente, temos faixa recomendada de viscosidade para este dimensionamento **entre 15 mm²/seg a 130 mm²/seg**.

Considerando-se vazão de 60 litros por minuto, nas velocidades máximas e mínimas, recomenda-se **diâmetro interno de 16 mm a 25 mm** respectivamente.

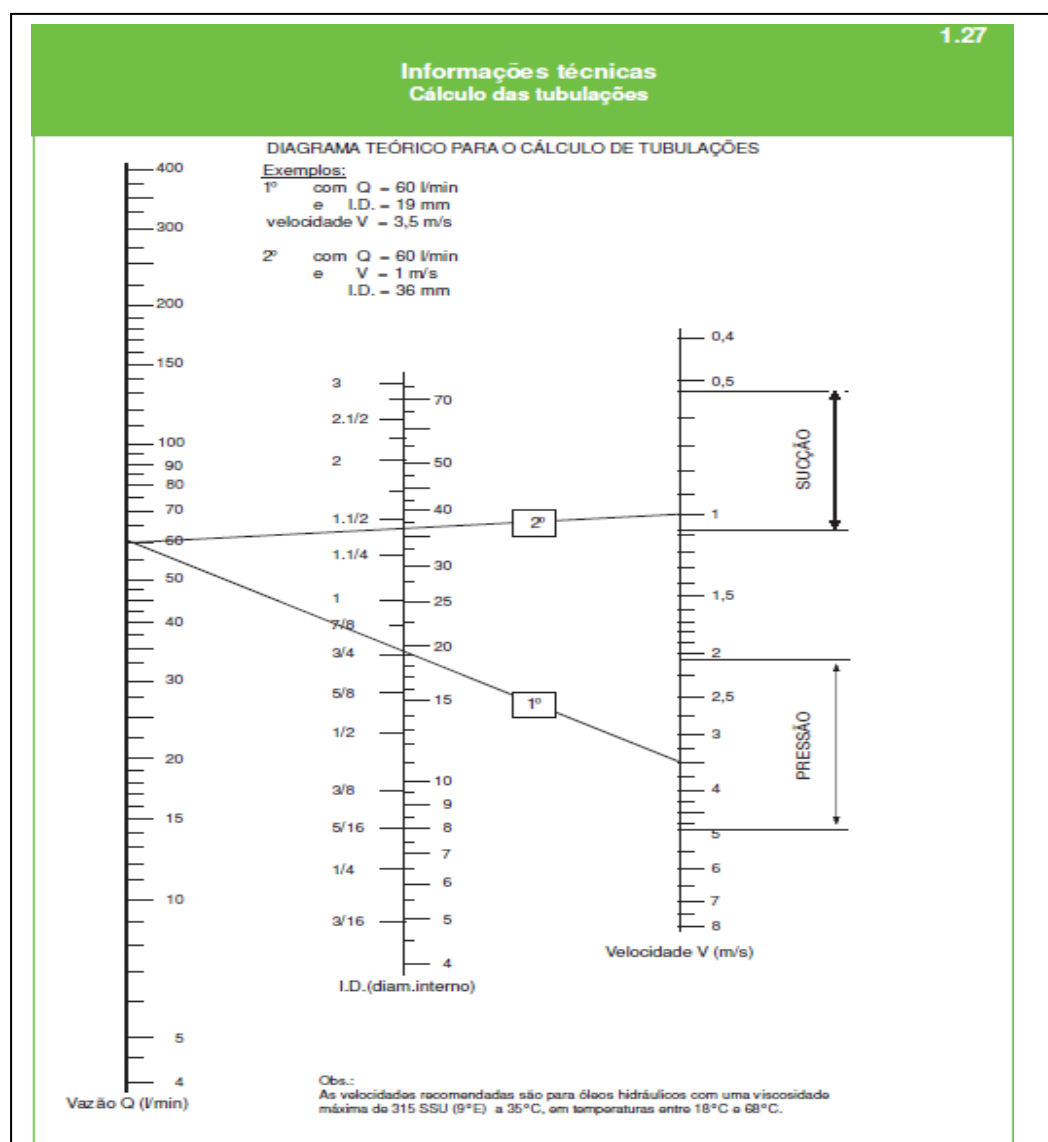


Figura 10: Tabela seleção de tubos fabricante A

Fonte: Fabricante A

3.2 Fabricante B

O fabricante “B” somente determina velocidades máximas nas linhas de pressão, retorno e sucção sem fazer referência à viscosidade do óleo. Neste gráfico as unidades estão no sistema britânico.

