

LEIDY ZULYS LEYVA RAFULL

**SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE CONTROLE DE POSIÇÃO DO
MECANISMO DE CORTE EM COLHEDORAS**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2003

**SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE CONTROLE DE POSIÇÃO DO
MECANISMO DE CORTE EM COLHEDORAS**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

APROVADA: 28 de março de 2003.

Prof. Haroldo Carlos Fernandes

Prof. José Helvécio Martins

Prof. Paulo Sergio Graziano Magalhães

Prof. Francisco de Assis de Carvalho Pinto
(Conselheiro)

Prof. Daniel Marçal de Queiroz
(Orientador)

Aos meus pais Xenia e Jacinto, a meu irmão Omar e minha avó Maria, que, apesar da distância, sempre estiveram muito próximos, incentivando-me em cada passo desta minha caminhada.

Ao meu avô Antônio e a meu tio Rey, que apesar de ausentes, fisicamente, tenho certeza que estão desfrutando desta vitória.

Ao Cris, pelos momentos que passamos juntos.

Ofereço.

AGRADECIMENTO

Ao professor Daniel Marçal de Queiroz, pelos ensinamentos e orientação durante o desenvolvimento do trabalho.

À Universidade Federal de Viçosa, ao Departamento de Engenharia Agrícola, à Universidad Agraria de La Habana e ao Centro de Mecanización Agropecuaria, pela oportunidade de realizar o curso.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pela concessão da bolsa de estudos.

Aos conselheiros Prof. Francisco de Assis de Carvalho Pinto e Prof. Luciano Baião Vieira, pelas contribuições e sugestões.

Ao professor Paulo Marcos de Barros Monteiro, pela amizade e ensinamentos.

Aos professores Oscar Antonio Braunbeck e Paulo Sergio G. Magalhães da Universidade Estadual de Campinas e ao professor Carlos Silva Volpato da Universidade Federal de Lavras, pela colaboração.

À Roberta, Eliane, Soraya, Adriana, Andressa e Ana Paula, pela amizade.

Às famílias de Cristiano M. Alves de Souza, Roberta Bruschi Gonçalves e José Galinari Sobrinho, por fazer-me sentir em casa.

Aos meus colegas e amigos Darly, Roberto, Gilton, Elton, Antônio, Tadashi, Alisson, Kalil, Luizinho, Enrique, Rodrigo, Jean, Varella, Luciano, João Paulo, Edney, Anderson, José Luis, Jackson, Ricardo, Magrão e Sebastião, pelo respeito e consideração.

Aos professores da Área de Mecanização Agrícola, Haroldo Carlos Fernandes, Gutemberg Pereira Dias e Mauri Martins Teixeira, pelos ensinamentos.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola, Galinari, Juversino, D. Maria José, Edna, Marcelo, Wantuil, Geraldo, Danilo, Marcos, Evaristo e José Mauro, pela ajuda e pelo bom convívio.

BIOGRAFIA

LEIDY ZULYS LEYVA RAFULL, filha de Xenia Rafull Plá e Jacinto Leyva Guillén, nasceu 20 de julho de 1972, em Ciudad de La Habana, República de Cuba.

Formada em Engenharia em Mecanização Agropecuaria, na Universidad Agraria de La Habana, em 1995. Mestre em Mecanização Agrícola, pela mesma universidade, em 1998.

Desde 1995, exerce a função de pesquisadora no Centro de Mecanización Agropecuária da Universidad Agraria de La Habana.

Em outubro de 1998, iniciou o Curso de Doutorado em Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa, concentrando seus estudos na área de Mecanização Agrícola, submetendo-se à defesa da tese em março de 2003.

ÍNDICE

	Página
RESUMO.....	vii
ABSTRACT	ix
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO DE LITERATURA	5
2.1. Mecanismo de corte.....	5
2.2. Sensores e controladores	6
2.3. Modelagem e simulação	9
3. MATERIAL E MÉTODOS	13
3.1. Modelagem do mecanismo de corte	14
3.2. Modelagem do controlador	19
3.3. Sistema de controle de posição usando válvula direcional proporcional de quatro vias.....	20
3.4. Sistema de controle de posição usando válvula direcional proporcional de três vias.....	24
3.5. Sistema de controle de posição usando válvula proporcional redutora de pressão	26
3.5.1. Pistão controlado por uma válvula proporcional redutora de pressão.....	26
3.5.2. Pistão controlado por duas válvulas proporcionais redutoras de pressão...	28
3.6. Procedimento de análise.....	29
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	31
4.1. Simulação do sistema de controle de posição usando válvula direcional proporcional de quatro vias.....	31
4.2. Simulação do sistema de controle de posição usando válvula direcional proporcional de três vias	42
4.3. Simulação do sistema de controle de posição usando válvula proporcional redutora de pressão	50
4.3.1. Pistão controlado por uma válvula proporcional redutora de pressão.....	50
4.3.2. Pistão controlado por duas válvulas proporcionais redutoras de pressão...	55

4.4. Considerações finais.....	61
5. CONCLUSÕES	63
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	65
APÊNDICES.....	69

RESUMO

RAFULL, Leidy Zulys Leyva, D.S., Universidade Federal de Viçosa, março de 2003.
Simulação de sistemas de controle de posição do mecanismo de corte em colhedoras. Orientador: Daniel Marçal de Queiroz. Conselheiros: Francisco de Assis de Carvalho Pinto e Luciano Baião Vieira.

