

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

TÉCNICAS DE DIMENSIONAMENTO E IMPLEMENTAÇÃO PARA UM SISTEMA HIDRÁULICO DIGITAL

Henri C. Belan, henri@ifsc.edu.br¹

Rafael H. Fallgatter, rafaelhfallgatter@gmail.com²

Rafael Bregalda, rafaelbregalda@hotmail.com¹

Victor J. de Negri, victor.de.negri@ufsc.br²

¹Instituto Federal de Santa Catarina – Campus Chapecó, Rua Nereu Ramos, 3450 D - Seminário, Chapecó - SC, 89813-000

²Universidade Federal de Santa Catarina – Campus Florianópolis, R. Eng. Agrônomo Andrei Cristian Ferreira, s/n - Trindade, Florianópolis - SC, 88040-900

Resumo: A eficiência é um dos principais problemas associados ao uso de sistemas hidráulicos e, portanto, diversas pesquisas estão sendo realizadas no intuito de buscar uma melhora neste quesito. Dentre as técnicas em desenvolvimento, uma que vem apresentando resultados promissores é a hidráulica digital, a qual demanda, no entanto, uma série de requisitos de projeto diferentes de um sistema hidráulico convencional. Neste trabalho serão apresentados os principais desafios para se construir uma bancada de testes em hidráulica digital por meio do uso de componentes comercialmente disponíveis. O sistema em questão utiliza a técnica conhecida como controle secundário para atuadores lineares e consiste em três linhas de pressão, um conjunto de válvulas on/off e cilindro multicâmaras. O dimensionamento e seleção de um atuador multicâmara com uso de hastes e camisas comercialmente disponíveis é uma das principais dificuldades de aplicação desta técnica e o processo desenvolvido para isso será descrito neste trabalho. Outra restrição que surge é a necessidade de uma alta velocidade de comutação das válvulas, a qual pôde ser atingida através da utilização de um amplificador eletrônico, técnica também descrita neste artigo. Será ainda relatado o processo de seleção dos itens comerciais necessários e o dimensionamento do sistema, em função dos parâmetros desejados. Por fim, são apresentados os resultados de simulações iniciais, os quais mostraram uma melhoria de eficiência significativa para o conceito de hidráulica digital proposto, quando comparado com um sistema convencional com válvula proporcional.

Palavras-chave: hidráulica digital, cilindro multicâmaras, válvulas on/off, eficiência energética, dimensionamento.

1. INTRODUÇÃO

Sistemas hidráulicos estão presentes nos mais variados tipos de aplicação, principalmente devido a sua baixa relação peso/potência e rápida resposta dinâmica, o que os torna superiores a alternativas elétricas ou pneumáticas em diversas situações (Tanaka and Sakama, 2013). Entretanto, verifica-se um baixo rendimento energético nos sistemas hidráulicos atuais, indo de encontro às presentes tendências de desenvolvimento de tecnologias sustentáveis. Portanto, um dos principais focos de pesquisa em hidráulica atualmente é em resolver este problema, sendo que, dentre as alternativas em estudo, uma que vem apresentando resultados promissores é o ramo da hidráulica digital (Belan et al., 2014).

A definição mais aceita para sistemas hidráulicos digitais é a proposta por Linjama (2011), que diz que são “sistemas hidráulicos que possuem componentes discretos que controlam ativamente a saída do sistema”. O objetivo, por sua vez, é essencialmente a redução da dissipação de energia ocasionada pelo uso de elementos resistivos, mas também é possível encontrar aplicações para fins de precisão de posicionamento. Dentre as abordagens utilizadas estão a substituição por elementos, ou combinações destes, que ofereçam menor perda de carga ou o uso de sistemas que apresentem indutância como efeito predominante (Belan et al., 2014).

Apesar de nos últimos anos a literatura a respeito de hidráulica digital ter se expandido consideravelmente, ainda se verifica uma carência de artigos que tratem do processo de implementação de sistemas utilizando estas técnicas. Por se utilizarem de uma tecnologia emergente, tais sistemas apresentam uma série de dificuldades na etapa de sua construção, pois componentes de características ideais não estão disponíveis comercialmente ou apresentam ainda preços muito elevados, como evidenciado por Winkler et al. (2015). É necessário, portanto, adaptar o projeto para que ainda se obtenha a qualidade desejada.

Assim, este artigo visa apresentar em detalhes o processo de planejamento e construção de uma bancada de ensaios, trazendo informações e técnicas que possam guiar o desenvolvimento de futuros sistemas utilizando hidráulica digital. Isso será exemplificado por um sistema que está sendo desenvolvida no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – LASHIP da UFSC. Nele, foi utilizada a técnica conhecida como controle secundário para atuadores lineares. A característica principal do presente sistema é o uso de três linhas de pressão, um conjunto de doze válvulas *on/off* e um cilindro com quatro câmaras de áreas diferentes. As válvulas permitem a ligação independente de cada uma das três linhas de pressão a cada uma das câmaras do atuador, o que resulta em 81 valores discretos de força disponibilizados pelo cilindro, para cada combinação de pressões de suprimento.

Considerando que as forças disponíveis são diretamente afetadas pelas áreas do atuador, um cuidado especial deve ser tomado no dimensionamento deste componente, a fim de que o sistema atenda aos requisitos de controle. Em Belan et al. (2015) foi apresentado uma estratégia para o dimensionamento deste sistema, considerando que qualquer valor de área possa ser fabricado. Todavia, por questões de custo de fabricação e disponibilidade de componentes, as dimensões para os diâmetros ficam reduzidos a um valor finito de possibilidades. Neste sentido, um importante ponto neste trabalho é a apresentação de um procedimento para definição dos melhores valores de áreas do cilindro, com base nos diâmetros de camisa e de hastes comercialmente disponíveis.

Sistemas hidráulicos digitais necessitam, ainda, de uma alta velocidade de comutação das válvulas, a fim de garantir a controlabilidade e resposta dinâmica do atuador. Portanto, serão aqui apresentadas características de algumas válvulas que podem ser utilizadas para este fim e como estas devem ser selecionadas, além do detalhamento do processo de desenvolvimento de um amplificador eletrônico, o qual permite a aceleração do tempo de resposta das válvulas por meio da aplicação de degraus de tensão.

Adicionalmente, serão discutidos aspectos que devem ser levados em consideração no planejamento de um sistema hidráulico digital e apresentadas as características dos outros componentes hidráulicos e dos sistemas elétricos e mecânicos aqui utilizados. Por fim, serão apresentados resultados de simulação, a fim de comprovar a expectativa de aumento da eficiência energética que motiva os estudos nessa área.