Utilizando-se a velocidade máxima determinada de 20 pés por segundo (**6,1 m/seg**) e ainda vazão de 15,8 galões por minuto (60 lpm), temos da tabela acima a recomendação de diâmetro interno de tubulação de 5/8” (**15,87 mm**).

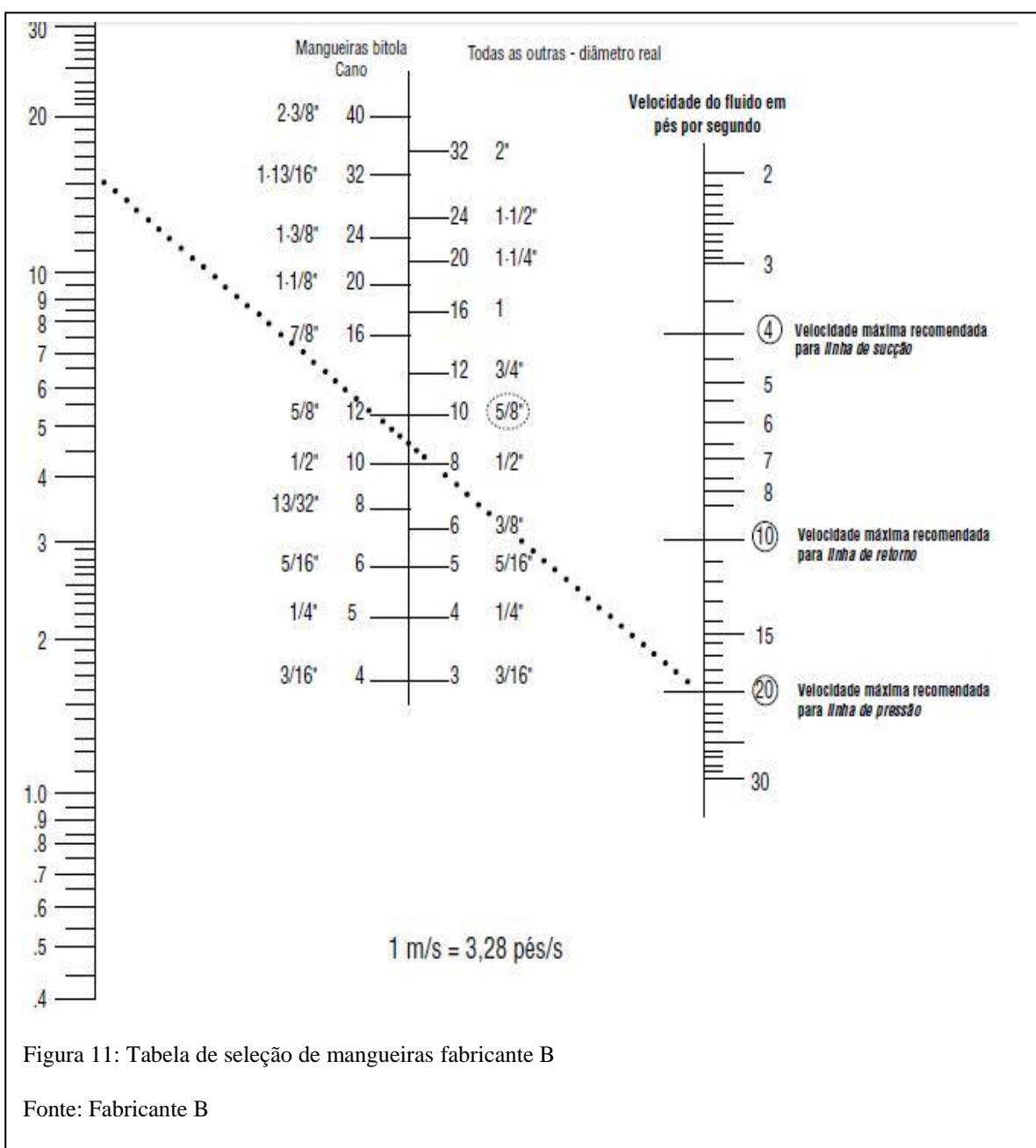


Figura 11: Tabela de seleção de mangueiras fabricante B

Fonte: Fabricante B

3.3 Fabricante C

O fabricante C indica as seguintes velocidades dependendo da linha:

Sucção: 0,5 a 0,8 m/seg

Sobre alimentação: até 1,5 m/seg

Retorno e Pressão até 100 Bar: 2 a 4 m/seg

Pressão até 315 Bar: 3 a 12 m/seg

Apesar de não se fazer nota sobre a viscosidade do fluido nas velocidades recomendadas, possibilita calcular a perda de carga em função da viscosidade cinemática e do comprimento do tubo.