A dificuldade dos mecanismos de corte das colhedoras de grãos e de cana-de-açúcar em acompanhar, de maneira eficiente, o perfil do terreno pode favorecer a realização de um corte acima da altura ótima ou, até mesmo, o enterramento desses mecanismos. Estes fatos provocam perdas, presença de impurezas no material colhido, desgaste excessivo das lâminas de corte, sobrecarga dos elementos de transmissão, aumento da exigência de potência e, no caso da cana-de-açúcar, ainda danos às soqueiras. Com vistas a favorecer o acompanhamento da superfície do terreno, realizou-se o presente trabalho, desenvolvendo-se modelos para simular a dinâmica do mecanismo de corte em colhedoras dotadas com sistema de controle automático de posição. Os modelos foram implementados com base nas equações diferenciais, que descrevem a dinâmica da plataforma de corte e o comportamento do sistema de controle hidráulico. O sistema de controle realimentado, simulado neste trabalho, foi constituído de uma célula de carga, destinada a medir a força de contato entre o solo e o mecanismo de corte, um controlador e um sistema hidráulico de atuação. Programas computacionais foram desenvolvidos para simular o comportamento do sistema, utilizando três tipos de válvulas hidráulicas de controle (proporcional direcional de quatro vias, proporcional direcional de três vias e proporcional redutora de pressão) e três tipos de controladores (proporcional, proporcional-integral e proporcional-integral-derivativo). Analisou-se a influência dos seguintes fatores: velocidade de deslocamento da plataforma (1,0; 1,5 e 2,0 m s⁻¹), pressão de suprimento do sistema hidráulico (6,8; 13,7 e 20,6 MPa), lastros representando a massa da plataforma (40, 60 e 80 kg) e força de contato de referência do controlador (200, 400 e 800 N) no desempenho do sistema de controle. Os experimentos de simulação demonstraram que a aplicação das técnicas de

modelagem e simulação constituiu como ferramenta útil ao projeto de máquinas, bem como o conhecimento da dinâmica do sistema completo é uma ferramenta essencial no projeto de sistemas de controladores eficientes. Durante as simulações, o melhor desempenho do sistema de controle foi obtido, quando o controlador proporcional integral derivativo e a válvula direcional proporcional de quatro vias compunham a estratégia de controle. Os aumentos na pressão de suprimento, massa da plataforma e força de referência proporcionaram melhores condições para o funcionamento do sistema de controle, utilizando válvula proporcional direcional de quatro vias. Quando o sistema trabalhou com a válvula proporcional direcional de quatro vias, a força de contato não foi influenciada pela velocidade de deslocamento para as maiores pressões, enquanto à velocidade de $2,0 \text{ m s}^{-1}$, para a pressão de $6,8 \text{ MPa}$, o desempenho do sistema de controle foi comprometido. Ao utilizar a válvula proporcional direcional de três vias, o comportamento da força de contato na maior pressão de suprimento não foi influenciado pelos demais parâmetros analisados, o que pode garantir o bom desempenho do sistema de controle. O sistema de controle que usa duas válvulas proporcionais redutoras de pressão apresentou melhor comportamento do que o sistema com uma única válvula.

ABSTRACT

RAFULL, Leidy Zulys Leyva, D.S., Universidade Federal de Viçosa, March 2003. **Simulating the position control systems used in cutting mechanisms of combines.** Adviser: Daniel Marçal de Queiroz. Committee Members: Francisco de Assis de Carvalho Pinto and Luciano Baião Vieira.

The sugar cane and grain combines generally present problems in following the shape of soil surface. If the cutting mechanism is not efficient in this task, it may cut the crop above the optimum height or the mechanism may hit the soil surface. These facts cause losses of the material, dirty material is added to the harvested product, wear of the knives, and overload in the power transmission system. The objective of this work was to develop a mathematical model to analyze the dynamics of a cutting device used in combines with an automatic position control system. The differential equations that describe the dynamic of the cutting mechanism and the behavior of hydraulic control system were written. The simulated feedback control system was composed by a load cell that measures the contact force between the soil and the cutting device, a controller and a hydraulic actuator. Computer programs were developed to simulate the behavior of the system, three types of hydraulic valves (proportional directional four way valves and three way valves, proportional reducing pressure valves) and three types of feedback controllers (P, PI and PID controller). The effect of the following variables in the controller performance was analyzed: speed of the cutting device (1.0, 1.5 and 2.0 m s⁻¹); pressure in the supplying line of the hydraulic system (6.8, 13.7 and 20.6 MPa); ballast added in the cutting mechanism (40, 60 and 80 kg) and the contact force between the cutting device and the soil (200, 400 and 800 N). The developed model showed to be a useful tool for analyzing the dynamics of the controller. The simulated results showed that better performance was obtained when a PID and a four-way proportional directional control valve were used. When a four way proportional directional control valve was used the contact force was not affected by the speed of the machine for the higher supplying pressures, however for the speed of 2.0 m s⁻¹ and supplying pressure of 6.8 MPa, the control system did not worked well. Using a three-

way proportional directional control valve, the controller worked well only with the 20.6 MPa pressure in the supplying line. The control system with two proportional reducing pressure valves worked better than a system with only one valve.

1. INTRODUÇÃO

O Brasil é considerado um dos grandes produtores mundiais de grãos e cana-de-açúcar. A produção agrícola de milho, soja, arroz e feijão totalizou 91 milhões de toneladas, na safra 2002, enquanto a produção de cana-de-açúcar foi de 367 milhões de toneladas (IBGE, 2003). Com o desenvolvimento da mecanização agrícola, ocorrido nos últimos anos, há uma tendência para aumento no uso de máquinas na colheita desses produtos.

