

Nota final
7,7 (sóte e neto)

ADM

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO DE SISTEMA AUTOMÁTICO DE CONTROLE
DE PRESSÃO DE AR PARA VENTILAÇÃO PULMONAR
ATRAVÉS DE COMPRESSOR REGENERATIVO**

Guilherme Jorge Maeda
Rodrigo Cesar Lozano

Orientador: Agenor de Toledo Fleury

São Paulo
2002

GUILHERME JORGE MAEDA (Nº USP 2945450)
RODRIGO CESAR LOZANO (Nº USP 2964013)

**PROJETO DE SISTEMA AUTOMÁTICO DE CONTROLE
DE PRESSÃO DE AR PARA VENTILAÇÃO PULMONAR
ATRAVÉS DE COMPRESSOR REGENERATIVO**

Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de Automação e
Sistemas

Orientador:
Prof. Doutor Agenor de Toledo Fleury

Coordenador:
Prof. Doutor Lucas Moscato

São Paulo
2002

Às nossas famílias, que foram de fundamental
importância em nossa formação e que nos apoiaram
de forma irrestrita durante estes anos de faculdade.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury pela dedicação e orientação fundamentais à realização deste trabalho.

A Jorge Bonassa pelos ensinamentos dos conceitos da ventilação pulmonar e por ter influenciado de forma decisiva na escolha do tema deste trabalho.

Aos amigos que nos apoiaram e nos incentivaram durante as nossas vidas.

RESUMO

Este trabalho consiste no projeto de um sistema eletrônico-pneumático controlado, que possa vir a servir de base para a aplicação em um ventilador pulmonar com geração própria de pressão.

Aborda-se inicialmente o porquê do uso de ventiladores pulmonares, seguido da necessidade dos ventiladores "*Home-care*". Em seguida é definido o sistema pneumático, passando pela sua modelagem e projeto do algoritmo de controle.

Destaca-se neste trabalho abordagens de modelagem e controle para sistemas não lineares. Na modelagem, o uso de técnicas de identificação de sistemas por meio de parametrização por soma de exponenciais, bem como por redes neurais são utilizados. Em controle utilizam-se técnicas de controle *fuzzy* e controle multi-modelos (controle linear “por partes”). Em termos de simulação obtém-se resultados satisfatórios para uma primeira abordagem no que diz respeito a um sistema desta complexidade, cujos conhecimentos requeridos exigem a aplicação de técnicas para sistemas não-lineares.

O controle *fuzzy* mostra-se aqui uma alternativa promissora para sistemas de ventilação pulmonar, não só pela sua adequação no controle de sistemas não-lineares, mas também pela sua simplicidade, desempenho, custo e embasamento já consagrados pelo uso em diversos aparelhos de consumo em massa.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1.	Ventilação Pulmonar	1
1.2.	Ventiladores Pulmonares	1
1.3.	Modos Ventilatórios	2
1.4.	Modos de Controle	3
1.4.1	Volume Controlado.....	3
1.4.2	Pressão Controlada	4
2	ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE: VENTILADORES PULMONARES "HOME-CARE"	6
2.1.	Ventiladores Simples para Apnéia	7
2.2.	Ventiladores "Completos" Home-Care	7
2.3.	Casos para Tratamento "Home-Care"	8
3	SISTEMA DE UM VENTILADOR PULMONAR.....	10
3.1.	Controle em alguns Ventiladores "Home-Care"	13
4	DEFINIÇÃO E OBJETIVOS DO ESTUDO	16
4.1.	Limitações e Simplificações	16
4.2.	Requisitos de Projeto.....	17
5	ESTUDO DO SISTEMA.....	18
5.1.	Fonte Pneumática	18
5.1.1	Compressor de Êmbolo.....	21
5.1.2	Compressores Rotativos.....	21
5.1.3	Turbo-Compressores.....	22
5.1.4	Escolha do turbo-compressor	23
5.1.5	Compressor Escolhido: Compressor Regenerativo	24
5.2.	Válvula Proporcional	27

6	DEFINIÇÃO DO SISTEMA PNEUMÁTICO.....	29
6.1.	Sistema “Compressor-Paciente”	29
6.2.	Sistema “Compressor-Válvula-Paciente”	30
6.2.1	Montagem 1.....	30
6.2.2	Montagem 2.....	31
7	MODELAGEM.....	37
7.1.	Técnicas de Identificação Utilizadas Neste Trabalho.....	38
7.1.1	Parametrização por soma de exponenciais.....	38
7.1.2	Modelagem por Redes Neurais Artificiais	39
7.2.	Modelagem do Sistema “Compressor-Paciente”	40
7.3.	Modelagem do Sistema “Compressor-Válvula-Paciente”	47
7.3.1	Modelagem do Aumento de Pressão dado pelo Compressor.....	49
7.3.2	Modelagem da Queda de Pressão Causada pela Válvula	52
8	CONTROLE	55
8.1.	Controle do Sistema “Compressor-Paciente”	55
8.2.	Controle do Sistema “Compressor-Válvula-Paciente”	90
8.2.1	Controle do Compressor	91
8.2.2	Controle da Válvula	93
8.2.3	Simulações do Sistema Controlado	98
9	ANÁLISE E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	103
9.1.	Controle do PEEP (pressão positiva ao final da expiração)	103
9.2.	Sistema “Compressor-Paciente”	104
9.3.	Sistema “Compressor-Válvula-Paciente”	104
10	CONCLUSÕES FINAIS	107
11	BIBLIOGRAFIA	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1: trocas gasosas entre o meio interno e externo em nível alveolar	1
Figura 1-2: Curvas em modo de Volume Controlado. O fluxo negativo representa a fase de exalação. Repare no esforço inspiratório exagerado no inicio do segundo ciclo gerado por uma sensibilidade muito baixa no ajuste do trigger.	5
Figura 1-3: Curva em modo de pressão controlada.	5
Figura 2-1: À esquerda, ventilador comum para UTI's. À direita, ventilador home-care com compressor interno.	6
Figura 2-2: Ventilador Home Care para uso restrito em apnéia.	7
Figura 2-3: O uso de ventiladores "Home-care" propiciam uma grande melhora na qualidade de vida e menores custos de tratamento.	8
Figura 3-1.: Representação esquemática de um sistema ventilatório microprocessado conectado a um paciente.....	11
Figura 3-2: Esquema de um ventilador home-care simplificado.....	12
Figura 3-3: Figura esquemática de um ventilador "Home-Care"	14
Figura 3-4: Mapeamento para medição do fluxo por inferência	15
Figura 3-5: Método de controle por inferência utilizado atualmente.	15
Figura 4-1.: Representação esquemática do sistema proposto.....	16
Figura 4-2: Simulador RC utilizado.....	17
Figura 5-1: Tipos de compressores.....	19
Figura 5-2: Pressão x Fluxo para diferentes tipos de compressores pneumáticos.....	19
Figura 5-3: Comparativo entre compressores pneumáticos de um mesmo fabricante.	20
Figura 5-4: Curva típica de um compressor centrífugo.	21
Figura 5-5: Compressor rotativo de parafuso para uso industrial	22
Figura 5-6: Turbo-compressor centrífugo (peça da esquerda) acionado por turbina (peça da direita).	23
Figura 5-7: Aspecto externo de um compressor regenerativo.....	24
Figura 5-8: Regeneração do fluxo (neste caso 9 regenerações).	26
Figura 5-9: Canal anular com os vórtices.....	26

Figura 5-10: Diferenças construtivas: à esquerda compressor regenerativo de um canal. À direita com dois canais.....	27
Figura 5-11: Compressor regenerativo e driver de açãoamento adotados.....	27
Figura 5-12: Válvula proporcional utilizada.....	28
Figura 5-13: Curva da válvula proporcional utilizada dada pelo fabricante.....	28
Figura 6-1: Sistema com controle de pressão pelo compressor.....	29
Figura 6-2: Sistema real utilizado para ensaio.....	29
Figura 6-3: Montagem 1 - Configuração em malha aberta do primeiro sistema ensaiado com controle por válvula.....	31
Figura 6-4: Montagem 2 - sistema com linha piloto.....	32
Figura 6-5: Sistema real utilizado para ensaio.....	32
Figura 6-6: O controle de pressão é efetuado pelo escape de ar nas válvula insp/exp.....	33
Figura 6-7: Diferenças geométricas nas válvulas inspiratória e expiratória geram diferentes fluxos no controle da pressão.....	33
Figura 6-8: Linha piloto	34
Figura 6-9: Válvula insp/exp	34
Figura 6-10: Válvula insp/exp aberta.....	34
Figura 6-11: Fluxo na inspiração.....	35
Figura 6-12: Fluxo na expiração.....	35
Figura 6-13. Sistema com válvula 3/2 vias para recircular o ar durante a exalação	36
Figura 7-1: Computador com placa de aquisição utilizado para tomada de dados.	38
Figura 7-2: Sistema “Compressor-Paciente” modelado.....	40
Figura 7-3: Respostas a degraus de tensão no compressor regenerativo	41
Figura 7-4: Verificação da modelagem para degrau de 10 Volts.	42
Figura 7-5: Verificação da modelagem para degrau de 12 Volts.	42
Figura 7-6: Verificação da modelagem para degrau de 14 Volts.	43
Figura 7-7: Verificação da modelagem para degrau de 16 Volts.	43
Figura 7-8: Verificação da modelagem para degrau de 18 Volts.	44
Figura 7-9: Verificação da modelagem para degrau de 20 Volts.	44
Figura 7-10: Verificação da modelagem para degrau de 22 Volts.	45
Figura 7-11: Verificação da modelagem para degrau de 24 Volts.	46

Figura 7-12: Verificação da modelagem para degrau de 26 Volts.....	46
Figura 7-13: Verificação da modelagem para degrau de 28 Volts.....	47
Figura 7-14: Esquema do sistema montado para modelagem.....	48
Figura 7-15: Pressão em regime perm. na linha proximal vs tensão na válvula, com tensão no compressor constante a 22.5V.....	48
Figura 7-16: Dinâmica do sistema.....	49
Figura 7-17: Resposta do sistema a uma entrada degrau no compressor e válvula fechada.....	50
Figura 7-18: Curva identificada do compressor.....	51
Figura 7-19: Dados reais com a saída da rede. Estático.....	52
Figura 7-20: A modelagem da dinâmica pode ser feita separando-se o sistema em duas regiões principais.....	53
Figura 7-21: Dinâmica 1 identificada.....	53
Figura 7-22: Dinâmica 2 identificada.....	54
Figura 7-23: Sistema modelado em malha aberta para Dinâmica 2.....	54
Figura 7-24: Dinâmica expiratória.....	55
Figura 8-1: lugar das raízes de G_p^{20}	57
Figura 8-2: Detalhe do lugar das raízes de G_p^{20}	57
Figura 8-3: Curva limite para sobre-sinal de 5%.....	59
Figura 8-4: Curva limite para tempo de assentamento a 2% de 0,5 s.....	60
Figura 8-5: Região para satisfação das características transitórias para entrada degrau.....	60
Figura 8-6: Lugar das raízes e região procurada.....	61
Figura 8-7: Lugar das raízes de G_p^{20} com PI.....	62
Figura 8-8: Detalhe do lugar das raízes de G_p^{20} com PI.....	62
Figura 8-9: Lugar das raízes de G_p^{20} com PID.....	63
Figura 8-10: Detalhe do lugar das raízes de G_p^{20} com PID.....	63
Figura 8-11: Par de pólo escolhido sobre o lugar das raízes de G_p^{20}	64
Figura 8-12: Malha de controle para G_p^{20}	64
Figura 8-13: Simulação em degrau para planta G_p^{20}	65

Figura 8-14: Detalhe da simulação em degrau para planta G_p^{20}	66
Figura 8-15: Sinal de controle u para G_p^{20}	66
Figura 8-16 Malha de controle para G_p^{10}	68
Figura 8-17 Simulação em degrau para G_p^{10}	69
Figura 8-18 Sinal de controle u para G_p^{10}	69
Figura 8-19 Malha de controle para G_p^{12}	70
Figura 8-20 Simulação em degrau para G_p^{12}	71
Figura 8-21 Sinal de controle u para G_p^{12}	71
Figura 8-22 Malha de controle para G_p^{14}	72
Figura 8-23 Simulação em degrau para G_p^{14}	73
Figura 8-24 Sinal de controle u para G_p^{14}	73
Figura 8-25 Malha de controle para G_p^{16}	74
Figura 8-26 Simulação em degrau para G_p^{16}	75
Figura 8-27 Sinal de controle u para G_p^{16}	75
Figura 8-28 Malha de controle para G_p^{18}	76
Figura 8-29 Simulação em degrau para G_p^{18}	77
Figura 8-30 Sinal de controle u para G_p^{18}	77
Figura 8-31 Malha de controle para G_p^{20}	78
Figura 8-32 Simulação em degrau para G_p^{20}	79
Figura 8-33 Sinal de controle u para G_p^{20}	79
Figura 8-34 Malha de controle para G_p^{22}	80
Figura 8-35 Simulação em degrau para G_p^{22}	81
Figura 8-36 Sinal de controle u para G_p^{22}	81
Figura 8-37 Malha de controle para G_p^{24}	82
Figura 8-38 Simulação em degrau para G_p^{24}	83

Figura 8-39 Sinal de controle u para G_p^{24}	83
Figura 8-40 Malha de controle para G_p^{26}	84
Figura 8-41 Simulação em degrau para G_p^{26}	85
Figura 8-42 Sinal de controle u para G_p^{26}	85
Figura 8-43 Malha de controle para G_p^{28}	86
Figura 8-44 Simulação em degrau para G_p^{28}	87
Figura 8-45: Sinal de controle u para G_p^{28}	87
Figura 8-46 Simulação de ciclo para sistema "Compressor-Paciente"	90
Figura 8-47: Sistema em malha fechada.	90
Figura 8-48: Sistema com acumulador para evitar mudanças intensas de rotação no compressor.....	91
Figura 8-49: Exemplo de acumulador. A malha do compressor deve ser fechada com o sensor dentro do acumulador.	91
Figura 8-50: Resposta do compressor.....	92
Figura 8-51: Sistema com compressor em malha fechada e válvula fechada (tensão 0V).....	92
Figura 8-52: Estrutura genérica de um controlador fuzzy.	94
Figura 8-53: Malha fechada com controlador fuzzy para a válvula.	94
Figura 8-54: Pertinências para entrada Erro.....	96
Figura 8-55: Pertinências para entrada Referência.....	96
Figura 8-56: Pertinências para saída.....	96
Figura 8-57: Superfície de controle.	97
Figura 8-58: Montagem do sistema em malha fechada.	98
Figura 8-59: Resposta para dinâmica 1. Degrau 5 a 45 cmH2O	99
Figura 8-60: Resposta para dinâmica 1. Degrau 23 a 55 cmH2O	100
Figura 8-61: Pressão máxima de saída limitada à pressão fornecida pelo compressor.	100
Figura 8-62: Queda de pressão do compressor “puxa” a pressão proximal.....	101
Figura 8-63: Dinâmica 2. Pressão proximal de 16 a 36 cmH2O.....	102
Figura 8-64: Dinâmica 2. Pressão proximal de 43 a 57 cmH2O.....	102

Figura 9-1: Mecanismo para PEEP, controlado por motor de passo.....	104
Figura 9-2: Esforço do controlador não atinge o máximo e mínimo permitido pela válvula.....	106
Figura 9-3: Sistema com controle por meio de estrangulamento.....	107

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 Indicações de Ventilação Artificial por Longo Prazo em Regime Domiciliar	9
Tabela 2: Aplicações típicas de compressores regenerativos.....	25
Tabela 3: lista dos controladores PID	88
Tabela 4: Algoritmo de controle.....	89
Tabela 5: Variáveis Lingüísticas e o nome das funções de pertinência para entradas e saída do controlador.....	95
Tabela 6: Regras do controlador	97

1 INTRODUÇÃO

1.1. Ventilação Pulmonar

O conceito de ventilação pulmonar refere-se à constante renovação do ar contido nos pulmões, que se realiza graças à sucessão dos movimentos respiratórios de inspiração e de expiração. É a ventilação pulmonar que, ao garantir o constante fornecimento de oxigênio e a eliminação do dióxido de carbono, possibilita a concretização da hematose pulmonar (trocas gasosas entre o meio interno e o meio externo através dos alvéolos pulmonares e dos capilares sanguíneos adjacentes) como mostra a Figura 1-1.

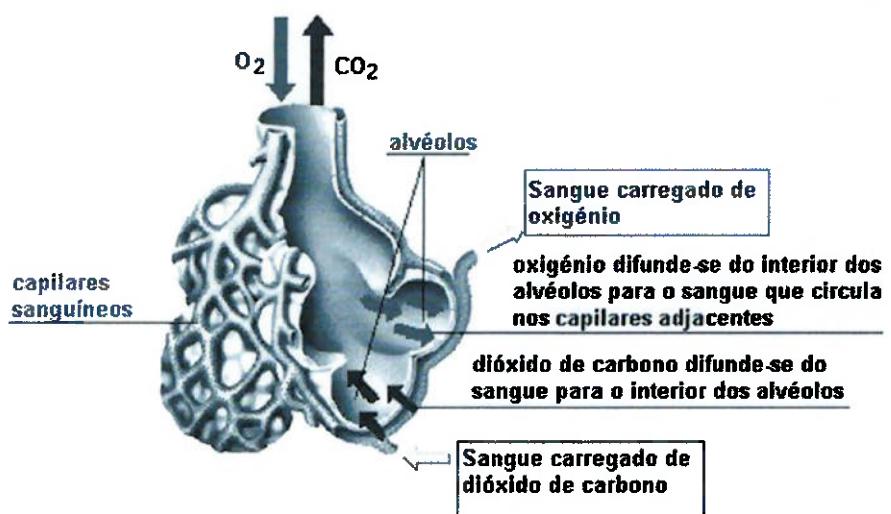


Figura 1-1: trocas gasosas entre o meio interno e externo em nível alveolar

A ventilação pulmonar, sob o ponto de vista deste trabalho, é um processo puramente mecânico. Serão, portanto, ignorados as trocas gasosas em nível alveolar.

1.2. Ventiladores Pulmonares

Em uma adequada ventilação espontânea dos pulmões, o paciente deve produzir uma força muscular respiratória (contração do diafragma) para que haja

uma queda da pressão intrapulmonar (pressão efetiva negativa), de modo que ocorra um escoamento do ar ambiente para dentro dos pulmões. Este esforço deve ser o suficiente para vencer a resistência ao escoamento do ar nas vias aéreas e as forças visco-elásticas dadas pelo enchimento dos alvéolos e pela distensão da parede torácica. No entanto, patologias pulmonares podem acarretar num aumento da resistência ao escoamento das vias e/ou uma diminuição da complacência (aumento da rigidez ao enchimento) do pulmão, gerando uma maior demanda de trabalho. Nesses casos, há a ocorrência de fadiga dos músculos respiratórios, sendo necessário o auxílio externo dado pelos ventiladores mecânicos, suprindo o trabalho extra causado por algum problema respiratório.

Assim, uma das principais aplicações dos ventiladores pulmonares é o de aliviar total ou parcialmente o trabalho respiratório. Outros casos também necessitam de ventiladores mecânicos como a paralisação da respiração espontânea para intervenção cirúrgica, problemas neurológicos, acidentes, apnéias, afogamentos, etc.

O princípio de funcionamento dos ventiladores mecânicos atuais é bastante simples: eles provocam uma pressão efetiva positiva na entrada para o paciente (tubo endotraqueal ou vias aéreas superiores, chamados a partir daqui de pressão na linha proximal) de modo a se estabelecer um fluxo de ar para dentro dos pulmões. O esvaziamento (exalação) se dá de forma espontânea, sem intervenção de aparelhos.

1.3. Modos Ventilatórios

Cada paciente, dependendo do quadro clínico, demanda um tipo particular de ventilação. Atualmente, a tecnologia dos microprocessadores permite aos ventiladores a criação dos mais diversos tipos de curvas de fluxo, pressão, tempo, sensibilidade ao início do ciclo, alarmes, etc, atendendo diferentes necessidades respiratórias. Os modos ventilatórios definem como são disparados e assistidos os ciclos, ou seja, os modos lidam como o ventilador deve iniciar o ciclo respiratório (através de um tempo pré-ajustado, por esforço do paciente ou mesclando ambos).

No *Modo Controlado* cada ciclo respiratório (que consiste na inspiração e expiração) é feito de modo totalmente controlado pelo ventilador, desde o seu início

até a finalização do ciclo, como é necessário no caso de pacientes sedados. Um dos parâmetros de ajuste deve ser a freqüência respiratória.

Existem casos em que o paciente já consegue, em alguns instantes, exercer o “disparo” do ciclo, ou seja, espontaneamente o paciente tenta respirar em alguns momentos, mas por serem tais esforços em intervalos insuficientes (longos) para adequada ventilação ou por haver trabalho respiratório excessivo (devido à patologia em questão), ainda assim é necessário o controle pelo ventilador. Para este tipo de quadro usam-se os ciclos em *Modo Assistido*. Aqui faz-se necessária a presença de um sensor (de pressão ou fluxo) para detectar o esforço respiratório do paciente, dando então o início do ciclo respiratório. Os métodos de *trigger* são por queda de pressão na entrada da via respiratória ou por alteração do fluxo recirculante.

Por fim, nos ciclos em *Modo Espontâneos*, o paciente inicia, controla e finaliza parcial ou totalmente cada ciclo, podendo ser parcialmente assistido pelo ventilador. Este tipo de modo ventilatório é usual no chamado “desmame” do paciente, onde este deve ser forçado a respirar espontaneamente para poder ser retirado aos poucos do auxílio do ventilador pulmonar. Isto é necessário no caso de pacientes que ficam por períodos longos sob ventilação controlada, e por isso, perdem o reflexo de gerar ciclos espontâneos.

1.4. Modos de Controle

Além dos modos ventilatórios, que definem como são disparados e assistidos os ciclos, têm-se os modos como o ventilador deve fazer o controle de tais modos ventilatórios.

Existem dois modos básicos de controle: por Pressão Controlada e por Volume Controlado.

1.4.1 Volume Controlado

No caso de volume controlado, o ciclo pára quando se atinge o valor de volume pré-ajustado. O ventilador aciona o ciclo inspiratório e lê o valor de fluxo

durante a inspiração. Tal fluxo deve ser controlado para permanecer constante, conforme mostrado na Figura 1-2. Além disso, o controle do ciclo permanece integrando o sinal do fluxo até que o resultado dê o volume pré-ajustado. Ressalta-se uma característica desse modo de controle: faz-se necessário, de algum modo, o conhecimento do valor do fluxo em tempo real, seja por leitura direta, por inferência, observadores de estado ou qualquer outro método que forneça o fluxo; caso contrário não se pode ter o valor do volume, base desse modo de controle.

1.4.2 Pressão Controlada

No caso da pressão controlada, o objetivo é manter a pressão na boca do paciente (pressão proximal) constante. Assim o fluxo é uma variável livre e só depende do gradiente de pressão (decrescente no decorrer da inspiração). Os tempos de inspiração e expiração são derivados dos ajustes de freqüência e relação I:E (tempo inspiratório pelo tempo expiratório) definido pelo operador do ventilador.

Uma vantagem clara deste modo em relação ao de volume controlado é que a pressão intrapulmonar (pressão nos alvéolos) nunca ultrapassa o valor da pressão controlada, já que o fluxo depende do gradiente de pressão boca-alvéolo. Isto já não é verdade para o primeiro modo, pois o volume inspiratório é definido pelo operador e a pressão intrapulmonar depende deste volume e da complacência do pulmão, correndo-se o risco de atingir-se valores de pressão que danifiquem os alvéolos, problema conhecido no meio médico como “volutralma”.

Neste modo não há necessidade de transdutor de fluxo, mas sim de pressão.

A seguir seguem algumas curvas típicas de ventilação pulmonar geradas por um ventilador.

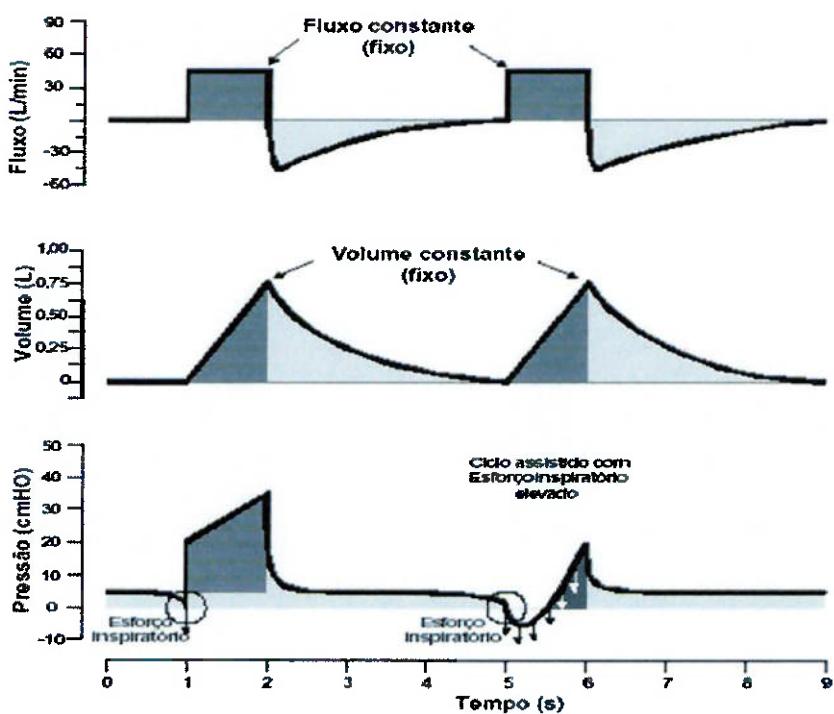


Figura 1-2: Curvas em modo de Volume Controlado. O fluxo negativo representa a fase de exalação. Repare no esforço inspiratório exagerado no início do segundo ciclo gerado por uma sensibilidade muito baixa no ajuste do trigger.

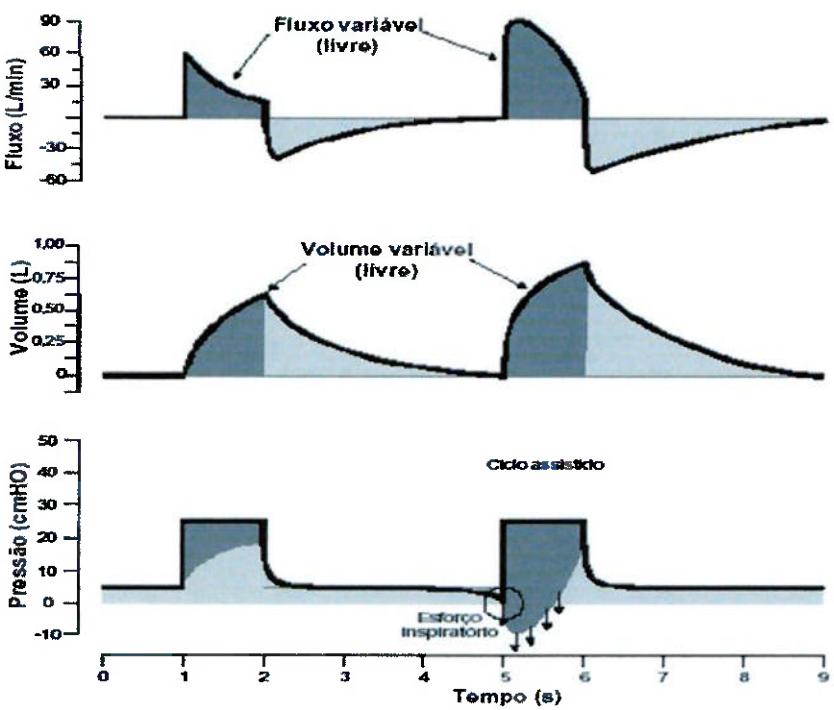


Figura 1-3: Curva em modo de pressão controlada.

2 ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE: VENTILADORES PULMONARES “HOME-CARE”

Os ventiladores pulmonares são aparelhos já conceituados e de uso comum em tratamentos intensivos. Uma outra aplicação ainda não tão difundida é o uso dos ventiladores pulmonares fora do ambiente hospitalar. Esses ventiladores, conhecidos como “*home-care*”, podem ser tanto fixos, instalados no domicílio do paciente, sendo, portanto, iguais aos utilizados nos hospitais (utilizando fontes de ar comprimido externas e, em alguns casos, torpedos de oxigênio), como podem ser portáteis, dando autonomia ao usuário para locomover-se com o aparelho e realizar muitas das tarefas de seu cotidiano. Além de trazer melhorias na condição de vida vale ressaltar que o tratamento em UTI's tem um preço muito elevado, tornando a ventilação a longo prazo nas unidades de tratamento intensivo inviável para muitas famílias.

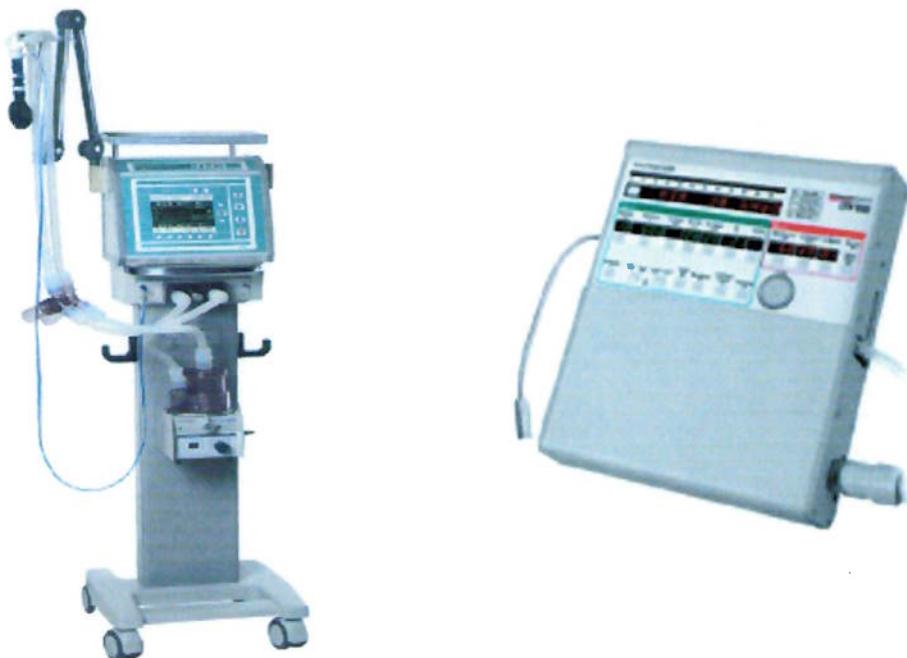


Figura 2-1: À esquerda, ventilador comum para UTI's. À direita, ventilador *home-care* com compressor interno.

2.1. Ventiladores Simples para Apnêia

Hoje se encontram já difundidos no mercado pequenos ventiladores pulmonares *home-care* (de funcionamento mais simples do que os utilizados em tratamento intesivo) destinados a pacientes com problemas de apnêia (cessão da respiração) durante o sono. Estes aparelhos possuem uma fonte própria de pressão através de um compressor interno e atuam somente no modo CPAP (*continuous positive airway pressure*), que consiste numa ciclagem simplificada, fornecendo apenas pressão positiva na linha proximal. Tais aparelhos geralmente são utilizados somente durante o sono, e portanto, são não-invasivos, ou seja, o seu uso é feito externamente através de máscara. Não possuem os modos de ventilação mais complexos e sua pneumática e controles são simplificados, fornecendo pressões que variam no máximo entre 15 e 20 cmH₂O. A fonte pneumática é geralmente um turbo-compressor, mas em alguns casos pode ser um compressor de deslocamento positivo. O controle da ventilação baseia-se em ajustar a pressão de saída através de uma válvula, enquanto o compressor trabalha em rotação constante.

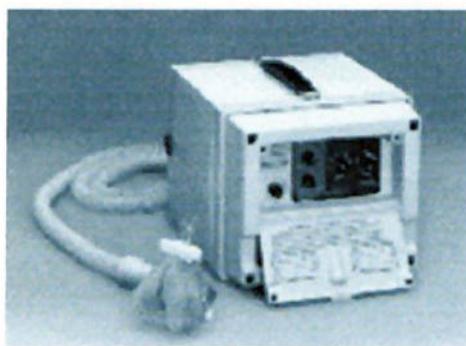


Figura 2-2: Ventilador Home Care para uso restrito em apnêia.

2.2. Ventiladores “Completos” Home-Care

Outro tipo de ventilador *home-care*, mais sofisticado, permite todos os modos e controle de ventilação. Tais aparelhos geram pressões de até 120 cmH₂O e são usados também em unidades fixas de UTI, pois em termos funcionais são aparelhos de tratamento intesivo. São utilizados tanto no modo invasivo (tubo endotraqueal

inserido direto na traquéia do paciente) quanto no modo não-invasivo por máscara. Obviamente a sua pneumática/eletrônica é também mais complexa do que a dos aparelhos para apnêa. Esses aparelhos são extremamente caros e envolvem uma tecnologia ainda pouco explorada pela maioria dos fabricantes de ventiladores pulmonares.

A portabilidade desse tipo de ventilador, quando do uso de baterias, permite o seu uso em transporte de paciente sob ventilação controlada e adequada, dispensando o uso de ambus (fole manual), que certamente não é satisfatório em quadros clínicos mais graves. O transporte mesmo dentro do próprio hospital também é beneficiado com esse tipo de aparelho, uma vez que os aparelhos sem geração própria de pressão ficam fixados nas salas de tratamento intensivo e não podem ser movidos junto com o paciente, que fica sujeito, durante o transporte, à ventilação manual, em geral por meio de ambu.



Figura 2-3: O uso de ventiladores "Home-care" propiciam uma grande melhora na qualidade de vida e menores custos de tratamento.

2.3. Casos para Tratamento "Home-Care"

Sem preocupar-se com termos técnicos e patologias restritas ao uso da área médica, visto que esse não é o objetivo do trabalho, observa-se que a ventilação domiciliar é uma necessidade que seria usufruída por boa parte da sociedade e que os ventiladores *Home-Care* representam um grande benefício àqueles que necessitam de

auxílio mecânico respiratório e não têm quadro clínico requisitante de tratamento no hospital, conforme mostrado na Tabela 1.

São candidatos a tratamento por ventiladores *home-care* os portadores de lesões nos centros respiratórios decorrentes de lesões neurológicas cerebrais (acidentes vasculares, traumatismos de crânio, doenças congênitas), portadores de doenças neuromusculares progressivas e portadores de doenças crônicas respiratórias (Doença Pulmonar Obstrutiva Crônica (DPOC), doença pulmonar restritiva), as quais precipitam episódios de falência, fazendo-se, assim, necessário o suporte ventilatório ou, ainda, pacientes que repetidamente falharam ao ser retirados da prótese ventilatória durante sua internação em unidades de tratamento intensivo.

Tabela 1 Indicações de Ventilação Artificial por Longo Prazo em Regime Domiciliar

Desordens do SNC

- Doença de Arnold-Chiari
- Traumatismo do sistema nervoso central
- Doenças congênitas ou adquiridas dos centros respiratórios
- Mielomeningocele
- Traumas da medula espinhal

Doenças Neuromusculares

- Hipotonia infantil congênita
- Síndrome de Guillain-Barré
- Botulismo infantil
- Distrofias musculares
- Miastenia grave
- Paralisia frênica
- Poliomelite ou lesões pós-poliomelite
- Atrofia da medula espinhal
- Distrofia miotônica
- Esclerose lateral amiotrófica

Desordens Esqueléticas

- Cifoescoliose
- Deformidades da parede torácica
- Toracoplastias

Desordens Cardiovasculares

- Doença cardíaca congênita
- Doença cardíaca adquirida

Desordens Respiratórias

- Síndrome de Pierre-Robin
- Traqueomalácia
- Paralisia de cordas vocais
- Doença pulmonar obstrutiva
- Complicações de agressões pulmonares agudas
- Fibrose cística
- Doenças pulmonares fibróticas
- Displasia broncopulmonar

3 SISTEMA DE UM VENTILADOR PULMONAR

A Figura 3-1 representa esquematicamente um sistema de ventilação pulmonar comum utilizado em hospitais. Este tipo de esquema representa o princípio de funcionamento da quase totalidade dos ventiladores atuais, cujo controle é microprocessado.