Tomando por base a aplicação da linha de pressão até 315 bar, teremos velocidade recomendada de **3 a 12 m/seg**.

Considerando a vazão estabelecida de 60 litros por minuto, teremos recomendação de diâmetro interno de tubulação nas velocidades máximas e mínimas de **10,3 mm a 20,6 mm** respectivamente.

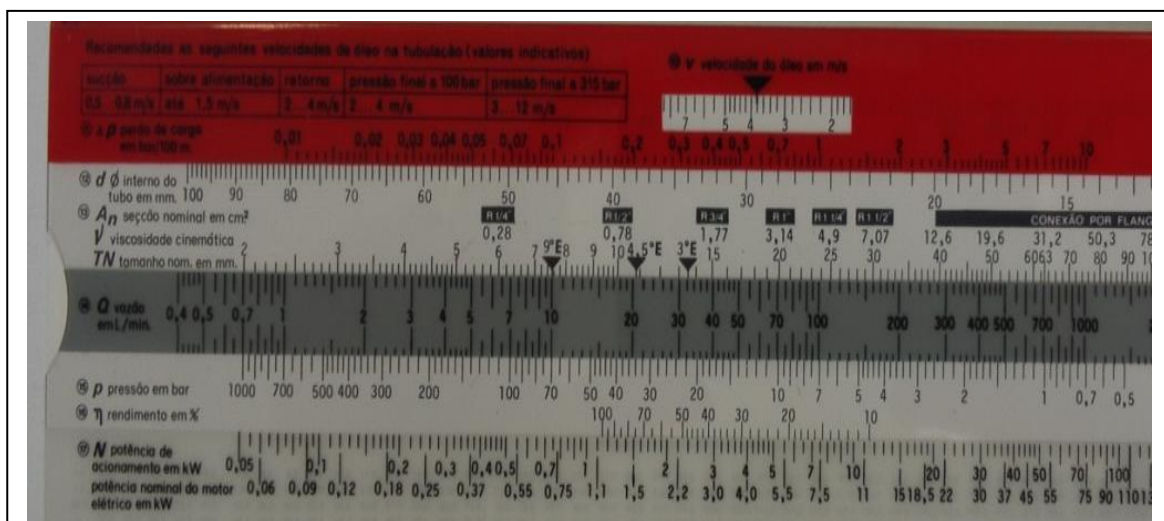


Figura 12: Régua de cálculo fabricante C

Fonte: Fabricante C

3.4 Fabricante D

O fabricante “D”, não possui nenhuma recomendação por velocidades pré-estabelecidas. Somente disponibiliza cálculos práticos de perda de carga em função da vazão, viscosidade, diâmetro e comprimento da tubulação, e determina ainda o regime de escoamento.

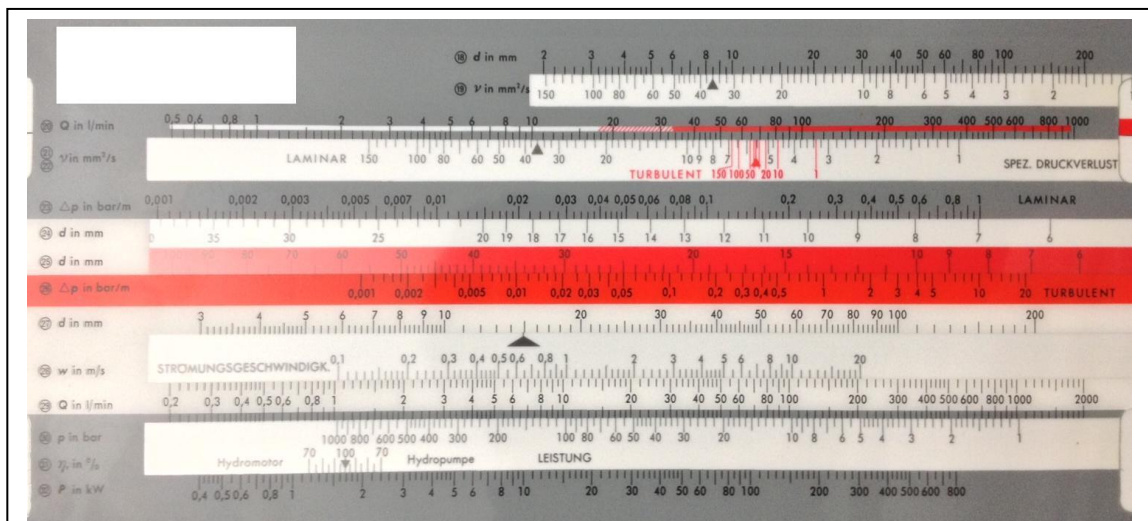


Figura 13: Régua de cálculo fabricante D

Fonte: Fabricante D

3.5 Tabela comparativa entre os diversos fabricantes

Na tabela abaixo se compara todas as recomendações dos fabricantes e suas respectivas variações máximas. Observa-se variação de até 600% nas velocidades de escoamento recomendadas consequentemente perdas de carga de 0,1 a 8,3 Bar.