A utilização de máquinas no processo de colheita reduziu, notavelmente, o tempo necessário para execução desta operação e humanizou o trabalho do homem no campo. Apesar dessas vantagens, as colhedoras de grãos e de cana-de-açúcar têm provocado elevadas perdas de produto, devido à dificuldade dos mecanismos de corte em acompanhar, de maneira eficiente, o perfil do terreno. Esta deficiência pode levar à realização de um corte acima da altura desejada, deixando, no campo, a parte da cana contendo maior conteúdo de sacarose, plantas acamadas e aquelas com corte acima das primeiras vagens. Em decorrência das imperfeições provocadas por este processo, GÓMEZ (1996) determinou perdas variando de 6,7 a 15,7 t ha⁻¹ em canaviais com produtividade média de 70 t ha⁻¹. SOUZA et al. (2001) verificaram que 50% das perdas totais ocorreram na plataforma de uma colhedora de feijão.

TATE & NAVE (1973) indicaram que é possível obter uma redução significativa nas perdas de grãos mediante melhoria da unidade de corte e apresentaram algumas sugestões, tais como, um mecanismo de corte que acompanhe o contorno do terreno, cortando as plantas ao nível do solo, associado a um sistema de transporte que possa mover o material do mecanismo de corte sem que haja perdas por deiscência de vagens ou de espigas.

O constante enterramento do mecanismo de corte no solo é outra conseqüência, proveniente da deficiência deste mecanismo em acompanhar o perfil do terreno, resultando na presença de impurezas no produto colhido, desgaste excessivo das lâminas de corte, sobrecarga dos elementos de transmissão, aumento na exigência de potência e, no caso específico da cana-de-açúcar, danos às soqueiras. Esta condição incorpora, aproximadamente, 5 kg de solo por tonelada de matéria-

prima da cana-de-açúcar (BRAUNBECK, 1999). Para RIDGE & DICKY (1992), a principal fonte de impurezas minerais encontradas no produto colhido originam-se do processo de corte.

O uso de sistemas de controle automático de posição dos mecanismos de corte é indicado para melhorar a eficiência das colhedoras. Aponta-se também, como vantagem, a redução da fadiga do operador e a diminuição dos danos ocasionados nos mecanismos da máquina, decorrente do enterramento e da presença de matéria estranha em seu interior, além de proporcionar um produto final de melhor qualidade.

Alguns modelos de colhedoras disponíveis no mercado apresentam o mecanismo de corte fixo na parte inferior e frontal do chassi da máquina. Um sistema de controle de posição localizado na cabine da máquina permite ao operador, por meio de cilindros hidráulicos, posicionar o mecanismo no caso do corte não estar sendo realizado à altura adequada. Como este sistema depende totalmente da ação manual do operador, sua função de conduzir a máquina pode ser prejudicada. Em outros modelos, o cortador está rigidamente vinculado ao chassi, impossibilitando, ainda mais, o acompanhamento do perfil do terreno.

Existem modelos de colhedoras dotadas com sistemas automáticos de posição do mecanismo de corte, nos quais têm sido utilizados controladores de duas posições e atuadores hidráulicos comandados por válvulas direcionais de três vias. Este sistema, embora simples e de baixo custo, apresenta comprometimento no acompanhamento do perfil do terreno, devido à impossibilidade de regulação do fluxo de óleo que alimenta o atuador. O uso de válvulas hidráulicas de fluxo e de pressão variáveis apresenta-se como opção à implementação de sistemas de controle proporcional.

Na tentativa de desenvolver sistemas de controle de posição eficientes, têm sido pesquisadas diferentes estratégias de controle. Muitas dessas estratégias usam sensores, que irradiam ondas para medir a altura efetiva de trabalho do mecanismo de corte, tais como sensores de ultrassom, microondas, infravermelho e eletromagnéticos. Estes sensores apresentam algumas limitações, uma vez que as leituras podem ser influenciadas por folhas, caule de plantas já cortadas e por plantas daninhas presentes nas lavouras, comprometendo, assim, o desempenho do sistema.

Nos sensores que utilizam o contato entre a plataforma de corte e o solo, como princípio de funcionamento, não tem sido observada esta deficiência, sendo possível sua utilização em sistemas de controle automático de posição.

Os sistemas de atuação, que agem sobre o mecanismo de corte, utilizados nas estratégias de controle automático da altura de corte estudadas são os mecânicos, pneumáticos e, na maioria, eletrohidráulicos. Neste, geralmente, as válvulas de

controle utilizadas convertem o sinal elétrico sintetizado pelo controlador em vazão, ou pressão, a ser aplicada de maneira proporcional sobre o atuador.

Comumente, os controladores utilizados em sistemas de controle automático de posição de mecanismos com atuação hidráulica são aqueles que apresentam duas posições (liga-desliga), proporcional-integral-derivativo (PID), controle adaptativo, controle robusto, algoritmos genéticos, lógica nebulosa e redes neurais artificiais, sendo que a maior parte delas requer o uso de microcomputadores. Apesar do grande avanço na teoria de controle, os controladores com estrutura PID continuam sendo a estratégia mais utilizada nos processos industriais, devido à simplicidade de implementação e bom desempenho.

A construção de abstrações de sistemas para facilitar a experimentação e a análise é tanto uma arte como uma ciência. Esta técnica é, particularmente, útil na resolução de problemas de sistemas complexos, em que soluções fáceis não se apresentam por si mesmas. Para estudo de sistemas, são construídos modelos, que é uma descrição estruturada que fornece o entendimento do comportamento e nomenclatura dos sistemas. Na descrição do comportamento do sistema, visando à compreensão do fenômeno em estudo, utilizam-se formulações matemáticas e lógicas (LAW & KELTON, 1991).