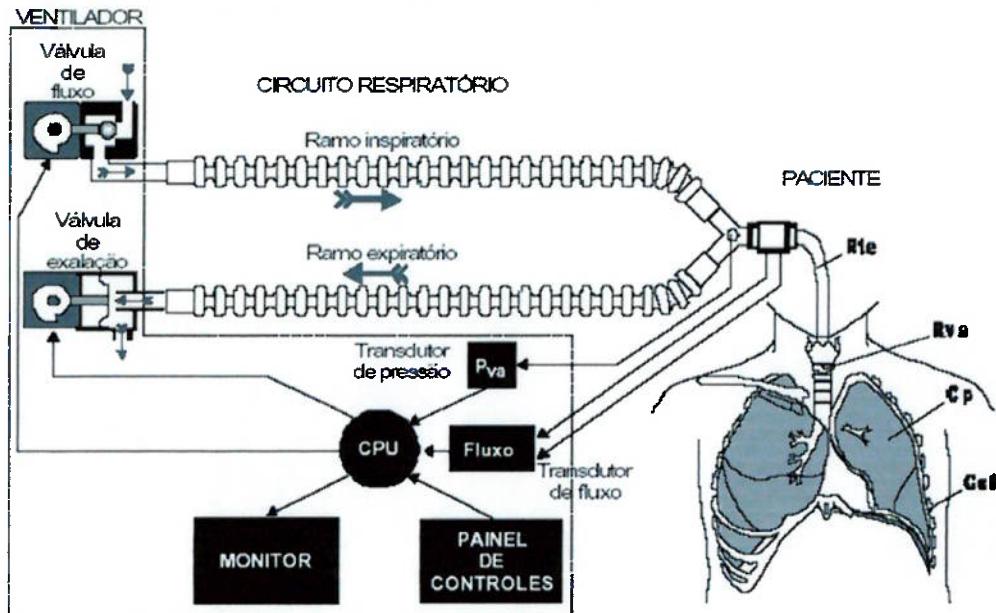


Figura 3-1.: Representação esquemática de um sistema ventilatório microprocessado conectado a um paciente.

No caso dos aparelhos fixos, o ar e oxigênio provêm de uma linha hospitalar canalizada. Já para os ventiladores portáteis essa fonte de ar comprimido externa é substituída por um compressor pneumático interno ao aparelho.

A CPU gera os diferentes tipos de modos de controle de ventilação (por pressão e por fluxo) através do controle da válvula de fluxo. Nos casos de controle em malha fechada, o erro é medido por um transdutor de pressão e/ou fluxo. O pulmão do paciente é modelado como um sistema RC, onde a resistência é dada pela dificuldade do ar em passar pelas vias aéreas, e a capacidade dada pela complacência do pulmão em armazenar o ar.

A Figura 3-2 mostra simplificadamente o sistema genérico de um aparelho “home-care”.

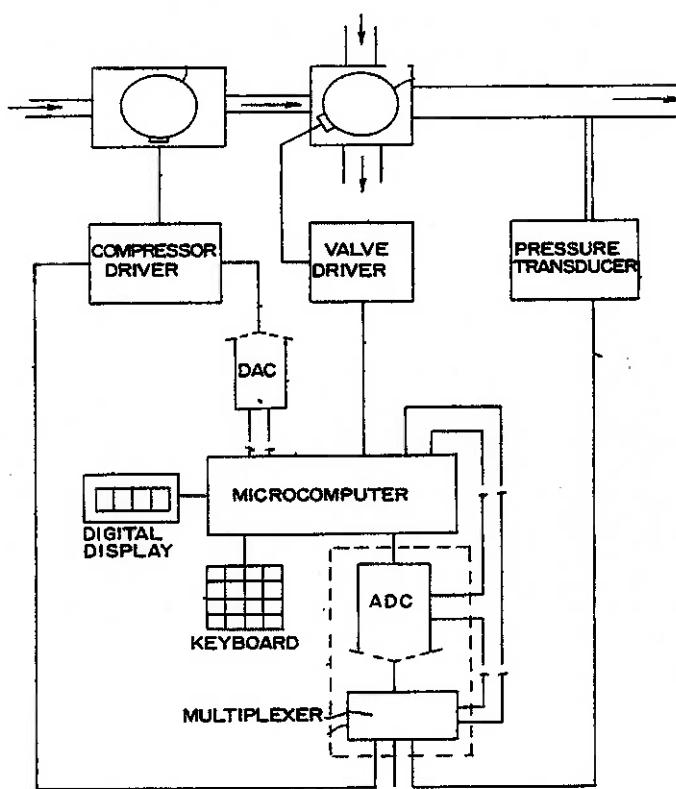


Figura 3-2: Esquema de um ventilador home-care simplificado.

Uma pesquisa sobre os sistemas pneumáticos de alguns ventiladores "Home-care" mostrou que destes, nenhum apresenta sensor de fluxo para inspiração. Presume-se que as causas de se retirar o sensor de fluxo sejam as seguintes:

- Fragilidade, uma vez que sensores desse tipo são realmente muito delicados e seu uso estará fora do alcance dos cuidados tomados em um hospital. O uso de um ventilador "Home-care" também exige maior robustez do sistema, uma vez que são ventiladores que não ficarão fixos num único local, estando sujeito a choques, vibrações e outras condições indesejadas, que poderiam danificar o sensor.

- O sensor de fluxo não é o mesmo para pacientes adultos e pediátricos - devido às diferenças de faixa de fluxo de um adulto e de uma criança e, devido também às limitações de *range* dos sensores dimensionados para cada um dos casos, seria necessário que o ventilador "Home-care" tivesse seu sensor de fluxo trocado para cada tipo de paciente, o que poderia abrir margens a enganos, principalmente para usuários leigos, que são a maioria quando se trata de "Home-care".

Com relação ao desempenho, este depende muito das válvulas de fluxo. Nos ventiladores com geração própria de pressão pneumática o compressor também passa a influenciar no tempo de resposta.

Apesar de toda preocupação com a rapidez do sistema a constante de tempo global acaba por ser altamente influenciada pela compressibilidade do ar, o que torna difícil a previsão do tempo de resposta do ventilador. Ventiladores utilizando válvulas de tempo de resposta de 30 ms acabam tendo um desempenho global de aproximadamente 700 ms no tempo de acomodação. Atualmente está sendo cada vez mais utilizado o modo de alta freqüência em neonatos, onde o sistema cicla a até 40 Hz. Tal rapidez pode ser explicada, então, pela pouca quantidade de volume com que o ventilador lida.

3.1. Controle em alguns Ventiladores "Home-Care"

Aparelhos "Home-care" que permitem modos complexos de ventilação geralmente utilizam a técnica de *soft-sensor* para estimar o fluxo durante a inspiração, uma vez que não possuem um transdutor para tal. Se por um lado esta técnica barateia e torna menor o sistema, por outro também traz alguns inconvenientes. Há, no entanto, um transdutor de fluxo na ramificação de exalação, tanto para medir o fluxo expiratório como para acionar o trigger.

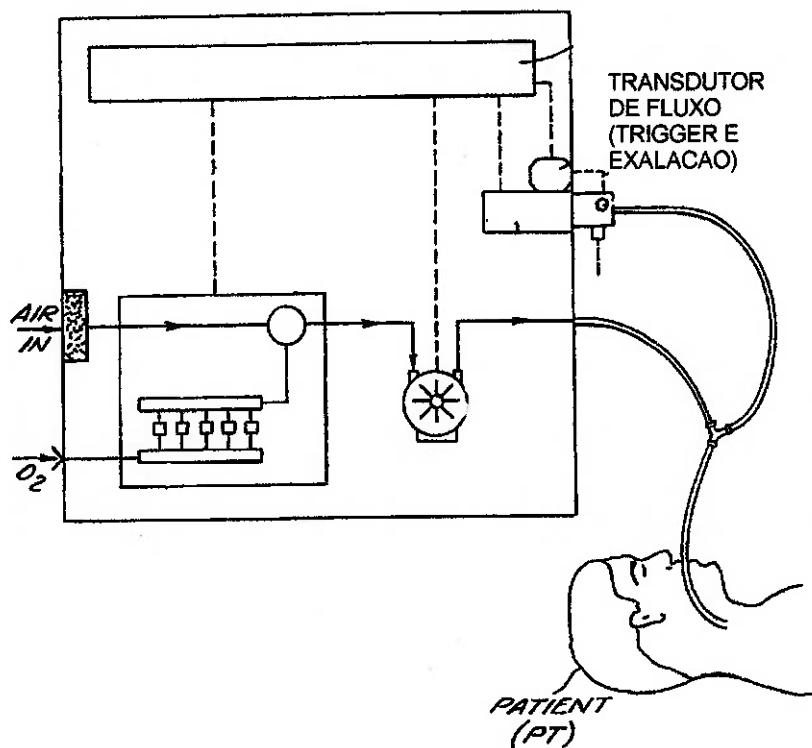


Figura 3-3: Figura esquemática de um ventilador "Home-Care"

O valor do fluxo é utilizado no controle por Volume Controlado, descrito no item 1.4.1, pois o volume é a variável a ser controlada, e seu valor provém da integral do fluxo. Nestes aparelhos onde não há sensor de fluxo, o valor é inferido através de um mapeamento da curva característica do compressor. A Figura 3-4 ilustra um mapeamento real de um turbo-compressor utilizado em ventilador pulmonar.

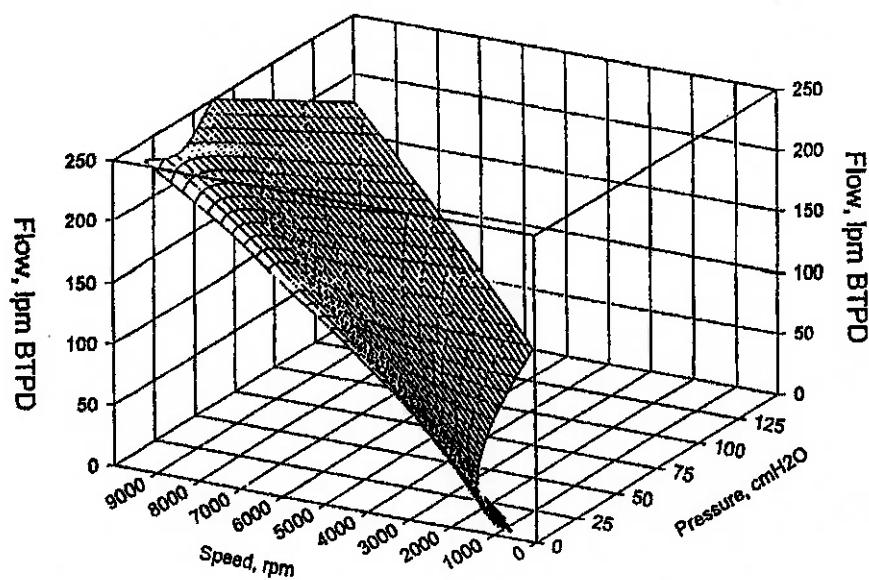


Figura 3-4: Mapeamento para medição do fluxo por inferência.

O valor de volume obtido é de grande importância pois a intensidade do erro gera o grau de ação que o controle irá tomar. O erro da leitura do fluxo é também integrado. Assim é necessário que haja um mapeamento muito preciso do compressor, impedindo que uma EPROM (que contém o mapeamento) genérica gravada através de um modelo médio (como ocorre na maioria dos casos) seja utilizada. Este é o grande inconveniente da inferência neste caso. Para cada ventilador faz-se um mapeamento individual da máquina o que eleva em muito o preço (um dos aparelhos que utiliza essa técnica custa hoje US\$ 17.000). Além disso, isso traz problemas de manutenção, uma vez que se houver a necessidade de se trocar o compressor, deve-se trocar a EPROM também, e vice-versa (embora, apesar de não recomendável, algumas assistências técnicas, a fim de baratear o custo, mantêm a EPROM antiga).

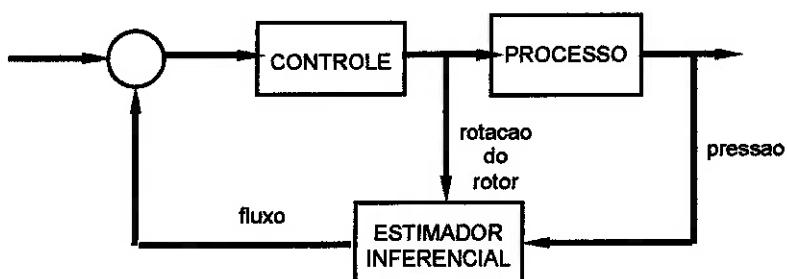


Figura 3-5: Método de controle por inferência utilizado atualmente.

4 DEFINIÇÃO E OBJETIVOS DO ESTUDO

Pretende-se neste trabalho definir um sistema e projetar o controle de um mecanismo automático que seja base para aplicação em um ventilador pulmonar do tipo “*home-care*” portátil, dando subsídio para a implementação dos algoritmos dos vários modos de pressão controlada, de modo que sua utilização seja usufruída por pacientes com quadros clínicos complexos, mas que não necessitem estar num hospital.

A escolha de se projetar um sistema base apenas para o modo pressão controlada se deve às vantagem já mencionada (vide sub-item 1.4.2) deste modo ventilatório em relação ao modo volume controlado.

Em termos de complexidade e adequação aos objetivos deste trabalho, o sistema em estudo será restringido ao esquema da Figura 4-1.

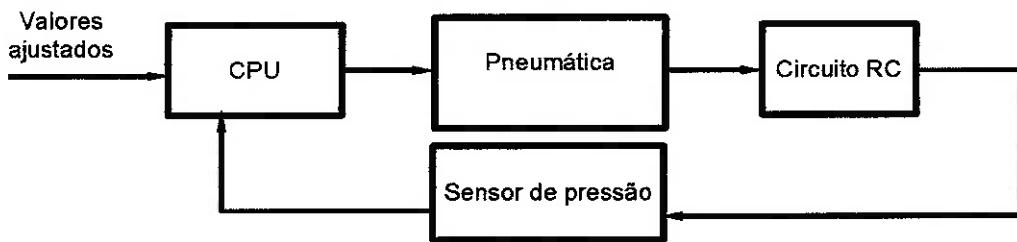


Figura 4-1.: Representação esquemática do sistema proposto

O objetivo é controlar a pressão no circuito RC (modelo do paciente) através dos atuadores pneumáticos que serão constituídos por um compressor e uma válvula.

4.1. Limitações e Simplificações

Sob a ótica da ventilação médica, as simplificações refletem um modelo pobre, uma vez que o paciente foi modelado como sendo um circuito RC, enquanto que num modelo mais elaborado esse paciente seria modelado por um modelo multi-

compartimental (vários circuitos RC's) para simular a heterogeneidade da condição pulmonar. No entanto, este tipo de modelagem com um único compartimento é bastante usual, principalmente pela sua fácil implementação mecânica.

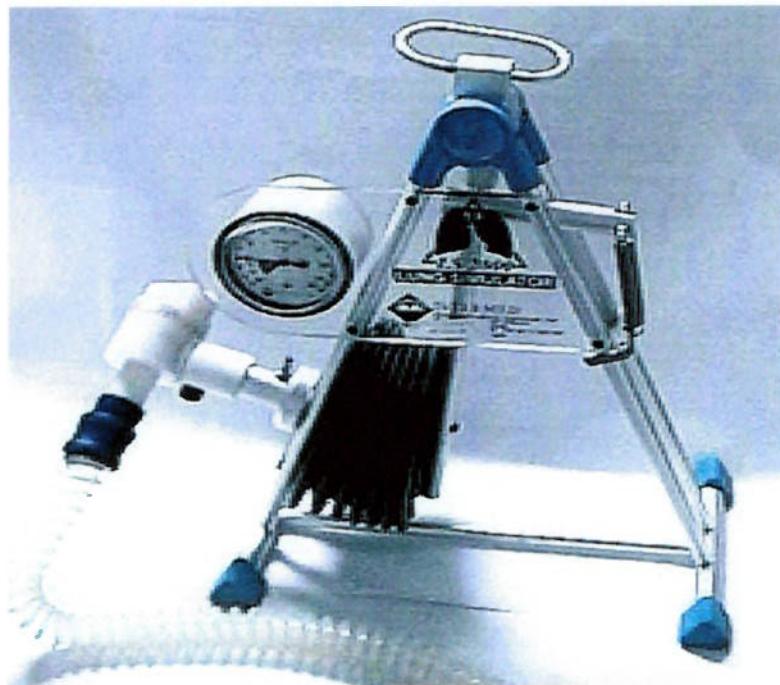


Figura 4-2: Simulador RC utilizado.

Os modos de ventilação (controlado, assistido, espontâneo, por fluxo, por pressão, etc.), a priori, não serão implementados. O intuito é definir e fazer o controle base do sistema de modo a satisfazer todos os requisitos, principalmente respostas transitórias, para que esses modos de ventilação sejam, então, futuramente implementados. Assim, o presente trabalho tem por objetivo o projeto básico de um mecanismo controlado cujas respostas, controlabilidade e características físicas sejam adequadas para a futura implementação de algoritmos e seu uso em um ventilador pulmonar.

4.2. Requisitos de Projeto

Tendo em mente o sistema em questão, os requisitos de projeto são:

- Pequena dimensão e peso (< 5 Kg) do mecanismo, para satisfazer a portabilidade;
- Geração própria de ar comprimido, uma vez que o aparelho não será ligado a uma fonte externa;
- Uso de mecanismos que não contaminem o ar a ser fornecido ao paciente, como óleos lubrificantes e partículas resultantes de desgaste;
- Pouco gasto de energia: autonomia do aparelho em uso com baterias;
- Voltagem 127 VAC, para uso na maioria dos domicílios;
- Durabilidade e confiabilidade altas, pois trata-se de um sistema destinado a uso em equipamento médico;
- Geração de pressão pneumática máxima de pelo menos 80 cmH₂O e fluxo máximo de pelo menos 100 L/min, necessários para satisfazer algumas situações de tratamento;
- Fornecimento de ar em condições de temperatura adequadas à ventilação pulmonar.

5 ESTUDO DO SISTEMA

5.1. *Fonte Pneumática*

Como primeiro ponto de partida para definição do sistema, o tipo de compressor será escolhido através dos seguintes requisitos:

- Tamanho que o compressor irá ocupar dentro do equipamento;
- Contaminação do ar devido ao funcionamento do compressor;
- Controlabilidade;
- Confiabilidade.

O diagrama da Figura 5-1 classifica os tipos de compressores básicos existentes.

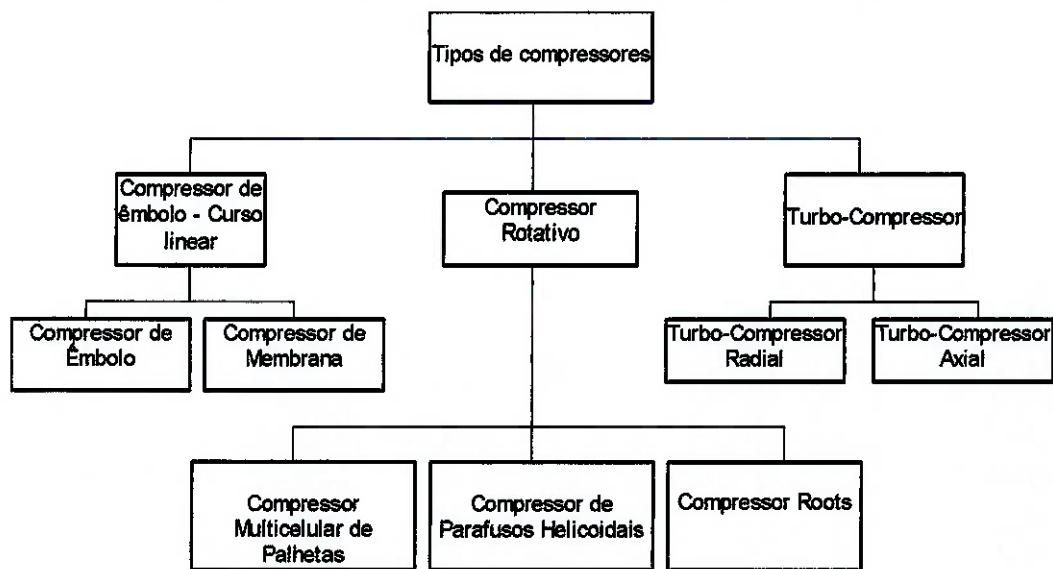


Figura 5-1: Tipos de compressores

A Figura 5-2 mostra, de modo grosseiro, como são atendidos os diferentes níveis de pressão x vazão pelos tipos de compressores de grande porte utilizados para fins industriais. Na Figura 5-3 tem-se o comparativo de desempenhos entre diferentes compressores de ar de um mesmo fabricante.

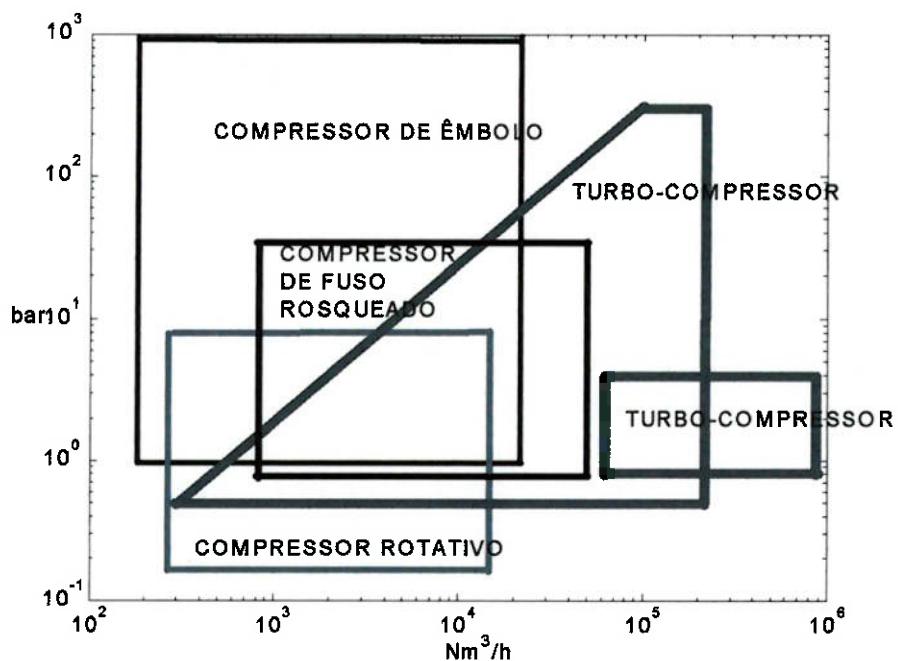


Figura 5-2: Pressão x Fluxo para diferentes tipos de compressores pneumáticos.

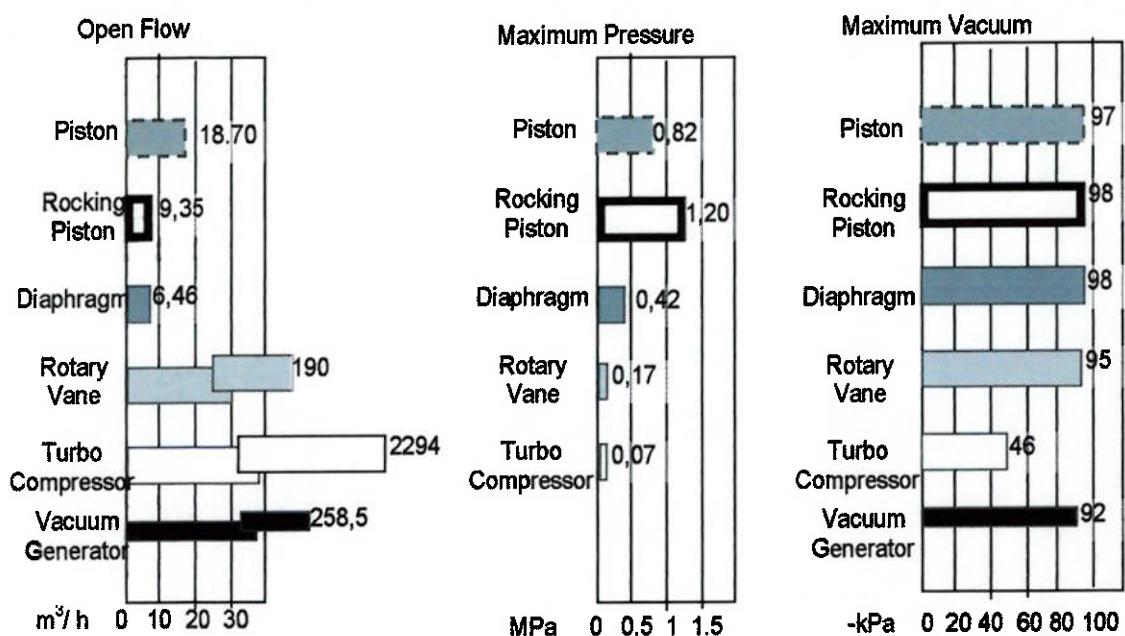


Figura 5-3: Comparativo entre compressores pneumáticos de um mesmo fabricante.

Obviamente o ponto de operação pressão x fluxo exigido pelo ventilador pulmonar ($80\text{cmH}_2\text{O} \times 100 \text{ L/min}$ ou $0,08 \text{ bar} \times 6 \text{ m}^3/\text{h}$) está muito abaixo daquela mostrada na Figura 5-2, uma vez que a carta acima é de compressores para geração de pressão em linhas industriais. Mas, guardadas as proporções é possível ter uma idéia qualitativa de algumas características.

A primeira diferença a se notar é que os compressores de volume fixo atingem uma pressão maior, enquanto os compressores centrífugos atingem fluxos maiores. Na realidade alguns autores preferem classificar os compressores centrífugos como ventiladores (*fans*) quando o acréscimo de pressão é baixíssimo e sopradores (*blowers*) quando já ocorre algum acréscimo de pressão. Os compressores designariam as máquinas de pressão mais alta. No entanto, neste trabalho o termo compressor será utilizado para todos os tipos de máquinas (de pistão, rotativas e centrífugas). Outra diferença a se notar é que nos turbo-compressores a vazão e pressão são dependentes devido à sua característica dinâmica (não estanque) de construção. Já as máquinas de êmbolo e rotativas tendem a manter sempre a mesma vazão, com a ressalva da vazão ser alterada pela compressibilidade do ar. A Figura 5-4 ilustra o comportamento altamente variável entre pressão e vazão num compressor centrífugo.

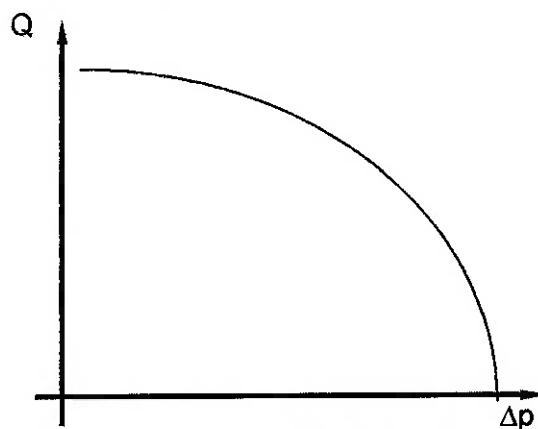


Figura 5-4: Curva típica de um compressor centrífugo.

5.1.1 Compressor de Êmbolo

Compressores de êmbolo trabalham com pressões de 1 a 2000 bar, e potências de poucos kW a mais de 10 000 kW. Aplicações em equipamentos pequenos e de baixa pressão são raras.

Para o ventilador pulmonar o compressor de êmbolo é descartado pelos seguintes motivos:

- Necessitam de constante manutenção;
- Requerem estruturas de apoio sólidas e robustas devido às forças inerciais desbalanceadas inerentes ao aspecto construtivo;
- Ocupam um grande espaço devido ao mecanismo biela-manivela;
- Aquecem demasiadamente devido ao atrito entre partes mecânica;
- Fluxo é pulsante;
- Por ser estanque ocorre atrito e, consequentemente desgaste e necessidade de lubrificação (portanto, contaminantes do ar estão presentes).
- Alta precisão construtiva, levando a um custo elevado.

5.1.2 Compressores Rotativos

Os compressores rotativos ocupam pequeno espaço, fornecem fluxo contínuo e atingem uma variada gama de pressões (de 0.3 bar em compressores roots até mais

de 200 bar em compressores de parafuso). Apresentam alto rendimento volumétrico (70 a 80%). No entanto, requerem usinagem em nível de mecânica de precisão, compensando o seu uso em termos de custo somente para altas pressões.

O compressor roots é aquele que mais se aproxima em termos de região de pressão e fluxo de trabalho para uso em ventiladores. O aumento de pressão chega a 1 bar relativo (1020 cmH₂O) e a vazão varia de 3000 L/min a até 500000 L/min, o que ainda assim, é muito alto para a aplicação requerida.



Figura 5-5: Compressor rotativo de parafuso para uso industrial

5.1.3 Turbo-Compressores

Os turbo-compressores trabalham numa ampla faixa de vazões, sendo seu controle de rotação mais difundido e embasado que o dos outros tipos. Além disso, por não haver contato entre o rotor e o estator, a não ser pelos mancais, a lubrificação e partículas devidas ao desgaste não existem, o que garante a pureza do ar e baixa manutenção. Algumas desvantagens dos turbo-compressores são o pouco ganho de pressão e, devido à não estanqueidade dos mesmos, o reduzido rendimento, na faixa de 40 a 70%.

Se por um lado os compressores de êmbolo e rotativo exigem precisões de fabricação devido às pequenas folgas entre componentes, os turbo-compressores podem ter um vão maior entre o rotor e a carcaça uma vez que não são estanques. No entanto, devido às altas velocidades de rotação, é necessário cuidado especial no balanceamento do rotor e na utilização do compressor em regiões de instabilidade.

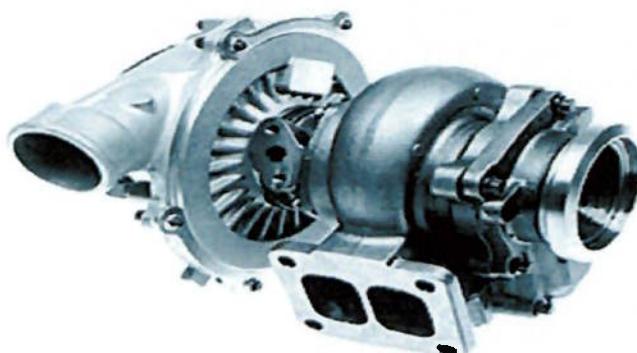


Figura 5-6: Turbo-compressor centrífugo (peça da esquerda) acionado por turbina (peça da direita).

Assim, como primeira abordagem, será escolhido o turbo-compressor para fazer o papel de fonte pneumática do ventilador. Os fatores de maior peso para sua escolha foram:

- Tamanho compacto
- Fluxo contínuo (não pulsante)
- Praticamente inexiste desgaste
- Não necessita lubrificação
- Vazões altas e variáveis
- Facilmente encontrados no mercado para a região de pressão/vazão requerida pelo ventilador.

5.1.4 Escolha do turbo-compressor

Resta agora a escolha do tipo de turbo-compressor. Dentre os tipos de turbo-compressores existentes, destaca-se para a aplicação requerida o turbo-compressor regenerativo, que será a partir de agora referenciado como compressor regenerativo.

Os compressores regenerativos adequam-se melhor à região de trabalho requerida, tanto em termos de fluxo como de pressão. São os compressores mais utilizados quando a região de pressão está entre 0,5 a 8 psi (35 a 560 cmH₂O) e fluxos de 250 a 2500 L/min.

Para atender à pressões de trabalho de 0 a 130 cmH₂O a rotação do rotor varia de 0 a 9000 rpm. Já num compressor centrífugo, para uma região de pressão semelhante a rotação ultrapassa os 40000 rpm. Assim uma das características do compressor regenerativo é conseguir fornecer pressões maiores, mantendo ainda as

qualidades dos turbo-compressores. No entanto, estes são os tipos de turbo-compressor com o menor rendimento encontrado (40 a 50%).

O compressor regenerativo apresenta ainda a vantagem de ter uma geometria mais simples, em muitos casos com pás retas, facilitando a sua construção e, consequentemente, diminuindo seu custo. Além disso, o seu uso já é corrente em aparelhos de ventilação "*Home-Care*". Este é, então, o tipo de compressor escolhido.

5.1.5 Compressor Escolhido: Compressor Regenerativo

Devido à forma construtiva esses compressores algumas vezes são chamados de compressor de anel (*ring compressor*), porque sua carcaça sempre tem uma saliência anular, ou de compressor de canal lateral (pois a entrada e saída do ar localizam-se na lateral da carcaça).

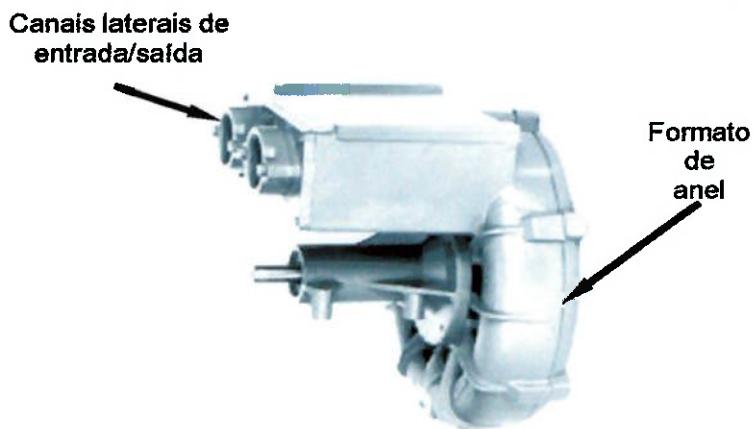


Figura 5-7: Aspecto externo de um compressor regenerativo.

Características:

- tamanho compacto
- baixo ruído
- operação confiável

Aplicações típicas do compressor regenerativo:

Tabela 2: Aplicações típicas de compressores regenerativos

Como gerador de pressão	Como gerador de vácuo
Camas de ar	Eliminação de gás
Soprador de cinzas de queima	Engarrafamentos
Carregamento	Transporte de papel
Secador	Coletor de resíduos
Agitação de líquidos	Aspirador de pó
Aeração	Amostrador de gás
Sistemas respiratórios	Aspirador de pó
Transporte de pallet	Vácuo para ventosas
Embalamento por blister	
Spray de líquidos	
Atomização de combustível	
Cortinas de ar	
Equipamentos odonotológicos	
Impressoras laser	

A forma da curva pressão x vazão é definida pelo número, tamanho e ângulo das pás do rotor. Conforme o rotor gira, o ar é capturado entre o espaço de cada pá, na entrada da carcaça, e sugado. A geometria construtiva desse tipo de compressor, mostrada na Figura 5-8 e na Figura 5-9, obrigam o fluxo a recircular dando origem a vórtices. Essa movimentação do ar em forma de vórtices dá ao compressor regenerativo também o nome de compressor de vórtices (*vortex blower*).

De tal refluxo do ar dentro do canal, surge o nome regenerativo. Analogamente, cada regeneração do fluxo equivale a um estágio de compressão num compressor multi-estágios, mas com acréscimos pequenos de pressão. É isso que torna o compressor regenerativo capaz de gerar pressões maiores para uma mesma rotação do que um compressor centrífugo.

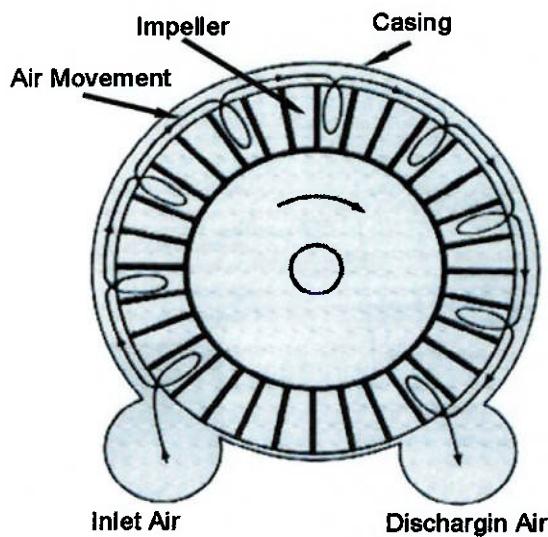


Figura 5-8: Regeneração do fluxo (neste caso 9 regenerações).

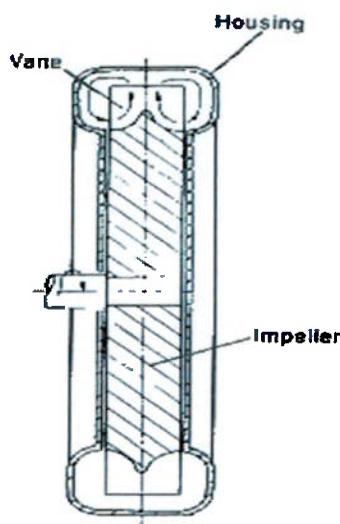


Figura 5-9: Canal anular com os vórtices.