Tabela 1: Comparação dos parâmetros sugeridos pelos fabricantes

Fabricante	V. Min m/seg	V. Máx m/seg	v Min. mm ² /seg	v Máx. mm ² /seg	Ø Min. mm	Ø Máx. mm	Re Min	Re Máx	Regime Escoamento	Δp Mín Bar	Δp Max Bar
A	2,1	4,9	15	130	16	25	1106	1728	Laminar	0,1	0,8
B	-	6,1	-	-	15,87	-	-	1742	Laminar	-	0,8
C	3	12	-	-	10,3	20,6	1342	2685	Lam/Trans.	0,3	8,3
D	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Variação	2,1	12	15	130	10,3	25	1106	2685	Lam/Trans.	0,1	8,3

4 Ensaio em corpo de prova

Para experimentação da perda de carga em um duto, confeccionamos corpos de prova com 100 mm de comprimento entre os pontos de medição de pressão, em três diâmetros distintos: 6, 7 e 8,5 mm e com rugosidade superficial do furo de 0,1 mm.

O ensaio foi realizado mantendo viscosidade cinemática constante de 46 mm²/seg e com vazões variáveis de 5 a 60 litros por minuto.

4.1 Modelo

Foi utilizado corpo de prova único com furação paralela em três diâmetros e seis pontos de medição com roscas de 1/4" BSP, dois por diâmetro e defasados em 100 mm (Apêndice A).

O material utilizado foi ferro fundido nodular ferrítico FE45012 usinado com ferramentas de metal duro.

4.2 Parâmetros de teste

Vazão: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55 e 60 lpm.

Óleo: ISO VG 46

Temperatura: 50°C / 40°C / 32°C

Viscosidade cin.: 32 mm²/seg, 46 mm²/seg, 68 mm²/seg

4.3 Bancada de teste

Foi utilizada bancada de teste com as seguintes características:

Vazão máxima: 120 lpm

Pressão máxima: 315 Bar

Motor: 50 CV @ 1750 rpm

Reservatório: 800 litros



Figura14: Corpo de prova

Fonte: AT Automação

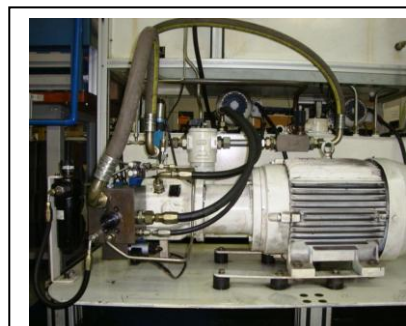


Figura15: Bancada de testes

Fonte: AT Automação

4.4 Resultados obtidos

A seguir, apresentam-se os gráficos obtidos através do teste prático das quedas de pressão em função da variação de vazão, nos três diâmetros estudados e em três viscosidades distintas.

Nota-se claramente a descontinuidade da curva nas mudanças de regime de laminar para transição.

A partir do número de Reynolds 2300, a perda de carga se acentua consideravelmente.