Após a etapa de modelagem do sistema de interesse, a atenção é voltada para os aspectos de desenvolvimento do modelo computadorizado. Este deve ser desenvolvido de acordo com as convenções da engenharia de “software”, o que leva à utilização de um enfoque estruturado para análise, desenho, codificações, teste, manutenção e implementações (MENNER, 1995).

A condução do experimento de simulação vem logo depois do término da construção eletrônica do modelo computadorizado, etapa esta que envolve a análise de sensibilidade, que se baseia em formar razões de valores dos parâmetros de interesse, após sucessivas simulações, visando conhecer o comportamento do sistema modelado.

Para que análises sejam realizadas, o modelo deve ser validado. A validação é o processo de verificação da consistência do modelo com o sistema real. As técnicas de validação podem ser matemática, estatística ou subjetiva. Um sistema modelado com sucesso deve cumprir todas as etapas enunciadas anteriormente, conforme QUEIROZ (1984), SOUZA et al. (1998) e QUEIROZ et al. (1999).

O desenvolvimento de modelos matemáticos, considerando as características do sistema hidráulico de atuação e a geometria da plataforma de corte, apresentam-se como ferramenta útil para caracterização da dinâmica dos sistemas de controle.

O uso das técnicas de modelagem e simulação facilita o estudo do comportamento do sistema, devido à criação de cenários que reproduzem as

características do sistema real. Deste modo, é possível reduzir custos por meio de análise e revelar a integridade e viabilidade de um determinado projeto, em termos técnicos e econômicos (WINSTON, 1994).

Portanto, o presente trabalho propõe-se a apresentar uma análise, utilizando-se modelos de simulação de sistemas destinados a controlar, automaticamente, a posição do mecanismo de corte em plataformas de colhedoras, visando à melhoria do processo de colheita. Este trabalho propõe um sistema de controle automático da altura de corte, formado por uma célula de carga, válvulas proporcionais direcionais de quatro e três vias e válvulas proporcionais redutoras de pressão, e controladores do tipo proporcional, proporcional-integral e proporcional-integral-derivativo, buscando favorecer o acompanhamento do perfil do solo.

O objetivo principal consistiu em desenvolver modelos matemáticos para simular a dinâmica de uma plataforma de corte, dotada, de sistemas automáticos de posicionamento do mecanismo de corte. Os objetivos específicos foram:

- desenvolver modelos matemáticos para simular sistemas de controle da força de contato entre o mecanismo de corte em plataforma de colhedoras e a superfície do solo;
- determinar os valores dos parâmetros do controlador, quando o sistema hidráulico de atuação é composto por válvulas proporcionais direcionais de quatro e três vias e válvulas proporcionais redutoras de pressão; e
- analisar a influência da velocidade de deslocamento e da massa da plataforma de corte, da pressão de suprimento das válvulas hidráulicas e a força de referência dos controlados no comportamento dinâmico do sistema de controle.

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. Mecanismo de corte

O mecanismo de corte de base, utilizado em colhedoras de cana-de-açúcar, utiliza dois discos que devem realizar o corte rente ao solo. Um fator influente na qualidade desse corte é o fato de o cortador, geralmente, não acompanhar eficientemente o perfil do terreno. Esta é uma das principais causas da existência de perdas, durante o processo de corte, pois a parte da cana com maior conteúdo de sacarose é deixada na soqueira. Como consequência dessa deficiência, DE LEON (2000) encontrou perdas entre 1,15 e 1,57%; MOLINA JÚNIOR & RÍPOLI (2001), avaliando três colhedoras, obtiveram índices médios de 1,56%.

Nas colhedoras de grãos, as dimensões e configurações das plataformas de corte são variadas. Nas colheitas de feijão e soja, as plantas devem ser manipuladas, suavemente, para diminuir perdas por deiscência, ocasionadas pela ação mecânica, sendo que as vagens tendem à deiscência quando o teor de água é baixo. NAVE et al. (1972) observaram que as perdas totais de grãos na colheita de soja atingiram 19,3%, sendo que 80% delas originaram-se na plataforma de corte. BICHEL et al. (1976) observaram que as perdas de grãos, na colheita de soja com plataforma de corte com barra flexível, são 25% menores que com a utilização da plataforma de corte rígida.

O enterramento do mecanismo de corte no solo é outra consequência da impossibilidade deste mecanismo em acompanhar as irregularidades do terreno. Tal fato provoca desgaste nas lâminas de corte, aumento na exigência de potência e necessidade de cortar e movimentar solo e outras impurezas e, na cana-de-açúcar, provoca ainda danos às soqueiras. Estes danos favorecem a diminuição da produção na colheita seguinte, pois, aumentam a exposição da soqueira ao ataque de pragas e doenças, ou destroem as novas gemas responsáveis pela brotação e formação do novo canavial. Acredita-se que o mecanismo de corte seja responsável pela presença de uma elevada porcentagem de impurezas, encontradas no produto colhido. Segundo BRAUNBECK (1999), aproximadamente, 5 kg de solo são incorporados a cada tonelada de cana-de-açúcar colhida.

Na colheita mecanizada de sementes de feijão, SOUZA et al. (2002) observaram valores de impurezas entre 0,2 e 7,0%. Avaliando a porcentagem de impurezas minerais presentes na cana-de-açúcar, durante a colheita mecânica, FURLANI NETO et al. (1996) encontraram 0,68 e 0,84% de impurezas na matéria-prima colhida crua e queimada, respectivamente; RÍPOLI (2000) obteve índices de 0,22%; e MOLINA JÚNIOR et al. (2001) observaram valores de 0,5% e relataram dados, obtidos por Norris (1998), na faixa de 1,06 a 2,56%.