Conforme já mostrado, o ar é deslocado por um impelidor rotativo, através de um canal anular estacionário, por uma combinação de efeitos viscosos e dinâmicos. Na periferia do disco impelidor existem pás radiais formando uma fileira circular de cavidades. Tais cavidades estão em correspondência com o canal anular estacionário e uma porta de saída do ar na outra extremidade.

A entrada e saída são separadas por um bloco de vedação, no qual uma folga extremamente pequena é mantida entre o rotor e a carcaça. Embora esta folga seja menor do que a requerida para compressores centrífugos, ela não é tão pequena ou tão crítica quanto aquela requerida para compressores de deslocamento positivo (pistão), o que favorece o regenerativo em termos de custo.

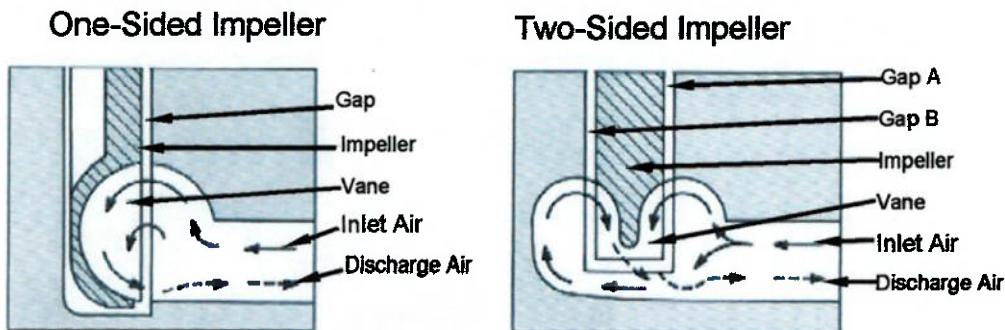


Figura 5-10: Diferenças construtivas: à esquerda compressor regenerativo de um canal. À direita com dois canais.

A Figura 5-11 mostra o compressor regenerativo e respectivo driver utilizados neste trabalho.

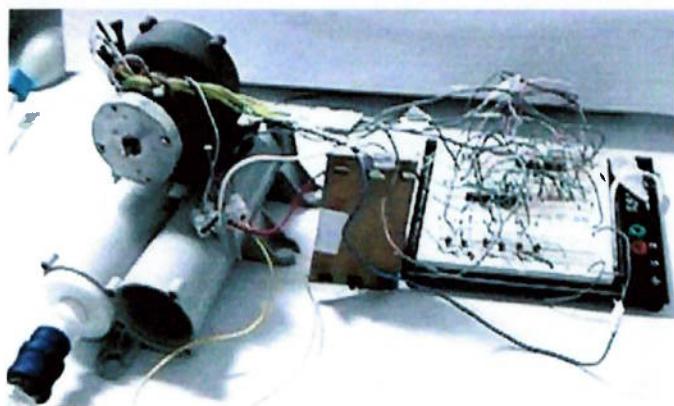


Figura 5-11: Compressor regenerativo e driver de açãoamento adotados.

Como somente o compressor estava disponível, houve a necessidade de se projetar o seu *driver* (implementado em *protoboard*, conforme Figura 5-11). Como tal projeto não é de suma importância para o trabalho, optou-se apenas por mostrar o seu esquema elétrico no Apêndice.

5.2. Válvula Proporcional

Dois métodos de montagem do sistema pneumático serão discutidos no item 6 “Definição do Sistema Pneumático”. Para uma das montagens se faz necessária a presença de uma válvula proporcional, responsável pelo controle da pressão.

A válvula utilizada é uma Parker Pneutronics VSON 3S. É uma válvula proporcional com diâmetro máximo interno de 0,030" (0,762 mm), normalmente fechada, tensão de abertura total de 8 V e consumo máximo de 2 W.



Figura 5-12: Válvula proporcional utilizada.

Os motivos de escolha da válvula foram seu baixo consumo, pequena massa e tamanho. No entanto, o seu fluxo típico de trabalho é baixo e caso não se atinja o desempenho desejado será necessário trocá-la por uma válvula de maior diâmetro. A curva fluxo vs. corrente dada pelo fabricante está na Figura 5-13 e corresponde às curvas dadas para o modelo 3 (*model 3*). Notar a presença de histerese, que traz graves entraves à modelagem analítica.

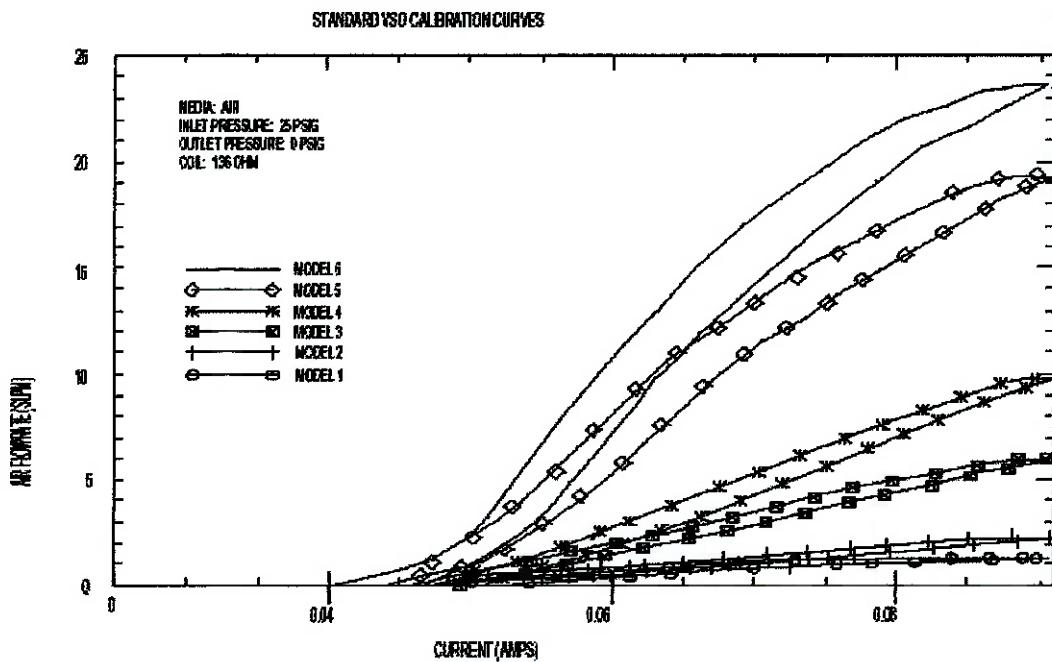


Figura 5-13: Curva da válvula proporcional utilizada dada pelo fabricante.

6 DEFINIÇÃO DO SISTEMA PNEUMÁTICO

6.1. Sistema “Compressor-Paciente”

Nesta montagem tem-se a saída do compressor ligada diretamente à linha proximal do paciente. O controle da pressão na inspiração é realizado pela atuação do controlador na tensão de entrada do driver do compressor. Assim o sistema em malha fechada ficaria do modo ilustrado na Figura 6-1.

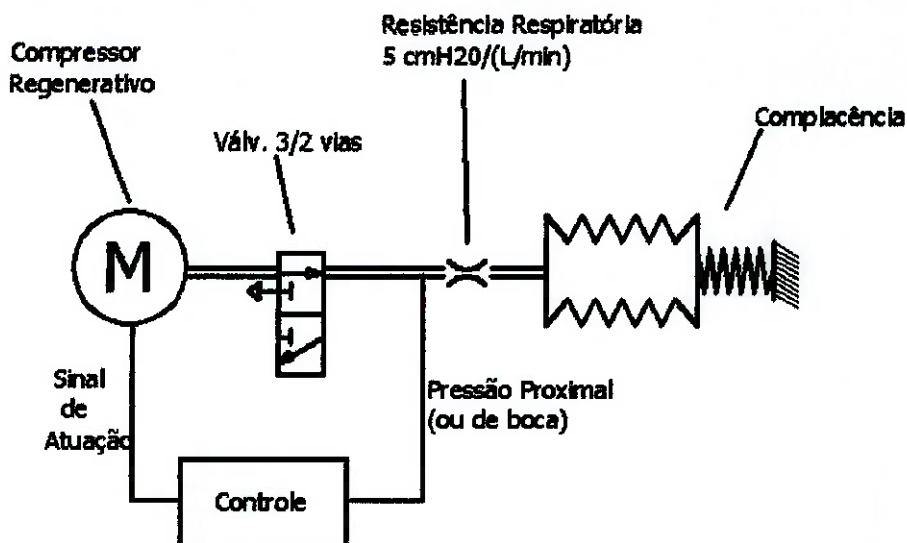


Figura 6-1: Sistema com controle de pressão pelo compressor.

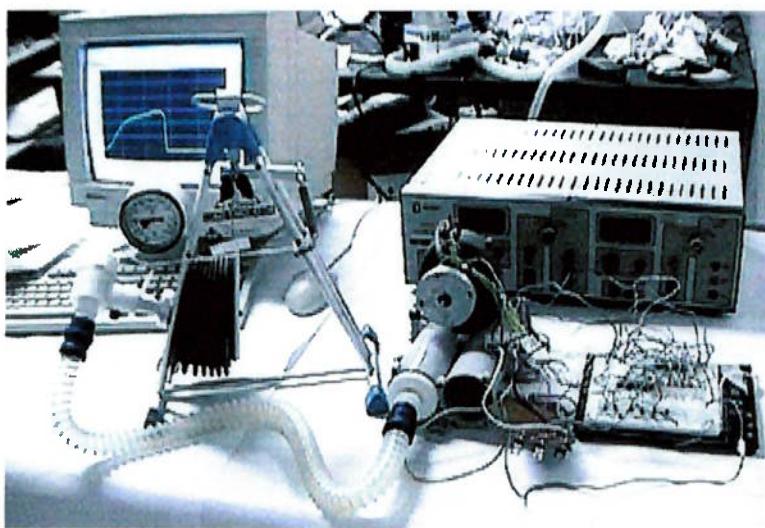


Figura 6-2: Sistema real utilizado para ensaio.

Note pela Figura 6-2 que, na montagem utilizada (em malha aberta), o driver é alimentado por uma fonte DC com tensão ajustável através de potenciômetros.

Repare na Figura 6-1 o uso de uma válvula 3/2 vias necessária para a realização da expiração, que é espontânea. Esta válvula não estava presente no sistema utilizado, pois só interessava o estudo da inspiração.

Esse sistema tem a vantagem de ser simples, ter um custo baixo devido ao uso de poucos componentes e necessidade de algoritmos de controle mais simples pelo mesmo motivo. Além disso, essa simplicidade implica numa maior confiabilidade do sistema. Um porém é a construção de um driver de potência para acionamento do compressor capaz de responder aos esforços de controle exigidos pelo controlador. Tal driver de potência pode ficar com tamanho e peso demasiados para um ventilador portátil, além do consumo excessivo de potência e diminuição da vida útil do compressor.

A priori, este sistema mostra-se viável e, portanto, será modelado e seu controle inspiratório projetado.

6.2. Sistema “Compressor-Válvula-Paciente”

6.2.1 Montagem 1

Nesse sistema dotado de válvula, o compressor atua somente como fornecedor de pressão (podendo seu controle ser até mesmo feito em malha aberta), enquanto o controle efetivo da pressão fica por conta da válvula. A complexidade pneumática aumenta, mas a potência elétrica deve ser menor, pois a válvula é a maior responsável pelo controle de pressão, e não apenas o compressor como no caso anterior. Assim, espera-se, em relação ao sistema anterior, menor tamanho, consumo e peso.

A Figura 6-3 ilustra a primeira configuração ensaiada em malha aberta.

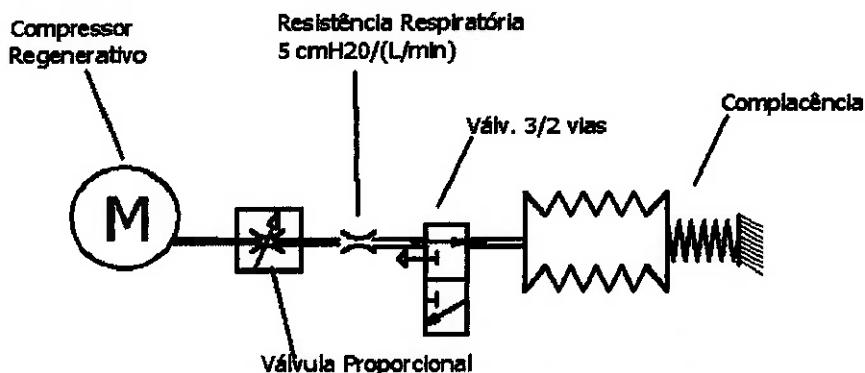


Figura 6-3: Montagem 1 - Configuração em malha aberta do primeiro sistema ensaiado com controle por válvula.

Observa-se a presença de uma válvula de 3/2 vias que se faz necessária para que, durante a exalação, o ar possa ser desviado para a atmosfera.

Devido às limitações de tamanho da válvula proporcional, a resistência que essa causa ao escoamento é muito grande - mesmo com a válvula totalmente aberta - o que gera uma queda de pressão muito alta. Assim, os componentes deveriam ser trocados. Assim, o sistema deveria contar com um compressor de maior potência, ou uma válvula de menor restrição (ou seja, uma válvula de diâmetro interno maior) deveria ser usada para que a pressão na linha proximal fosse adequada. Em ambas as situações fazem-se necessárias a presença de componentes maiores, mais pesados e que consomem mais potência, o que contradiz os requisitos de um ventilador "*Home-care*" e, por isso, tais possibilidades serão abandonadas.

6.2.2 Montagem 2

Após várias mudanças e ensaios nas possíveis configurações, foi atingida a melhor montagem possível com os componentes disponíveis. Esta se tornou a alternativa adotada (entre os sistemas com controle por válvula) para dar prosseguimento ao trabalho e está representada em malha aberta na Figura 6-4.

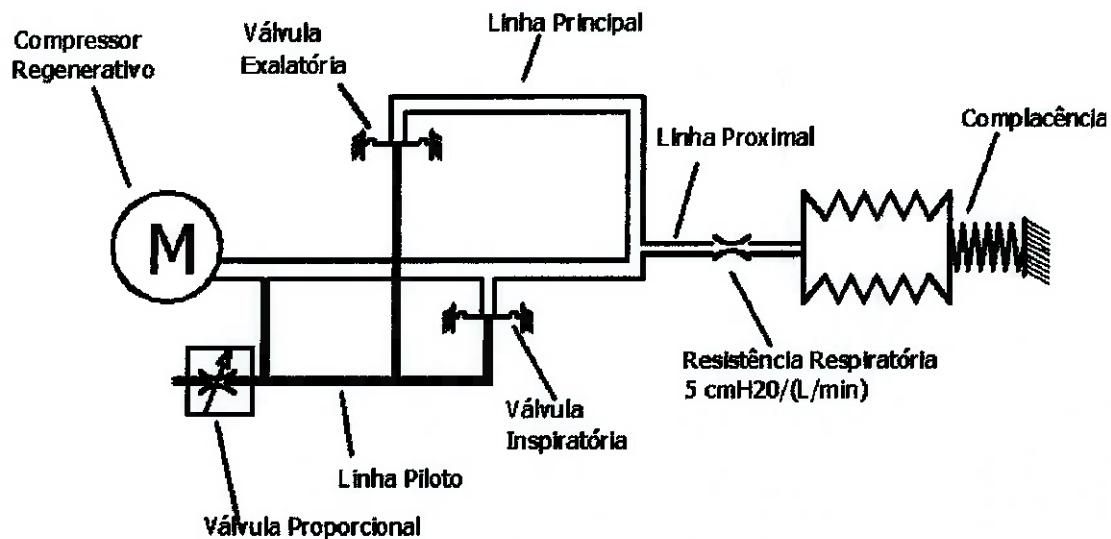


Figura 6-4: Montagem 2 - sistema com linha piloto.



Figura 6-5: Sistema real utilizado para ensaio.

Essa configuração conta com uma linha piloto. A vantagem dessa linha é que o fluxo que vai para o paciente (no caso, o simulador pulmonar) não passa mais pela válvula proporcional. A válvula controla uma linha de fluxos muito menores, cuja ação é amplificada pelas válvulas inspiratória e expiratória (exalatória).

A pressurização da linha piloto é controlada pela válvula proporcional. No início do ciclo, quando o fluxo a ser enviado ao paciente é máximo, a válvula proporcional se fecha totalmente, tampando as válvulas inspiratória e expiratória. Assim, todo o ar vindo do compressor vai direto para o paciente. A medida em que o pulmão enche, a pressão na linha principal começa a subir juntamente com a pressão

pulmonar. O controle deve atuar de modo que a pressão na linha proximal fique constante num valor pré-estabelecido. A válvula proporcional deve então ser aberta, de modo que uma queda de pressão na linha piloto faz com que parte do ar comprimido seja desviada para a atmosfera através das válvulas inspiratória e expiratória simultaneamente. Devido à geometria construtiva do diafragma das válvulas insp/exp, a relação de pressão entre a linha principal e a linha piloto é de 2:1.

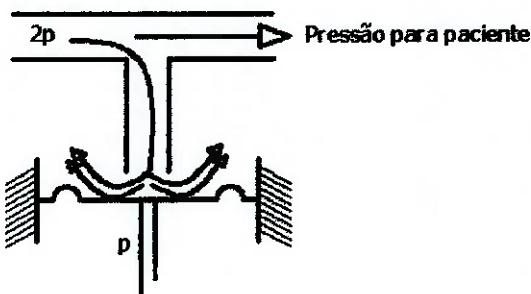


Figura 6-6: O controle de pressão é efetuado pelo escape de ar nas válvula insp/exp.

O fluxo de ar que sai pela válvula inspiratória não é exatamente o mesmo que sai pela expiratória. Em média (pois o fluxo é turbulento e a resistência não é linear) há uma diferença de pressão de 5 cmH₂O para um mesmo fluxo de saída entre as duas válvulas. Isso porque a restrição na válvula expiratória é menor do que na válvula inspiratória.

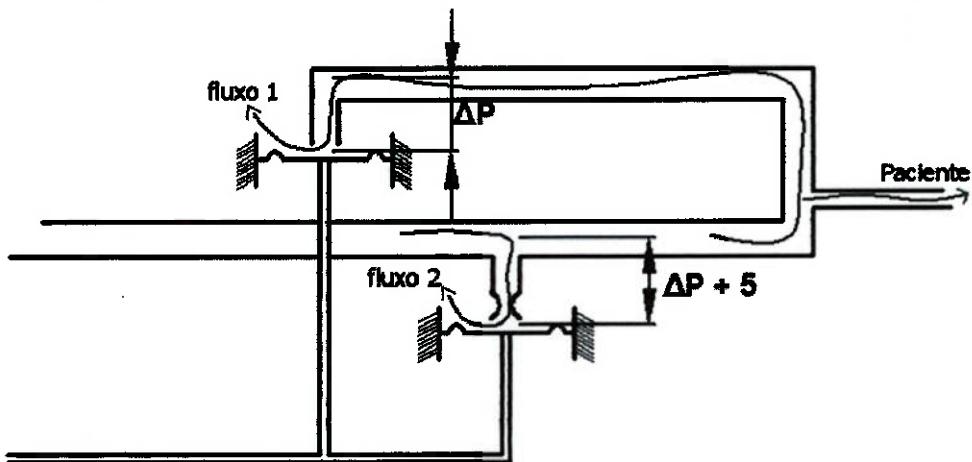


Figura 6-7: Diferenças geométricas nas válvulas inspiratória e expiratória geram diferentes fluxos no controle de pressão.

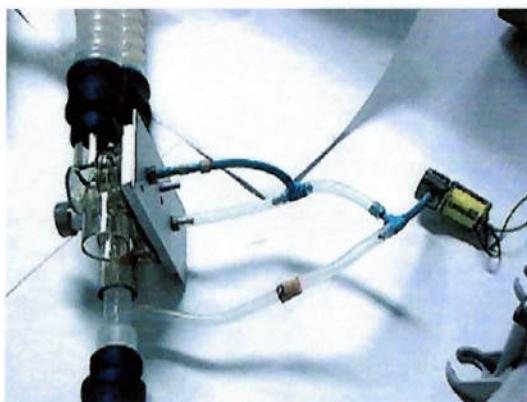


Figura 6-8: Linha piloto

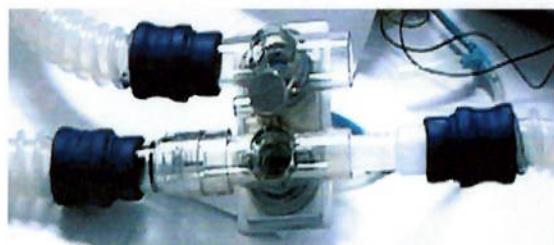


Figura 6-9: Válvula insp/exp.

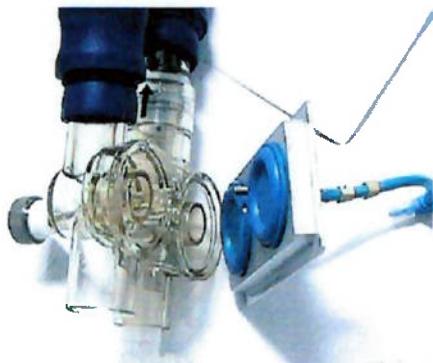


Figura 6-10: Válvula insp/exp aberta.

Por fim, quando ocorre o momento da exalação, a válvula proporcional se abre completamente, despressurizando a linha piloto e fazendo com que o ar saia tanto pela válvula de exalação como pela válvula de inspiração. Nesse evento tem-se um comportamento de descarregamento de um sistema RC (linear de 1^a ordem), uma vez que o circuito passa a se resumir a um reservatório com complacência e resistência descarregando na atmosfera.

É importante notar que se tem então dois sistemas diferentes, com comportamentos diferentes: um inspiratório e outro expiratório. Observe na Figura 6-11 as trajetórias dos fluxos na inspiração e, na Figura 6-12, os fluxos na expiração.

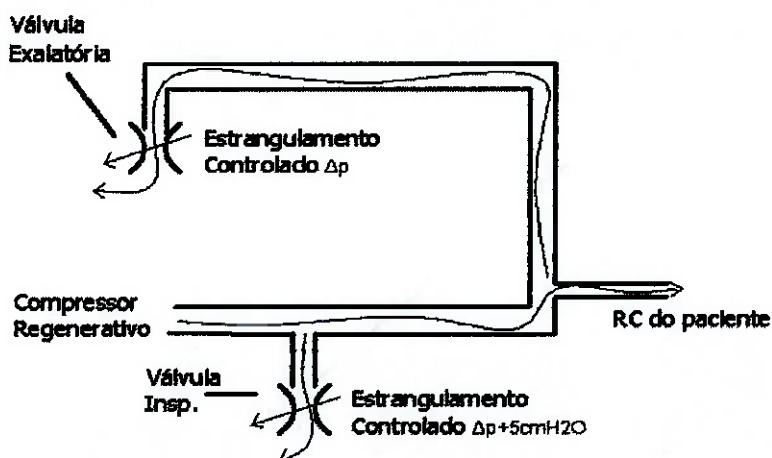


Figura 6-11: Fluxo na inspiração.

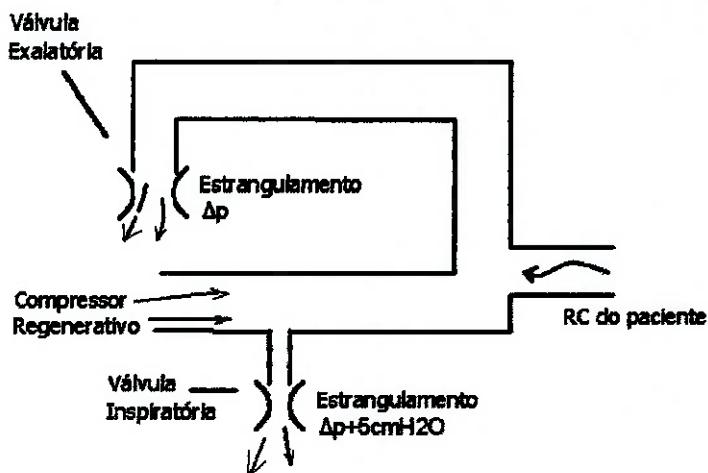


Figura 6-12: Fluxo na exalação.

Repare que na inspiração o estrangulamento é controlado e dado pelas posições dos diafragmas pressurizados pela linha piloto.

Na exalação, o estrangulamento não é controlado, a linha piloto simplesmente despressuriza e o fluxo vai para a atmosfera pelo simples descarregamento espontâneo do sistema RC do paciente. Assim o estrangulamento é fixo e sua área de saída é máxima.

Um outro item a se considerar é que, mesmo após a exalação, remanesce uma pequena pressão, em torno de 5 a 7 cmH₂O. Essa pressão ocorre devido ao fluxo enviado pelo compressor, que não escoa livremente para a atmosfera devido a uma pequena resistência das válvulas insp/exp. Tal resistência ocorre por dois fatores:

- Geometria das válvulas - mesmo na posição mais aberta possível, a própria característica construtiva das válvulas mantém uma perda de carga de aproximadamente 4 a 5 cmH₂O.

- A válvula proporcional não é capaz de liberar a pressão de toda a linha piloto. Experimentalmente, quando a linha piloto é totalmente despressurizada – por exemplo, desconectando-a da linha principal e deixando-a aberta para a atmosfera – a pressão remanescente cai em torno de 1 a 1,5 cmH₂O.

Uma forma de se eliminar esse problema seria parar o compressor quando a exalação fosse ocorrer. No entanto, isso possivelmente recairia sobre o problema da exigência de *drivers* de elevada potência para o motor *brushless* do compressor. Uma outra forma de se contornar este problema seria adicionar mais uma válvula 3/2 vias no sistema, de modo que, no momento da exalação, o fluxo fosse cortado da linha principal. Isso leva diretamente a uma outra melhora no sistema que seria desviar o fluxo de saída para a própria entrada do compressor, o que acarretaria num decréscimo de potência consumida pelo compressor durante a exalação, uma vez que o ar de entrada no compressor já entraria pressurizado por ele mesmo. Este sistema “ideal” está representado na Figura 6-13. No entanto, devido ao aumento da complexidade e pelo fato do sistema anterior conseguir cumprir o papel proposto para este trabalho, será utilizado para modelagem e controle o sistema da Figura 6-4.

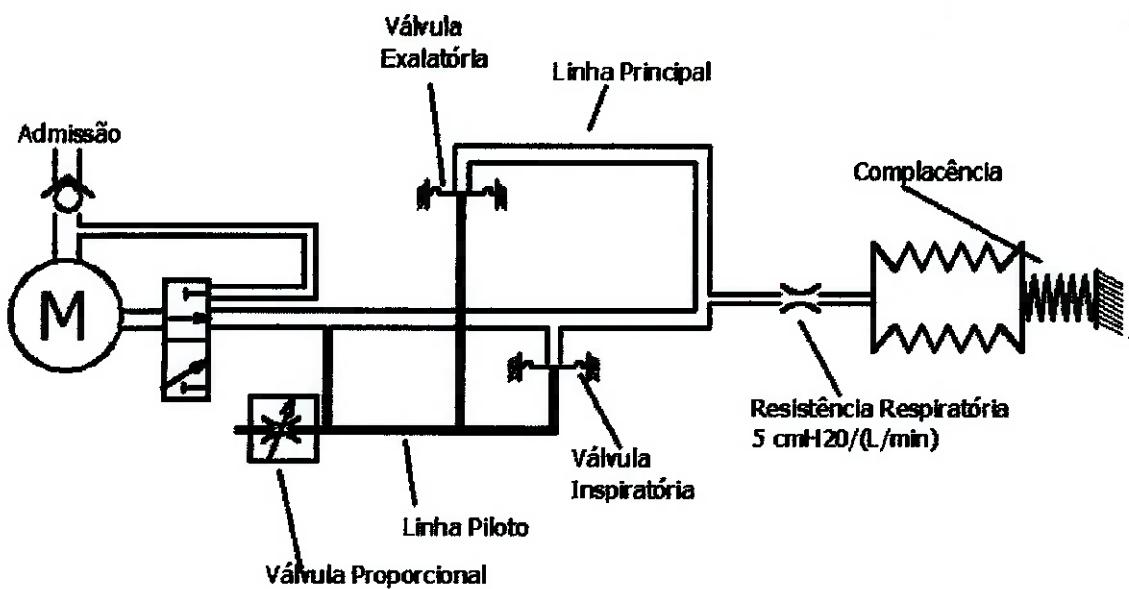


Figura 6-13. Sistema com válvula 3/2 vias para recircular o ar durante a exalação.

Enfim, tem-se dois sistemas para serem modelados e terem os respectivos controladores de inspiração projetados: sistema “Compressor-Paciente” (item 6.1) e sistema “Compressor-Válvula-Paciente”, montagem 2 (item 6.2.2).

7 MODELAGEM

Esta é a parte que representou a maior dificuldade deste trabalho e que, portanto, demandou mais tempo, devido às dificuldades em se obter um modelo analítico.

Optou-se, então, por modelar o sistema por métodos experimentais (identificação de sistemas). Têm-se os seguintes pontos principais contra uma modelagem analítica no presente trabalho:

- O fenômeno de compressão na compressor regenerativo ainda é desconhecido e baseia-se em experimentos (YEAPLE [17]);
- Os parâmetros da válvula utilizada (Parker Pneutronics VSON 3S) como massa, amortecimento, atrito, etc são desconhecidos e não são divulgados pelo fabricante;
- O sistema como um todo é não-linear e usado em ampla faixa de operação, o que impede a linearização em torno de um único ponto. Fenômenos de compressibilidade, saturação, histerese da válvula entre outros tornam a modelagem teórica demasiadamente complexa e imprevisível quanto à sua veracidade;
- Existem atualmente muitas técnicas de identificação de sistemas e softwares específicos para esse fim, justamente para eximir o projetista de modelar analiticamente um sistema (o que geralmente exige mais tempo e conhecimento, além de se contar com simplificações que podem acabar por invalidar o modelo obtido). Dentre estas técnicas destacam-se redes neurais, *fuzzy* e *neuro-fuzzy*.

A aquisição de dados foi feita utilizando-se um computador dotado de um transdutor de pressão e de uma placa Lynx de aquisição de sinais, a qual aquisitava os valores de tal sensor. A seguir mostra-se o gabinete do computador e a tomada de pressão (à esquerda) vinda da linha proximal.

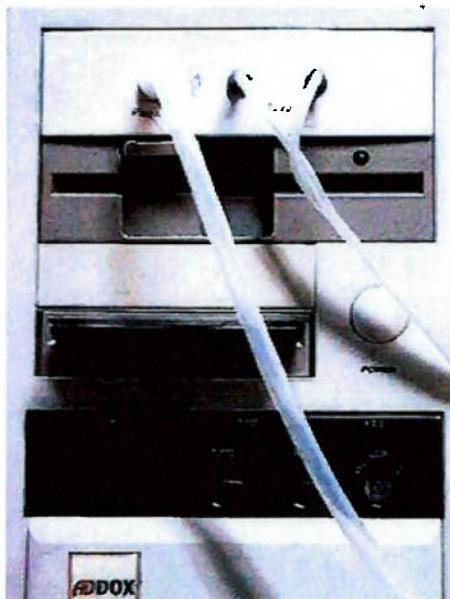


Figura 7-1: Computador com placa de aquisição utilizado para tomada de dados.

7.1. Técnicas de Identificação Utilizadas Neste Trabalho

Conforme mostrado no item 6, tem-se dois sistemas a serem estudados. Assim, a fim de enriquecer-se o trabalho, resolveu-se usar duas técnicas de identificação. O primeiro dos métodos a seguir foi usado para ambos os sistemas, enquanto que o segundo deles apenas para o sistema “Compressor-Válvula-Paciente”.

7.1.1 Parametrização por soma de exponenciais

Este método, descrito em FRANKLIN, [5], consiste em aproximar a resposta degrau do sistema - facilmente obtida na planta através do acionamento rápido da fonte DC (tanto para o compressor quanto para a válvula)- por uma somatória de exponenciais.

Nesta modelagem, assume-se que a resposta do sistema é dada por uma expressão do tipo:

$$y(t) = y(\infty) + Ae^{-\alpha t} + Be^{-\beta t} + Ce^{-\gamma t} + \dots$$

onde os parâmetros $\alpha, \beta, \gamma, \dots$ são positivos e os parâmetros A,B,C... podem ser positivos ou negativos.

Subtraindo-se o valor final e assumindo que $-\alpha$ é o pólo mais lento, tem-se que:

$$y(t) - y(\infty) \equiv Ae^{-\alpha t}$$

$$\log_{10}[y(t) - y(\infty)] \equiv \log_{10} A - \alpha t \log_{10} e$$

$$\therefore \log_{10}[y(t) - y(\infty)] \equiv \log_{10} A - 0,4343\alpha t$$

Em escala logarítmica de pressão, esta é a equação de uma reta cuja inclinação determina α e cuja intersecção com o eixo das ordenadas determina A. Ao se ajustar uma reta para o gráfico de $\log_{10}[y(t) - y(\infty)]$ em função do tempo (ou $\log_{10}[y(\infty) - y(t)]$, se A for negativo), então pode-se estimar A e α . Uma vez estimados tais parâmetros, faz-se o gráfico de $\log_{10}\{y(t) - [y(\infty) + Ae^{-\alpha t}]\}$ que, em escala logarítmica de pressão, se aproxima de $\log_{10} B - 0,4343\beta t$, determinando-se, assim, B e β . Repete-se o processo, a cada vez removendo-se o termo remanescente mais lento, até que se consiga a precisão desejada. Finalmente, faz-se o gráfico do modelo final de resposta a degrau e compara-se o mesmo com os dados aquisitados, de modo que se possa ter uma idéia da qualidade do modelo calculado. É provável que ainda seja necessário algum ajuste nos parâmetros encontrados: verificou-se, no caso deste trabalho, que tal ajuste pode ser feito, sem muito ônus, por tentativa e erro.

É possível conseguir um bom ajuste à resposta ao degrau e ainda assim estar longe das verdadeiras constantes de tempo (pólos) do sistema. Entretanto, o método dá uma boa aproximação para o controle de processos cujas resposta a entrada degrau se parecem com as da Figura 7-3.

7.1.2 Modelagem por Redes Neurais Artificiais

Redes Neurais Artificiais (RNA) fornecem técnicas já embasadas na identificação e controle de sistemas. Em termos de identificação de sistemas, as RNA's, bem como as técnicas simultâneas de RNA e de lógica *fuzzy*, são métodos que podem chegar a modelos muito próximos do real, uma vez que, aprendendo com

a saída real, englobam dinâmicas e parâmetros que muitas vezes são ignorados na modelagem teórica, além de despreocupar-se com a linearidade ou não do sistema.

Não é intuito deste trabalho focar-se nas redes neurais, elas são vistas aqui apenas como ferramentas de modelagem e, portanto, não será feito um estudo do assunto além do necessário para aplicação das redes neurais na identificação.

7.2. Modelagem do Sistema “Compressor-Paciente”

O sistema modelado é dado na figura abaixo.

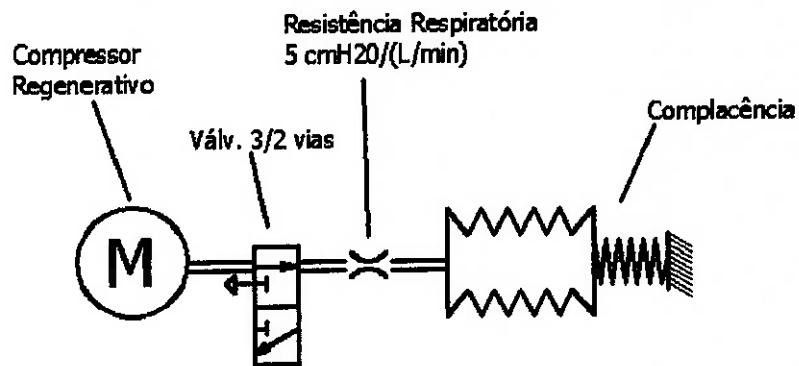


Figura 7-2: Sistema “Compressor-Paciente” modelado.

A seguir faz-se uma modelagem da resposta (pressão na entrada do simulador pulmonar, ou pressão da linha proximal) a um degrau na tensão do motor do compressor regenerativo. O sistema em questão é aquele que não conta com válvula proporcional, ou seja, a saída do compressor é ligada diretamente na entrada do simulador. Partindo-se da tensão nula, foram simulados dez valores para o degrau: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26 e 28 Volts.