2. CONCEITO DO SISTEMA

A bancada de testes tratada neste artigo tem como finalidade o ensaio de uma concepção criada para a atuação de superfícies de controle de aeronaves, sistema cujas características estão melhor descritas em Belan et al. (2015). Contudo, a técnica de hidráulica digital aqui implementada pode ser também utilizada para outras aplicações, adaptando-se os parâmetros iniciais. Em Dell'Amico et al (2013), por exemplo, a técnica foi utilizada para controle de um braço mecânico.

O sistema digital empregado está dentro da proposta de controle secundário para atuadores lineares, como inicialmente proposto por Linjama et al. (2009) e com trabalhos em desenvolvimento apresentados em Dell'Amico et al. (2013) e Belan et al. (2015). Esta técnica foi selecionada por apresentar um potencial superior de melhora na eficiência (Linjama, 2009) e por permitir que os requisitos de confiabilidade e redundância sejam alcançados, além de sua implementação ser facilitada pela presença, em aviões, de linhas redundantes de pressão e de um reservatório pressurizado. Sistemas alternativos podem ser encontrados em Belan et al (2014), onde foi apresentada uma análise sobre outras técnicas de hidráulica digital que estão sendo desenvolvidas atualmente.

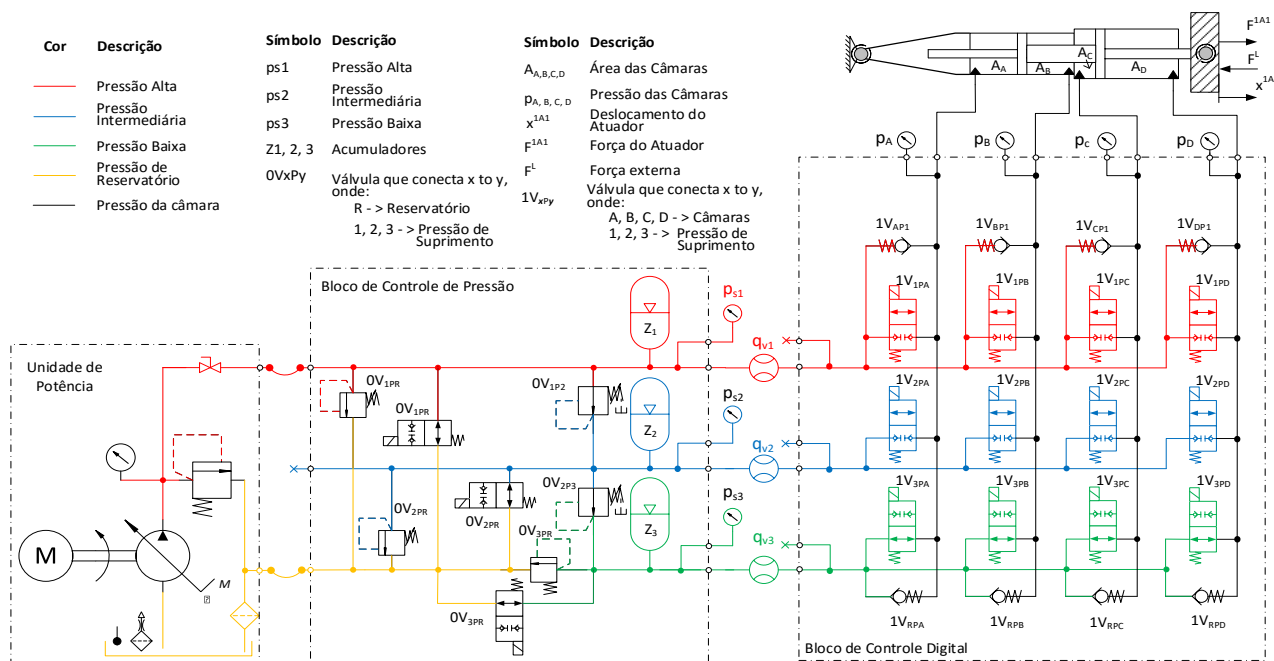


Figura 1. Circuito hidráulico do sistema

2.1. Sistema Hidráulico

O circuito hidráulico completo está representado na Fig. 1 e pode ser dividido em três partes: o bloco de controle digital, o bloco de controle de pressão e a unidade de potência hidráulica. A classificação digital do sistema é caracterizada pelas 12 válvulas *on/off*, localizadas no bloco de controle digital, pelas três linhas de pressão e pelo cilindro com quatro câmaras de áreas distintas. O número de pressões foi selecionado de forma a permitir a utilização das linhas de pressão já disponíveis nos sistemas hidráulicos de aeronaves.

O bloco de controle digital é suprido pelas três linhas de pressões e possui quatro conexões com o cilindro. Cada uma destas portas está conectada a 3 válvulas *on/off*, que permitem a seleção de uma das pressões fornecidas. Assim, a força do atuador (F^{IA1}) é controlada pela combinação resultante da pressão utilizada (p_{S1} , p_{S2} e p_{S3}) em cada uma das quatro câmaras (A_A , A_B , A_C e A_D), como representado pela Eq. 1.

$$F^{IA1} = A_A p_A - A_B p_B + A_C p_C - A_D p_D \quad (1)$$

Assim, através das múltiplas combinações de pressões, o sistema proposto é capaz de gerar 81 forças discretas, pois o número de forças (n_F) é dependente da quantidade de pressões utilizadas (n_p) e do número de câmaras do sistema (n_c), através da Eq. (2).

$$n_F = (n_p)^{n_c} \quad (2)$$

Uma importante vantagem de um sistema de controle secundário por hidráulica digital é a possibilidade de se conseguir redundância de atuação, o que é um fator muito importante em diversas aplicações, como na aviação. Assim, um maior número de linhas de pressão e câmaras de atuação garante que se uma linha ou válvula falhar, ainda é possível controlar o sistema, mesmo que de forma limitada.

Como descrito por Henri et al (2016): se uma válvula tiver um problema de fechamento, o sistema ainda seria capaz de gerar 54 valores discretos de força para cada combinação de pressão. Se a válvula tiver um problema de abertura, o que pode ser considerado um problema em uma câmara do atuador, o sistema irá operar com 27 forças discretas. Se uma linha de pressão falhar, o número de forças discretas será reduzido para 16. Linjama et al. (2009) mostraram que é possível obter um controlador de posição com 16 valores de força.

No experimento, utilizou-se uma *unidade de potência* (Fig. 1) padrão para alimentação do sistema, a qual fornece apenas uma linha de pressão, e, portanto, foi necessária a criação de um *bloco de controle de pressão* para a geração das duas pressões adicionais. Neste bloco, a pressão ajustada da unidade de potência é considerada como a linha de pressão alta e desta linha é realizada uma redução para linha de pressão intermediária (Fig. 1 – $0V_{1P2}$) e, na sequência, para a linha de pressão baixa (Fig. 1 – $0V_{2P3}$). Entretanto, esta alternativa será utilizada apenas temporariamente, pois, apresenta uma dissipação de energia elevada. O trabalho do doutorando Cristiano C. Locateli (Locateli et al., 2014), prevê a substituição por uma unidade de acionamento digital. As válvulas direcionais deste bloco são utilizadas por questões de segurança, para descarregar os acumuladores quando o sistema finalizar a operação (Fig. 1 – $0V_{iPR}$).