A presença de solo no material aumenta os custos de manutenção das colhedoras, devido ao desgaste de equipamentos, provocado por seu efeito abrasivo. Como conseqüências geradas pela presença de impurezas minerais na cana-de-açúcar, estão o transporte de material indesejado até à indústria, a redução na capacidade de filtragem e clarificação do caldo e o desgaste dos equipamentos utilizados no processamento industrial. Para grãos, geralmente existem limites máximos para comercialização. Por exemplo, para a cultura do feijão, a porcentagem de impurezas no material colhido não deve exceder a 2% do total de produto, pois, acima deste valor, o produto não pode ser comercializado (BRASIL, 1987).

2.2. Sensores e controladores

O seguimento do perfil do solo pode ser classificado como ativo ou passivo (BRAUNBECK & MAGALHÃES, 2002). Os sistemas ativos são aqueles, que geralmente utilizam energia hidráulica e circuitos de controles retroalimentados para movimentar o mecanismo de corte, enquanto nos sistemas passivos são utilizados a força de reação do solo e seu peso próprio, nos movimentos de subida e descida, respectivamente.

Todo sistema de controle retroalimentado tem três características comuns. Primeiramente, a variável controlada é medida por um sensor. Em seguida, o valor medido pelo sensor é comparado com o valor de referência, adotado em um elemento comparador. O sinal de saída do comparador atua sobre o elemento de controle e traz a variável controlada para o ponto de ajuste (HUMPHRIES & LESLIE, 1999).

Na tentativa de dotar as colhedoras com sistemas de controle automático da altura do mecanismo de corte, têm sido utilizados diferentes tipos de sensores. Dentre os sensores, que podem medir a distância entre o solo e o mecanismo de corte, têm sido mais estudados os que utilizam o princípio de indução eletromagnética, ultrassom, infravermelho, microondas e de contato.

SAM & RIDD (1996) investigaram a possibilidade de utilização do princípio da indução eletromagnética, devido à oscilação magnética de dipolos, para medir a altura de corte nas colhedoras de cana-de-açúcar. Um instrumento que mede a condutividade elétrica do solo, formado por dois dipolos magnéticos separados por um

metro de distância foi usado como sensor. Observaram-se dificuldades no uso desta técnica, cuja aplicação não foi satisfatória, devido aos sérios erros na medição da altura, provocados pela desuniformidade da condutividade elétrica do solo.

HIRANO et al. (1987) utilizaram um sensor ultrassônico, em colhedoras, trabalhando em condições de elevada umidade. RAMON & DE BAERDEMAEKER (1994) utilizaram um sensor infravermelho para medir a distância entre um sistema para acompanhamento do perfil do solo e a superfície a ser seguida. Os sensores que irradiam ondas, como os de ultrassom e de infravermelho, são bastantes sensíveis, detectando o caule de plantas já cortadas e até mesmo pequenas depressões do solo. Devido às falsas ressonâncias provocadas pelas folhas cortadas, os sensores de ultrassom apresentam impossibilidade de seu uso em colheita de cana crua, limitando-se à colheita de cana queimada (GARSON, 1992).

A redução de ruídos e ecos estranhos é possível, incrementando-se a intensidade do pulso ultrassônico transmitido e a direcionalidade do sensor, diminuindo a largura da faixa do filtro eletrônico e rejeitando os sinais de retorno mais rápidos ou mais atrasados do que os esperados (GARSON & ARMSTRONG, 1993). LEONARD & MAKI (1990) adaptaram este tipo de sensor, a fim de compensar o efeito da temperatura sobre a velocidade de propagação do som no ar e possibilitar seu trabalho em distâncias menores que aquela permitida pelo fabricante.

O sensor de microondas, diferente daqueles de ultrassom e infravermelho, tem a vantagem de atravessar facilmente os obstáculos sem que o sinal seja atenuado, sendo menos suscetível à poeira, fumaça e vegetação. PAGE & WOODS (2000), pesquisando a viabilidade da utilização de um sensor de microondas, observaram que, na banda de transmissão S (2,60 - 3,95 GHz), o sistema apresentou-se menos susceptível à interferência produzida pelos talos de cana.

A implementação de sistemas de controle que utilizam sensores irradiando ondas não tem apresentado resultados satisfatórios, pois, as leituras são influenciadas pelas folhas, caule de plantas já cortadas e plantas daninhas. Apesar de ter sido demonstrada sua eficácia, quando este tipo de sensor é utilizado em lavoura de cana queimada, sua implementação torna-se inviável devido à tendência a eliminar a prática da queima por trazer problemas ambientais.

Apesar de serem muito utilizados para determinar altura de corte da plataforma de colhedoras de grãos, os sensores de contato têm sido pouco estudados nos mecanismos de corte das colhedoras de cana-de-açúcar. KAMINSKI & ZOERB (1965) reportam comportamento satisfatório do sistema, para diversas condições de velocidade de corte, altura dos grãos e densidade de plantio. GALE (1995) desenvolveu e avaliou sensores de contato, em uma colhedora de grãos. Considerando que todas as plantas tinham a mesma altura, dois sensores foram

posicionados na parte inferior e frontal da colhedora, delimitando o intervalo de altura máxima e mínima para o corte. Quando os sensores perdiam o contato com as plantas, o sistema de controle acionava chaves do tipo liga-desliga, favorecendo o abaixamento do mecanismo de corte até restabelecer, novamente, o contato. LOPES et al. (2002) utilizaram uma sapata articulada como sensor destinado a detectar o perfil do solo, sendo que um potenciômetro acoplado à esta fornecia o sinal de erro. Os resultados obtidos indicaram um bom potencial de utilização deste sistema, no controle de altura da plataforma de corte de colhedoras.