Nas condições expostas, obtiveram-se as seguintes curvas na aquisição de dados:

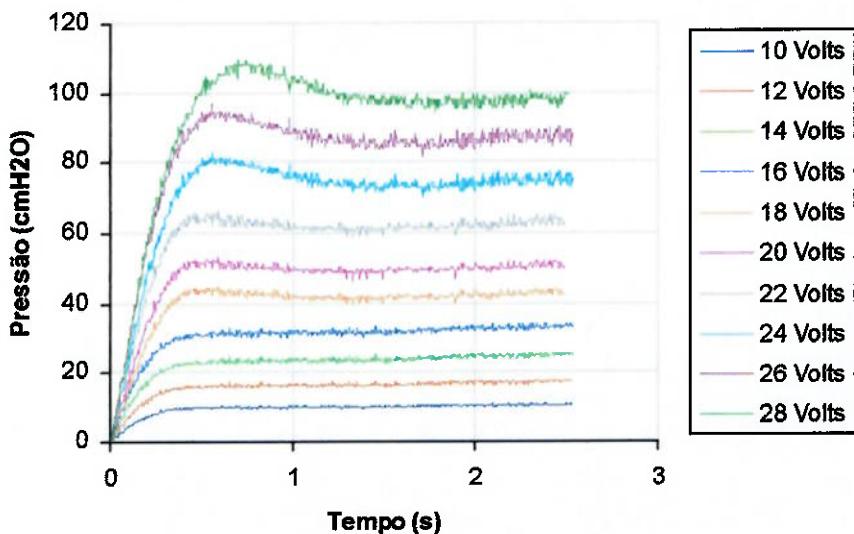


Figura 7-3: Respostas a degraus de tensão no compressor regenerativo

Nota-se que o sistema em questão é não-linear, pois o ganho estático é diferente para cada um dos degraus aplicados (pegue-se, por exemplo, as curvas de 10 e 20 Volts: a relação entre os valores das pressões em regime é de, aproximadamente, 5). Assim, para cada curva será feito um modelo linear obtendo-se, assim, um “modelo linear por partes”.

Vê-se, conforme figura anterior, que cada uma das respostas é monotônica e suave, tendendo assintóticamente para o valor de regime. Assim, pode-se assumir, com razoável precisão, que tais transientes são simples combinação de transientes elementares, ou seja, podem ser dados pela seguinte soma de exponenciais:

$$p(t) = p(\infty) + Ae^{-\alpha t} + Be^{-\beta t} + Ce^{-\gamma t} + \dots$$

onde os parâmetros $\alpha, \beta, \gamma, \dots$ são positivos e os parâmetros A, B, C, ... podem ser positivos ou negativos.

Aplicando-se o método de modelagem experimental anteriormente descrito (item 7.1.1) aos dados coletados, tem-se:

10 Volts

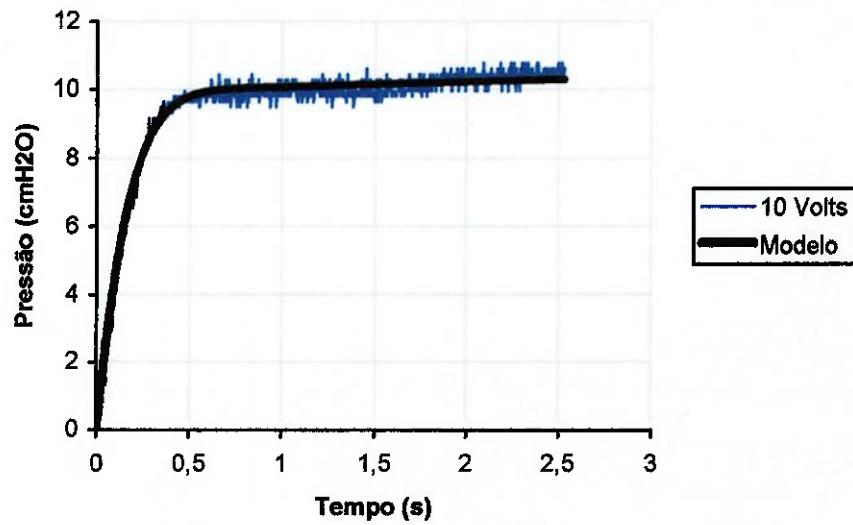


Figura 7-4: Verificação da modelagem para degrau de 10 Volts.

Equação da resposta, a um degrau de 10 Volts, do modelo:

$$p_{10}(t) = 10,6 - 0,8e^{-0,4t} + 6,5e^{-5t} - 190,8e^{-7,8t} + 174,5e^{-8t}$$

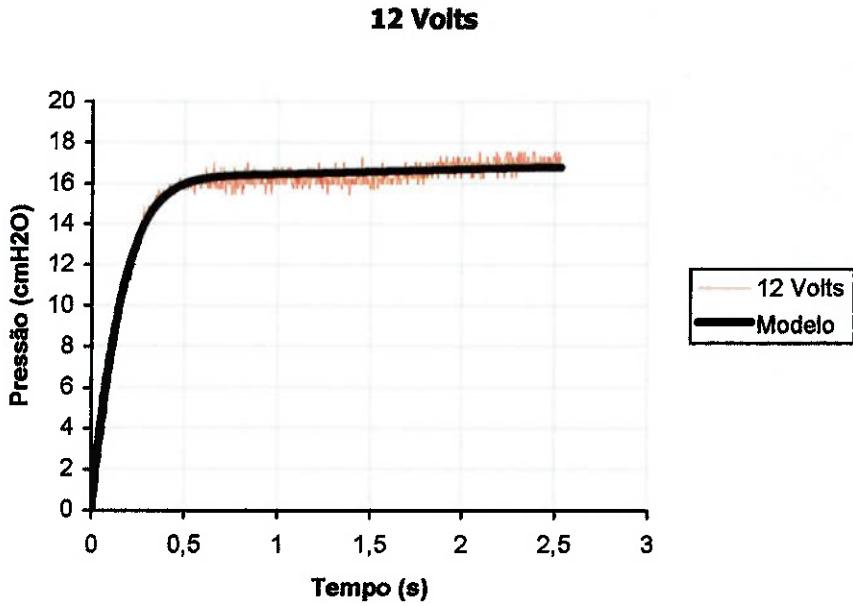


Figura 7-5: Verificação da modelagem para degrau de 12 Volts.

Equação da resposta, a um degrau de 12 Volts, do modelo:

$$p_{12}(t) = 17,3 - 1,3e^{-0,4t} + 10,6e^{-5t} - 311,4e^{-7,8t} + 284,8e^{-8t}$$

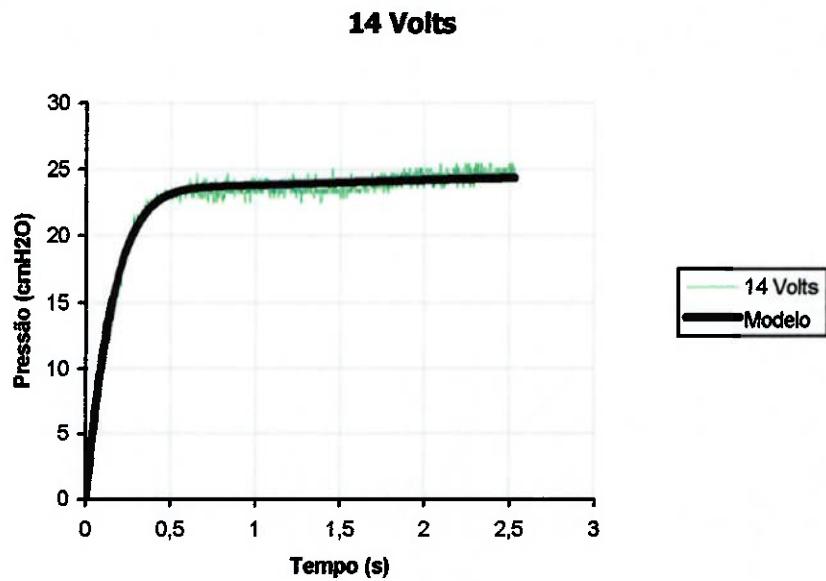


Figura 7-6: Verificação da modelagem para degrau de 14 Volts.

Equação da resposta, a um degrau de 14 Volts, do modelo:

$$p_{14}(t) = 25,1 - 1,9e^{-0,4t} + 15,4e^{-5t} - 451,8e^{-7,8t} + 413,2e^{-8t}$$

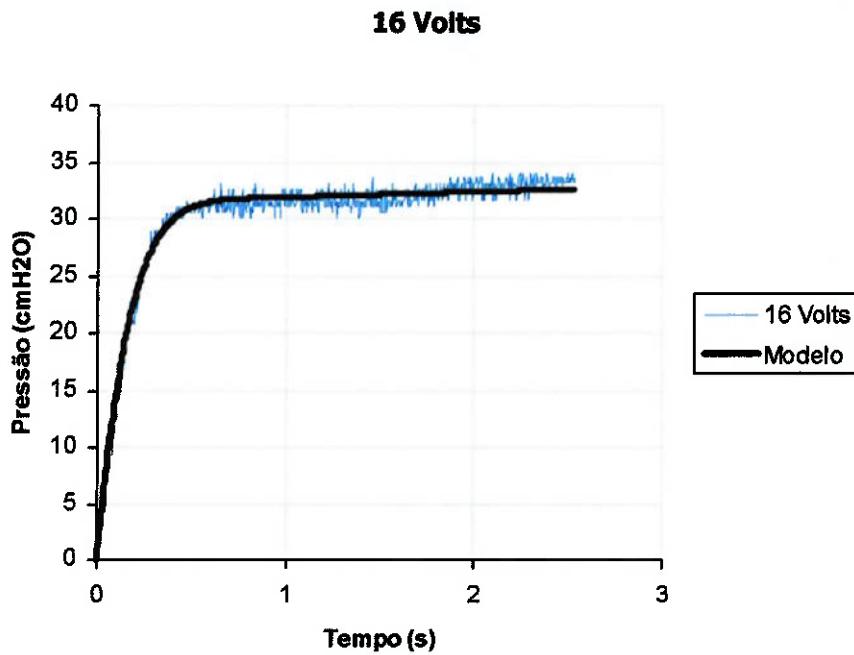


Figura 7-7: Verificação da modelagem para degrau de 16 Volts

Equação da resposta, a um degrau de 16 Volts, do modelo:

$$p_{16}(t) = 33,6 - 2,6e^{-0,4t} + 20,7e^{-5t} - 604,8e^{-7,8t} + 553,1e^{-8t}$$

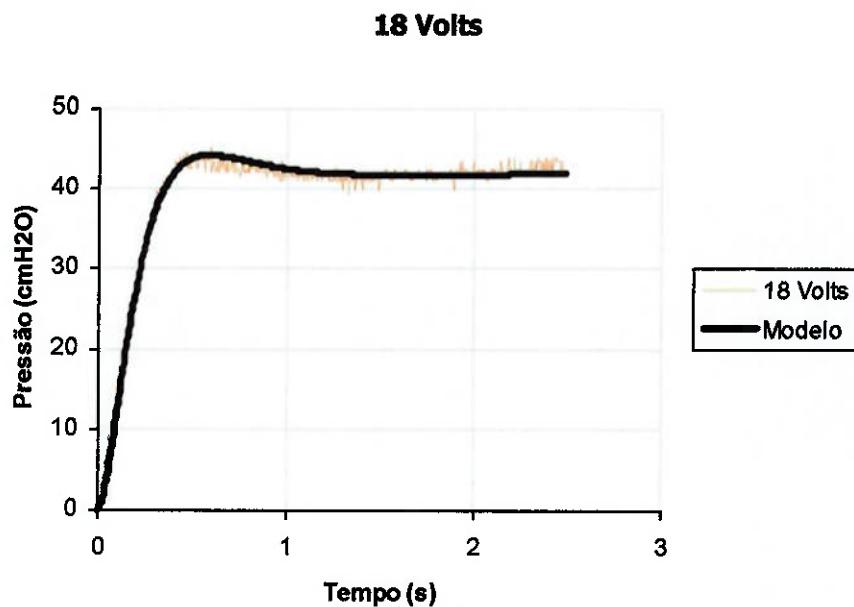


Figura 7-8: Verificação da modelagem para degrau de 18 Volts.

Equação da resposta, a um degrau de 18 Volts, do modelo:

$$p_{18}(t) = 43,6 - 2,6e^{-0,2t} + 74,6e^{-4t} - 814,2e^{-7,7t} + 698,7e^{-8,5t}$$

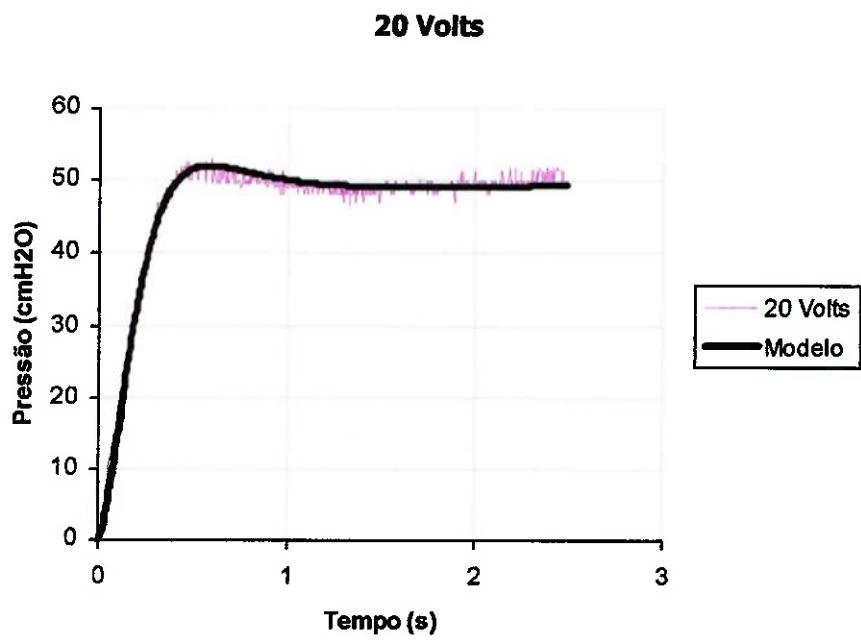


Figura 7-9: Verificação da modelagem para degrau de 20 Volts.

Equação da resposta, a um degrau de 20 Volts, do modelo:

$$p_{20}(t) = 51,3 - 3,1e^{-0,2t} + 87,8e^{-4t} - 958e^{-7,7t} + 822e^{-8,5t}$$

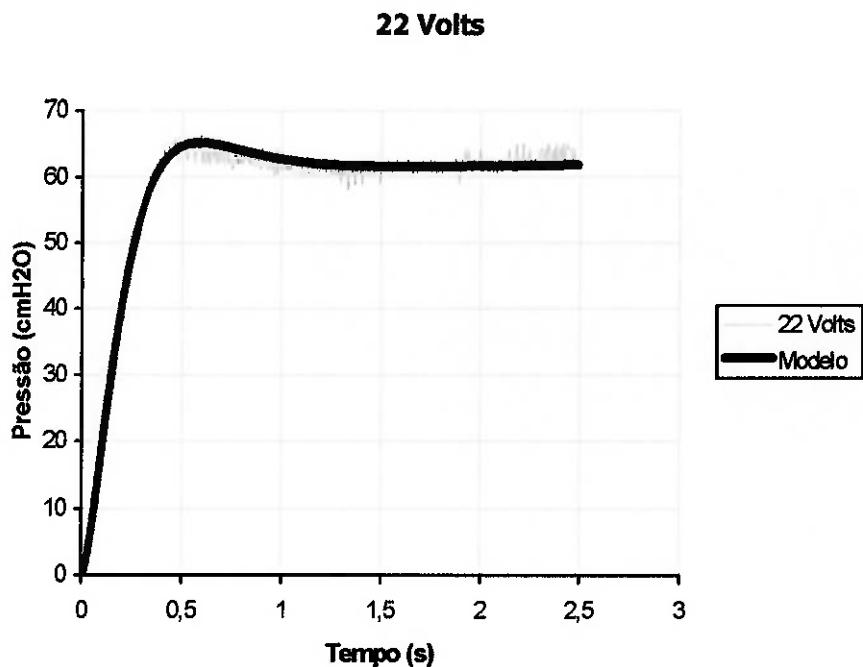


Figura 7-10: Verificação da modelagem para degrau de 22 Volts.

Equação da resposta, a um degrau de 22 Volts, do modelo:

$$p_{22}(t) = 64,2 - 3,9e^{-0,2t} + 109,8e^{-4t} - 1198,9e^{-7,7t} + 1028,7e^{-8,5t}$$

24 Volts

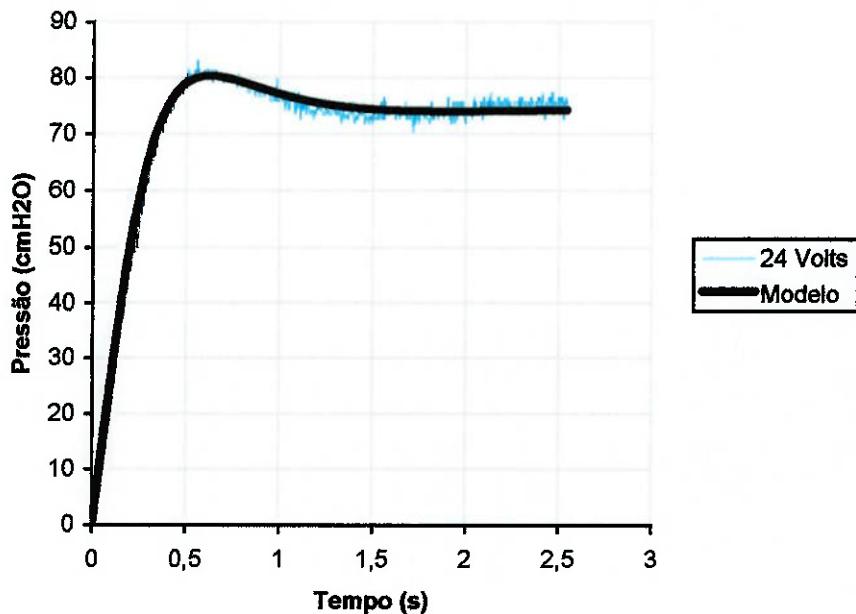


Figura 7-11: Verificação da modelagem para degrau de 24 Volts.

Equação da resposta, a um degrau de 24 Volts, do modelo:

$$p_{24}(t) = 75,8 - 4,1e^{-0,4t} + 244,5e^{-3,6t} - 1457,3e^{-5,8t} + 1141,1e^{-6,4t}$$

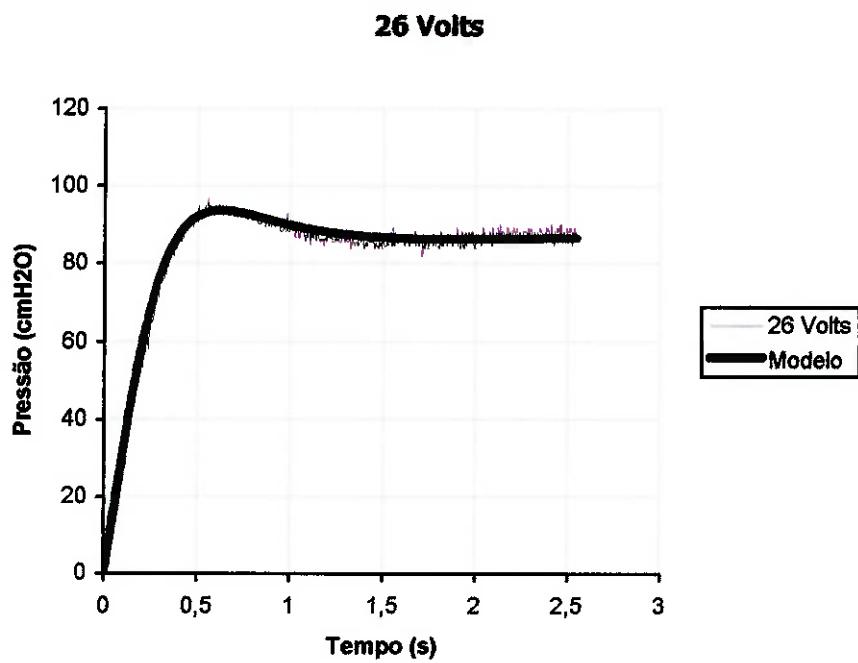


Figura 7-12: Verificação da modelagem para degrau de 26 Volts.

Equação da resposta, a um degrau de 26 Volts, do modelo:

$$p_{28}(t) = 88,2 - 4,7e^{-0,4t} + 284,5e^{-3,6t} - 1695,7e^{-5,8t} + 1327,7e^{-6,4t}$$

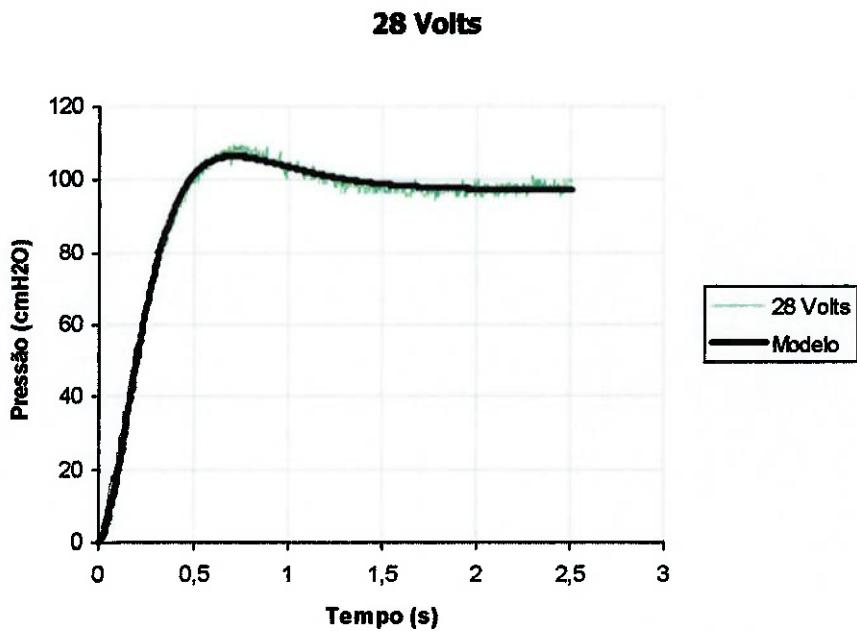


Figura 7-13: Verificação da modelagem para degrau de 28 Volts.

Equação da resposta, a um degrau de 28 Volts, do modelo:

$$p_{28}(t) = 99,1 - 4,8e^{-0,4t} + 131,8e^{-2,6t} - 1505,7e^{-6,2t} + 1279,6e^{-7t}$$

7.3. Modelagem do Sistema “Compressor-Válvula-Paciente”

O sistema da Figura 7-14 foi montado em bancada e os dados puderam ser coletados através da placa de aquisição de sinais.

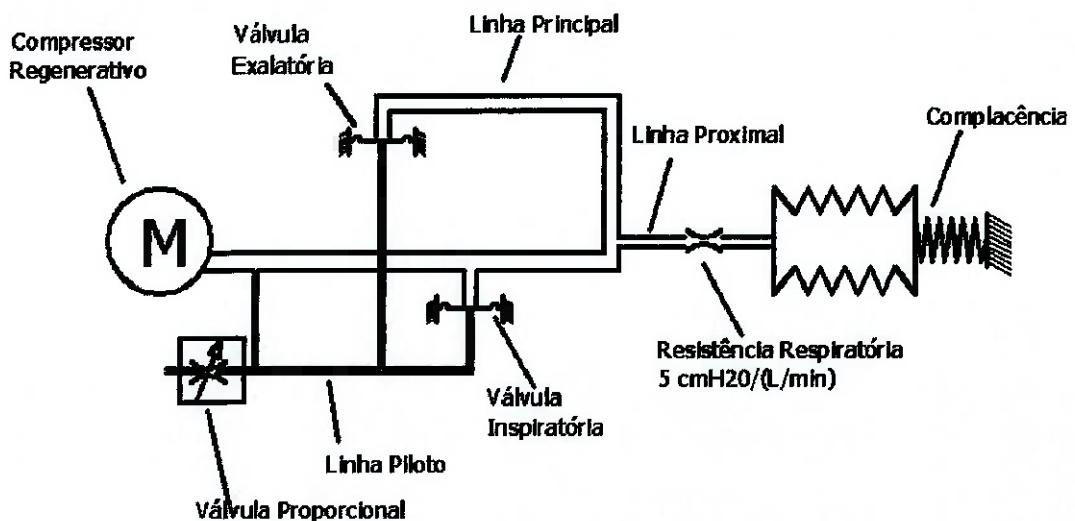


Figura 7-14: Esquema do sistema montado para modelagem.

Inicialmente foi ajustado no motor do compressor regenerativo um valor de 22.5 V, cuja corrente, nessa tensão, varia de 0.58 a 1.27 A dependendo das condições de equilíbrio com o sistema. A potência média é em torno de 20W, adequando-se ao uso de baterias. Nessa tensão pode-se controlar pressões de 4 cmH₂O até um máximo de 57 cmH₂O, faixa que contém as pressões usuais para a maioria dos modos ventilatórios.

Com o compressor sob a tensão de 22.5V e variando a tensão na válvula proporcional, foi levantada a curva da Figura 7-15 que representa a *pressão na linha proximal vs tensão na válvula*, em regime permanente.

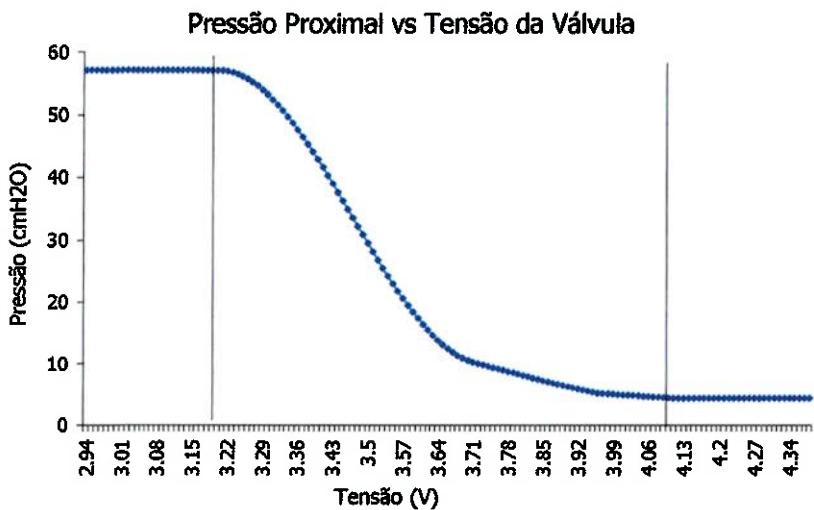


Figura 7-15: Pressão em regime perm. na linha proximal vs tensão na válvula, com tensão no compressor constante a 22.5V.

Notar a saturação ocorrendo em 3.17V e 4.11V.

Observar o comportamento não-linear em termos de ganho estático.

Dinamicamente, ocorre também não-linearidade, como pode ser observado na Figura 7-16, plotada da seguinte forma: compressor constante a 22.5V e tensões na válvula variadas de 3.19 a 4.15V (variação em degrau de 0 a algum valor nesta faixa e voltando, em degrau, a zero novamente). As faixas de tensão além são redundantes devido à saturação.

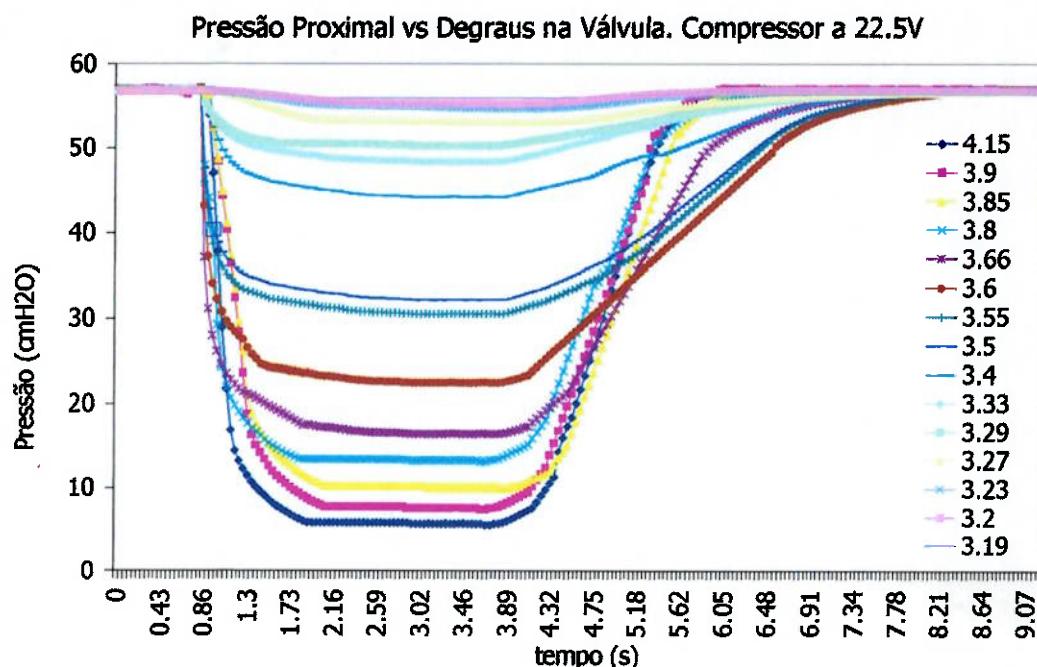


Figura 7-16: Dinâmica do sistema.

Observe como a constante de tempo da subida de pressão (fase inspiratória) é muito mais rápida quando a amplitude do degrau é maior, e tende a ficar cada vez mais devagar conforme o degrau diminui (cada curva é um degrau da tensão indo de 0V a um certo valor e voltando a 0V novamente).

7.3.1 Modelagem do Aumento de Pressão dado pelo Compressor

Utilizando a técnica descrita no item 7.1.1, a válvula proporcional foi mantida fechada, pressurizando ao máximo o sistema. Um degrau no compressor de zero a 22.5V foi então aplicado. A curva resultante é mostrada na Figura 7-17

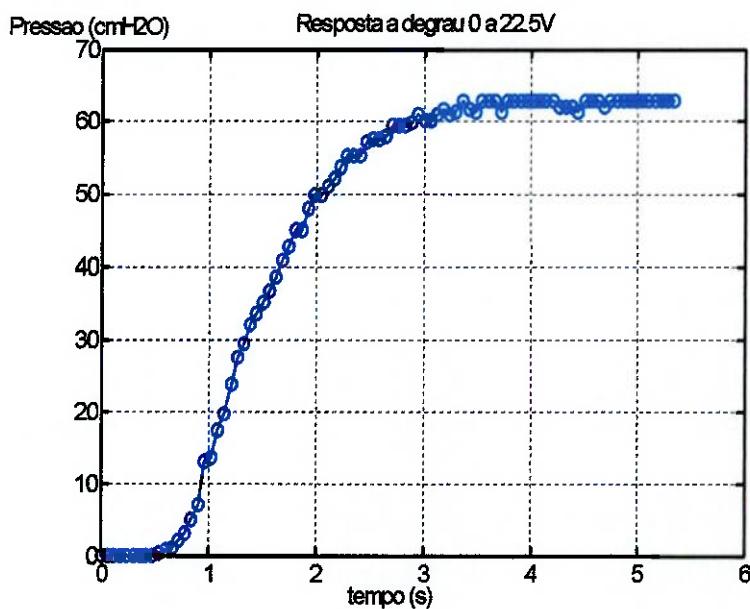
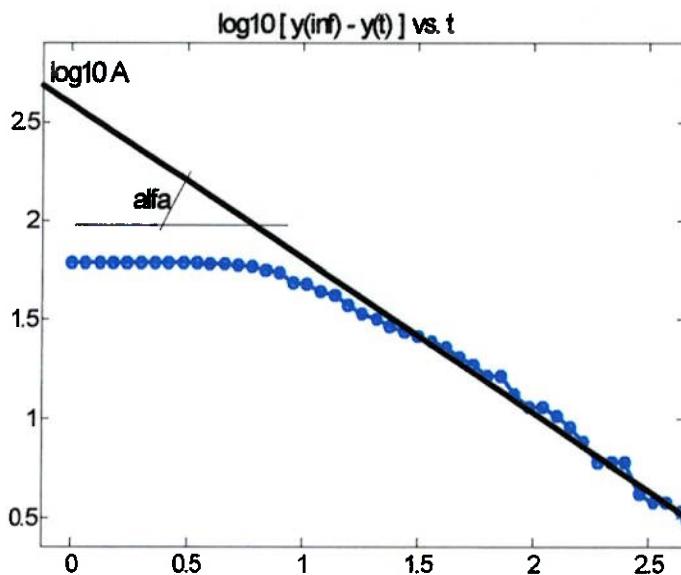
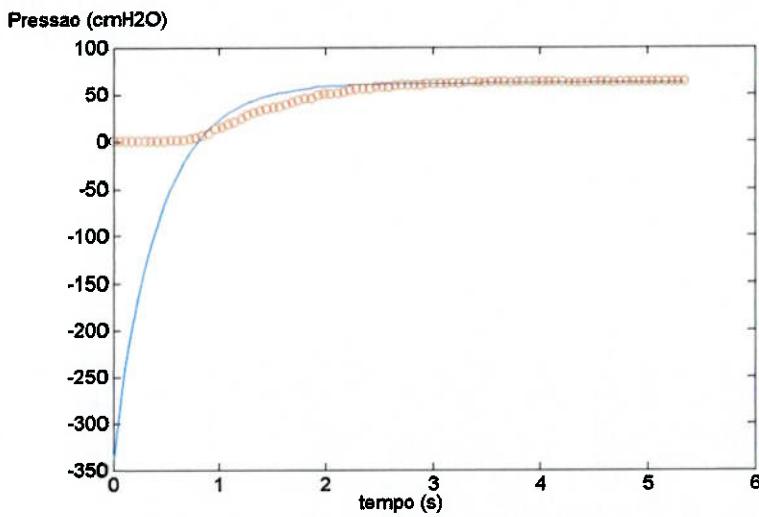


Figura 7-17: Resposta do sistema a uma entrada degrau no compressor e válvula fechada.

Encontrando os pólos mais lentos:



A primeira aproximação é mostrada abaixo.



Repetindo as etapas, agora para pólos cada vez mais rápidos, chega-se à seguinte curva final.

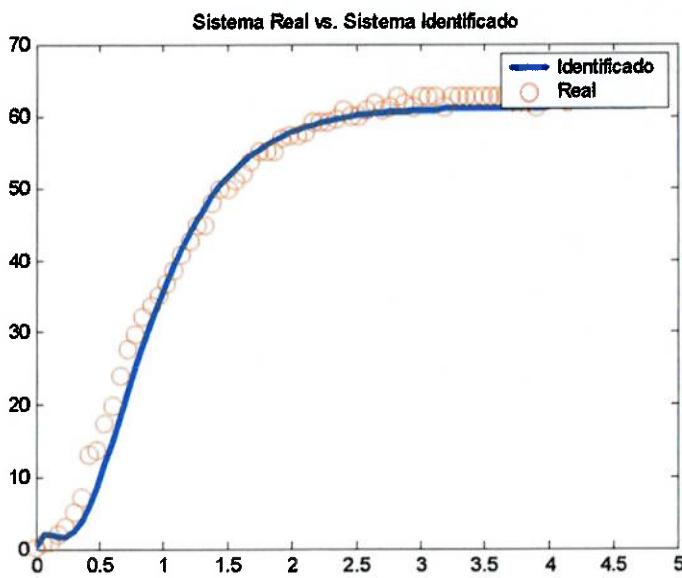


Figura 7-18: Curva identificada do compressor.

A equação no domínio do tempo desta curva é:

$$y(t) = 61,236 - 398e^{-2.33t} + 398e^{-3.38t} - 100e^{-8.84t} + 39e^{-10.65t}$$

E a respectiva função de transferência é dada por:

$$H_{\text{compressor}}(s) = \frac{0.236s^4 + 56.7s^3 + 324.4s^2 - 2698s + 45400}{22.5s^4 + 567s^3 + 4799.25s^2 + 15549.75s + 16681.50}$$

Onde um “s” foi retirado do denominador a fim de transformar a resposta degrau em impulso.

7.3.2 Modelagem da Queda de Pressão Causada pela Válvula

Uma vez que se tem o aumento de pressão causado pelo compressor quando a válvula permite máxima pressão proximal, deve-se modelar o que ocorre com a pressão quando a válvula começa a variar e o compressor já chegou no regime permanente. Também é modelada a expiração do paciente, que não é controlada, mas dada pela abertura total da válvula.

Utilizou-se uma RNA para identificar a variação do ganho estático do sistema (que não é linear, mostrada na Figura 7-15), seguida de uma função de transferência com parâmetros ajustados empiricamente para reproduzir a dinâmica (ver Figura 7-16).