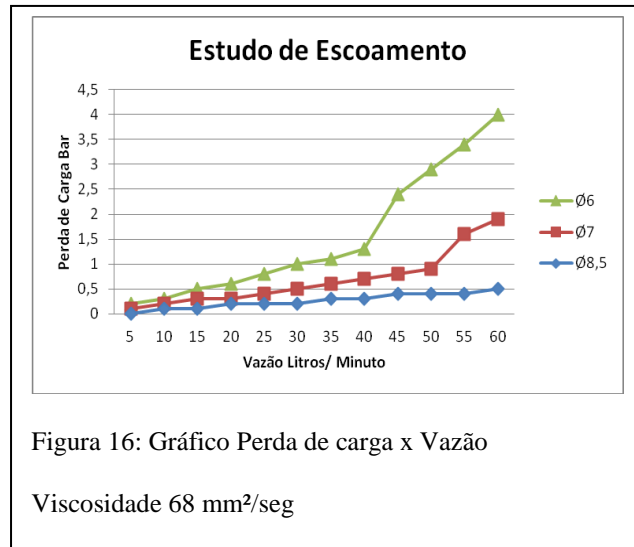


Figura 16: Gráfico Perda de carga x Vazão

Viscosidade 68 mm²/seg

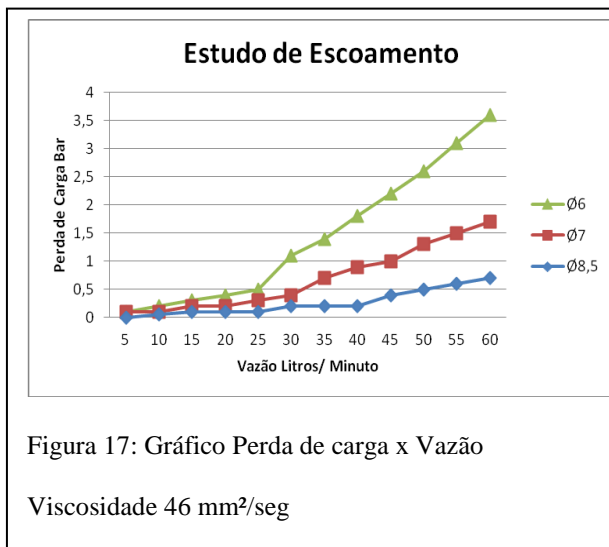


Figura 17: Gráfico Perda de carga x Vazão

Viscosidade 46 mm²/seg

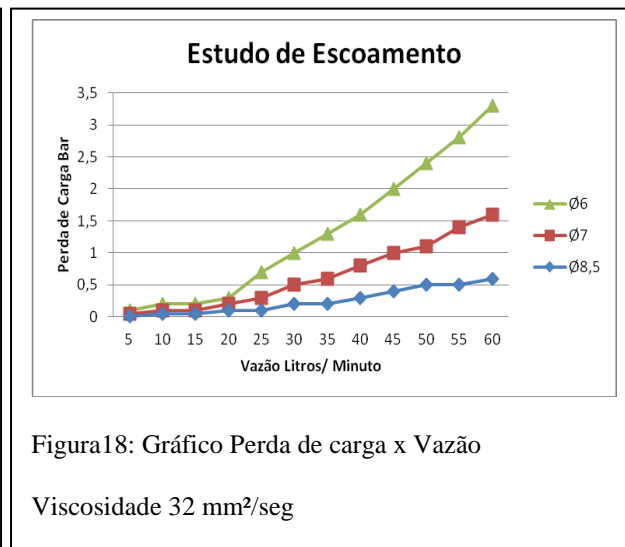


Figura 18: Gráfico Perda de carga x Vazão

Viscosidade 32 mm²/seg

4.5 Tabela das perdas de cargas ensaiadas

Pode-se comparar através da tabela 2 os regimes de escoamento e suas respectivas perdas de carga nos três diâmetros ensaiados e nas três viscosidades. Note-se que na vazão de 40 lpm no diâmetro 6 mm, quando reduzimos viscosidade, a queda de pressão se acentua por mudarmos de regime laminar para transição, demonstrando desta forma a importância do tipo de escoamento.

Nesta tabela, também acrescentamos as velocidades máximas para o regime laminar. Observa-se que as velocidades obtidas são em geral, bem superiores às máximas recomendadas pelos quatro fabricantes analisados.

Outra observação importante é que quanto mais cai a viscosidade, mais próximo se está da mudança de regime para uma mesma vazão.

Tabela 2: Valores de perda de carga obtida nos ensaios do corpo de prova

Tabela de perda de Carga (Bar) por 100 mm de duto									
	v = 68 mm ² /seg			v = 46 mm ² /seg			v = 32 mm ² /seg		
Vazão (lpm)	Ø 8,5 mm	Ø7 mm	Ø6 mm	Ø8,5 mm	Ø7 mm	Ø6 mm	Ø8,5 mm	Ø7 mm	Ø6 mm
5	0	0,1	0,2	0	0,1	0,1	0,01	0,05	0,1
10	0,1	0,2	0,3	0,05	0,1	0,2	0,05	0,1	0,2
15	0,1	0,3	0,5	0,1	0,2	0,3	0,05	0,1	0,2
20	0,2	0,3	0,6	0,1	0,2	0,4	0,1	0,2	0,3
25	0,2	0,4	0,8	0,1	0,3	0,5	0,1	0,3	0,7
30	0,2	0,5	1	0,2	0,4	1,1	0,2	0,5	1
35	0,3	0,6	1,1	0,2	0,7	1,4	0,2	0,6	1,3
40	0,3	0,7	1,3	0,2	0,9	1,8	0,3	0,8	1,6
45	0,4	0,8	2,4	0,4	1	2,2	0,4	1	2
50	0,4	0,9	2,9	0,5	1,3	2,6	0,5	1,1	2,4
55	0,4	1,6	3,4	0,6	1,5	3,1	0,5	1,4	2,8
60	0,5	1,9	4	0,7	1,7	3,6	0,6	1,6	3,3
Qmax (lpm)	62,7	51,6	44,2	42,4	34,9	29,94	29,5	24,3	20,8
V max (m/s)	18,43	22,36	26,07	12,46	15,13	17,66	8,67	10,53	12,27
	<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="width: 20px; height: 10px; background-color: green; margin-right: 5px;"></div> Laminar </div> <div style="display: flex; align-items: center; margin-top: 5px;"> <div style="width: 20px; height: 10px; background-color: yellow; margin-right: 5px;"></div> Transição </div> <div style="display: flex; align-items: center; margin-top: 5px;"> <div style="width: 20px; height: 10px; background-color: red; margin-right: 5px;"></div> Turbulento </div>								