As válvulas de retenção do *bloco de controle digital* também desempenham funções de segurança. As válvulas representadas na parte de cima do circuito permitem que o fluido das câmaras do atuador seja direcionado para a linha de suprimento de maior pressão, absorvendo possíveis picos de pressão no atuador (Fig. 1 – $1V_{iP1}$). As outras quatro válvulas de retenção, por sua vez, têm a função de evitar cavitação (Fig. 1 – $1V_{RPI}$). Ainda por questões de segurança, as válvulas *on/off* que conectam as câmaras do cilindro ao reservatório (Fig. 1 – $1V_{3Pi}$) são normalmente abertas.

2.2. Estrutura Física da Bancada

Para a validação dos modelos propostos optou-se por utilizar a estrutura de uma bancada de testes presente no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP/UFSC) (Pereira (2006)) por ela ser capaz de simular com semelhança as forças que agem na superfície de atuação de um avião.

A bancada é constituída por um cilindro multicâmaras, um sistema de simulação de carga externa, o *bloco de controle de pressão*, o *bloco de controle digital* e uma *unidade de potência e condicionamento hidráulico*. Na Figura 2 pode ser visualizada a sua modelagem em CAD e foto com os componentes do sistema digital.

O sistema utilizado para a simulação da força consiste em um conjunto de massas variáveis e uma mola com estrutura de pré-carga, a qual é capaz de gerar uma deformação inicial na mola de 100 mm. Na haste do cilindro podem ser fixados até 5 blocos de aço de 18,5 kg cada, gerando um carregamento de 0 kg a 90 kg. Outrossim, também é possível realizar experimentos sem a utilização de carga externa.

As características da mola estão apresentadas na Tab. (1).

Tabela 1. Características da mola

Constante elástica	Comprimento livre	Comprimento de bloco	Diâmetro médio	Espessura do arame
27560 N/m	790 mm	321 mm	157mm	20 mm

O atuador concebido é um cilindro em tandem com quatro câmaras de áreas distintas, as quais podem ser geradas através da alteração do diâmetro das camisas e das hastes, dimensionamento que será melhor descrito na seção 3.1. O curso total do atuador é de 200 mm, o que, somado à pré-carga, gera uma deformação máxima da mola de 300 mm, resultando em uma força de 8.628 N..

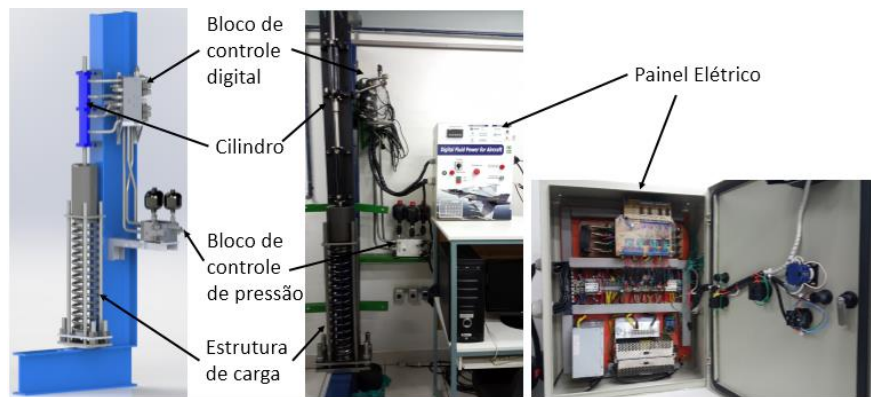


Figura 2. Modelagem e fotos da bancada de testes e do painel elétrico.

2.3. Esquema eletroeletrônico

A automação do sistema está implementada no painel elétrico e pode ser separada em três partes: conversão de tensão, controle e interface. A disposição dos elementos elétricos e eletrônicos utilizados pode ser vista na Fig. 2.

O circuito de conversão de tensão transforma a tensão de alimentação (220Vca) em quatro níveis de tensão de corrente contínua (CC): 5Vcc, 12Vcc, 24Vcc e 48Vcc. A tensão de 5Vcc alimenta o circuito do amplificador eletrônico e viabiliza a comunicação com as portas digitais do controlador. O desenvolvimento do amplificador eletrônico faz parte desta pesquisa e será discutido na seção 3.3. A tensão de 24Vcc é utilizada para alimentar os transmissores de pressão e relés auxiliares. As tensões de 12Vcc e 48Vcc são utilizadas para comutar as válvulas do circuito hidráulico (seção 2.1).

O controle é realizado por uma placa de controle dSPACE® ligada ao amplificador eletrônico. O circuito de aceleração, por sua vez, realiza a interface entre os sinais digitais de nível lógico (5Vcc) da placa de controle e o circuito elétrico de potência (48 a 12Vcc), que aciona os solenoides. Também fazem parte do circuito de controle, os transmissores de pressão e transdutor de posição, que realimentam o sistema de controle.

A interface de início, parada e estado de operação é realizada através de botões, luzes e chaves seletoras. Estes elementos estão localizados na face frontal do painel elétrico. Um botão de emergência possibilita que o operador interrompa a operação manualmente, caso necessário, já que o sistema é controlado pela placa dSPACE®.

A Figura 3 mostra os diagramas dos circuitos elaborados, separados em blocos funcionais. Alguns elementos como sensores e solenoides foram comprimidos em um único elemento, considerando-se que o circuito representado é igual para todos os elementos.

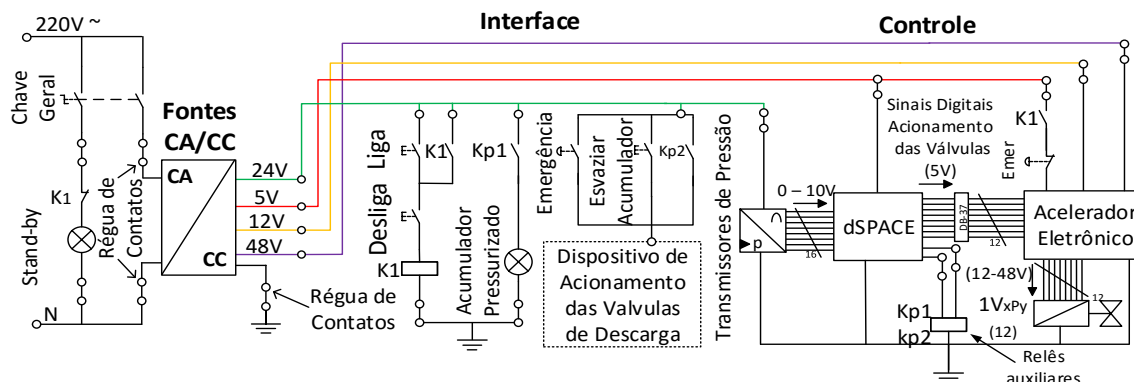


Figura 3. Diagrama elétrico implementado.