A rede neural foi implementada através do software Matlab e sua *toolbox* de Redes Neurais. A rede que apresentou os melhores resultados é a rede do tipo Probabilística (*Radial Basis*).

Os dados de treino e os dados fornecidos pela rede após o treinamento estão na Figura 7-19 e representam o ganho em regime permanente em função da tensão aplicada na válvula.

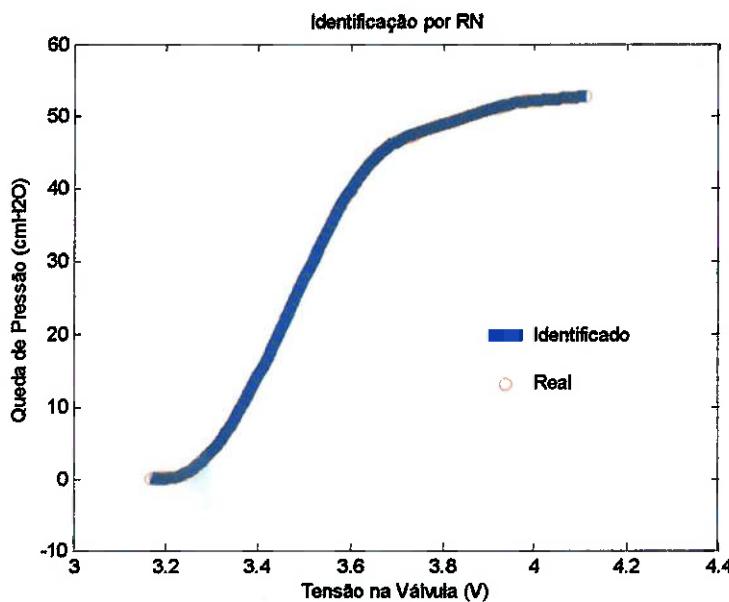


Figura 7-19: Dados reais com a saída da rede. Estático.

A modelagem da dinâmica é feita observando-se que pode-se separar o sistema em duas dinâmicas principais, como mostrado na Figura 7-20

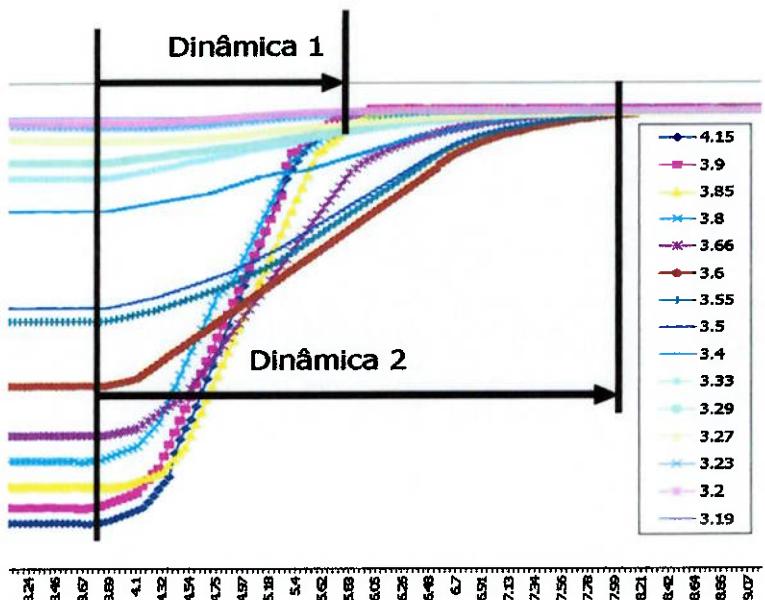


Figura 7-20: A modelagem da dinâmica pode ser feita separando-se o sistema em duas regiões principais.

A Figura 7-21 mostra a identificação do sistema para a inspiração quando na válvula é dado um degrau de 3.85 a 3.05 V e o compressor trabalhando a 22.5V constante. Tem-se então a Dinâmica 1.

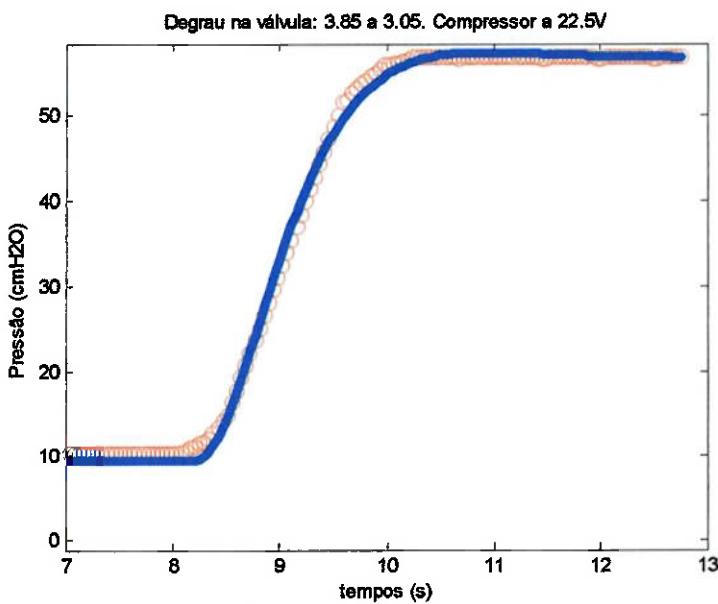


Figura 7-21: Dinâmica 1 identificada.

Para a Dinâmica 2 foi escolhido o degrau de 3.50 a 3.05 V.

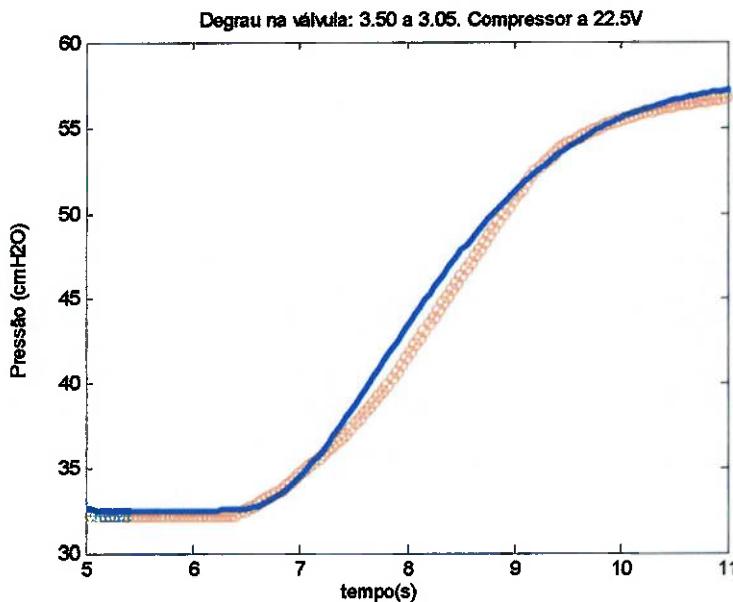


Figura 7-22: Dinâmica 2 identificada.

A figura seguinte ilustra a malha da planta, onde a função de transferência após o seletor de ganho não linear (dado pela Rede Neural), é a dinâmica 1 ou 2, dependendo da região de trabalho da válvula.

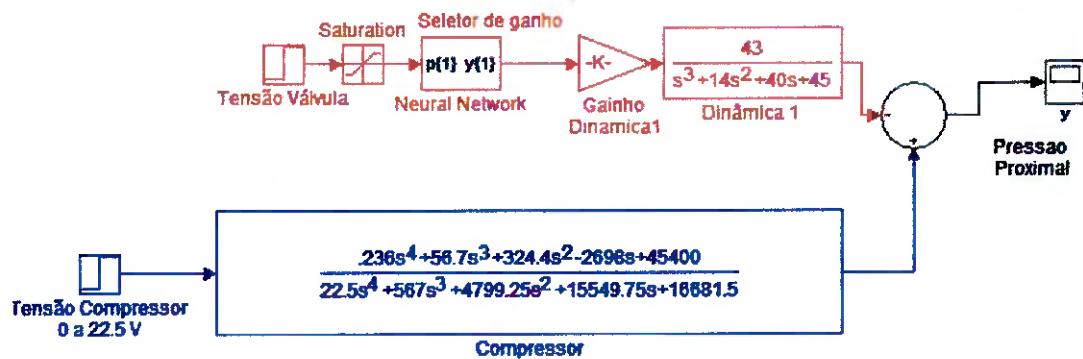


Figura 7-23: Sistema modelado em malha aberta para Dinâmica 2.

A dinâmica de expiração é linear e sua função de transferência foi encontrada pelo ajuste de um circuito RC, empiricamente.

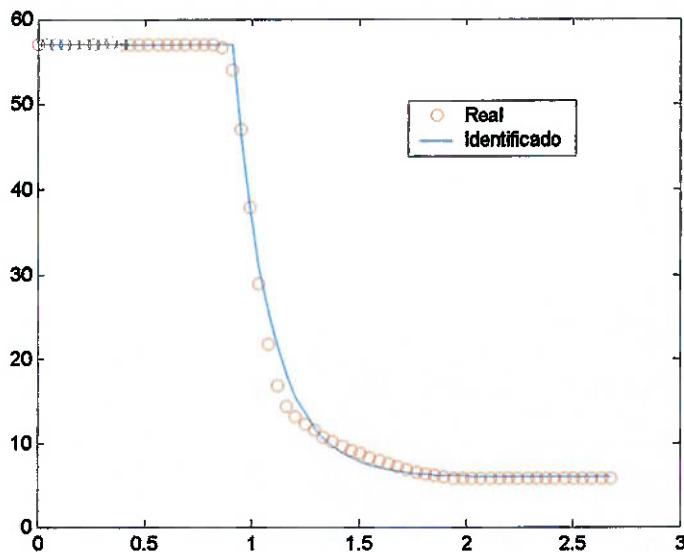


Figura 7-24: Dinâmica expiratória.

A constante de tempo encontrada foi de cerca de 0,18 s. Repare a remanescência de uma pressão de 4 cmH₂O cuja causa é o fluxo enviado pelo compressor que não escoa totalmente para o ambiente - explicação em maiores detalhes no item 6.2.2.

8 CONTROLE

Aqui serão implementados os controles tanto para o modelo do item Modelagem do Sistema “Compressor-Paciente” (7.2) como para o modelo do item Modelagem do Sistema “Compressor-Válvula-Paciente” (7.3).

8.1. Controle do Sistema “Compressor-Paciente”

A linearização do sistema em várias plantas permite o uso de técnicas lineares de projeto de controladores (no caso, alocação de pólos através do gráfico do lugar das raízes). Determina-se, então, um controlador para cada planta.

Primeiramente, é projetado o controlador para o modelo da planta obtido com a entrada degrau de 20 Volts.

Conforme visto no item 7.2, a equação da resposta (pressão), a uma entrada degrau de 20 Volts, do modelo é:

$$p_{20}(t) = 51,3 - 3,1e^{-0,2t} + 87,8e^{-4t} - 958e^{-7,7t} + 822e^{-8,5t}$$

Logo, para obter-se a função de transferência da planta, basta determinar a transformada de Laplace deste modelo e multiplicá-la por $\frac{s}{20}$. Fazendo-se tais cálculos e as simplificações adequadas, tem-se que:

$$G_p^{20} = \frac{38,94s^3 + 4790s^2 + 13660s + 2686}{20s^4 + 408s^3 + 2686s^2 + 5757s + 1047}$$

Vê-se claramente que este é um sistema do tipo 0, ou seja, não possui pólo na origem. Conseqüentemente, seu coeficiente de erro estático de posição k_p é finito, de modo que o erro em regime da planta em malha fechada é não-nulo. Como isto é indesejável, torna-se necessária uma ação integral (pólo na origem) por parte do controlador. Assim, ficam previamente selecionados dois tipos de controladores com ação integral: PI e PID.

O gráfico do lugar das raízes de G_p^{20} é dado nas figuras a seguir:

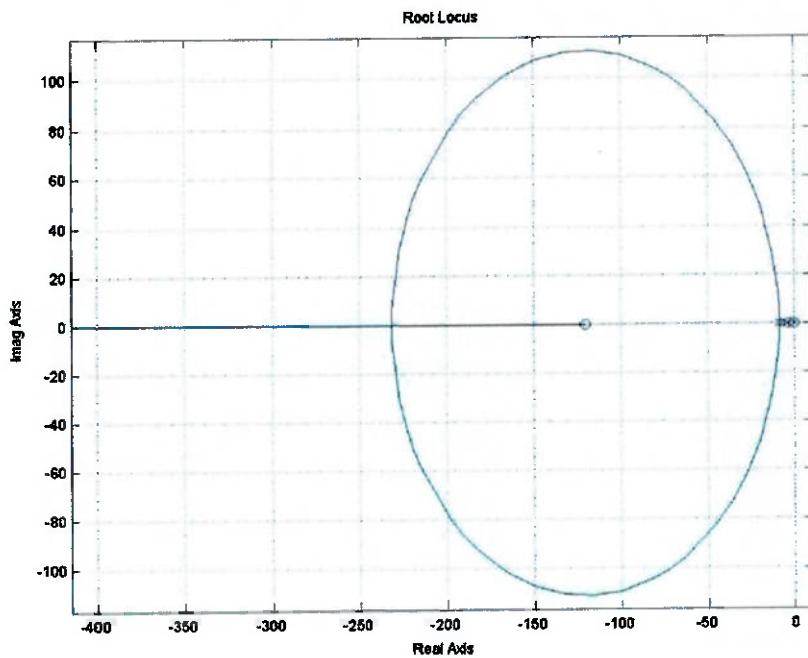


Figura 8-1: lugar das raízes de G_p^{20} .

Nas proximidades da origem, tem-se:

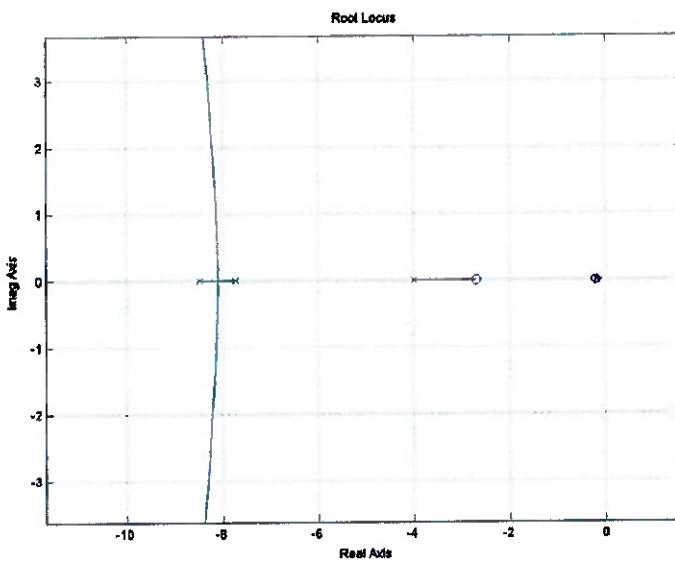


Figura 8-2: Detalhe do lugar das raízes de G_p^{20}

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,21; -2,70; -120,10;

Pólos: -0,20; -4,00; -7,70; -8,50;

A idéia básica do método de projeto de controladores através do lugar das raízes é determinar um par de pólos dominantes (que imponham um transitório que satisfaça os requisitos de projeto) e fazer com que o novo lugar das raízes (controlador + planta) passe pelos mesmos. Na verdade, tais requisitos de projeto definem uma região no plano s, pela qual pelo menos um trecho do novo lugar das raízes deve passar. A seguir será determinada esta região, que contém todos os pares de pólos dominantes que satisfazem os critérios de desempenho para o transitório.

O máximo sobre-sinal para um sistema de segunda ordem é dado por:

$$M_p = e^{\left(\frac{-\pi \xi}{\sqrt{1-\xi^2}}\right)}$$

Como critério de desempenho, tem-se a seguinte inequação:

$$M_p < 5\%$$

de modo que, usando-se a equação anterior, tem-se que

$$\xi > \sqrt{\frac{(\ln(5\%))^2}{\pi^2 + (\ln(5\%))^2}}$$

Como $\xi = \cos(\beta)$ (β é o ângulo entre os pólos e o semi-eixo Real negativo), a inequação acima representa o ângulo dado pela figura a seguir.

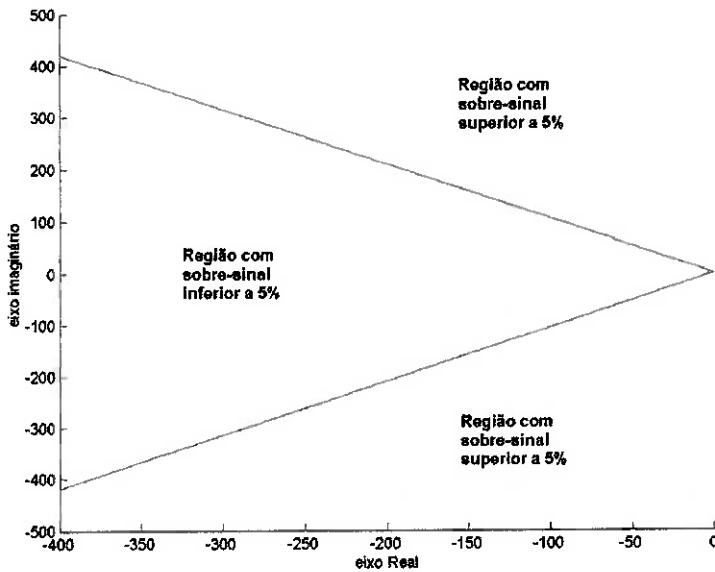


Figura 8-3: Curva limite para sobre-sinal de 5%

O tempo de assentamento a 2% é dado por:

$$t_s \approx \frac{4}{\zeta \omega_n}$$

Como critério de desempenho, tem-se a seguinte inequação:

$$t_s < 0,5s$$

Como $\zeta \omega_n$ é o oposto da parte real dos pólos do sistema de segunda ordem, conclui-se que a região de interesse no plano complexo é o semi-plano mostrado na figura a seguir.

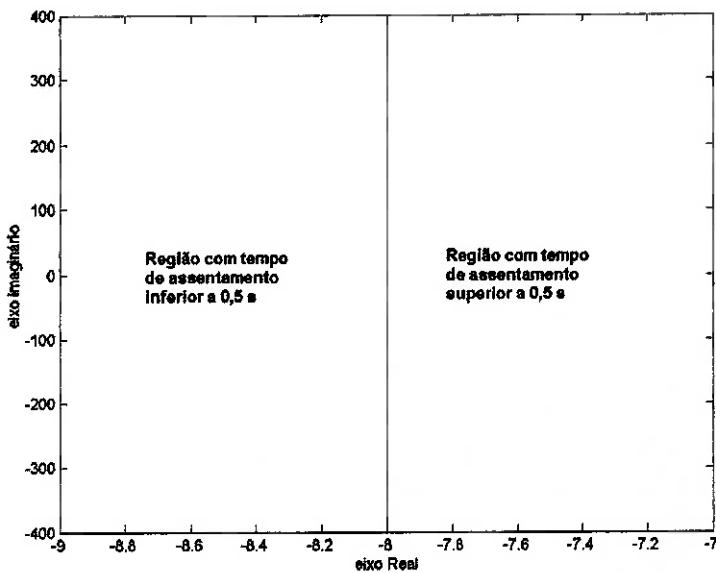


Figura 8-4: Curva limite para tempo de assentamento a 2% de 0,5 s

Assim, tem-se que a região procurada para atender aos dois critérios de desempenho citados anteriormente é a mostrada na figura a seguir (admitindo sistema de segunda ordem ideal).

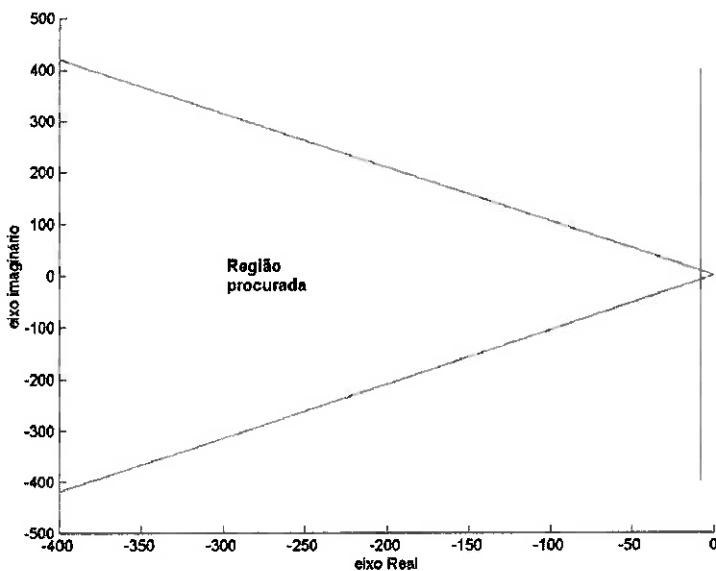


Figura 8-5: Região para satisfação das características transitórias para entrada degrau

Assim, quaisquer pares de pólos complexos que estejam na região da figura anterior definem um sistema de segunda ordem que tem sobre sinal inferior a 5% e

tempo de assentamento inferior a 0,5 s. Os pares que estiverem fora da região não satisfazem ambos critérios simultaneamente.

A seguir plota-se o lugar das raízes juntamente com a região procurada:

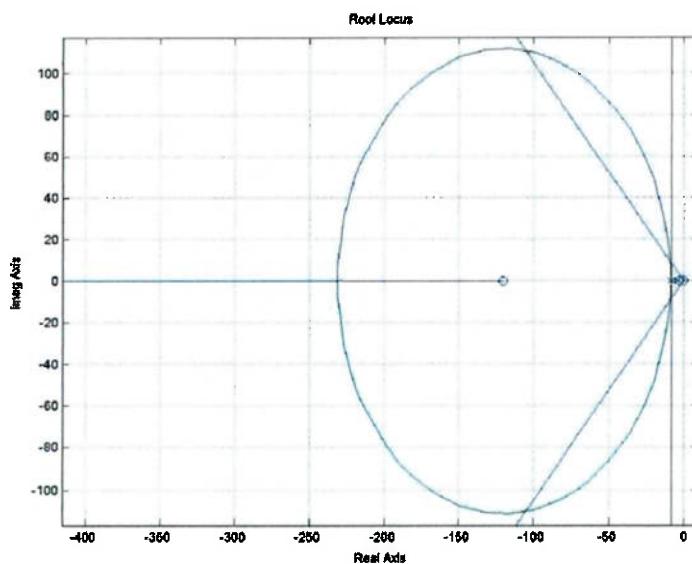


Figura 8-6: Lugar das raízes e região procurada

Vê-se claramente que o lugar das raízes passa pela região procurada. O problema é que existe um pólo dominante em -4 (ver Figura 8-2), fora da região procurada (o pólo mais próximo da origem, localizado em $-0,20$, está muito perto de um dos zeros, localizado em $-0,21$, de modo que seu efeito na resposta é muito pequeno). Além disso, existe o problema já comentado a respeito da necessidade de um pólo na origem. Tais problemas justificam a necessidade da adição do controlador.

Vamos, a priori, tentar resolver o problema com um controlador PI. De acordo com o que já foi comentado, a estratégia parece estar bem delineada: basta alocar o zero do PI sobre o pólo em -4 , de modo a poder se escolher os novos pólos dominantes sobre o novo lugar das raízes. Assim, tem-se o novo lugar das raízes com controlador PI:

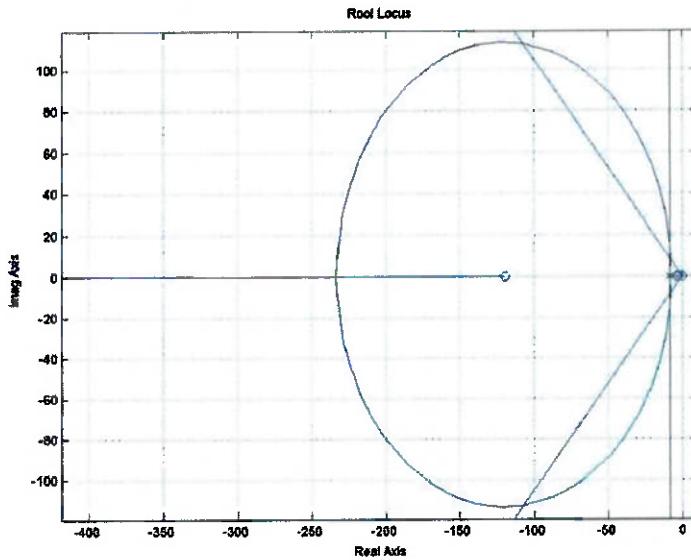


Figura 8-7: Lugar das raízes de G_p^{20} com PI

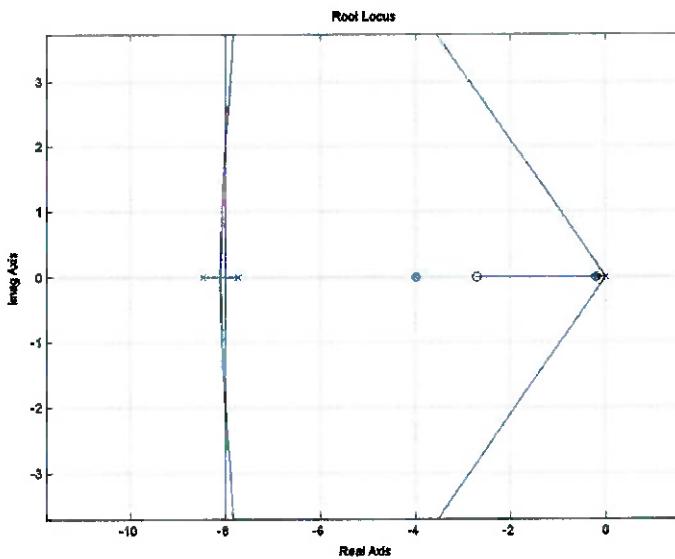


Figura 8-8: Detalhe do lugar das raízes de G_p^{20} com PI

De fato agora o sistema ficaria com um par de pólos, localizados nas curvas verde e vermelha do gráfico anterior (ignorando o polo em $-0,20$). O problema é que tais pólos teriam parte real de no máximo -110 (critério de desempenho dado pela região da Figura 8-5), estando, portanto, muito longe da origem e, consequentemente, tendo pouca influência na resposta do sistema.

O passo natural a se dar é, então, a tentativa de uso de um controlador PID. Com ele, tem-se a possibilidade de alocação de mais um zero e, por conseguinte, aproximar a porção imaginária do gráfico do lugar das raízes em relação à origem. A alocação de tal zero em -15 parece adequada, conforme mostra a figura a seguir:

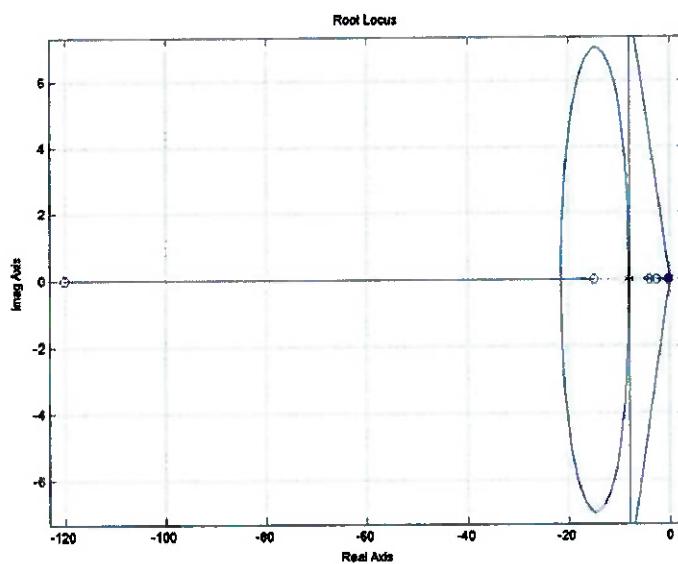


Figura 8-9: Lugar das raízes de G_p^{20} com PID

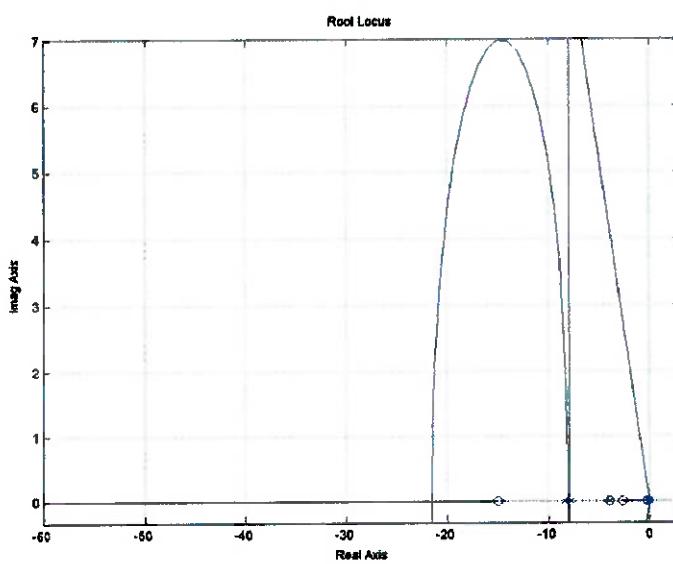


Figura 8-10: Detalhe do lugar das raízes de G_p^{20} com PID

Ao acaso, escolhamos um par de pólos no gráfico anterior (dentro, é claro, da região procurada):

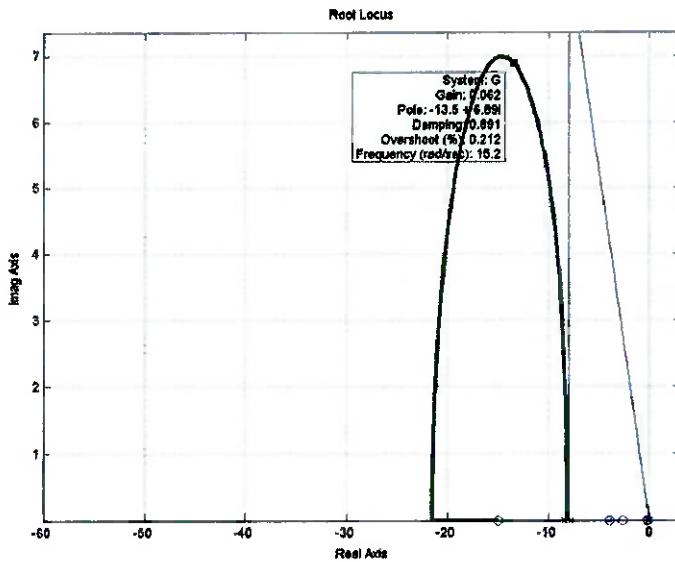


Figura 8-11: Par de pólo escolhido sobre o lugar das raízes de G_p^{20}

O ganho para tal pólo é de 0,06. Os zeros do PID estão localizados em -4 e -15 . Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 1,14; k_i = 3,6; k_d = 0,06$$

A malha de controle então fica:

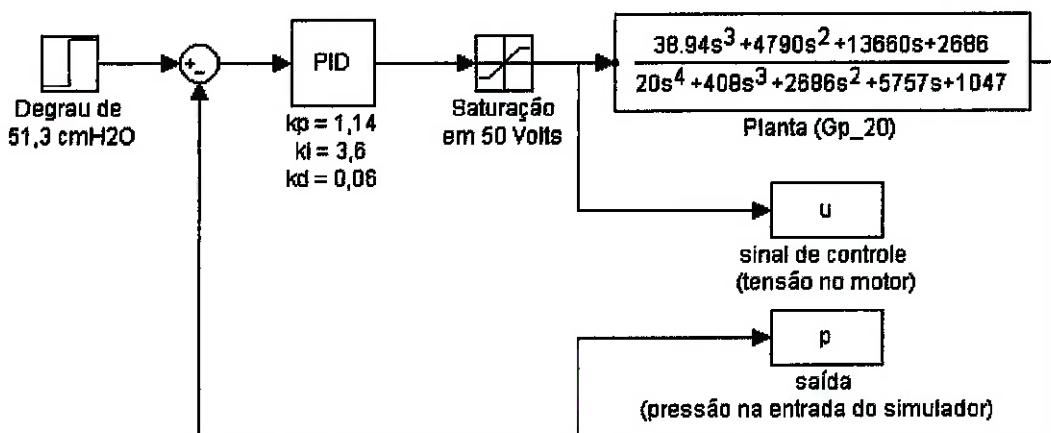


Figura 8-12: Malha de controle para G_p^{20}

O bloco de saturação em 50 Volts é necessário pois este é o valor máximo de tensão admitido para o motor elétrico do compressor. A seguir, mostra-se a simulação do diagrama de blocos anterior, juntamente com a curva de resposta a um degrau de 20 Volts do modelo da planta pura, sem controlador (ver Figura 7-9). Note que, a critério de comparação, o valor da referência (degrau) escolhido para a simulação do diagrama de blocos acima é de 51,3 cmH₂O, ou seja, o valor em regime da resposta a um degrau de 20 Volts do modelo da planta pura (conforme mostrado na Figura 7-9).

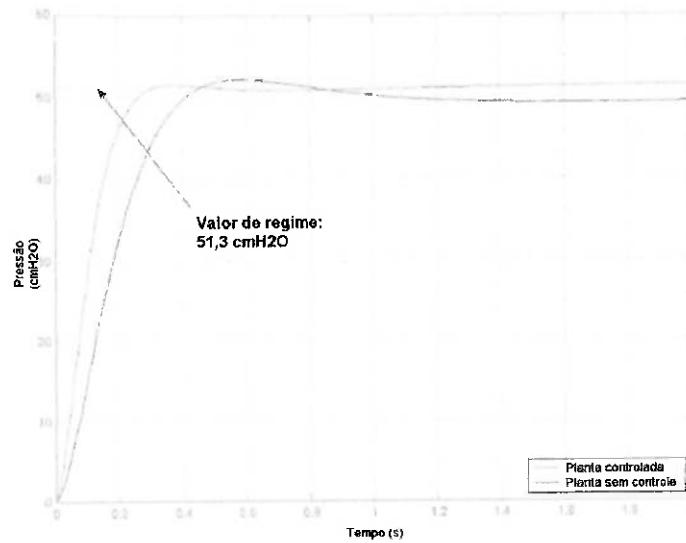


Figura 8-13: Simulação em degrau para planta G_p^{20}

Na figura anterior viu-se que a resposta tende ao valor de referência de 51,3 cmH₂O e praticamente não apresenta sobre-sinal. Na figura a seguir vê-se que o tempo de assentamento ($t_s < 0,5$ s) a 2% (valor de mínimo de aproximadamente 50,3 cmH₂O) também é respeitado.

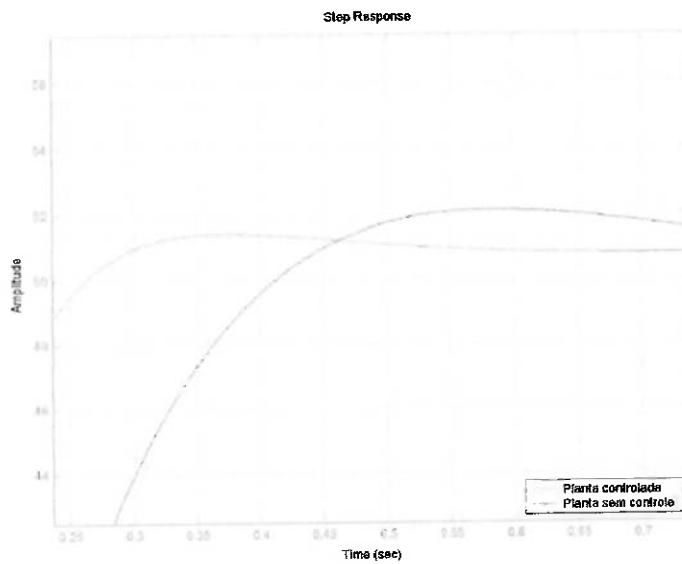


Figura 8-14: Detalhe da simulação em degrau para planta G_p^{21}

Assim, o controlador projetado atende aos requisitos de projeto.

A seguir é mostrado o sinal de controle u (tensão no motor elétrico) que o controlador envia para a planta durante a entrada degrau dos dois gráficos anteriores.