As estratégias de controle mais comumente pesquisadas, em sistemas de controle automático de posição de mecanismos com atuação hidráulica, abrangem duas posições (liga-desliga), PID, controle adaptativo, controle robusto, algoritmos genéticos, lógica nebulosa e redes neurais artificiais, sendo que a maior parte delas requer o uso de microcomputadores.

Os controladores de duas posições associados com válvulas hidráulicas solenóides, apresentam-se como não adequados, devido à impossibilidade de regular o fluxo de óleo. LEONARD & MAKI (1990) sugerem o emprego de válvulas hidráulicas de fluxo variável, que permitam a implementação de controle proporcional.

Apesar do grande avanço da teoria de controle, os controladores com estrutura PID continuam sendo a estratégia mais utilizada nos processos industriais, devido à sua simplicidade de implementação e bom desempenho. LIU & DALEY (2000) desenvolveram, com sucesso, um controlador PID não-linear para controlar um sistema hidráulico de posição. Este tipo de controlador pode ser usado, quando existe uma zona morta no sistema hidráulico de posição, assim como dificuldades de alcançar alta precisão por meio de controladores lineares.

Nos últimos anos, o desenvolvimento de técnicas de inteligência artificial vem ocupando uma posição de destaque em pesquisas, na área de controle de processos. Dentre as técnicas mais utilizadas, destacam-se as redes neurais artificiais. KNOHL & UNBEHAUEN (2000) desenvolveram um controlador adaptativo para um sistema eletrohidráulico, utilizando redes neurais artificiais. O controlador e o modelo do sistema hidráulico foi implementado, utilizando-se o programa computacional Matlab/Simulink. Os resultados experimentais demonstraram que o controlador é muito flexível, requer menos conhecimento de entradas não-lineares e compensa as descontinuidades do sinal, geradas pela válvula de controle (zona morta).

A utilização de um controlador ótimo robusto, projetado por meio do método LQG/LTR ("linear quadratic gaussian with loop transfer recovery"), apresentou bom potencial para o controle de altura da plataforma de corte de colhedoras (LOPES et al., 2002).

Algumas estratégias de controle têm usado, como sensores, os próprios discos de corte, favorecendo o acionamento de sistemas hidráulicos ou mecânicos. Quando os caules grossos da base da cana-de-açúcar são cortados, ou acontece o enterramento dos discos de corte, o torque do motor hidráulico que os aciona aumenta. A variação de pressão originada no sistema hidráulico, devido ao aumento do torque, tem sido usada para acionar atuadores encarregados de posicionar o mecanismo de corte. A descida dos discos ocorre pelo efeito do próprio peso. SUGGS & ABRAMS JÚNIOR (1972) e BOAST (1986) propuseram e avaliaram diferentes estratégias para controlar, de maneira automática, a altura de corte em cana-de-açúcar, utilizando este princípio. PADRÓN (1980) realizou estudos, demonstrando que o motor hidráulico que aciona o cortador de base tem o funcionamento alterado, quando a cana é cortada em diferentes alturas e quando acontece o enterramento do disco no solo, aumentando o torque do motor quanto mais próximo seja realizado o corte à superfície do solo, devido ao aumento de resistência que oferecem os grossos caules da base. RAFULL & ALVAREZ (1999) concluíram que a resposta do sistema, por eles avaliado, foi considerada lenta, independentemente das excitações avaliadas.

O princípio da variação da pressão hidráulica, como indicador da altura, demonstrou-se ineficiente, devido à lentidão da resposta do sistema e à impossibilidade de caracterizar, com precisão, a distância entre o cortador e o solo.

2.3. Modelagem e simulação

Devido à complexidade do desenvolvimento de sistemas de controle, a utilização das técnicas de modelagem e simulação torna-se necessária para facilitar seu projeto. A modelagem consiste na descrição matemática ou lógica das leis, que regem a dinâmica de um sistema em estudo, enquanto a simulação é uma ferramenta que permite a geração de cenários relacionados a um dado sistema. Tais técnicas têm-se mostrado de grande utilidade ao projeto de novas máquinas, ou no aprimoramento daquelas já existentes. Com seu uso, pode-se prever e estudar o comportamento do sistema em desenvolvimento, reduzir os riscos na tomada de decisão, identificar problemas antes mesmo de suas ocorrências, reduzir custos em avaliações e revelar a integridade e viabilidade de um determinado projeto, em termos técnicos e econômicos (WINSTON, 1994).

Considerando que as etapas de seleção e ajuste de parâmetros do controlador são consideradas críticas, durante o desenvolvimento do projeto, a simulação desempenha um papel importante na análise das diferentes possibilidades disponíveis.

MERRIT (1967) apresentou modelos matemáticos para descrever o comportamento de diferentes tipos de válvulas hidráulicas controlando pistões. Dentre

esses modelos, estão os de válvulas direcionais proporcionais de três e quatro vias, assim como de válvulas proporcionais redutoras de pressão.

KNOHL & UNBEHAUEN (2000) realizaram a modelagem de um sistema eletrohidráulico formado por um cilindro, uma válvula proporcional de quatro vias e uma carga variável. A carga foi modelada como a soma de um peso, um amortecedor e uma mola. O modelo matemático da planta foi obtido, empregando-se a equação de fluxo da válvula, a equação de continuidade e o balanço das forças do pistão. LIU & DALEY (2000) modelaram um sistema hidráulico de atuação, formado por dois cilindros, um cilindro principal e um cilindro de carga. O cilindro principal era controlado por uma válvula proporcional de três vias e o cilindro de carga por uma servoválvula, sendo esta última utilizada para simular as variações de carga. O deslocamento do cilindro é medido por um transdutor de deslocamento linear variável (LVDT), usando-se este sinal como entrada de um sistema de controle fechado. A dinâmica do deslocamento do carretel da válvula proporcional de três vias foi representada por uma equação diferencial de segunda ordem.