3. ESPECIFICAÇÃO DE COMPONENTES

Como a hidráulica digital é uma área ainda em desenvolvimento, pode-se afirmar que existe ainda pouco *know-how* no dimensionamento de sistemas que utilizem essa técnica, a qual possui requisitos e restrições diferentes de sistemas tradicionais. Esse fato se deve principalmente à necessidade de rápido chaveamento das válvulas para o controle eficiente do sistema e às suas características discretas, que dificultam a seleção do cilindro a ser utilizado. Dessa forma, serão

apresentados aqui como foram feitas as decisões para o sistema discutido neste artigo, com o intuito de servir como base para o planejamento de futuros projetos utilizando essa tecnologia.

3.1. Seleção das Pressões e Áreas do Cilindro

A definição do número e valor para as áreas do cilindro e pressões de suprimento são um dos pontos principais na atividade de dimensionamento deste sistema. Como a proposta é que o controle da potência hidráulica não seja realizado de forma resistiva por orifício, a suavidade do movimento dependerá diretamente destes parâmetros. Essa seleção deve ser feita especificamente para cada aplicação, a fim de garantir uma melhor distribuição de forças discretas.

Regras para obter distribuições lineares, cujas forças discretas são igualmente espaçadas entre si, são apresentadas por Linjama et al (2009) e por Dell'Amico et al. (2013). Nestes casos é necessário que duas regras sejam obedecidas: 1) as áreas do atuador seguirem a proporção 8:4:2:1 para duas linhas de pressão e 27:9:3:1 para três e assim consecutivamente. 2) para sistemas com mais de duas linhas de pressão é necessário que estas sejam igualmente espaçadas, como, por exemplo, 20, 80 e 140 bar. Entretanto, apesar de lineares, a distribuição de forças obtida com esses parâmetros é desbalanceada ou, em outras palavras, o sistema terá uma gama de forças de avanço superior ao de recuo. A utilização destas regras de dimensionamento também pode ser inviabilizada por definições de força mínima e área máxima, as quais são consequência de requisitos de segurança, volume e massa do sistema, como no caso de aviões.

Neste trabalho é abordado que é possível encontrar uma relação não linear entre área e pressões que atenda aos mais variados tipos de aplicação, apesar de ser uma atividade que consome tempo quando realizada manualmente. Algumas rotinas de análise em MATLAB® foram apresentadas em Belan et al. (2015), a fim de facilitar este processo. Todavia, elas tratam apenas da precisão de usinagem das camisas e hastes, o que, apesar de gerar resultados mais próximos dos requisitos de projeto, acabavam solicitando diâmetros não comerciais.

Considerando que o uso de diâmetros não comerciais pode ser um impedimento de aplicação, foram realizadas intuitivamente algumas simulações com os diâmetros comerciais próximos àqueles encontrados a partir do processo apresentado em Belan et al. (2015). Todavia, constatou-se uma degradação considerável nas distribuições de forças alcançadas, além do processo de seleção voltar a ser um processo manual árduo. Desta forma, neste artigo reapresenta-se um incremento do processo de análise, direcionado à diâmetros comerciais.

O algoritmo utilizado é dividido em duas partes. A primeira tem o objetivo de definir as áreas do cilindro multicâmara, enquanto que a segunda objetiva encontrar as melhores pressões a serem utilizadas em diferentes situações de atuação do cilindro. Neste exemplo foram analisadas as seguintes opções de dimensões do cilindro, obtidas com o fabricante: diâmetro das camisas iguais à 50; 55; 60 e 65 mm; diâmetro das hastes iguais à 25; 28; 30; 32; 35 e 40 mm.

No primeiro passo do método são realizadas as combinações possíveis entre os diâmetros de camisa e de hastes disponíveis, atendendo-se a alguns requisitos. Primeiramente, como a configuração desejada é de um cilindro tandem, as opções que não possuem a haste comum de mesmo tamanho são excluídas. Em seguida, obtém-se a distribuição de forças discretas para cada combinação de área. É necessário entrar com pressões nessa etapa para se analisar as forças geradas, o que não significa que serão essas as pressões realmente utilizadas, pois a segunda etapa do algoritmo trata especificamente desta definição. Os valores iniciais foram 55 bar para a linha de alta pressão, 40 bar para a de média e 7,5 bar para a de baixa.

As distribuições são então analisadas segundo os seguintes critérios: a diferença entre uma força e outra deve ser de no máximo 650 N (considerando apenas os 60 valores de força central, por representarem a faixa de maior uso do sistema); mínimo número de forças discretas distintas para todo o espectro igual a 80; a média das diferenças entre as forças discretas deve ser de no máximo 300 N; o máximo desvio padrão deve ser de 300 N; a diferença entre a soma das áreas do cilindro que promovem o avanço pela soma das área que promovem o recuo deve ser de no máximo 0,0001 metros quadrados, pois deseja-se que a força de avanço seja semelhante à de recuo.

Os resultados obtidos estão apresentados nos gráficos da Fig. 4. Através deles chegou-se na combinação de diâmetros e, conseqüentemente de áreas apresentados na Tab. (2).

Tabela 2. Dimensões selecionadas para o cilindro

Diâmetros [mm]		Áreas [$\times 10^{-4}$ m ²]
Camisas	Hastes	
Camisa 1: 50	Haste 1: 28	A_A : 13,48
		A_B : 7,07
	Haste 2: 40 (compartilhada)	A_C : 11,20
Camisa 2: 55	Haste 3: 32	A_D : 15,72

Em seguida segue-se para a segunda etapa, a qual consiste em definir as melhores pressões com base nos pontos de operação de força que se deseja trabalhar. As restrições aqui aplicadas foram que a pressão de tanque é fixa em 7,5 bar e as outras duas pressões podem ser variadas de 20 bar a 60 bar.

Os filtros utilizados foram semelhantes à etapa 1, mas com valores mais refinados: a diferença entre uma força e outra deve ser de no máximo 500 N para os 60 valores de força central; mínimo número de forças discretas distintas na faixa de força desejada igual a 25; a média das diferenças entre as forças deve ser de no máximo 160 N; e o máximo desvio padrão deve ser de 130 N. Os resultados obtidos podem ser vistos nos gráficos da Fig. 5.