5 Discussões

Pode-se eleger alguns pontos importantes para reflexão:

- Nosso objetivo é de dimensionar os condutos hidráulicos com melhor custo benefício;
- Os custos de condução de energia hidráulica se dividem em dois:
 - Custo inicial de instalação (tubos, mangueiras, conexões, matéria prima e usinagem)
 - Custo de energia por perda de carga
- O custo de instalação normalmente é do fabricante da máquina, mas o custo de energia por perda de carga é do usuário final;
- Os custos de instalação são função do comprimento da tubulação (variação linear), e dos diâmetros utilizados (variação exponencial);
- Os custos de energia por perda de carga dependem do tempo de utilização diário do equipamento e do custo da energia local;
- Quanto maior o diâmetro escolhido, maior será o custo de instalação e menor o custo de energia por perda de carga;
- A curva de perda de carga possui coeficiente angular maior a partir do regime de transição;
- O fator de atrito diminui com escoamentos laminares mais próximos do regime de transição;
- Alguns pontos do circuito hidráulico possuem limitação em relação à perda de carga máxima como: drenos bombas ou válvulas, linhas de sucção, retornos de cilindros simples ação, etc.
- O resultado final dos custos de instalação e operacional dos equipamentos é influenciado pela velocidade de escoamento e também pelas seguintes variáveis: viscosidade de trabalho, diâmetro do conduto, velocidade de escoamento, regime de escoamento e regime de trabalho.

6 Sugestões para determinar o diâmetro ideal do conduto hidráulico

Não há como negar a necessidade de uma análise mais ampla na determinação dos diâmetros ideais para os condutos hidráulicos por tanto, a seguir seguem sugestões para determinação dos diâmetros ideais em três casos distintos.

De posse dos valores de viscosidade cinemática, vazão, comprimento da tubulação, perda de carga máxima, pressão e ciclo de trabalho, proceder da seguinte forma:

6.1 Existe limitação técnica de perda de carga máxima no trecho.

1. Calcular o diâmetro mínimo para escoamento laminar através da fórmula:

$$D \geq 9,22 \times Q / \nu$$

onde:

D = diâmetro interno do duto em milímetros (mm)

Q = vazão em litros por minuto (lpm)

ν = viscosidade cinemática em milímetros quadrados por segundo (mm²/seg)

2. Calcule o diâmetro do duto através da fórmula(escoamento laminar):

$$D \geq 1,606 \times \sqrt[4]{L \times Q \times \nu / \Delta p}$$

onde:

D = diâmetro interno do duto em milímetros (mm)

L = comprimento do duto em metros (m)

Q = vazão em litros por minuto (lpm)

ν = viscosidade cinemática em milímetros quadrados por segundo (mm²/seg)

Δp = perda de carga em Bar

3. Caso o diâmetro do item 2 seja maior que o do item 1, adote este diâmetro para o projeto;

4. Caso o diâmetro do item 1 seja maior que o do item 2, adote este diâmetro para o projeto e recalcule a perda de carga para o trecho através da fórmula:

$$\Delta p = 6,661 \times L \times Q \times \nu / D^4$$

Onde:

D = diâmetro interno do duto em milímetros (mm)

L = comprimento do duto em metros (m)

Q = vazão em litros por minuto (lpm)

ν = viscosidade cinemática em milímetros quadrados por segundo (mm²/seg)

Δp = perda de carga em Bar

6.2 Existe prioridade na redução do consumo de energia no trecho

Adotaremos neste caso número de Reynolds de 2300 para minimizar o fator de atrito f.