KELES & ERCAN (2001) desenvolveram um modelo matemático para simular um sistema hidráulico formado por uma servoválvula e um cilindro de dupla ação, para controle de posição. Estudaram, ainda, teórica e experimentalmente, o uso da técnica PWM ("pulse-width modulation") formando parte da estratégia de controle. Para descrever o comportamento do sistema hidráulico, foram consideradas características e parâmetros da válvula, comportamento do fluxo e a segunda lei de Newton para a força do pistão.

Um dos primeiros pesquisadores a modelar uma colhedora autopropelida, com dispositivo de controle automático da altura de corte, foi REHKUGLER (1970). O deslocamento da colhedora foi restringido a uma linha reta, ao nível da superfície do solo e a velocidade foi considerada constante. As variáveis dependentes foram os deslocamentos lineares na direção de avanço da colhedora e na direção vertical ao solo, os deslocamentos angulares do centro de massa da colhedora e da plataforma de corte, bem como as velocidades e acelerações associadas a cada um destes deslocamentos. Na análise do problema foram também consideradas as constantes de mola e coeficientes de amortecimento dos pneus; coeficiente de relacionamento entre o sinal de erro do sensor de altura e a posição de abertura da válvula de controle; coeficiente de relacionamento entre a posição de abertura da válvula de controle e a pressão de saída dela; coeficiente de relacionamento da pressão de saída da válvula de controle com a velocidade angular da plataforma, em relação ao chassi da colhedora; e constante da mola solidária ao atuador da plataforma. Foram impostas condições de equilíbrio de forças e momentos no chassi da colhedora e na plataforma de corte. A força aplicada pelo atuador hidráulico sobre a plataforma de corte foi

modelada, como sendo proporcional ao sinal de erro enviado pelo sensor de altura (sapata mecânica), bem como à posição e à velocidade angular da plataforma em relação ao chassi da colhedora. A superfície do terreno foi representada por uma curva senoidal de amplitude e frequência variável. O modelo foi considerado satisfatório para análise dinâmica de uma colhedora dotada de um sistema de controle automático da altura da plataforma, sendo fácil sua implementação para outros tipos de colhedoras. A Figura 1 representa o sistema modelado por REHKUGLER (1970).

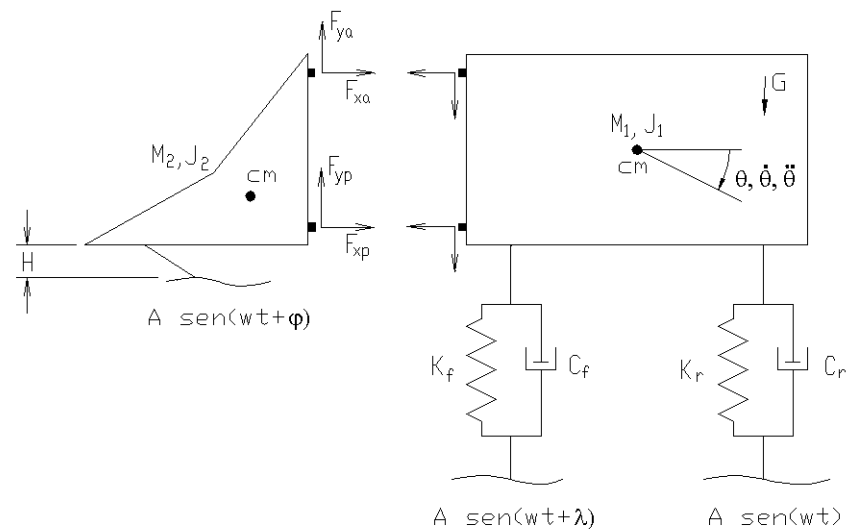


Figura 1. Representação esquemática do modelo matemático proposto por REHKUGLER (1970).

Um aparato experimental, em escala reduzida, foi desenvolvido por LOPES (2000) para analisar, empírica e analiticamente, o controle de altura da plataforma de corte de colhedoras autopropelidas. Com base no modelo proposto por REHKUGLER (1970), um modelo matemático foi obtido para o sistema, a partir das equações de equilíbrio dinâmico e dos parâmetros físicos envolvidos. O aparato foi constituído de um veículo elétrico, representando o corpo da colhedora, e um dispositivo mecânico articulado, representando a plataforma de corte. O dispositivo foi provido de uma sapata articulada, que acompanha o perfil do solo, detectando eventuais erros na altura, e de um sistema eletrohidráulico que atua sobre a plataforma, reposicionando-a na altura desejada. Para estudar o comportamento dinâmico do sistema, foram simulados diferentes cenários, utilizando diferentes perturbações. O perfil do solo foi modelado como uma função senoidal de amplitude e frequência arbitrária; à sapata articulada, foi aplicada uma seqüência de degraus e foram alterados diferentes parâmetros do modelo, como o ganho do conjunto válvula/atuador e a massa da plataforma, a fim de verificar a robustez do sistema. Visando estabelecer comparações entre duas estratégias de controle, simulou-se o comportamento de um controlador de

duas posições e de um controlador ótimo robusto. As simulações realizadas com o controlador ótimo robusto evidenciaram um nível aceitável de desempenho, o mesmo não acontecendo com o controlador de duas posições, em que o aumento do ganho do controlador, realizado com o objetivo de melhorar a capacidade de rejeição de perturbações em altas frequências, resultou em diminuição do desempenho em baixas frequências.