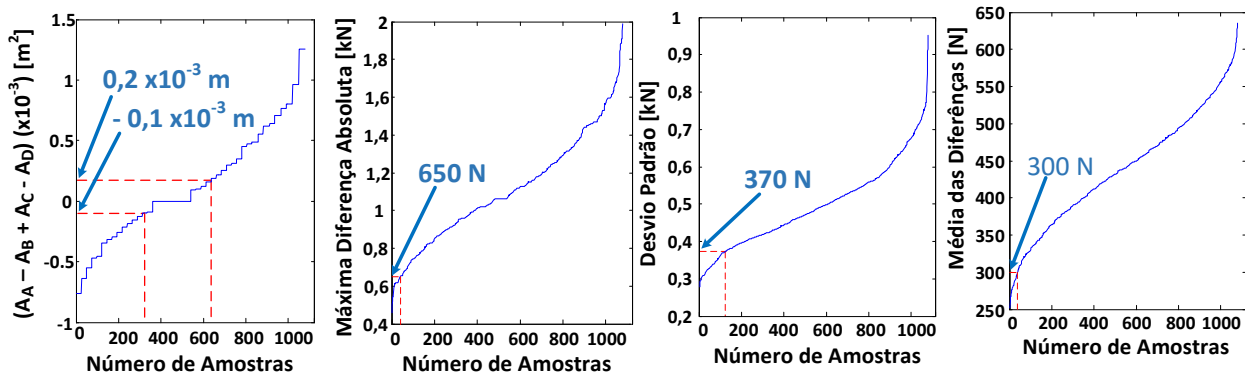


Figura 4. Resultados da etapa da simulação de seleção das áreas

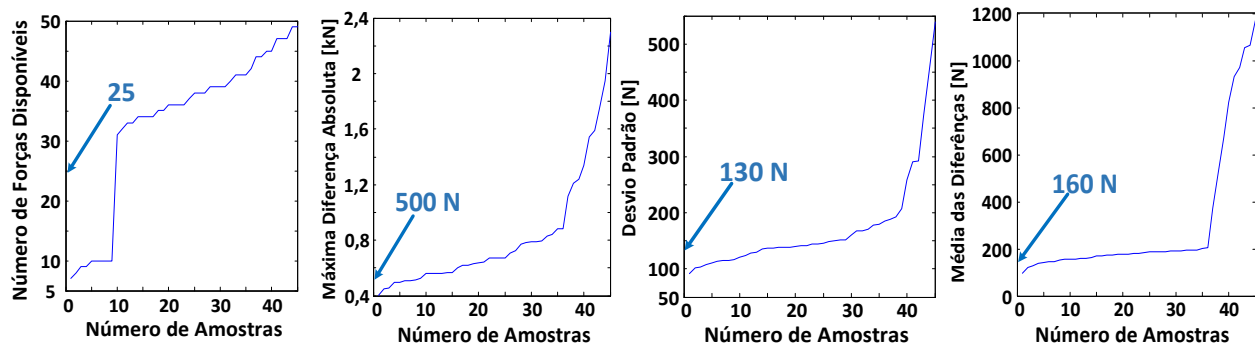


Figura 5. Resultados da etapa da simulação de seleção das pressões

Quando o processo encontra mais de uma solução de pressões, os filtros devem ser reajustados até encontrar a distribuição que melhor atenda a necessidade. Neste caso, as pressões obtidas foram: 45 bar para a linha de alta, 35 bar para a de média e 7,5 bar para a de baixa. A distribuição de forças obtida está apresentada na Fig. 6.

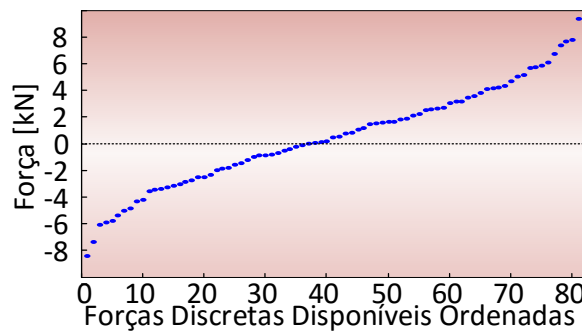


Figura 6. Distribuição das forças gerada pelas áreas e pressões selecionadas

É importante comentar que estas pressões e áreas foram obtidas para se trabalhar em condições de laboratório, já sendo suficientes para validar o sistema proposto. Entretanto, em aeronaves trabalha-se com forças superiores e, portanto, com pressões mais elevadas, havendo a possibilidade de se gerar pressões de 20 bar até 350 bar.

3.2. Seleção de Componentes Hidráulicos

Segundo Winkler et al (2015), atualmente há apenas uma válvula realmente digital no mercado, cujo alto custo restringe seu uso em diversas aplicações. No entanto, já existem muitas válvulas direcionais de assento cujas características se aproximam às necessárias para aplicações em hidráulica digital, desde que adaptadas pelo uso de um amplificador eletrônico.

Assim, foi realizada uma pesquisa de quais válvulas atenderiam aos requisitos do projeto tanto de velocidade de comutação, pressão máxima e vazão, quanto aos requisitos de disponibilidade, tempo de entrega e preço dos fornecedores. As informações obtidas foram resumidas na Tab. 3. Outras informações sobre válvulas digitais podem ser vistas em Winkler et al (2015) e Linjama et al. (2012).

Tabela 3. Características das válvulas digitais pesquisadas.

Marca	Argo Hytos	Hydac	Hydraforce	Parker	Bosch Rexroth	Bucher Hydraulics
Modelo	SD1E-A2	SAE-08	SV08-28	GS02 - 72	KSDER1	WS22GD
Pressão Máxima	350 bar	250 bar	207 bar	210 bar	350 bar	350 bar
Vazão @ 5 bar	13 l/min	12 l/min	7 l/min	1 l/min	12 l/min	10 l/min
Tempo de Comutação	ton: 200 ms toff: 200 ms	ton: 35 ms toff: 50 ms	ton: 50 ms toff: 16 ms	ton: 10 ms toff: 10 ms	ton: 50 ms toff: 10 ms	ton: 6 a 20 ms toff: 10 a 30 ms
Preço	R\$ 200,00	R\$ 430,00	R\$ 580,00	R\$ 1.710,00	-	R\$ 1.500,00

O principal aspecto técnico relacionado à seleção das válvulas é tempo de resposta, pois a vazão pode ser selecionada para apresentar a menor perda de carga possível, já que o controle não é realizado por estrangulamento da passagem do óleo. Entretanto, o processo para definir as áreas das câmaras do cilindro e os valores de pressões podem ser mais complicadas, conforme foi apresentado na seção anterior.