1. Calcular o diâmetro interno do duto através da fórmula:

$$D = 9,22 \times Q / \nu$$

onde:

D = diâmetro interno do duto em milímetros (mm)

Q = vazão em litros por minuto (lpm)

ν = viscosidade cinemática em milímetros quadrados por segundo (mm²/seg)

2. A partir do diâmetro calculado no item 1, calcule a perda de carga do trecho através da fórmula:

$$\Delta p = 6,661 \times L \times Q \times \nu / D^4$$

onde:

D = diâmetro interno do duto em milímetros (mm)

L = comprimento do duto em metros (m)

Q = vazão em litros por minuto (lpm)

ν = viscosidade cinemática em milímetros quadrados por segundo (mm²/seg)

Δp = perda de carga em Bar

3. Calcule o custo de energia (CE) dispendida por perda de carga através da fórmula:

$$CE = \Delta p \times Q \times T \times K / 600$$

Onde:

CE = custo por hora trabalhada referente à energia dispendida por perda de carga no trecho

Δp = perda de carga em Bar

Q = vazão em litros por minuto (lpm)

T = fração de tempo em que houver fluxo pelo trecho

Ex.: Em um trecho de tubulação onde há fluxo de 10 segundos a cada ciclo de 1 minuto, teremos fração de tempo de 0,1666

K = custo por Kwh

4. Calcule o custo de instalação CI (tubos, mangueiras, conexões, matéria prima, usinagem);

5. Considerando que o custo CE é variável pelas horas trabalhadas e o custo CI é investimento inicial, e ainda, quanto maior o diâmetro adotado maior o CI e menor o CE, adotar números de Reynolds menores e avalie o retorno do investimento.

6.3 Existe prioridade na redução do custo de instalação no trecho

Sugerimos inicialmente neste caso número de Reynolds de 4000 (limite do regime de transição).

1. Calcular o diâmetro interno do duto através da fórmula:

$$D = 5,3 \times Q / v$$

onde:

D = diâmetro interno do duto em milímetros (mm)

Q = vazão em litros por minuto (lpm)

v = viscosidade cinemática em milímetros quadrados por segundo (mm²/seg)

2. Determinar o fator de fricção (f) no regime turbulento através do diagrama de Moody, considerando:

Número de Reynolds 4000

Rugosidade relativa do tubo = 0,1 / D onde:

0,1 = rugosidade média do tubo de aço sem costura em milímetros

D = diâmetro calculado no item 1 em milímetros

3. Calcular a perda de carga no regime turbulento através da seguinte fórmula:

$$\Delta p = 2.208,1 \times f \times L \times Q^2 / D^5$$

onde:

Δp = perda de carga em Bar

f = fator de fricção (diagrama de Moody)

L = comprimento do duto em metros (m)

Q = vazão em litros por minuto (lpm)

D = diâmetro interno do duto em milímetros (mm)

4. Reavaliar o dimensionamento de motores elétricos, bombas, trocadores de calor, reservatório e válvulas, levando-se em conta a perda de carga calculada. Importante

lembrar que em cilindros diferenciais, deve-se considerar a relação de área no cálculo de vazão induzida e a pressão necessária no lado da haste;

3. Calcule o custo de energia CE despendida por perda de carga através da fórmula:

$$CE = \Delta p \times Q \times T \times K / 600$$

Onde:

CE = custo referente à energia despendida por perda de carga no trecho por hora trabalhada

Δp = perda de carga em Bar

Q = vazão em litros por minuto (lpm)

T = fração de tempo em que houver fluxo pelo trecho

Ex.: Em um trecho de tubulação onde há fluxo de 10 segundos a cada ciclo de 1 minuto, teremos fração de tempo de 0,1666

K = custo por Kwh

4. Calcule o custo de instalação CI (tubos, mangueiras, conexões, matéria prima, usinagem);

5. Considerando que o custo CE é variável pelas horas trabalhadas e o custo CI é investimento inicial, e ainda, quanto menor o diâmetro adotado menor o CI e maior o CE, adotar números de Reynolds maiores e avalie o retorno do investimento.

7 Conclusão

Como vimos, não podemos simplificarmente adotar velocidades específicas para determinação dos diâmetros dos condutos hidráulicos sejam eles em tubulações ou manifolds.

Em máquinas seriadas, os desperdícios de energia ou custos iniciais de instalação se repetem pelo tempo de vida do equipamento ou pelo tempo em que a máquina é produzida.

De forma geral estes desperdícios são silenciosos e muito danosos à nossa indústria.

Para retomarmos nossa competitividade será necessário estudarmos cada componente, cada detalhe de nossos equipamentos ao extremo.

Para isto, investimentos em educação, pesquisa e desenvolvimento serão fundamentais e minha sugestão é aproximarmos cada vez mais a indústria das universidades.