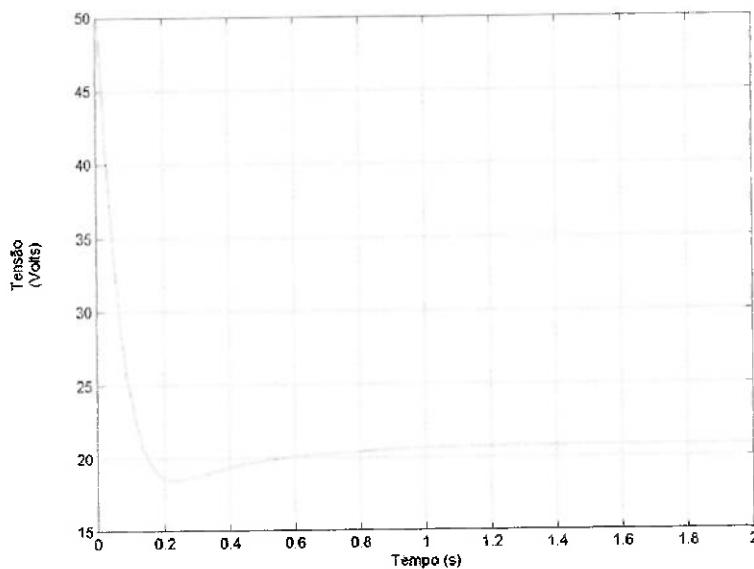


Figura 8-15: Sinal de controle u para G_p^{20}

Deste modo, parece bem delineado o caminho a se seguir para o projeto dos controladores, já que as plantas são matematicamente semelhantes:

- 1)Admite-se o uso de um controlador PID, que mostrou ser eficiente;
- 2)Aloca-se um dos zeros sobre o pólo mais dominante (é o segundo pólo mais próximo da origem, já que o mais próximo encontra-se muito perto de um dos zeros, tendo, assim, pouca influência na resposta do sistema);
- 3)Aloca-se o outro zero apenas um pouco mais à esquerda do pólo mais distante da origem;
- 4)Escolhe-se um pólo sobre a parte imaginária do lugar das raízes que se encontra dentro da região de desempenho pra transitório, definindo-se, assim, o ganho k da malha fechada;
- 5)Com os dois zeros e o valor de k, define-se o PID, ou seja, os valores de kp, ki e kd;
- 6)Simula-se a planta controlada em malha fechada e verifica-se se os objetivos de desempenho foram alcançados. Se foram alcançados, o controlador está definido. Se não, deve-se retornar ao passo 4. Se após algumas tentativas as simulações não forem satisfatórias, deve-se retornar ao passo 3.

O método descrito anteriormente funcionou muito bem para todas as outras plantas (10, 12, 14, 16, 18, 22, 24, 26 e 28 Volts). A seguir, mostram-se apenas os resultados obtidos para todas elas.

10 Volts

Planta

$$G_p^{10} = \frac{60.01s^3 + 994.4s^2 + 3484s + 1323}{10s^4 + 212s^3 + 1497s^2 + 3686s + 1248}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,43; -4,33; -11,81;

Pólos: -0,40; -5,00; -7,80; -8,00;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -5 e -10 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale $0,2$. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 3; k_i = 10; k_d = 0,2$$

Malha de controle

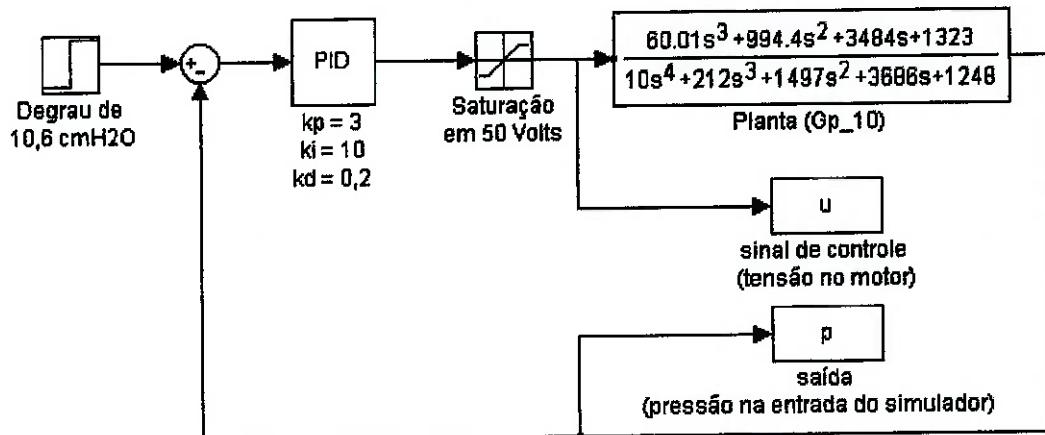


Figura 8-16 Malha de controle para G_p^{10}

Simulação

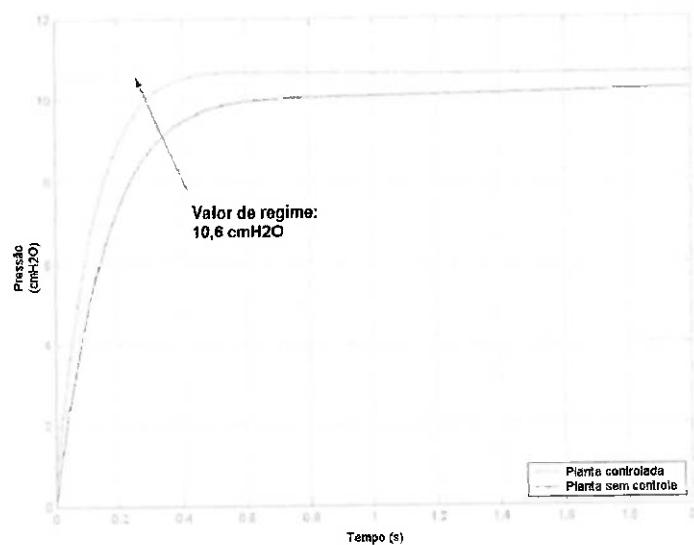


Figura 8-17 Simulação em degrau para G_p^{10}

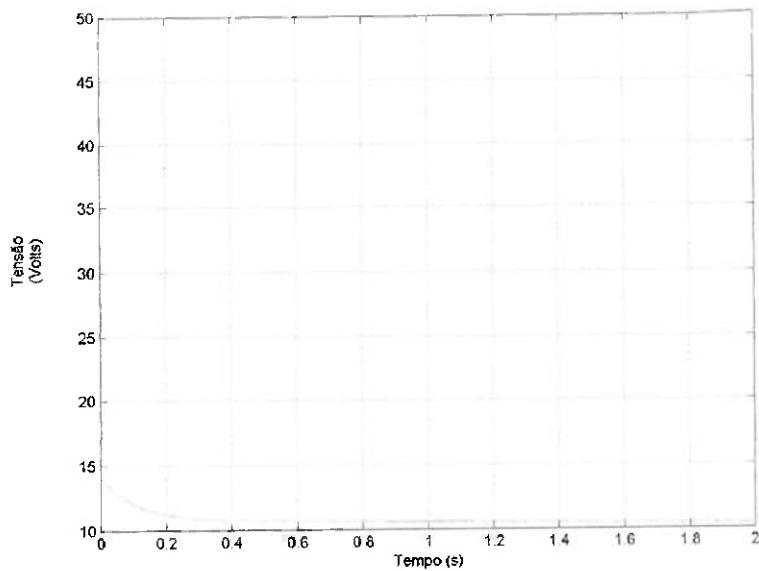


Figura 8-18 Sinal de controle u para G_p^{10}

12 Volts

Planta

$$G_p^{12} = \frac{97,94s^3 + 1623s^2 + 5687s + 2159}{12s^4 + 254,4s^3 + 1797s^2 + 4423s + 1498}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,43; -4,33; -11,81;

Pólos: -0,40; -5,00; -7,80; -8,00;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -5 e -10 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale 0,15. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 2,25; k_i = 7,5; k_d = 0,15$$

Malha de controle

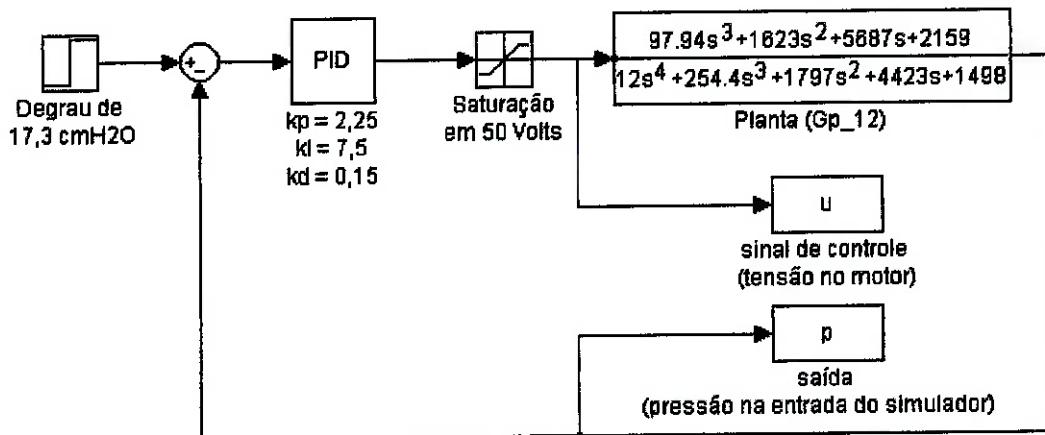


Figura 8-19 Malha de controle para G_p^{12}

Simulação

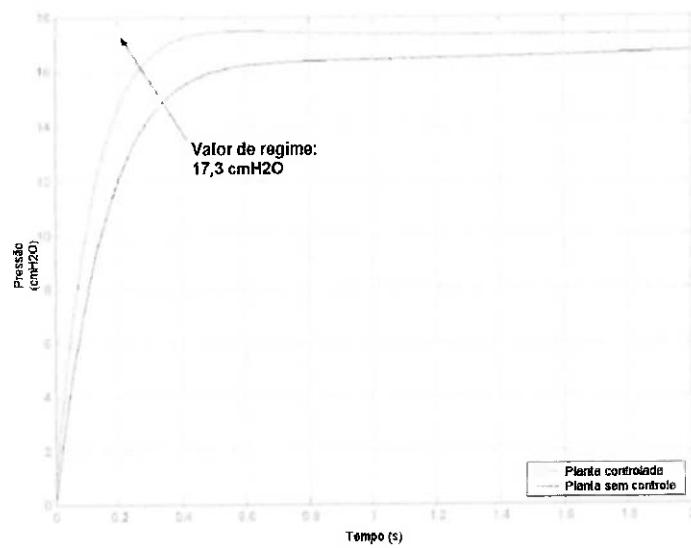


Figura 8-20 Simulação em degrau para G_p^{12}

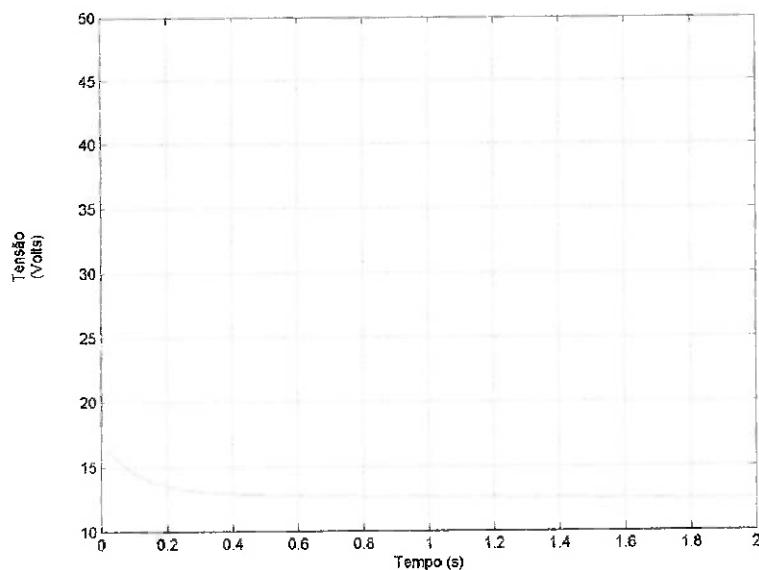


Figura 8-21 Sinal de controle u para G_p^{12}

14 Volts

Planta

$$G_p^{14} = \frac{142,1s^3 + 2355s^2 + 8251s + 3132}{14s^4 + 296,8s^3 + 2096s^2 + 5160s + 1747}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,43; -4,33; -11,81;

Pólos: -0,40; -5,00; -7,80; -8,00;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -5 e -10 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale 0,12. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 1,8; k_i = 6; k_d = 0,12$$

Malha de controle

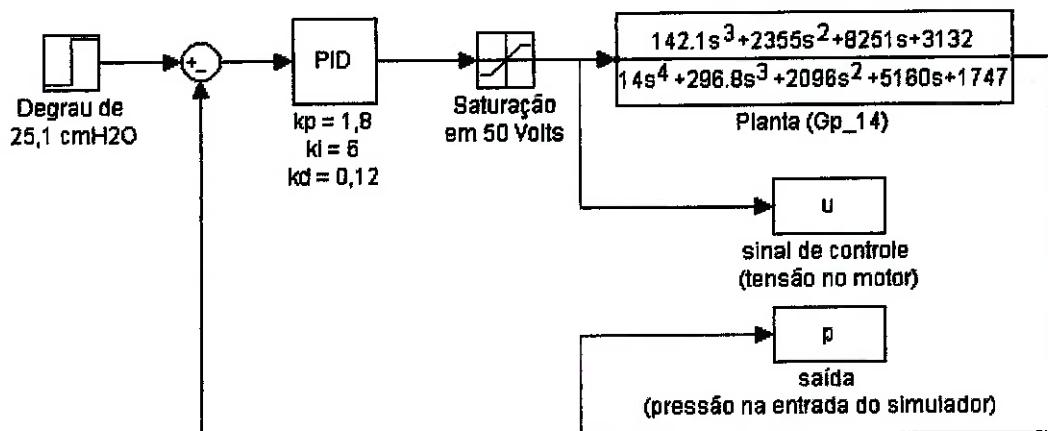


Figura 8-22 Malha de controle para G_p^{14}

Simulação

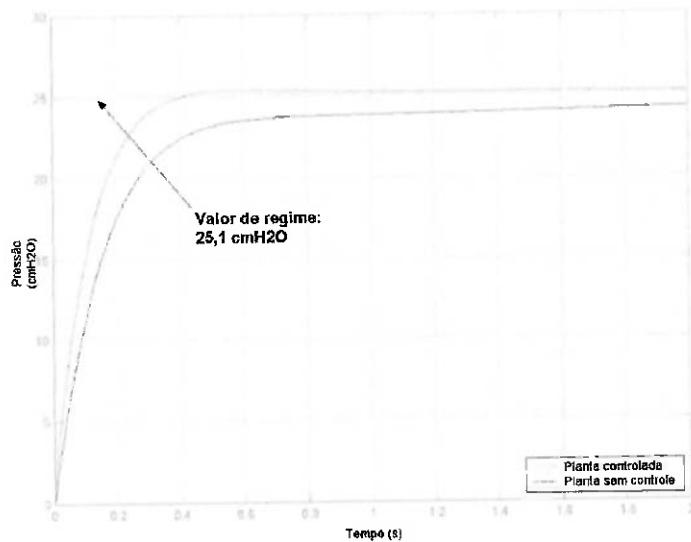


Figura 8-23 Simulação em degrau para G_p^{14}

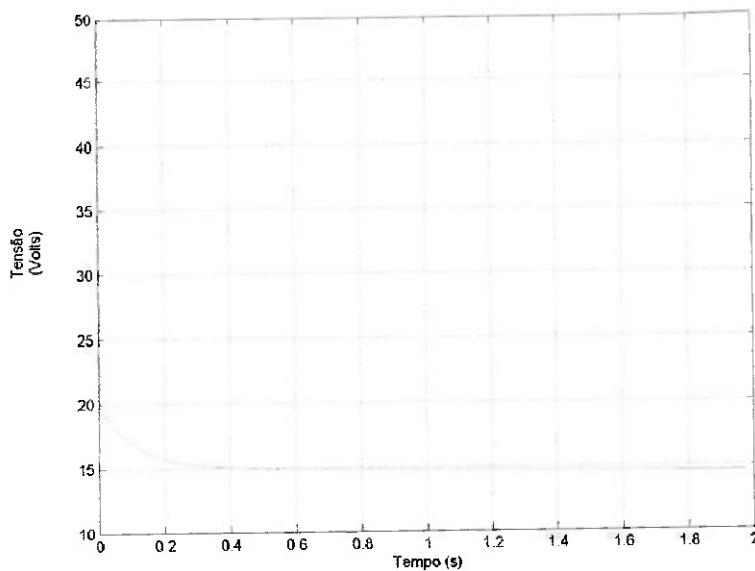


Figura 8-24 Sinal de controle u para G_p^{14}

16 Volts

Planta

$$G_p^{16} = \frac{190,2s^3 + 3152s^2 + 11040s + 4193}{16s^4 + 339,2s^3 + 2396s^2 + 5897s + 1997}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,43; -4,33; -11,81;

Pólos: -0,40; -5,00; -7,80; -8,00;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -5 e -10 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale 0,1. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 1,5; k_i = 5; k_d = 0,1$$

Malha de controle

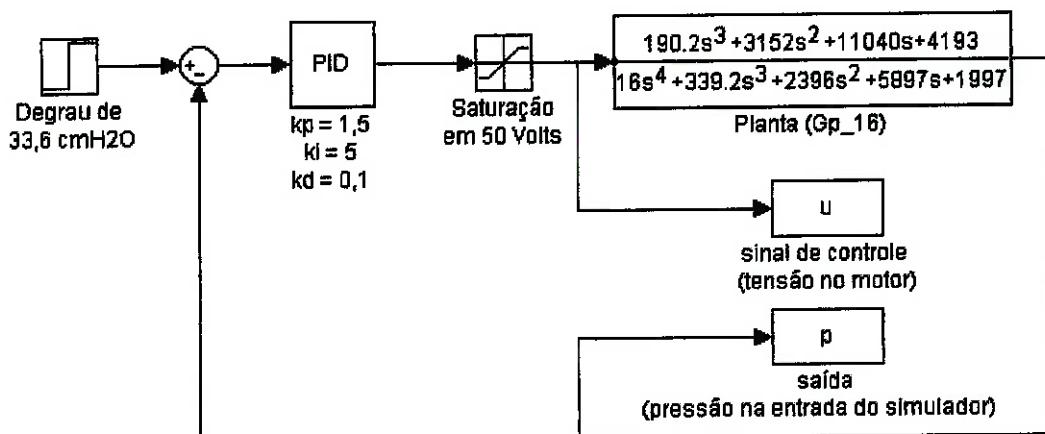


Figura 8-25 Malha de controle para G_p^{16}

Simulação

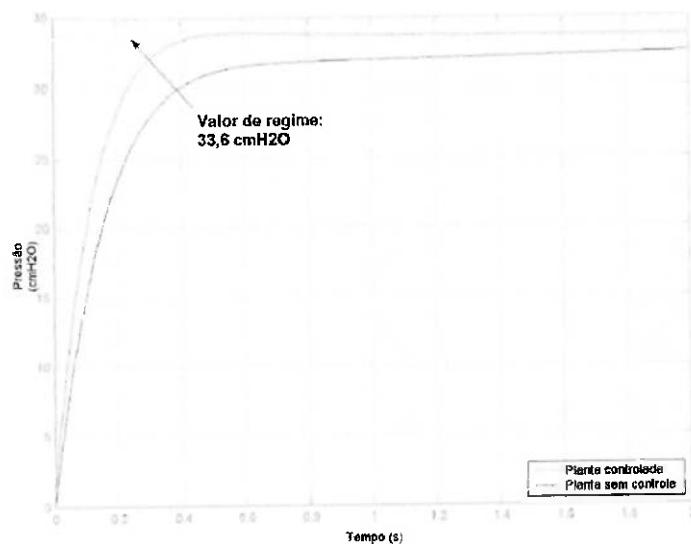


Figura 8-26 Simulação em degrau para G_p^{16}

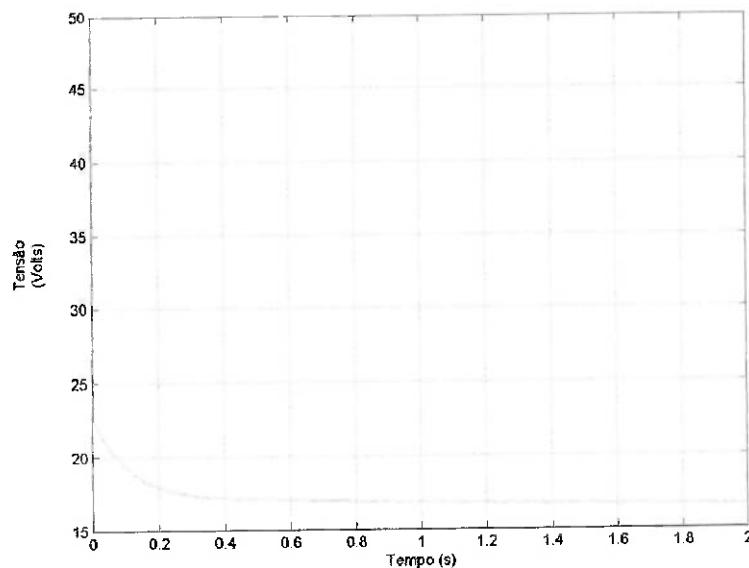


Figura 8-27 Sinal de controle u para G_p^{16}

18 Volts

Planta

$$G_p^{18} = \frac{389,8s^3 + 5304s^2 + 14980s + 5441}{18s^4 + 381,6s^3 + 2695s^2 + 6634s + 2246}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,21; -2,70; -120,10;

Pólos: -0,20; -4,00; -7,70; -8,50;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -4 e -15 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale 0,06. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 1,14; k_i = 3,6; k_d = 0,06$$

Malha de controle

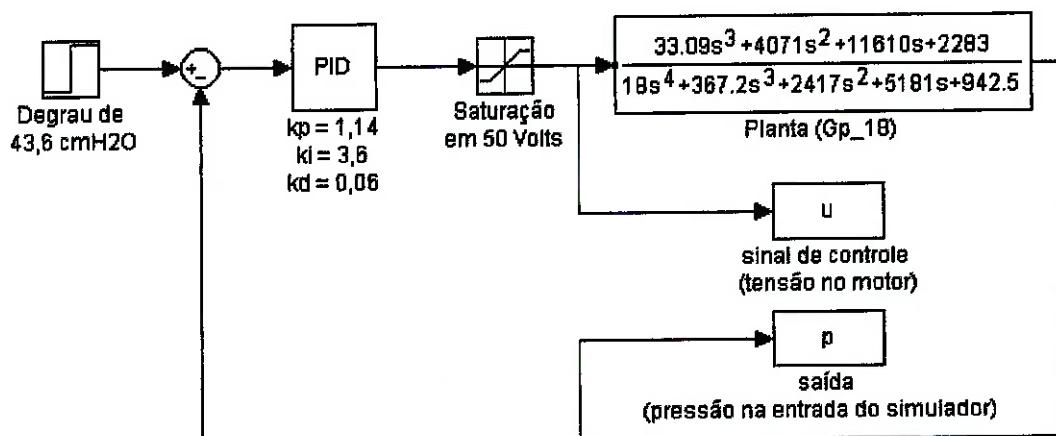


Figura 8-28 Malha de controle para G_p^{18}

Simulação

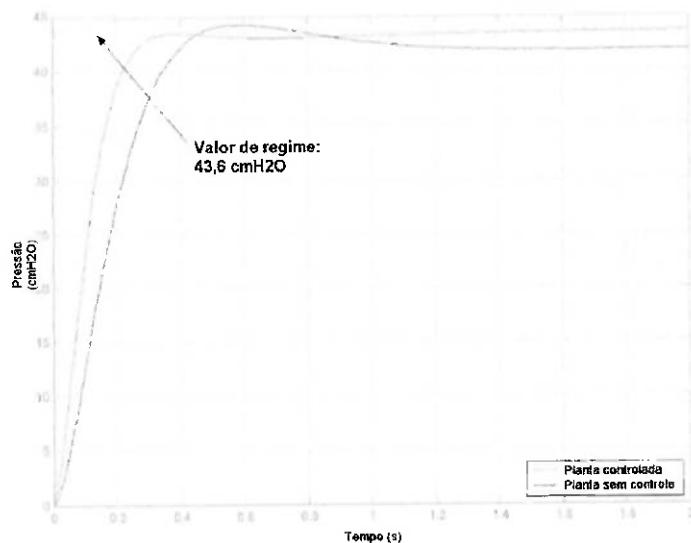


Figura 8-29 Simulação em degrau para G_p^{18}

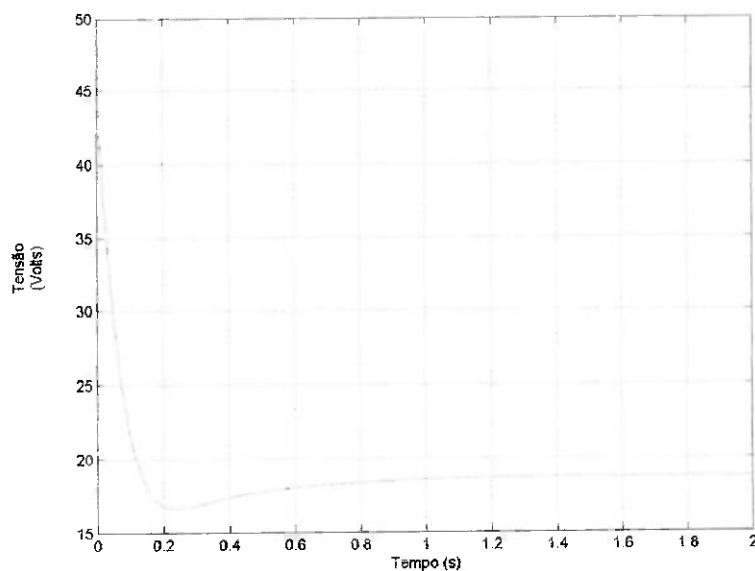


Figura 8-30 Sinal de controle u para G_p^{18}

20 Volts

Planta

$$G_p^{20} = \frac{38,94s^3 + 4790s^2 + 13660s + 2686}{20s^4 + 408s^3 + 2686s^2 + 5757s + 1047}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,21; -2,70; -120,10;

Pólos: -0,20; -4,00; -7,70; -8,50;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -4 e -15 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale 0,06. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 1,14; k_i = 3,6; k_d = 0,06$$

Malha de controle

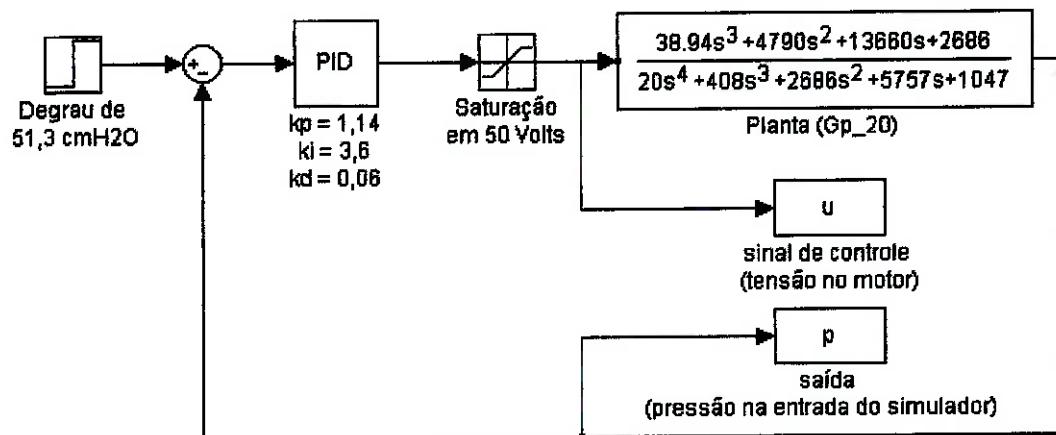


Figura 8-31 Malha de controle para G_p^{20}

Simulação

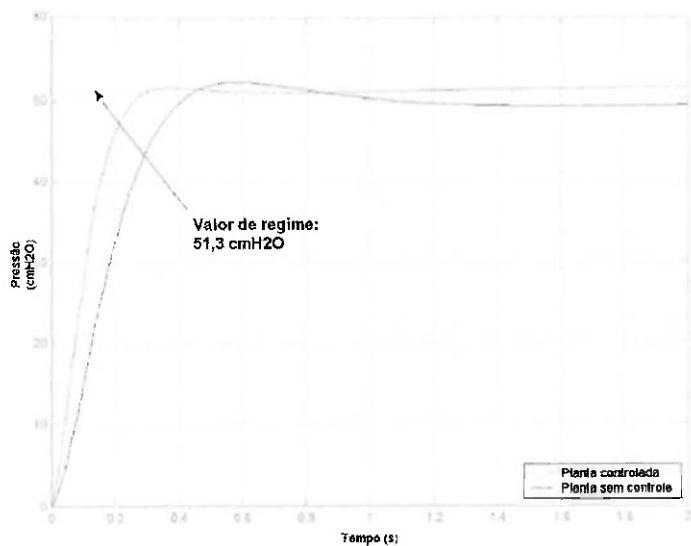


Figura 8-32 Simulação em degrau para G_p^{20}

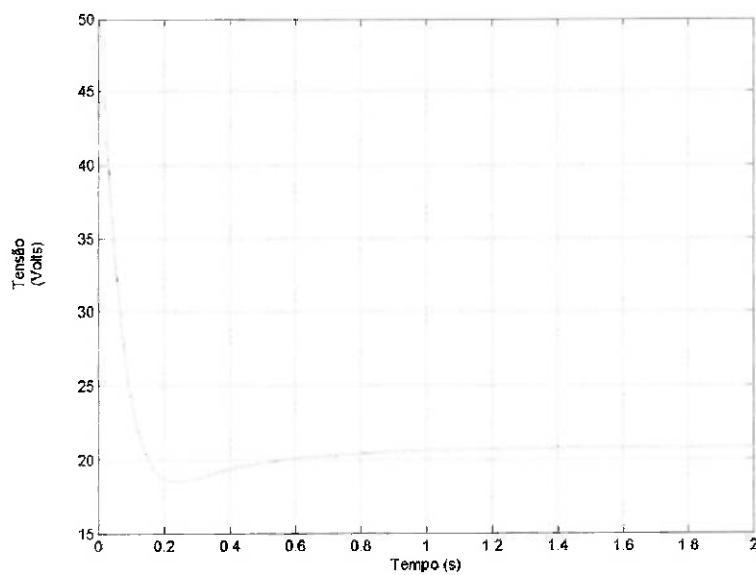


Figura 8-33 Sinal de controle u para G_p^{20}

22 Volts

Planta

$$G_p^{22} = \frac{48,73s^3 + 5995s^2 + 17090s + 3362}{22s^4 + 448.8s^3 + 2954s^2 + 6333s + 1152}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,21; -2,70; -120,10;

Pólos: -0,20; -4,00; -7,70; -8,50;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -4 e -15 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale 0,05. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 0,95; k_i = 3; k_d = 0,05$$

Malha de controle

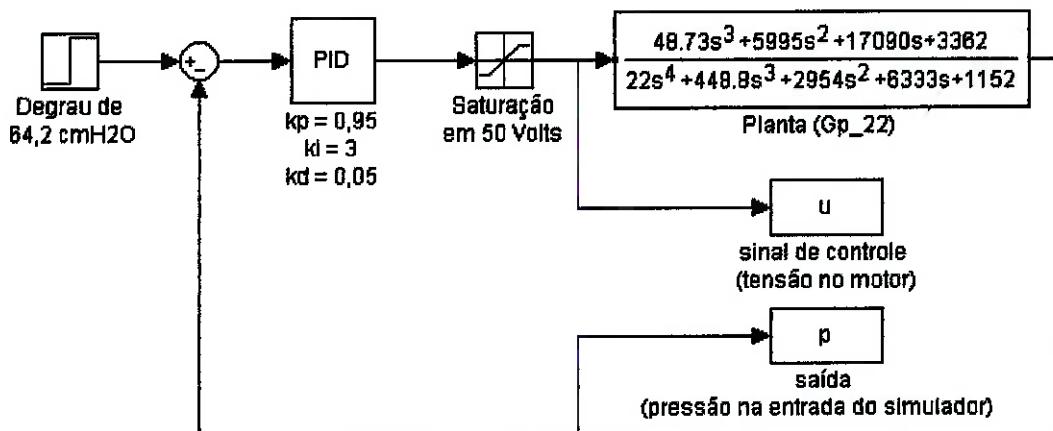


Figura 8-34 Malha de controle para G_p^{22}

Simulação

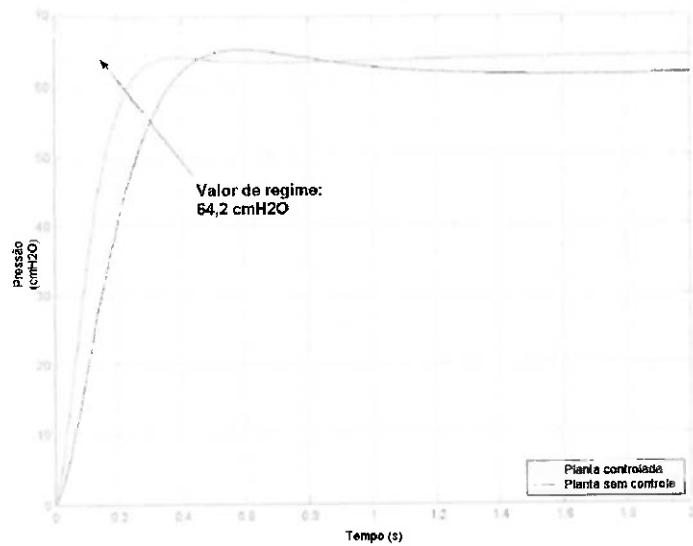


Figura 8-35 Simulação em degrau para G_p^{22}

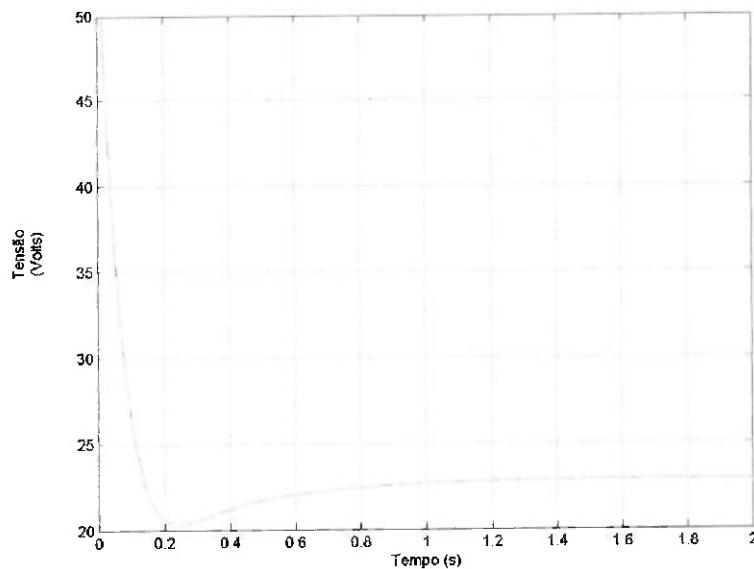


Figura 8-36 Sinal de controle u para G_p^{22}

24 Volts

Planta

$$G_p^{24} = \frac{269,2s^3 + 5239s^2 + 11700s + 4027}{24s^4 + 388.8s^3 + 2097s^2 + 3985s + 1283}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,42; -2,09; -16,95;

Pólos: -0,40; -3,60; -5,80; -6,40;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -3,6 e -10 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale 0,07. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 0,952; k_i = 2,52; k_d = 0,07$$