Analisando as características da Tab. 3 optou-se pelo uso da válvula da Hydraforce, pois as outras apresentam preços proibitivos ou desempenho inferior ao necessário. Pode-se observar que o tempo de abertura desta válvula é relativamente alto, mas é possível baixa-lo para até 10 ms através do uso de um amplificador eletrônico. Por outro lado, o tempo de fechamento destas válvulas é mecânico e mais difícil de ser acelerado. Este fato desmotivou o uso, por exemplo, da válvula da Hydac, que possui um tempo de fechamento elevado.

Apesar das válvulas direcionais serem os componentes mais delicados no sistema, outros devem também ser levados em conta para a orçamentação do projeto. Assim, os demais componentes utilizados podem ser vistos na Tab. 4.

Tabela 4. Características dos componentes utilizados no sistema

Bloco de controle de pressão					
Componente	Característica	Fabricante	Modelo	Quantidade	Preço unit.
Acumulador de membrana	Volume: 0,75 L	ArgoHytos	WA	3	R\$ 200,00
Válvula redutora de pressão	Faixa de operação: uma de 3 a 35 bar uma de 11 a 83 bar	HYDAC	DR08-01	2	R\$ 210,00
Válvula direcional 2/2	NA 10 l/min @ 1,5 bar	HYDAC	WS08W-01	3	R\$ 370,00
Válvula de alívio	Pressão máxima: uma até 35 bar uma até 124 bar cinco até 228 bar	HYDAC	DB08A-01	3	R\$ 200,00
Bloco de Controle Digital					
Componente	Característica	Fabricante	Modelo	Quantidade	Preço unit.
Válvula de retenção	Pressão da mola: 6,9 bar	HydraForce	CV08-20	8	R\$ 13,00
Válvula direcional 2/2	NA 7 l/min @ 5 bar	HydraForce	SV08-28	12	R\$ 575,00
Transdutor de pressão	Pressão máxima: um até 25 bar um até 50 bar cinco até 80 bar	Pressgage	TPI-PRESS	7	R\$ 350,00
Conexões e peças hidráulicas					
Componente	Característica	Fabricante	Modelo	Quantidade	Preço unit.
Cilindro	4 Câmaras	Hydreco	Personalizado	1	R\$ 2.150,00
Conexões e tubos	Diversos	Hennings	-	1	R\$ 1.500,00
Blocos de válvulas	Alumínio	HydraBrasil	Personalizado	2	R\$ 3.500,00
					Preço Total: R\$ 22.834,00

3.3. Amplificador Eletrônico

A técnica adotada na elaboração do circuito eletrônico de aceleração é a técnica *peak and hold*. Esta não é uma ideia nova, pois já é utilizada a muito tempo em sistemas de injeção (Winkler et al, 2015). A atuação consiste em aplicar, no solenoide, uma sobre tensão (48Vcc) por alguns milissegundos (pulso ou degrau) e após reduzir a tensão para o valor nominal do solenoide (12Vcc). Este processo aumenta a força inicial aplicada no êmbolo e, conseqüentemente, a aceleração deste. Após o êmbolo completar seu curso, não há a necessidade de manter a tensão acima da nominal, portanto o circuito comuta a tensão aplicada para o valor de 12Vcc.

O tempo de aplicação do pulso afeta a velocidade de abertura, assim, é necessário ajusta-lo para obter o tempo desejado. A Figura 7(a) mostra os resultados experimentais obtidos com a aplicação de pulsos de 48Vcc por diferentes períodos de tempo na válvula SV28 - 08. O tempo da abertura foi determinado pela queda de pressão na entrada da válvula. Nota-se que o tempo de abertura inicial está em torno de 19 ms, mas é reduzido conforme o tempo de pulso aumenta. O tempo de abertura satura em torno de 3 ms em consequência das características físicas internas da válvula tornarem-se dominantes, mesmo ampliando-se a largura do pulso. Contrabalanceando a necessidade de reduzir o tempo de abertura e aquecimento excessivo do solenoide, optou-se por ajustar o tempo da largura do pulso em 0,6 ms.

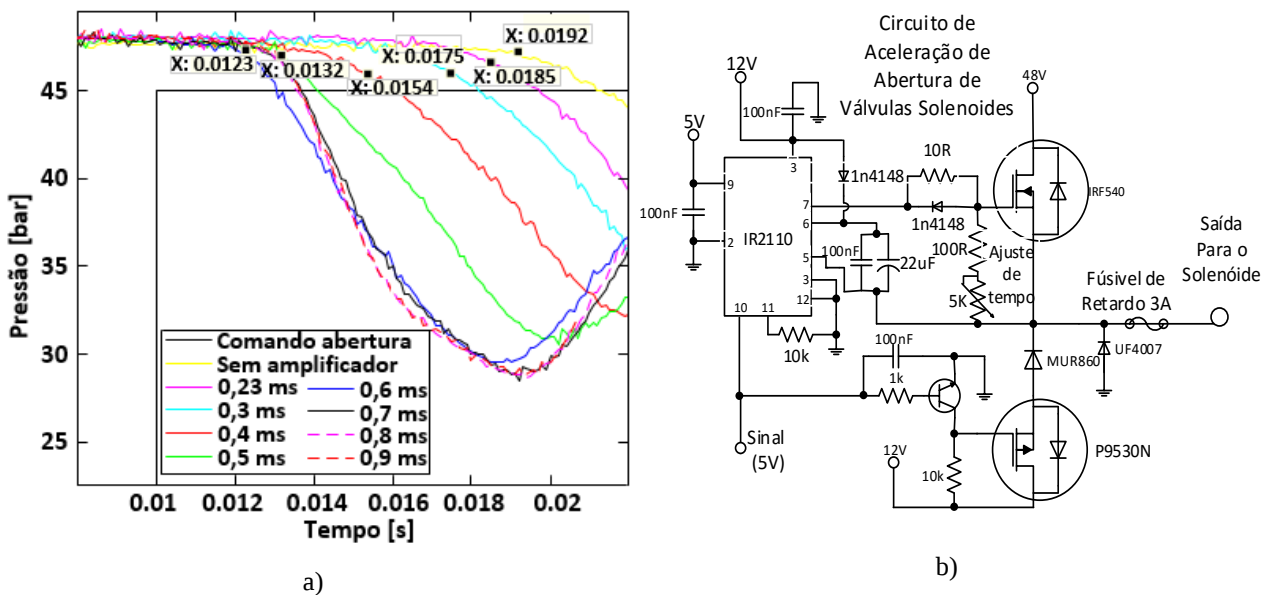


Figura 7. (a) Resultados experimentais; (b) Circuito eletrônico de aceleração desenvolvido.