8 Referências Bibliográficas

ALLEN, R. G. *Relating the Hazen, Williams and Darcy-Weisbach friction loss equations* Vol. 12 (6) 685-693, 1996.

Bosch Rexroth AG - Hidráulica Básica, 2003. Vol. 1.

BRUNETTI, Franco. *Mecânica dos Fluidos*. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008. 2ª Ed. 431 p.

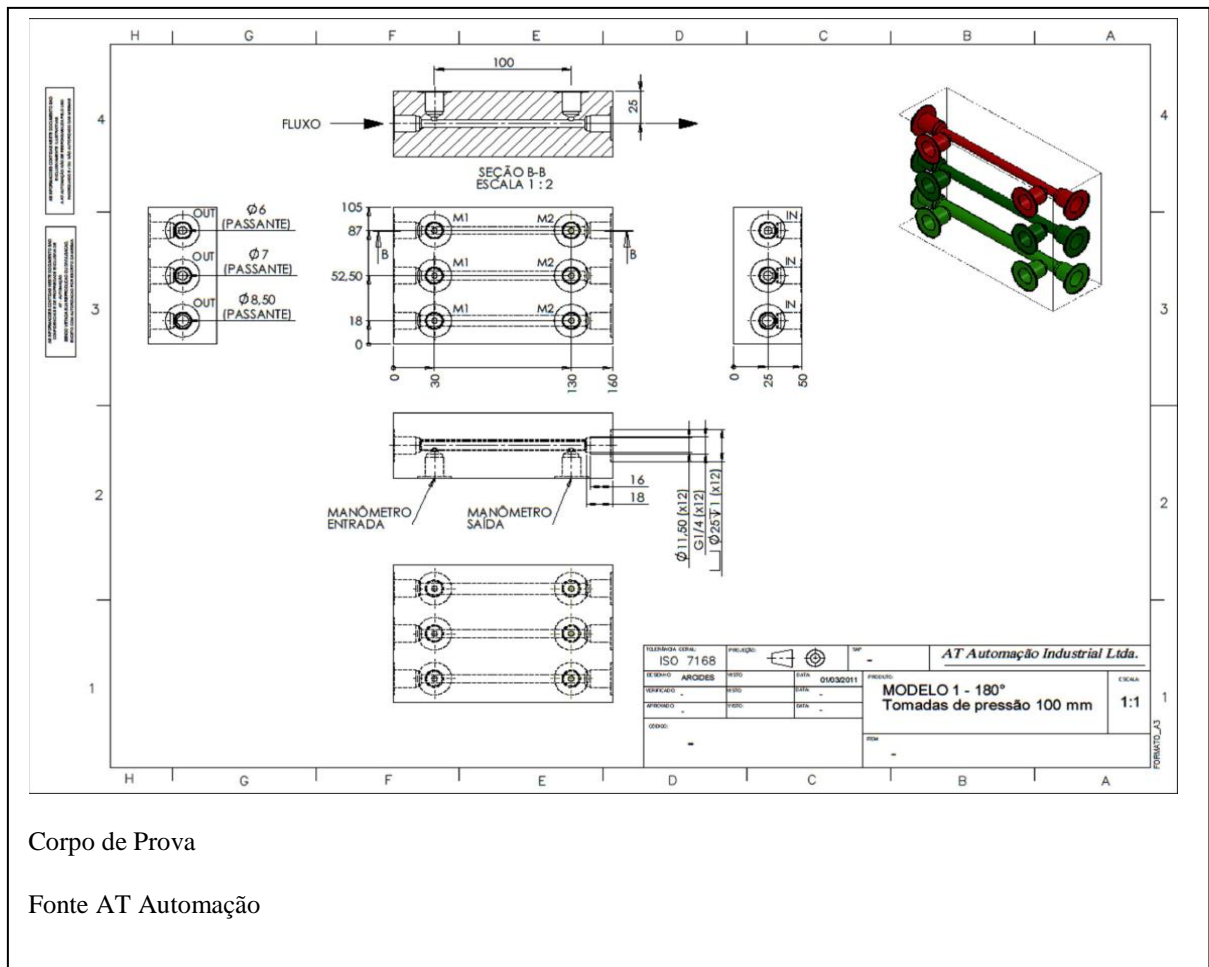
DE NEGRI, Victor Juliano. *Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle*. Florianópolis: Laship, 2001.

SWAMEE, P. K. and JAIN, A. K. *Explicit equations for pipe flow problems*. J. Hydr. Div. ASCE 102 (HY5), 1976.

Wikimedia Commons – Disponível em

http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Moody_diagram.jpg.

Apêndice A – Desenho de corpo de prova



Corpo de Prova

Fonte AT Automação