Malha de controle

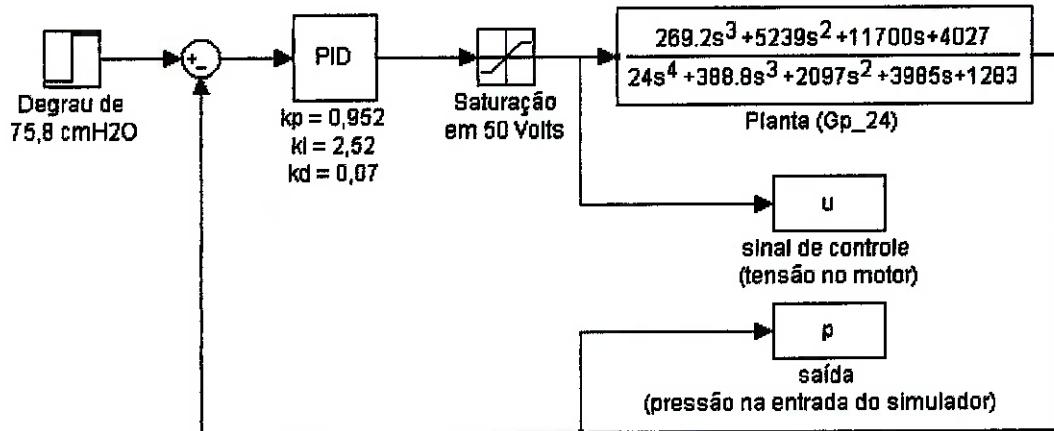


Figura 8-37 Malha de controle para G_p^{24}

Simulação

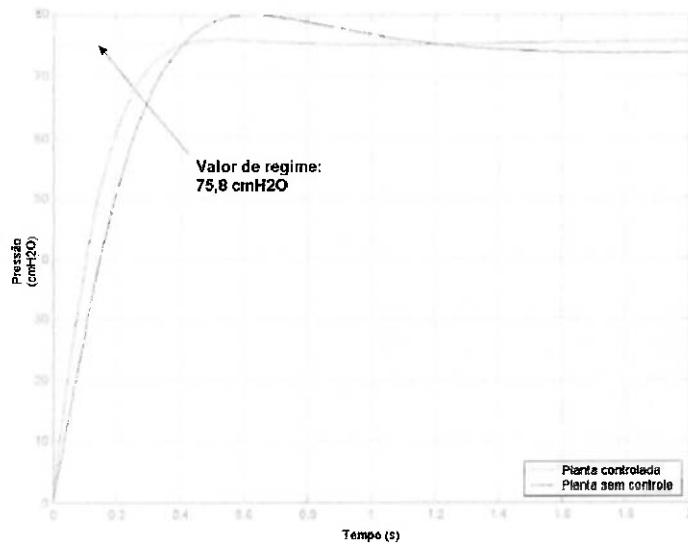


Figura 8-38 Simulação em degrau para G_p^{24}

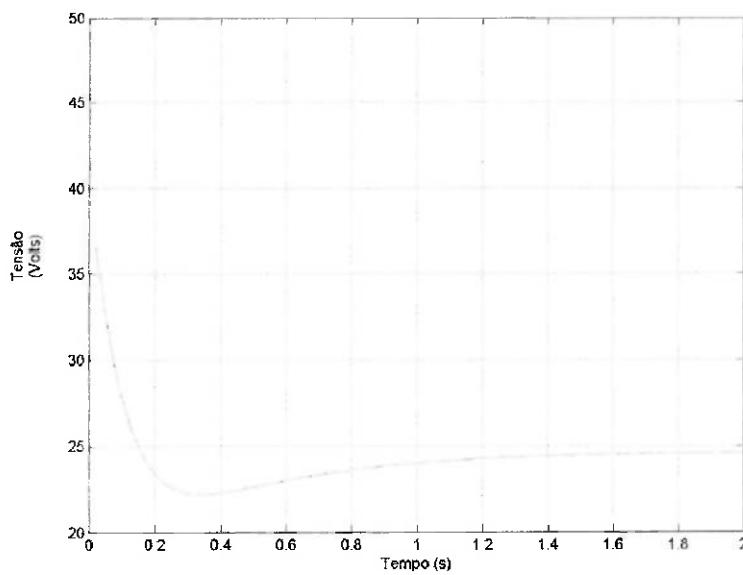


Figura 8-39 Sinal de controle u para G_p^{24}

26 Volts

Planta

$$G_p^{26} = \frac{315,8s^3 + 6144s^2 + 13720s + 4723}{26s^4 + 421,2s^3 + 2271s^2 + 4317s + 1390}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,42; -2,09; -16,95;

Pólos: -0,40; -3,60; -5,80; -6,40;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -3,6 e -10 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale 0,07. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 0,952; k_i = 2,52; k_d = 0,07$$

Malha de controle

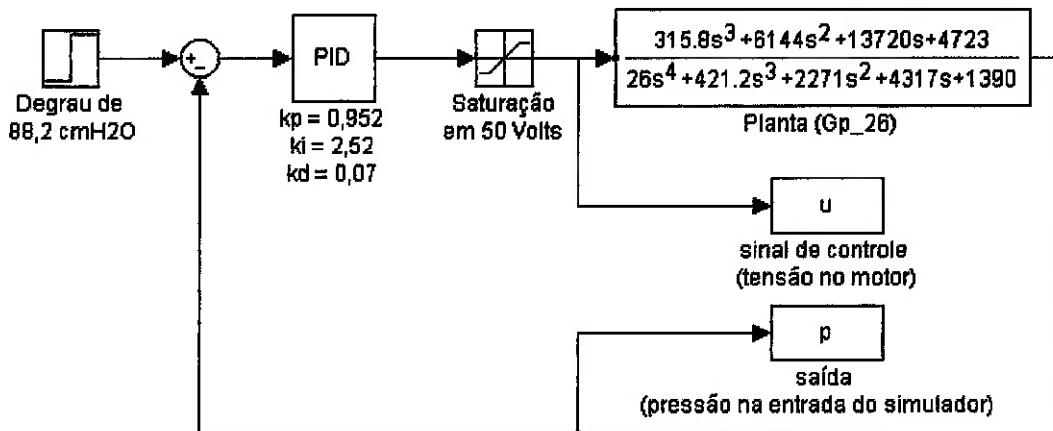


Figura 8-40 Malha de controle para G_p^{26}

Simulação

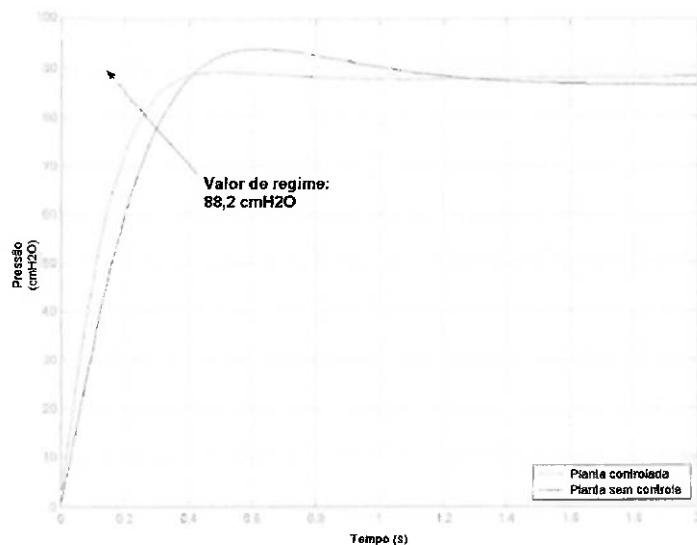


Figura 8-41 Simulação em degrau para G_p^{26}

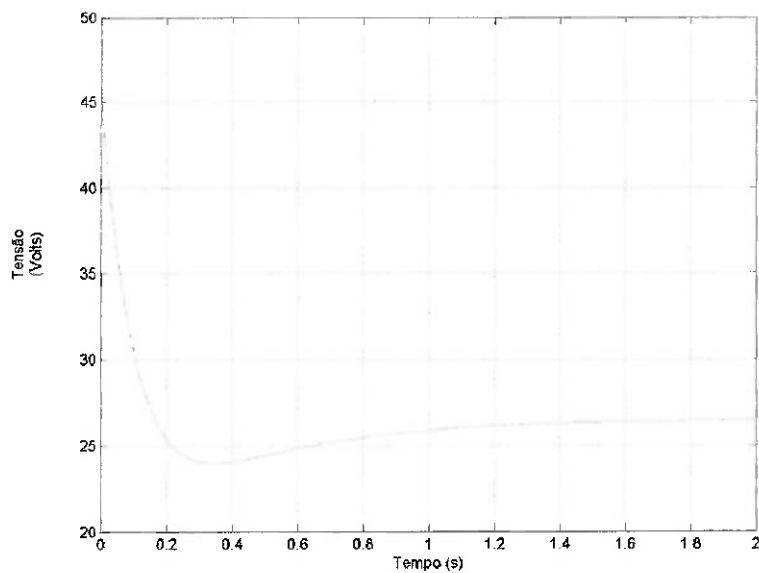


Figura 8-42 Sinal de controle u para G_p^{26}

28 Volts

Planta

$$G_p^{28} = \frac{37,33s^3 + 6317s^2 + 13300s + 4473}{28s^4 + 453,6s^3 + 2353s^2 + 4030s + 1264}$$

Os pólos e os zeros deste sistema são todos Reais e negativos. São eles:

Zeros: -0,42; -1,71; -167,08;

Pólos: -0,40; -2,60; -6,20; -7,00;

Controlador PID

Os zeros do PID estão localizados em -2,6 e -10 e o ganho k da malha fechada (obtido no gráfico de lugar das raízes do sistema em malha aberta planta+controlador PID) vale 0,07. Assim, têm-se os seguintes parâmetros calculados para este PID:

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s, \text{ onde } k_p = 0,882; k_i = 1,82; k_d = 0,07$$

Malha de controle

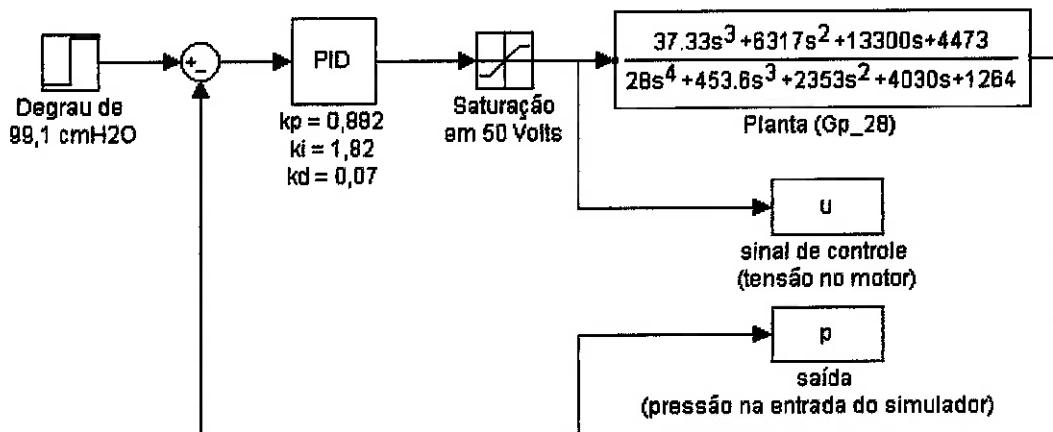


Figura 8-43 Malha de controle para G_p^{28}

Simulação

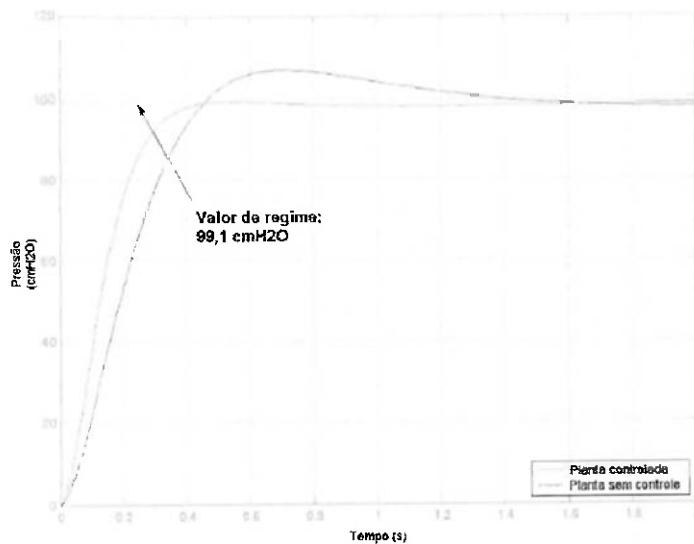


Figura 8-44 Simulação em degrau para G_p^{28}

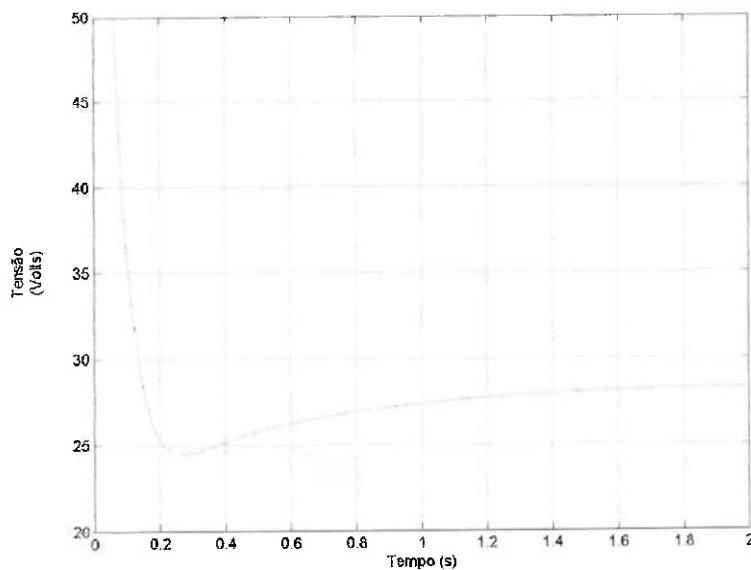


Figura 8-45: Sinal de controle u para G_p^{28}

Assim, tem-se a seguinte lista de controladores PID:

Tabela 3: lista dos controladores PID

Planta	Valor de regime (cmH ₂ O)	PID		
		k_p (V/cmH ₂ O)	k_i (V/cmH ₂ O · s)	k_d (V · s/cmH ₂ O)
G_p^{10}	10,6	3	10	0,2
G_p^{12}	17,3	2,25	7,5	0,15
G_p^{14}	25,1	1,8	6	0,12
G_p^{16}	33,6	1,5	5	0,1
G_p^{18}	43,6	1,14	3,6	0,06
G_p^{20}	51,3			
G_p^{22}	64,2	0,95	3	0,05
G_p^{24}	75,8	0,952	2,52	0,07
G_p^{26}	88,2			
G_p^{28}	99,1	0,882	1,82	0,07

Pode-se imaginar um algoritmo de controle que receba como entrada a pressão controlada (pressão de referência, determinada pelo operador do equipamento através de, por exemplo, um *encoder* ligado a um botão rotativo no painel do aparelho) e escolha o controlador mais adequado para executar o ciclo inspiratório. Tal algoritmo é expresso na forma da seguinte tabela:

Tabela 4: Algoritmo de controle

Condisional	PID		
	k_p ($V/cmH2O$)	k_i ($V/cmH2O \cdot s$)	k_d ($V \cdot s/cmH2O$)
Se $0 < p^* \leq 14$ cmH2O, então	3	10	0,2
Se $14 < p \leq 21$ cmH2O, então	2,25	7,5	0,15
Se $21 < p \leq 30$ cmH2O, então	1,8	6	0,12
Se $30 < p \leq 39$ cmH2O, então	1,5	5	0,1
Se $39 < p \leq 57$ cmH2O, então	1,14	3,6	0,06
Se $57 < p \leq 70$ cmH2O, então	0,95	3	0,05
Se $70 < p \leq 93$ cmH2O, então	0,952	2,52	0,07
Se $93 < p \leq 100$ cmH2O, então	0,882	1,82	0,07
* p é o valor da pressão controlada, fornecida pelo operador			

Este é o algoritmo do controlador supervisório do sistema, onde a sua atuação é seguida dos controlos contínuos PID. Para se ter um modo ventilatório completo de pressão controlada tal controlador supervisório necessitaria de uma base de tempo para iniciar o ciclo inspiratório e interromper o mesmo periodicamente. Além disso, o tempo inspiratório e o período do ciclo são dados de entrada fornecidos pelo operador (em geral de forma indireta, através da freqüência e da relação I:E, conforme mostrado no sub-item 1.4.2).

Na figura a seguir, mostra-se a simulação de um ciclo imaginando-se um valor de pressão de referência de 25 cmH2O e usando-se uma constante-se tempo de expiração de 0,18 s (encontrada pela Figura 7-24).

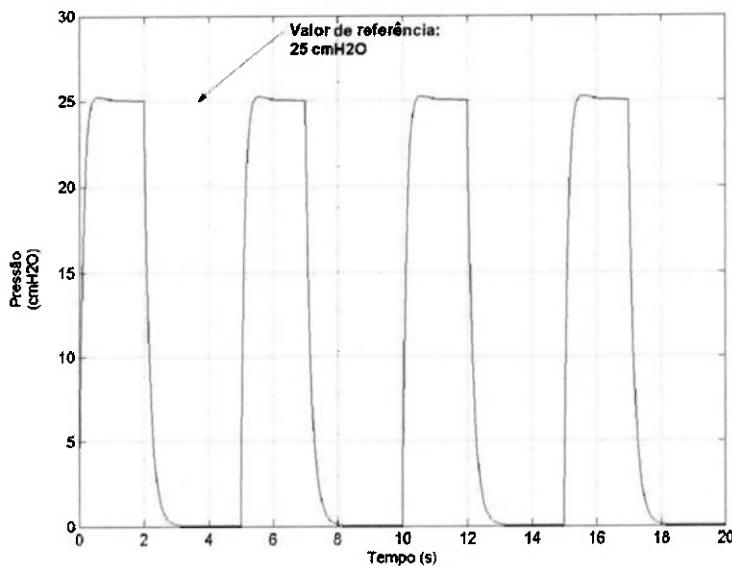


Figura 8-46 Simulação de ciclo para sistema "Compressor-Paciente"

8.2. Controle do Sistema "Compressor-Válvula-Paciente"

O diagrama de blocos do sistema em malha fechada é dado na Figura 8-47.

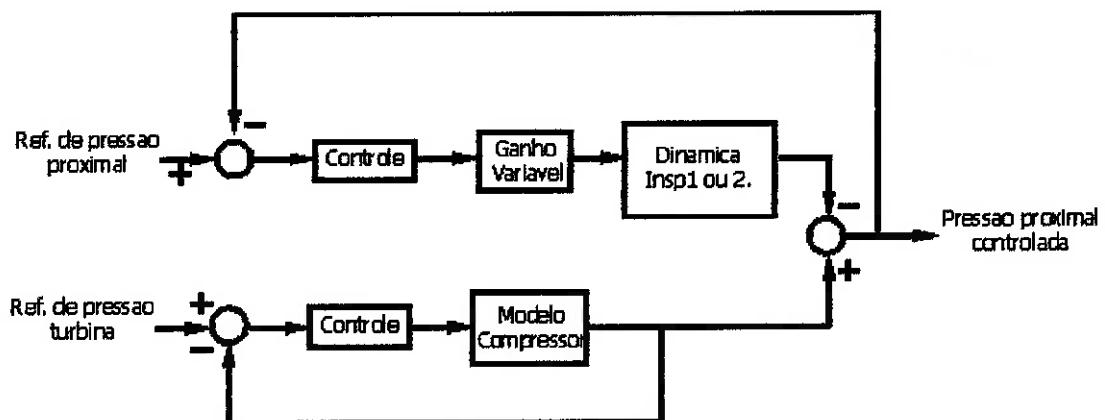


Figura 8-47: Sistema em malha fechada.

Repare que do modo como está proposto, o sensoreamento para fechamento de malha do compressor não pode ser feito lendo-se o valor diretamente no circuito pneumático. Isso porque a pressão nessa linha varia constantemente, acompanhando a ciclagem respiratória - fazendo com que a variação de rotação do compressor seja

intensa e com altas freqüências. A proposta em usar a válvula é justamente a de evitar tais variações do compressor.

Para evitar esse inconveniente é necessário o uso de um acumulador adequado, pois nele a pressão tem poucas oscilações. Assim, o compressor trabalharia praticamente sob regime. Deste modo, chega-se ao seguinte diagrama.

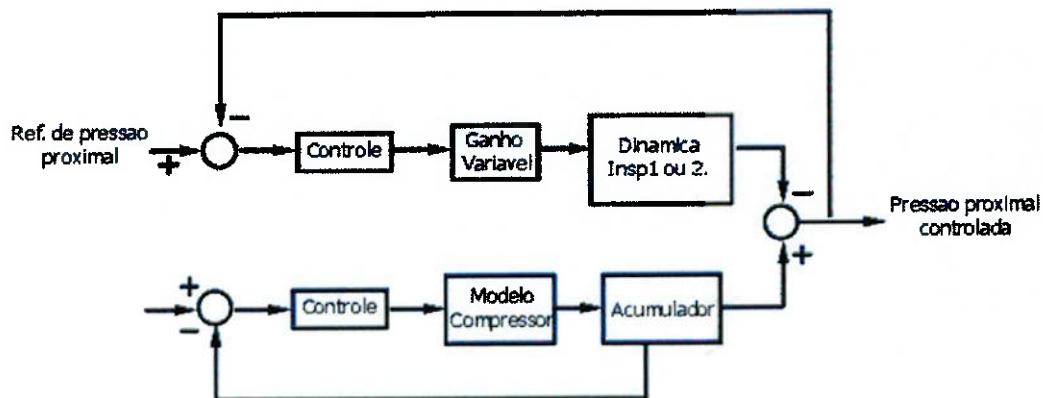


Figura 8-48: Sistema com acumulador para evitar mudanças intensas de rotação no compressor.

Uma proposta de acumulador que poderia ser implementado é dada na figura seguinte.

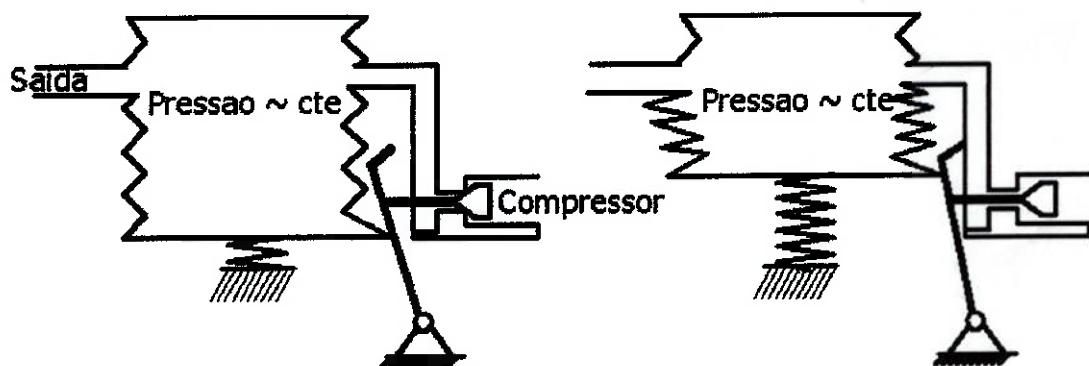


Figura 8-49: Exemplo de acumulador. A malha do compressor deve ser fechada com o sensor dentro do acumulador.

8.2.1 Controle do Compressor

Como o compressor nesta montagem tem unicamente a função de fornecer pressão constante, o seu controle foi fechado com um simples PI, sem maiores

preocupações de desempenho. Segue a resposta do sistema quando da entrada de um degrau (0 a 57 cmH₂O) no compressor e válvula em 0V.

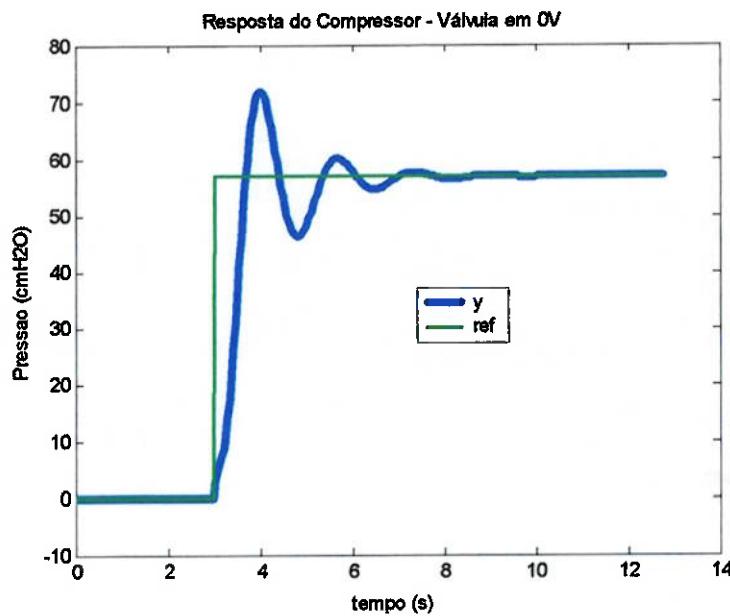


Figura 8-50: Resposta do compressor.

Note que o sobressinal é amenizado pela existência do acumulador. Como esta modelagem foi realizada sem a presença do acumulador, tem-se variações abruptas e oscilações rápidas no transitório, mas é esperada que a presença do acumulador nos moldes da Figura 8-49 torne a resposta na linha principal mais suave.

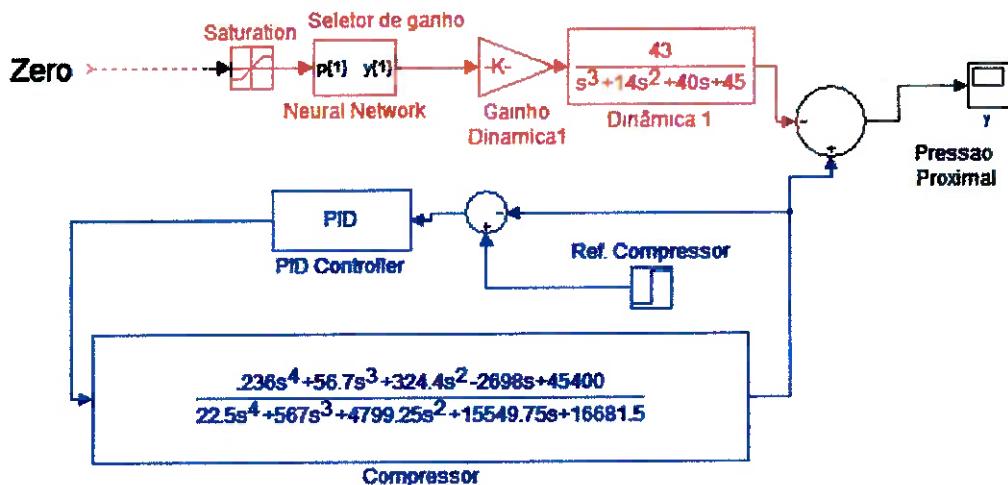


Figura 8-51: Sistema com compressor em malha fechada e válvula fechada (tensão 0V).

8.2.2 Controle da Válvula

Para o controle da válvula algumas considerações devem ser feitas:

- É a válvula que efetivamente vai realizar os ciclos respiratórios. Portanto, para ela, a malha deve ser fechada usando a pressão da linha proximal;
- O seu controle deve ser feito com maior rigor, uma vez que é pela válvula que é definida a pressão que chega ao paciente;
- O comportamento não linear implica em dificuldades em se utilizar controladores do tipo PID;
- Técnicas de controle não-linear, ou controle multi-modelos são mais indicados, uma vez que a linearização do sistema em torno de um ponto específico não reflete a veracidade na operação do aparelho real, que usa toda a faixa do sistema.

Assim, optou-se por fazer o controle baseado em *fuzzy* pelos seguintes motivos:

- Controladores *fuzzy* são inherentemente confiáveis e robustos, resistentes a perturbações externas e desgaste ao envelhecimento de componentes internos. Uma falha parcial do sistema pode não deteriorar significamente a performance do controlador (SIMÕES, 1999). Estas características são especialmente bem vindas em equipamentos de suporte à vida, como é o caso do ventilador pulmonar;
- A tecnologia e produção de equipamentos de consumo em massa com controladores *fuzzy*, especialmente no Japão, torna a implementação de microcontroladores *fuzzy* viável e de fácil acesso em termos de fornecedores, facilitando a fabricação dos ventiladores;
- Controladores *fuzzy* são adequados quando não se conhece em maiores detalhes a planta em questão. O controle baseado em regras e experiência humana torna fácil sua implementação;
- Controladores *fuzzy* são rápidos e exigem pouco processamento.

A implementação do controle foi feita através da ferramenta de lógica *Fuzzy* do software Matlab (versão 6.5 R13). O objetivo deste trabalho não é discutir controladores *fuzzy*, mas algumas explicações serão feitas apenas para melhor elucidar as características do controlador projetado neste trabalho.

A Figura 8-52 ilustra a estrutura genérica de um controlador *fuzzy*.



Figura 8-52: Estrutura genérica de um controlador fuzzy.

A base do conhecimento para a definição das regras utiliza duas entradas: o erro e a referência. Assim, o diagrama de blocos em malha fechada fica da forma mostrada na Figura 8-53.

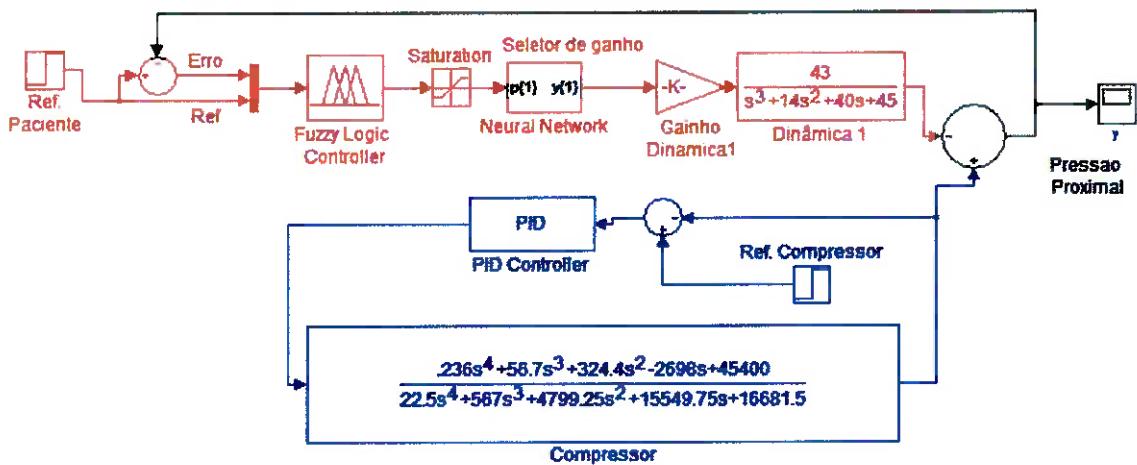


Figura 8-53: Malha fechada com controlador fuzzy para a válvula.

A função da referência como entrada é localizar o controlador em qual região de trabalho ele deve alcançar. Sabendo qual a região, o erro como entrada serve para dizer se a tensão na válvula deve ser aumentada ou diminuída para que a referência seja alcançada.

A saída é o valor de tensão que deve ser aplicado na válvula.

Todas os procedimentos de fuzzificação da referência e do erro, bem como da defuzzificação, foram feitos tomando como base a curva da Figura 7-15. Por tentativa e erro, chegou-se nas configurações das funções de pertinência mostradas seqüencialmente nas figuras abaixo.

Tabela 5: Variáveis Lingüísticas e o nome das funções de pertinência para entradas e saída do controlador.

Entradas	Faixas de Erro (cmH ₂ O)	Variável Lingüística	Nome da Função Pertinência
	-50 a 0	Negativo	Neg
	0 a 50	Positivo	Pos
	Faixa da referência (cmH ₂ O)	Variável Lingüística	Nome da Função Pertinência
	4.27 a 7.99	Muito Baixa	MB
	8.20 a 12.98	Baixa	B
	13.72 a 25.41	Média Baixa	MdB
	26.71 a 36.21	Média Alta	MdA
	37.56 a 50.59	Alta	A
	51.50 a 57.00	Muito Alta	MA

Saída	Faixa de Tensão de Saída (V)	Variável Lingüística	Nome da Função Pertinência
	3.20	Totamente Fechada	TF
	3.28	Fechamento 4	F4
	3.36	Fechamento 3	F3
	3.40	Fechamento 2	F2
	3.46	Fechamento 1	F1
	3.50	Meia Aberta	MA
	3.55	Abertura 1	A1
	3.62	Abertura 2	A2
	3.69	Abertura 3	A3
	3.75	Abertura 4	A4
	3.90	Abertura 5	A5
	4.02	Totalmente Aberta	TA

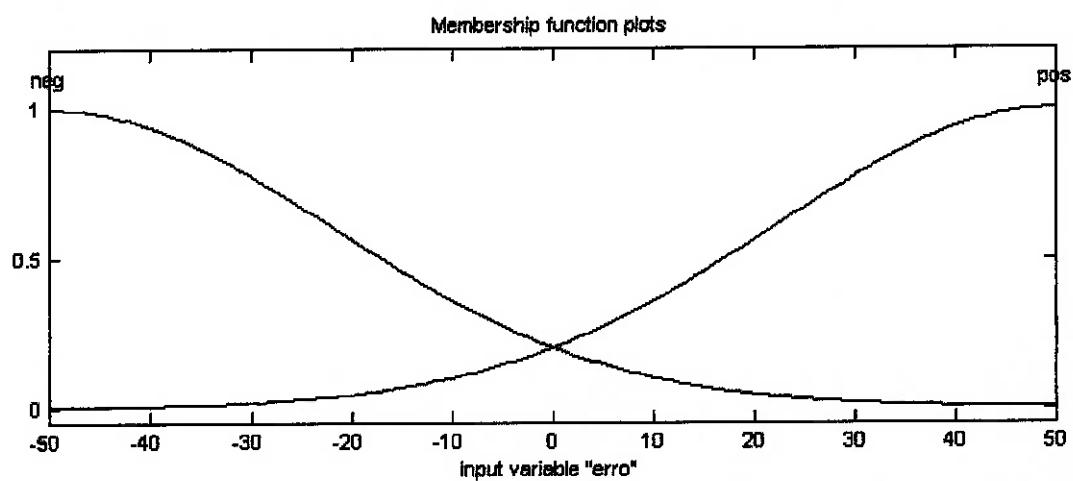


Figura 8-54: Pertinências para entrada Erro.

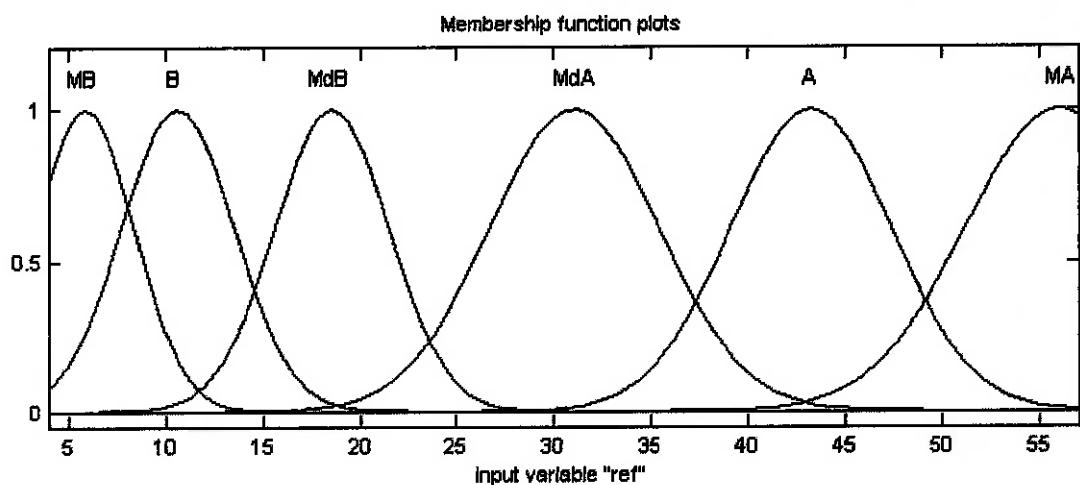


Figura 8-55: Pertinências para entrada Referência.

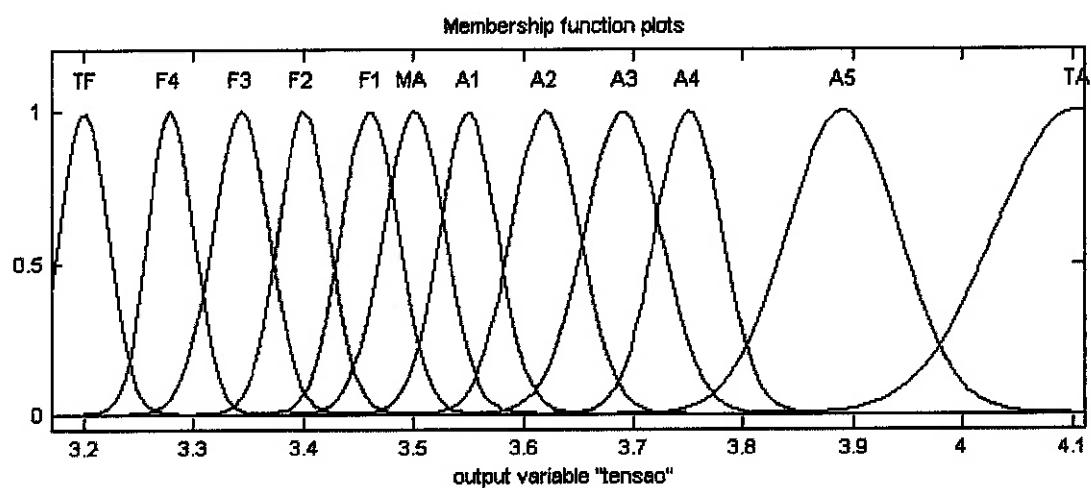


Figura 8-56: Pertinências para saída.