O circuito do acelerador pode ser visto na Fig. 7(b), com a identificação dos componentes. Cada componente utiliza duas chaves (*mosfets*) para realizar a comutação dos níveis de tensão. O tempo de abertura é ajustado através de um potenciômetro, que regula a descarga de um capacitor de *bootstrap*. Quando o nível de tensão no capacitor alcança o valor mínimo determinado pelo driver de *mosfet* utilizado, a chave da tensão 48Vcc é desligada. Como as duas chaves são acionados ao mesmo tempo, a tensão de 12Vcc é imediatamente aplicada no solenoide. Um diodo de rápida resposta isola as fontes quando as duas chaves estão fechadas.

Este circuito permite que o comum (0Vcc) do solenoide seja conectado diretamente ao comum geral. Isto pode reduzir o cabeamento necessário para a conexão das válvulas. Para a proteção do circuito contra surtos de tensão causados pela comutação do solenoide, um diodo de rápida ação foi utilizado. Também, para proteção contra curtos-circuitos, um fusível de retardo foi anexado, o qual permite o pico de corrente inicial, mas protege o circuito em seu funcionamento normal.

4. MÉTODO DE CONTROLE

A estratégia de controle utilizada atualmente foi implementada em MATLAB®/Simulink, utilizando-se do software Hopsan para fazer a modelagem do sistema hidráulico e da carga externa. As válvulas *on/off* foram modeladas como SV08-28 da Hydraforce, com tempo de abertura de 4ms. A carga externa foi modelada conforme parâmetros da estrutura física apresentada anteriormente.

Tendo em vista que um sistema hidráulico digital só é capaz de gerar um número finito de forças, sua técnica de controle é diferente da utilizada em sistemas proporcionais tradicionais, podendo ser visualizada no diagrama de blocos apresentado na Fig. 8, o qual foi também utilizado em Belan et al (2015). Esta técnica consiste em selecionar a combinação de válvulas que irá gerar a força disponível mais próxima àquela realmente requerida pelo sistema. Em primeira análise, este aparenta ser um método simples, mas as características discretas do sistema tornam o controle complexo, dificultando a obtenção de um deslocamento suave e preciso. Neste sentido, esclarece-se que uma alternativa de controle mais eficiente para estes sistemas ainda está sendo pesquisada.

Outro ponto é que a resposta do sistema é influenciada pelo tempo de comutação das válvulas. Como pode ser visto no diagrama, é utilizado um *delay* antes do comando de abertura de válvula com o objetivo de evitar o risco de ocorrer um curto-circuito hidráulico, o qual acarretaria em perda da eficiência do sistema. Atualmente, este tempo é fixo em 8 ms, mas o tempo de resposta de válvulas reais varia. Assim, um problema que surge é uma maneira de ajustar o controle às características individuais de cada válvula.

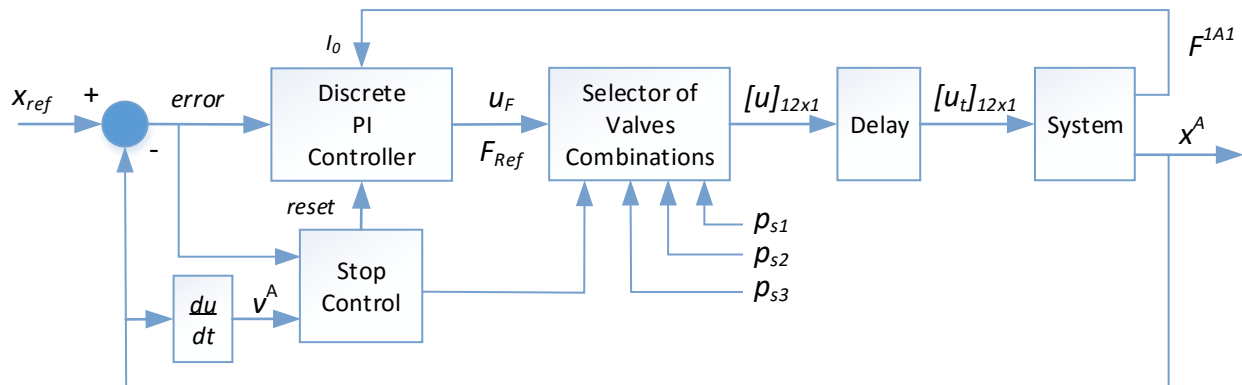


Figura 8. Diagrama de controle (Belan et al., 2015).

O bloco de *Stop Control* utilizado tem como objetivo parar o movimento do pistão quando o erro de posição e velocidade está dentro dos limites estipulados. Essa função é necessária pois sistemas digitais fornecem apenas forças de saída discretas, o que implica que cada diferença entre a força do cilindro e a força externa irá causar uma aceleração ou desaceleração. O comando de parada resulta em um sinal para desativar o controlador PI (*reset* – Fig. 8) e em um sinal para selecionar a combinação de todas as válvulas fechadas.

5. SIMULAÇÃO DE EFICIÊNCIA E DESEMPENHO

Foi realizada uma simulação para analisar a eficiência energética e desempenho de controle do sistema digital proposto quando comparado com um sistema proporcional convencional. Os resultados obtidos estão apresentados na Fig. 9. A potência dissipada está apresentada em Watts e foi calculada através da subtração da potência hidráulica fornecida ao sistema pela potência mecânica final exercida pelo atuador. Perdas em sistemas de fornecimento de hidráulica digital foram discutidos em Locateli et al. (2015) e, portanto, não foram considerados neste artigo.

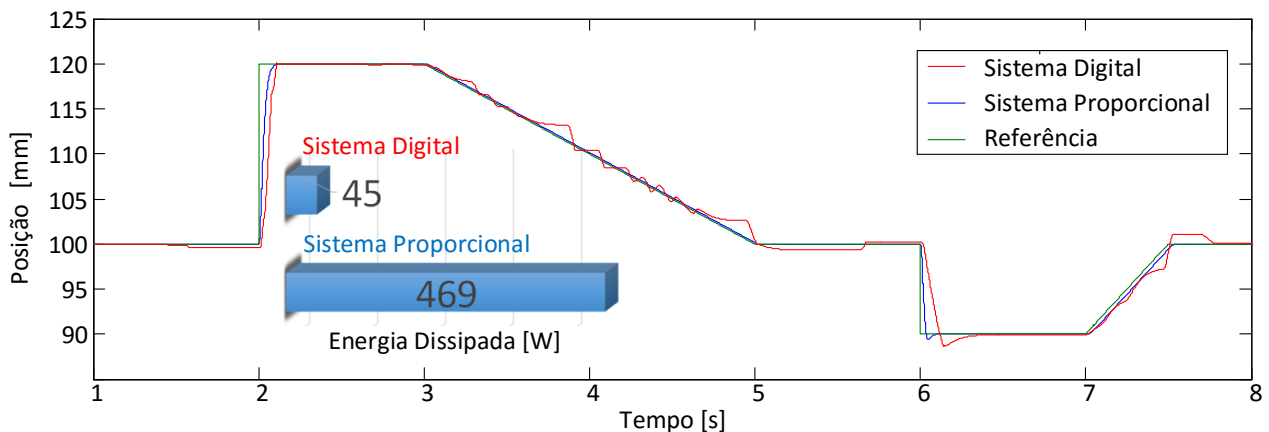


Figura 9. Comparação de resposta e eficiência energética entre um sistema digital e um sistema proporcional

6. CONCLUSÃO

Pela Fig. 9 percebemos que um sistema hidráulico digital tem potencial para ser até dez vezes mais eficiente do que um tradicional e, portanto, através dessas técnicas, sistemas cada vez mais sustentáveis poderão ser concebidos. Entretanto, como foi visto ao longo deste artigo, existem diversos pontos que devem ser levados em consideração quando este tipo de técnica é posto em prática.

Atualmente, os sistemas hidráulicos digitais estão ainda em fase de estudo, apenas protótipos como o apresentado neste artigo estão sendo desenvolvidos e não há ainda aplicação em escala industrial. Linjama (2011) discute acerca da fragilidade de protótipos, já que válvulas tradicionais, não otimizadas para uso em hidráulica digital, são utilizadas, e

discute que é necessário um grande investimento em P&D para que se consiga desenvolver válvulas melhores de forma a viabilizar o uso de hidráulica digital em maior escala.

Apesar da fragilidade de protótipos, estes são de fundamental importância na construção do *know-how* de uma nova tecnologia. Portanto, pesquisadores que desenvolvam futuros projetos poderão se basear no presente trabalho para a concepção e construção de seu próprio sistema, tornando este processo cada vez mais documentado e, portanto, mais corriqueiro e simples.

Ainda é necessário verificar se o sistema continuará respondendo de maneira adequada após um período maior de uso, já que os componentes precisam operar em situações diferentes das situações para as quais foram projetadas. Adicionalmente, é necessário se realizar mais experimentos para comprovar o desempenho da atuação e a melhora na eficiência do sistema.

Finalmente, um campo que ainda renderá trabalhos futuros é o desenvolvimento de um controle dinâmico do sistema, através do controle individual do tempo de abertura de cada válvula, proporcionada pelos dados fornecidos pelos transdutores de pressão.

7. REFERÊNCIAS

- Belan, H. C., Locateli, C. C., De Pieri, E. R., e De Negri, V. J., 2014, "Energy Efficiency Increase in Fluid Power Systems Using Digital Hydraulics", 20º Congresso Brasileiro de Automática- CBA, Belo Horizonte-MG, Brasil.
- Belan, H. C., Locateli, C. C., Lantto, B., Krus, P., De Negri, V. J., 2015, "Digital Secondary Control Architecture for Aircraft Application". The Seventh Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria.
- Belan, H. C., Lantto, B., Krus, P., De Negri, V. J., 2016, "Digital Hydraulic Actuator (DHA) Concept for Aircraft Actuation Systems", Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, França.
- Dell'Amico, A., Carlsson, M., Norlin, E., Sethson, M., 2013, "Investigation of a Digital Hydraulic Actuation System on an Excavator Arm". 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power - SICFP, Linköping, Sweden.
- Lantela, T., Kajasta, J., Kostamo, J., Pietola, M., 2014, "Pilot operated miniature valve with fast response and high flow capacity". International Journal of Fluid Power, vol. 15, pp 11-18.
- Linjama, M., 2009, "Energy Saving Digital Hydraulics". Second Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria
- Linjama, M. et al., 2009, "Secondary controlled multi-chamber hydraulic cylinder". The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, 2009.
- Linjama, M., 2011, "Digital fluid power-state of the art". The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland.
- Linjama, M., Huova, M., Karvonen, M., 2012 "Modelling of Flow Characteristics of On/Off Valves". Fifth Workshop on Digital Fluid Power, Tampere, Finland, 2012.
- Locateli, C. C., Belan, H. C., De Pieri, E., Lantto, B., Krus, P., De Negri, V., 2015, "Efficient Hydraulic Hybrid Systems for Aeronautical Applications". The Hydraulikdagarna, Linköping University, Sweden.
- Pereira, P. I. I., "Análise Teórico-Experimental de Controladores para Sistemas Hidráulicos", tese de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis.
- Tanaka, Y., Sakama, S., 2013, "Comparative Study on Dynamic Characteristics of Hydraulic, Pneumatic, and Electric Motors". ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control, Sarasota, USA.
- Winkler, B., Plöckinger, A., Scheidl e R., 2015, "State of the Art in Digital Valve Technology", The Seventh Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria.

8. AGRADECIMENTOS

Os autores são gratos à Fundação de Apoio à Pesquisa Científica e Tecnológica do Estado de Santa Catarina - FAPESC pelo apoio financeiro neste projeto.

9. RESPONSABILIDADE AUTURAL

"Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

SIZING AND IMPLEMENTATION TECHNIQUE FOR A DIGITAL HYDRAULIC SYSTEM

Henri C. Belan, henri@ifsc.edu.br¹

Rafael H. Fallgatter, rafaelhfallgatter@gmail.com²

Rafael Bregalda, rafaelbregalda@hotmail.com¹

Victor J. de Negri, victor.de.negri@ufsc.br²

¹Instituto Federal de Santa Catarina – Campus Chapecó, Rua Nereu Ramos, 3450 D - Seminário, Chapecó - SC, 89813-000

²Universidade Federal de Santa Catarina – Campus Florianópolis, R. Eng. Agrônomo Andrei Cristian Ferreira, s/n - Trindade, Florianópolis - SC, 88040-900

Abstract. Efficiency is one of the main problems associated to the use of hydraulic systems and, therefore, has stimulated several studies in order to reach an improvement on this aspect. Among the emerging research areas, one that is presenting promising results is the digital hydraulics. Nevertheless, this technology demands several design requirements that are different from a regular hydraulic system. On this paper will be presented the main challenges to build a digital hydraulic test bench by using commercially available components. This system applies the technique known as secondary control for linear actuators and consist of three pressure lines, a set of on/off valves and a multichamber cylinder. This paper will also report the process of sizing and selection of the actuator areas by using an available set of body and rods, which is one of the main difficulties on the application of this technique. Another restriction is the need of high speed switching valves, which was reached by the development of an electronic voltage amplifier (booster), technique also described on this article. It will also be presented the selection process of the other components used in the test bench, showing their influence on the desired behavior. Lastly will be presented the initial simulation results, which have shown a significant improvement on the efficiency compared to a regular proportional valve system.

Keywords: digital hydraulics, multichamber cylinder, on/off valves, energetic efficiency, sizing,