Tabela 6: Regras do controlador

Se Erro é	Pos	e Referência é	MA	então saída é	TF
Se Erro é	Neg	e Referência é	MA	então saída é	F4
Se Erro é	Pos	e Referência é	A	então saída é	F3
Se Erro é	Neg	e Referência é	A	então saída é	F2
Se Erro é	Pos	e Referência é	MdA	então saída é	F1
Se Erro é	Neg	e Referência é	MdA	então saída é	MA
Se Erro é	Pos	e Referência é	MdB	então saída é	A1
Se Erro é	Neg	e Referência é	MdB	então saída é	A2
Se Erro é	Pos	e Referência é	B	então saída é	A3
Se Erro é	Neg	e Referência é	B	então saída é	A4
Se Erro é	Pos	e Referência é	MB	então saída é	A5
Se Erro é	Neg	e Referência é	MB	então saída é	TA

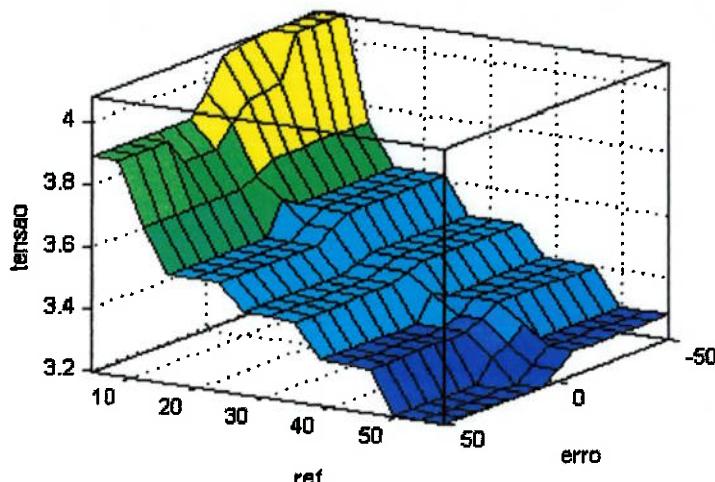


Figura 8-57: Superfície de controle.

É sabido que a configuração de controladores *fuzzy* requer muitos parâmetros de ajuste, na sua quase totalidade encontrados empiricamente - daí a principal utilidade das técnicas *neuro-fuzzy*. Como essa técnica não foi utilizada, a maior parte dos parâmetros foram deixados no *default* fornecido pelo Matlab. Alguns parâmetros característicos são:

- Implicação de inferência *modus ponens* (modo afirmativo);
- Todas as funções de pertinência são curvas gaussianas;
- Defuzzificação Média-do-Máximo (M-o-M);
- Método Mamdani.

A montagem do circuito fica da forma da Figura 8-58.

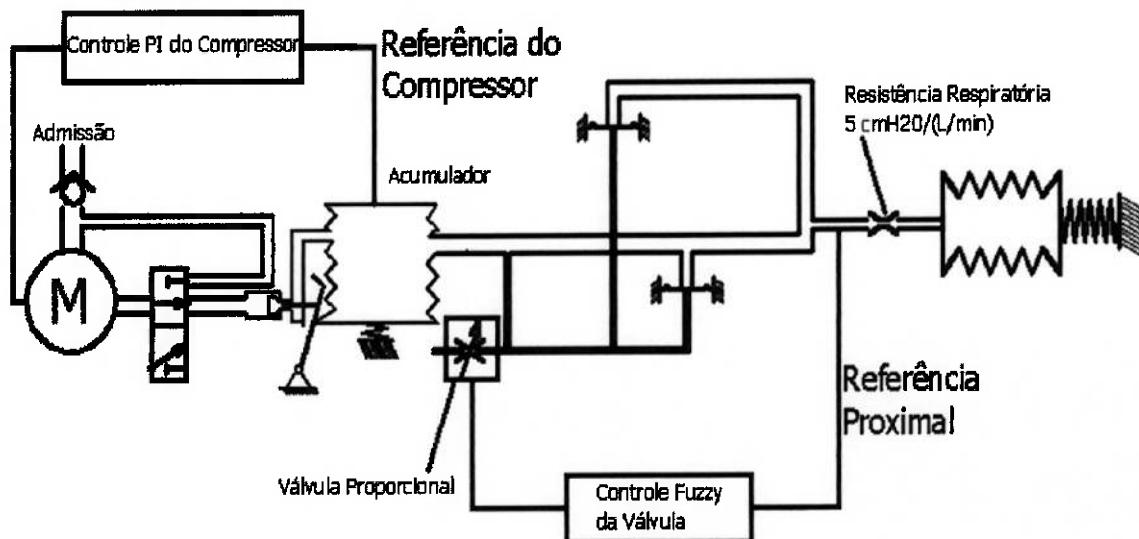


Figura 8-58: Montagem do sistema em malha fechada.

A Referência Proximal é a pressão que se deseja para o paciente, controlada pela válvula, enquanto a Referência do Compressor é a pressão que se deseja dentro do acumulador.

8.2.3 Simulações do Sistema Controlado

8.2.3.1 Dinâmica 1

A Dinâmica 1 é aquela onde grandes variações de pressão ocorrem, e representa as respostas mais rápidas.

As saídas para a Dinâmica 1 são mostradas nas figuras abaixo.

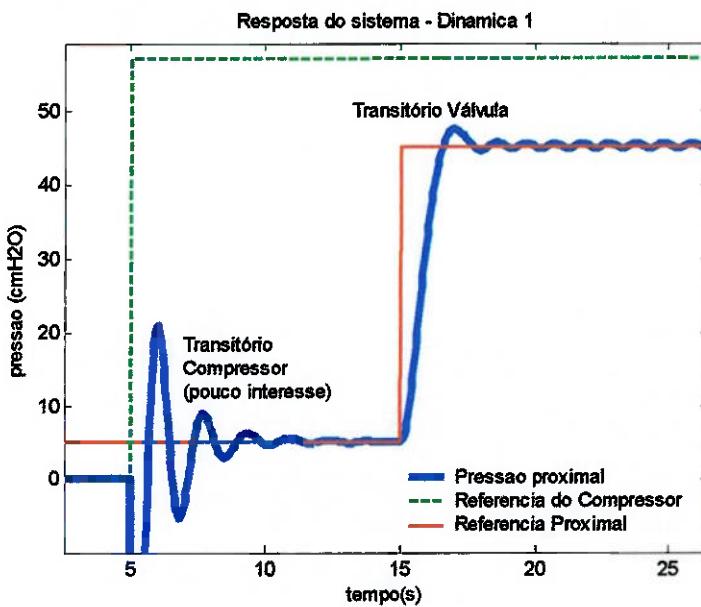


Figura 8-59: Resposta para dinâmica 1. Degrau 5 a 45 cmH2O.

Tempo de subida: (critério de 0% a 100% do valor final): 2.5s

$$\text{Sobressinal máximo: } Mp = \frac{(47.4 - 5) - (45 - 5)}{45 - 5} = 6\%$$

Tempo de acomodação (critério de 5% em torno da faixa do valor final): 3s

$$\text{Erro em regime permanente: } Mp = \frac{(45.15 - 5) - (45 - 5)}{45 - 5} = 3\%$$

Existem certas regiões inválidas quando o compressor é ligado, dadas pelas pressões negativas de transitório. Uma forma de se eliminar tais invalidades seria saturar a resposta com o mínimo de 0 cmH2O, mas, como essa artificialidade também está longe da realidade, preferiu-se manter do modo como está. Ressalta-se que a resposta do compressor não é de interesse tanto quanto a da válvula o é, pois, nesse modelo, a função do compressor não é a de controlar a pressão proximal (como no caso do sistema “Compressor-Paciente”), mas somente fornecer pressão constante ao sistema. Por esses motivos, a resposta do compressor não é considerada crítica, desde que no regime permanente ela se mantenha no valor desejado.

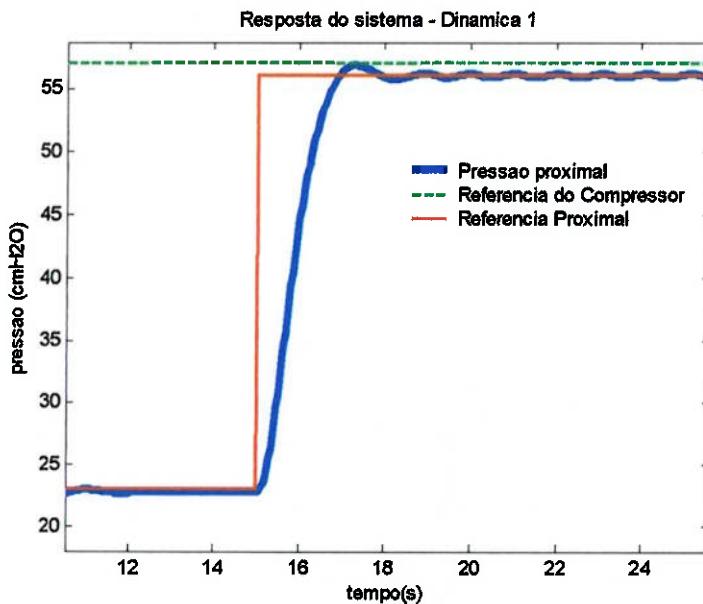


Figura 8-60: Resposta para dinâmica 1. Degrau 23 a 55 cmH₂O

Tempo de subida: (critério de 0% a 100% do valor final): 1.75s

$$\text{Sobressinal máximo: } Mp = \frac{(56.5 - 23) - (55 - 23)}{55 - 23} = 4.7\%$$

Tempo de acomodação (critério de 5% em torno da faixa do valor final): 3.5s

$$\text{Erro em regime permanente: } Mp = \frac{(45.15 - 5) - (45 - 5)}{45 - 5} = 3\%$$

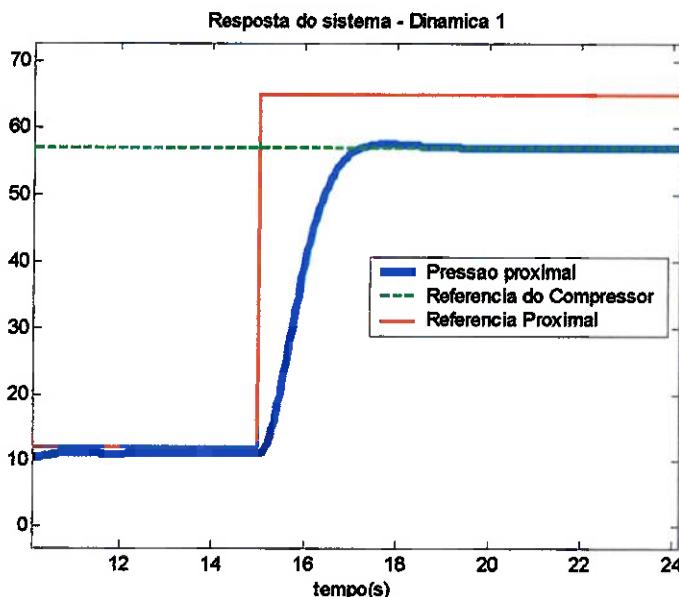


Figura 8-61: Pressão máxima de saída limitada à pressão fornecida pelo compressor.

A Figura 8-62 ilustra uma situação de falha do compressor, onde sua pressão cai abruptamente, fazendo com que a Pressão Proximal a acompanhe, independentemente do controle da válvula.

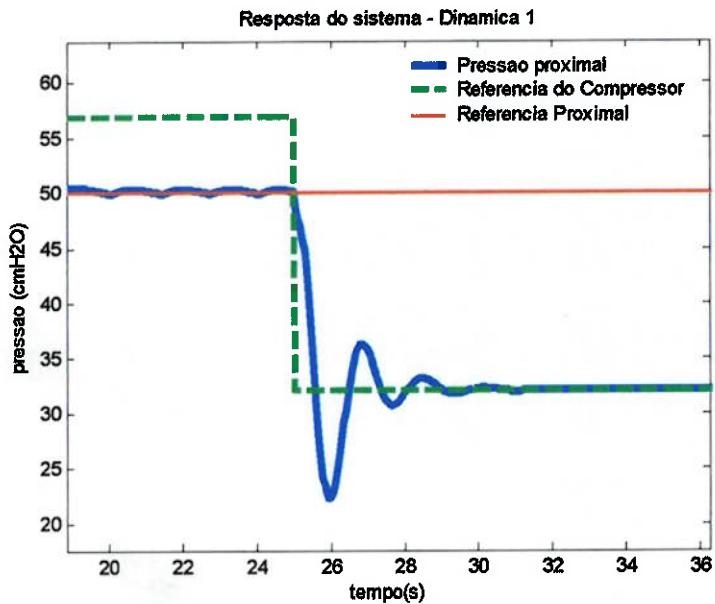


Figura 8-62: Queda de pressão do compressor “puxa” a pressão proximal.

8.2.3.2 Dinâmica 2

A Dinâmica 2 entra quando as variações de degrau são de pequena amplitude.

Essa situação não é tão crítica, pois o ventilador pulmonar ao realizar o ciclo inspiratório faz com grandes variações, ou seja, o modelo que geralmente traduz a realidade de uso é o da Dinâmica 1. Mesmo assim, o controlador deve atuar sobre essa planta. Algumas respostas são dadas a seguir.

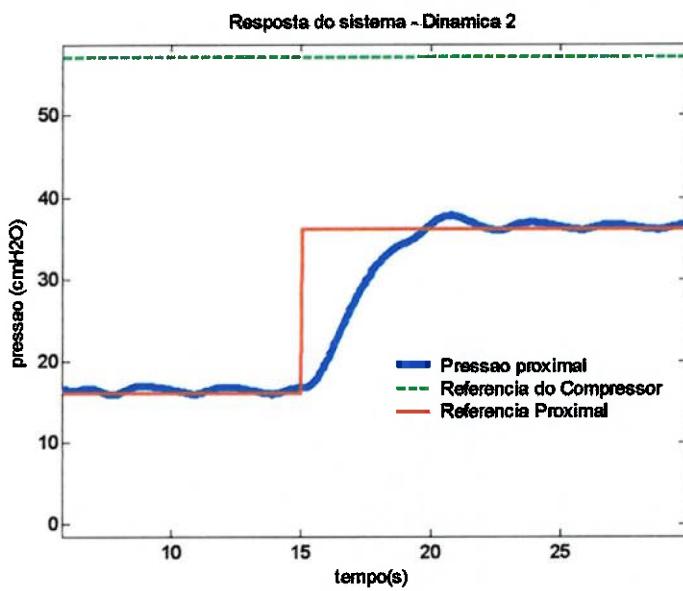


Figura 8-63: Dinâmica 2. Pressão proximal de 16 a 36 cmH₂O.

Tempo de subida: (critério de 0% a 100% do valor final): 4.79s

$$M_p = \frac{(37.74 - 16) - (36 - 16)}{36 - 16} = 9\%$$

Sobressinal máximo:

Tempo de acomodação (critério de 5% em torno da faixa do valor final): 6.5s

$$\text{Erro em regime permanente: } M_p = \frac{(36.3 - 16) - (36 - 16)}{36 - 16} = 2\%$$

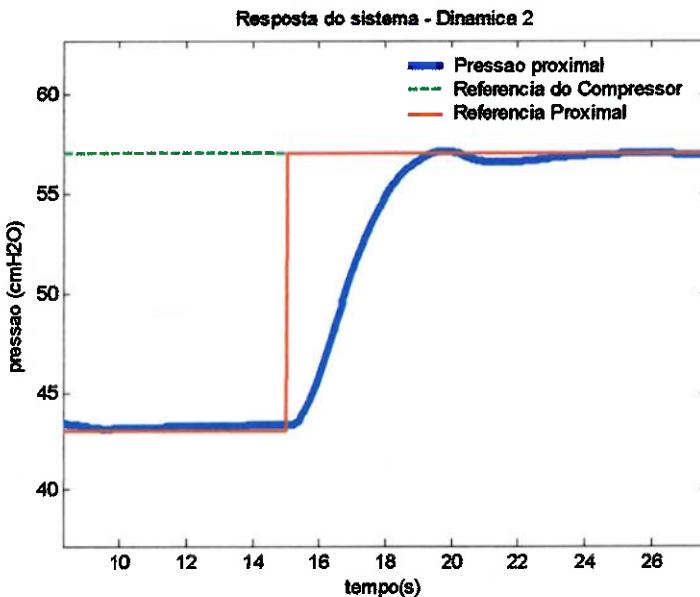


Figura 8-64: Dinâmica 2. Pressão proximal de 43 a 57 cmH₂O.

Tempo de subida: (critério de 0% a 100% do valor final): 4.41s

$$\text{Sobressinal máximo: } Mp = \frac{(57.12 - 43) - (57 - 43)}{57 - 43} = 0.9\%$$

Tempo de acomodação (critério de 5% em torno da faixa do valor final): 5.5s

$$\text{Erro em regime permanente: } Mp = \frac{(56.95 - 43) - (57 - 43)}{57 - 43} = 0.3\%$$

9 ANÁLISE E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

9.1. Controle do PEEP (pressão positiva ao final da expiração)

É utilizada como terapia médica a técnica PEEP, na qual a pressão da linha proximal é controlada (constante) durante a expiração do paciente, ou seja, a expiração não é feita diretamente para a atmosfera (pressão efetiva nula) e sim para uma pressão efetiva positiva constante.

Uma das utilidades de se ter o PEEP em ventiladores é, por exemplo, evitar que os alvéolos de pessoas vítimas de afogamento colabem, ou seja, tenham suas paredes internas coladas quando estão com baixa pressão interna. Em pessoas normais os alvéolos despressurizados (ou seja, após a expiração) não colabam, pois há grande quantidade de surfactante nas paredes que, além de diminuir a tendência de colamento entre as paredes internas dos alvéolos, melhora a troca gasosa. Vítimas de afogamento perdem parte desse surfactante, havendo a necessidade de se manter um nível mínimo de pressão interna em todo o momento do ciclo.

Em termos de máquina, isso se faz aumentando a resistência à passagem do ar no ramo expiratório, até a total obstrução quando a pressão intrapulmonar atinge o valor de PEEP desejado. Vários são os métodos possíveis, desde a manutenção controlada da expiração por parte da atuação da válvula no sistema “Compressor-Válvula-Paciente”, até a atuação controlada do compressor no sistema “Compressor-Paciente” durante a expiração, opondo uma resistência que define o valor de PEEP. Um método já consagrado e quer serviria para ambos os sistemas seria o

estrangulamento do tubo expiratório, controlado por uma haste atuada por motor de passo ou um solenóide.

Esta última solução é implementada nos ventiladores Siemens série Servo, através de motor de passo. A Figura 9-1 ilustra tal sistema.

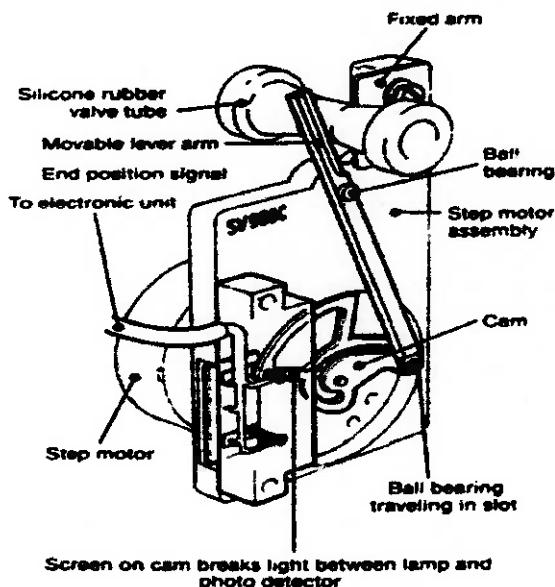


Figura 9-1: Mecanismo para PEEP, controlado por motor de passo.

9.2. Sistema “Compressor-Paciente”

As simulações matemáticas desse sistema com seu controlador mostram que essa solução parece satisfatória. Um porém é que tal solução depende de um *driver* de considerável potência frente ao consumo de um aparelho sustentado por baterias, mas o veredito final só é possível após o projeto e ensaios de seu *hardware*. Além disso, uma real validação só poderia ser feita com a implementação física do controlador já que o modelo da planta é complexo e a validade do mesmo não pode ser verificada.

9.3. Sistema “Compressor-Válvula-Paciente”

Observa-se através das respostas à entrada degrau dadas no item 8.2.3 *Simulações do Sistema Controlado* um tempo alto de subida (2.5 s a 4.79 s) e de

assentamento (3 s a 6.5 s). Num sistema ideal de ventilação, quanto mais rápido a subida, melhor.

Uma grande melhora poderia ser alcançada com a troca para uma válvula de menor resistência ao escoamento (canais internos maiores) e o aumento do diâmetro interno do circuito da linha piloto a fim de diminuir a resistência ao escoamento e permitir uma entrada e saída mais rápida do ar, garantindo pressurizações mais rápidas dos diafragmas inspiratório e expiratório.

A válvula utilizada, segundo o fabricante, possui um *range* de 0 V a 8 V. No entanto, pela Figura 7-15 observa-se uma faixa útil muito pequena. Isso mostra que a válvula não é adequada para trabalho com baixas pressões ou pressões de entrada que variam constantemente. A sugestão é mudar para uma válvula maior. A potência requerida provavelmente aumentaria, mas considerando que a válvula atual consome 2 W, isso não parece representar problema, frente ao consumo muito maior do compressor.

Uma outra forma de aumentar o desempenho do controlador seria refinar o controle *fuzzy* como um todo (fuzzificação, inferência e defuzzificação). A Figura 9-2 mostra que o esforço de controle não aproveita a tão pequena faixa de atuação. No entanto, o projeto otimizado deste tipo de controlador é difícil de ser alcançado experimentalmente, o grande número das funções de pertinência e regras (6 funções de pertinência para faixa de pressão, 12 funções de pertinência para saída do controle e 12 regras). O uso de técnicas neuro-fuzzy, onde os ajustes de pertinência e regras são feitos por algoritmos inteligentes, é uma técnica cujo propósito é justamente auxiliar na correção deste problema.

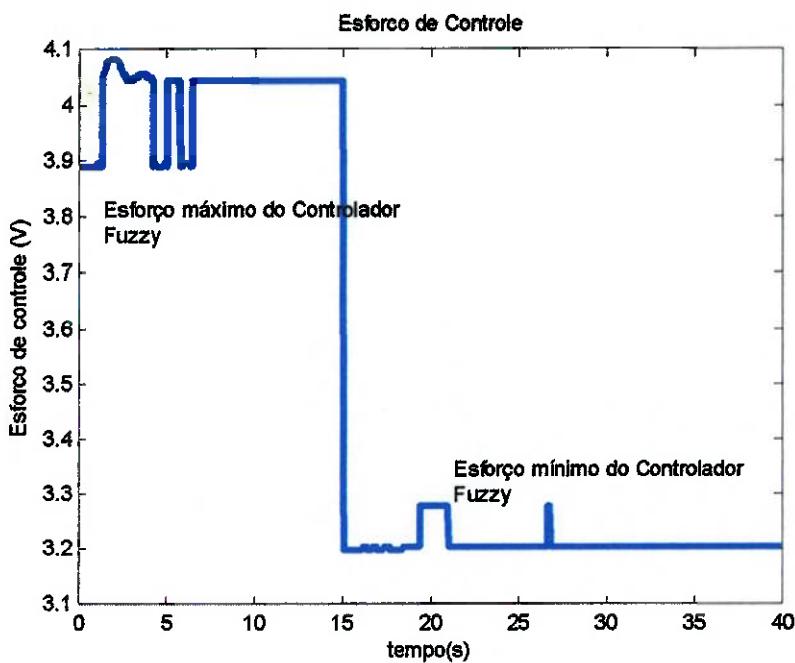


Figura 9-2: Esforço do controlador não atinge o máximo e mínimo permitido pela válvula.

Notar na figura anterior que o esforço poderia variar de 4.11 V a 3.17 V, mas isso não acontece.

Alternativamente poderia se utilizar um controle com caráter agressivo e antecipativo (por exemplo, um PD) para controlar as regiões transitórias, e deixar o controle fuzzy atuar no erro em regime permanente - considerar que um controle PD não poderia satisfazer o erro em regime para essa planta não-linear.

Mecanicamente, existem outras soluções para se efetuar o controle da pressão. Um sistema mais simples seria utilizar o mesmo sistema de estrangulamento direto do tubo sugerido para manutenção do PEEP. Esse sistema tem a vantagem de não contar com a pressurização de uma linha piloto para controlar as válvulas insp/exp, onde, devido à compressibilidade, há uma maior demora na atuação. Um sistema com esse tipo de controle ficaria da forma apresentada na Figura 9-3. Apesar do controle tender a ser mais eficaz, uma vez que a ação ocorre mecanicamente, e não pneumáticamente (eliminando problemas como pressurização e despressurização de uma linha piloto, afetada pela compressibilidade do ar) a potência requerida, tamanho e peso seriam maiores devido ao uso de motores, e somente uma análise mais aprofundada seria capaz de revelar sua viabilidade para equipamentos *home-care*.

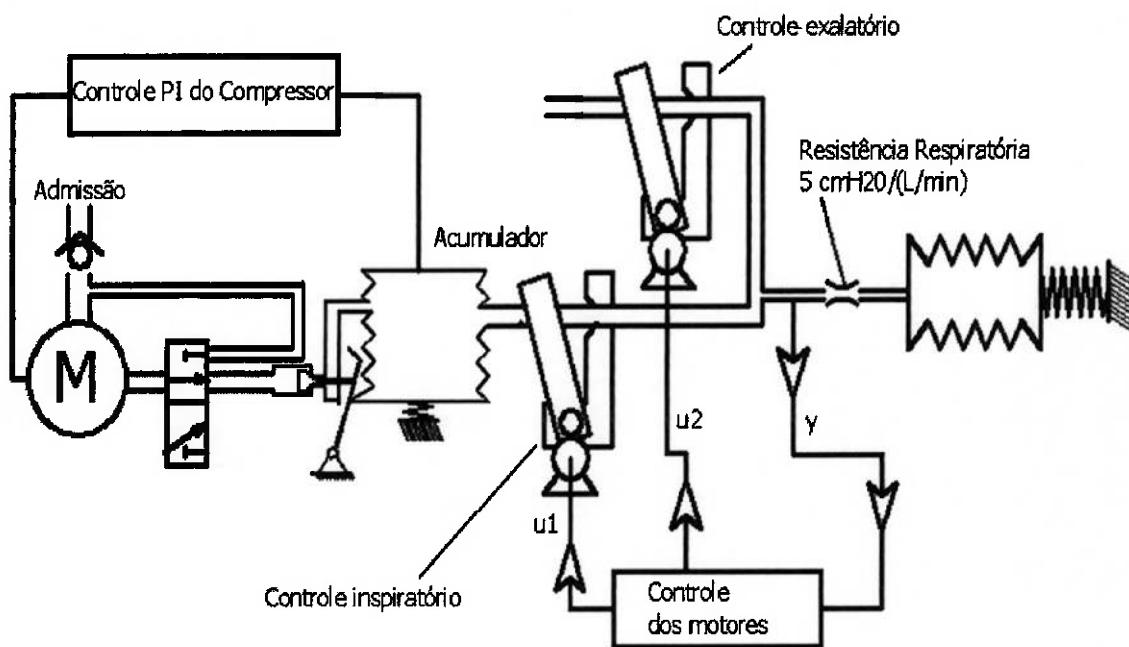


Figura 9-3: Sistema com controle por meio de estrangulamento.

10 CONCLUSÕES FINAIS

O projeto de sistemas pneumáticos representa um desafio maior no que se refere à modelagem e controle devido à compressibilidade e outros efeitos de difícil análise matemática. Tais dificuldades foram encontradas em ambos os sistemas estudados: sistema “Compressor-Paciente” e sistema “Compressor-Válvula-Paciente”.

A modelagem por identificação de sistemas foi posta em prática e mostrou-se como a alternativa mais viável para esta tarefa, devido à alta complexidade de uma modelagem analítica baseada na física do processo.

A técnica de parametrização por soma de exponenciais se mostrou bastante eficaz, por permitir uma fácil linearização por partes do modelo e consequente uso de técnicas já consagradas de projeto de controle linear.

O uso de Redes Neurais é adequado para identificação de sistemas dinâmicos, mas requer uma coleta de dados que represente todas as possíveis condições de trabalho do aparelho real. Ressalta-se que tal coleta não foi possível devido à falta de

um gerador de onda com potência suficiente para tal. Ainda assim, foi utilizada de forma satisfatória a modelagem por Redes Neurais para casos estáticos, onde a coleta de dados não é tão crítica.

A lógica *fuzzy*, escolhida como uma das alternativas de controle, mostra-se de fácil compreensão, embora a sua implementação exija tempo e experimentação. A adoção de um futuro controlador neuro-fuzzy poderia ser mais adequada.

11 BIBLIOGRAFIA

- [1] AMETEK ROTRON. Disponível em <<http://www.rottron.com/>>. Acesso em 27 de abril de 2002.
- [2] BONASSA, J. **Princípios Básicos dos Ventiladores Artificiais**. Artigo.
- [3] COMPRESSED AIR AND GAS INSTITUTE. **Compressed air and gas handbook**: a reference book on all phases of industrial air and gas compressors and compressed-air-powered portable tools and rock drills used by industry. 3. ed. New York : S.N., 1961. v 1.
- [4] DA COSTA, E. C. **Compressores**. São Paulo : Edgard Blucher, 1978. 172p.
- [5] FRANKLIN, G. F. **Feedback control of dynamic systems**. 3. ed. Reading, Mass.: Addison-Wesley, 1994. 778p.
- [6] FUJI ELECTRIC-RING COMPRESSORS AND VACUUM PUMPS.
Disponível em <<http://www.airpowerproducts.com/fuji/index.html#construction>>. Acesso em 20 de junho de 2002
- [7] GRAVDAHL, J. T.; EGELAND, O. **Compressor Surge and Rotating Stall – Modeling and Control**. Glasgow: Springer, 1998. 227p.
- [8] LOOMIS, A. W. **Compressed air and gas data**. 3. ed. Woodcliff Lake : Ingersoll-Rand, 1980. 1 v.
- [9] MARINI, JJ; Smith, TC; Lamb, VJ- **External work output and force generation during synchronized intermittent mechanical ventilation -**

effect of machine assistance on breathing effort. Am. Rev. Respir. Dis., 138:1169-79, 1988.

[10] OGATA, K. **Engenharia de controle moderno.** 3. ed. Rio de Janeiro: Prentice Hall do Brasil, 1998, 2000. 813p.

[11] PICHOT, P. **Compressor application engineering.** Houston : Gulf Pub. Co., Book Division, c1986. 2 v.

[12] SILVA, R. B. **Compressores bombas de vácuo e ar comprimido** 2. ed. São Paulo: Gremio Politecnico, 1980. 247 p.

[13] SIMÕES, M. G; SHAW, I. S.. **Controle e Modelagem Fuzzy.** 1. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1999. 165 p.

[14] SIPIN, A. J. **Gas Delivery Means.** Patente US 4,957,107. September 18, 1999.

[15] THE SPENCER TURBINE CO. Disponível em
<<http://www.spencerturbine.com/>>. Acesso em 20 de junho de

[16] WILLIAM, W. M. et al. **Automatic Ventilation of the Lungs.** 3. ed. London: Blackwell Scientific Publications, 1980. 887 p.

[17] YEAPLE, F. D. **Hydraulic and pneumatic power and control: design, performance, application.** New York: McGraw-Hill, 1966. 338p.

Apêndice

Driver de Controle do Compressor

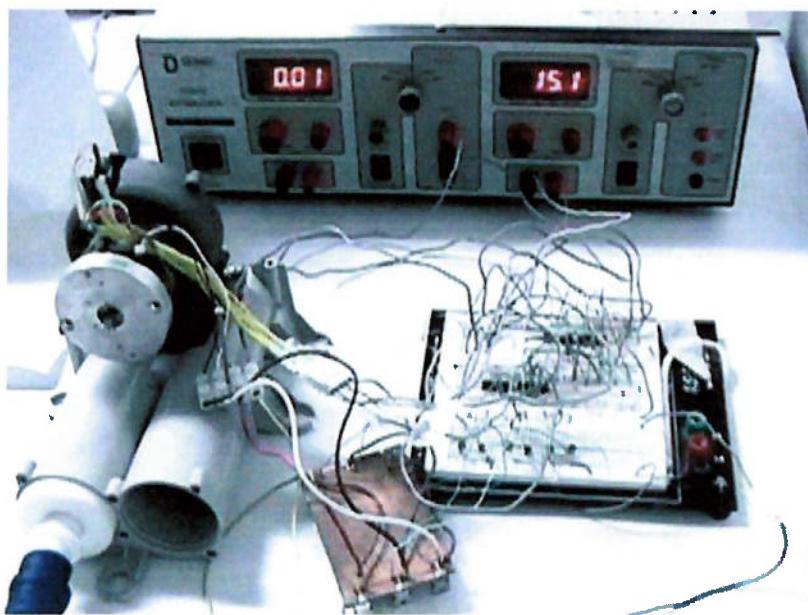
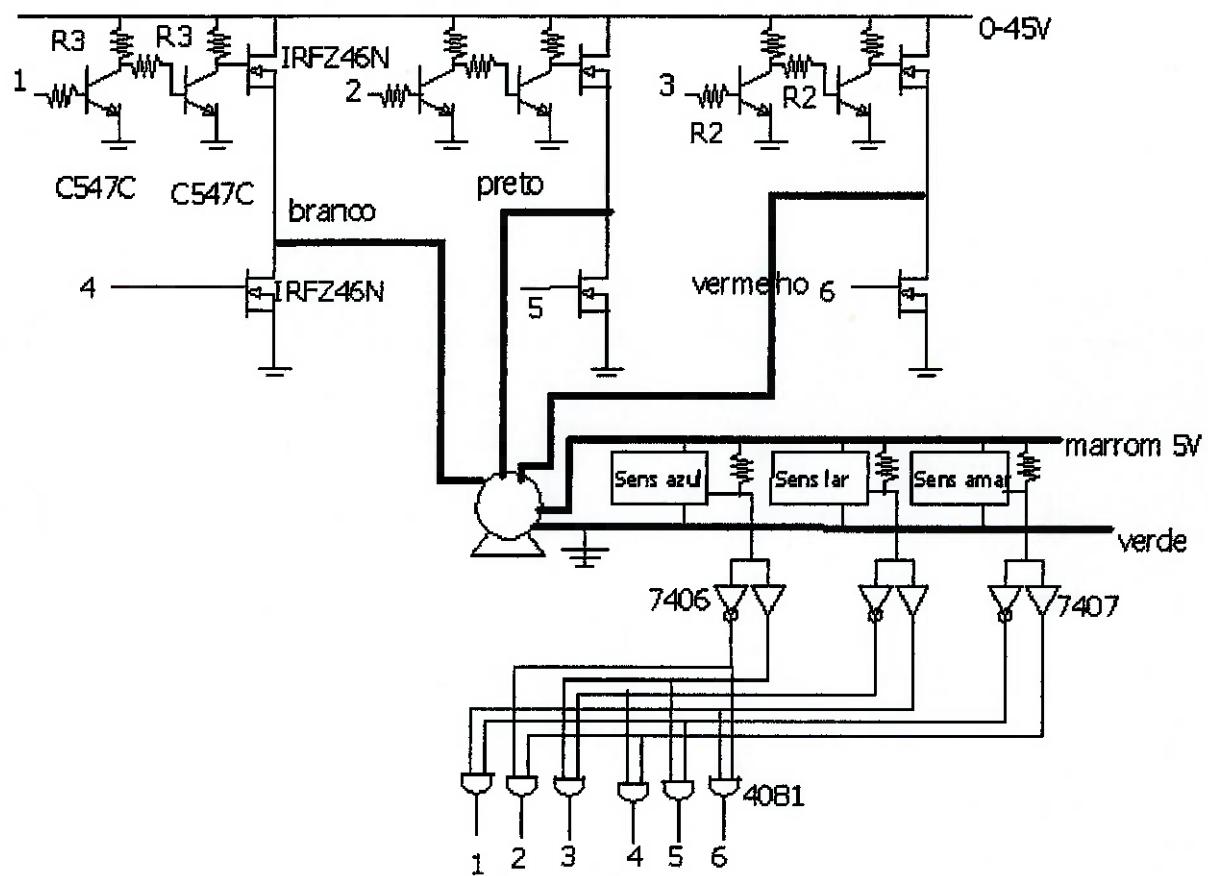


Foto ilustrativa do compressor e seu driver alimentado por fonte DC.