CONTRERAS (1997) realizou a modelagem matemática e otimização de um mecanismo de quatro barras para o seguimento do perfil do solo e levantamento de plantas acamadas em processos de colheita. Durante a etapa de otimização, foi minimizada a componente vertical da força de reação no ponto de contato do mecanismo com o solo e considerados os comprimentos das barras e a constante da mola, que mantém o mecanismo em contato com o solo, tendo, como restrições, as posições angulares e a faixa de oscilação vertical do garfo seguidor do solo, vinculado à barra acopladora. A utilização das técnicas de otimização indicaram uma redução aproximada de 57% no valor da força de reação vertical, para o caso em que um perfil senoidal é aplicado à extremidade do garfo. O modelo matemático foi validado, comparando as simulações realizadas em um protótipo virtual com os valores experimentais de um sistema real.

VOLPATO (2001) projetou um mecanismo articulado de quatro barras, para a sustentação de um disco de corte de base de cana-de-açúcar. O sistema foi modelado, matematicamente, pelo método de Newton-Euler e, depois das simulações iniciais, o mecanismo foi otimizado, tendo como função objetivo a força normal de reação do perfil do solo e, como variáveis de projeto, os comprimentos das quatro barras, a altura de operação, o comprimento inicial da mola e sua constante elástica. O modelo virtual desenvolvido apresentou desempenho satisfatório para a simulação e otimização da força de interação entre o disco de corte e o perfil, sob excitações com frequências abaixo de 2 Hz. Apesar de predizer, adequadamente, o afastamento do disco da superfície do perfil e os valores das forças médias e componentes de baixa frequência, o modelo foi incapaz de predizer as condições de vibração estrutural de maior frequência.

3. MATERIAL E MÉTODOS

O presente trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Projetos de Máquinas e Visão Artificial do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

Os sistemas de controle de posição do mecanismo de corte modelados foram constituídos por um sensor, um controlador e um sistema de atuação. O diagrama de blocos que caracteriza os sistemas é apresentado na Figura 2. O sistema de controle era formado por uma célula de carga para medir a força de contato entre o solo e o mecanismo de corte, um controlador que, após comparar o sinal medido pelo transdutor com a força de contato de referência, emitia um sinal elétrico de correção do erro, que era recebido pelo sistema de atuação hidráulico, encarregado de posicionar o mecanismo de corte na altura desejada.

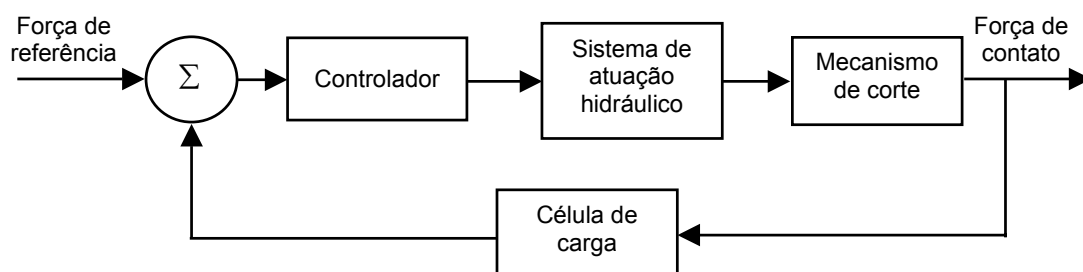


Figura 2. Diagrama de blocos do sistema de controle proposto.

O sistema hidráulico de atuação foi diferente, em cada estratégia de controle modelada, sendo usadas válvulas direcionais proporcionais de três e quatro vias e válvulas proporcionais redutoras de pressão. Os controladores modelados que constituem parte das estratégias de controle, foram do tipo proporcional, proporcional integral e proporcional integral derivativo.

Para simular o comportamento dos sistemas de controle, desenvolveram-se modelos matemáticos que foram implementados, utilizando-se a linguagem de programação Fortran.

3.1. Modelagem do mecanismo de corte

A plataforma de corte modelada foi idealizada, a partir da plataforma apresentada por LOPES (2000). Segundo esse autor, ela reproduz as características de uma plataforma real. Para o desenvolvimento deste trabalho, foram realizadas algumas modificações no projeto original, ou seja, o sensor de altura foi substituído por uma célula de carga, que mede a força de contato da plataforma com o solo, e o ponto de conexão do cilindro hidráulico foi reposicionado.

A Figura 3 apresenta um esquema da plataforma de corte e a representação das variáveis geométricas utilizadas no modelo. A plataforma é articulada no ponto C e em sua parte frontal está posicionada a célula de carga, que mede a força de contato entre ela e o solo. Tem um lastro que representa o peso da plataforma.

O ponto F representa a extremidade da ponta esférica ligada à célula de carga. A sua posição horizontal e vertical varia com o deslocamento da máquina e as irregularidades do perfil do solo. As coordenadas deste ponto foram determinadas, considerando que a máquina desloca-se com velocidade constante, usando as seguintes expressões:

$$x_F = (x_1 + x_5) \text{sen } \theta + x_9 \text{sen}(\theta_3 + \theta - \theta_0) + \dot{x}t \quad (1)$$

$$y_F = [x_6 + (x_1 + x_5) \cos \theta_0] - [x_6 + (x_1 + x_5) \cos \theta] \quad (2)$$

em que,

x_F - coordenada da ponta esférica ligada à célula de carga no eixo x, m;

y_F - coordenada da ponta esférica ligada à célula de carga no eixo y, m;

x_1 - distância entre os pontos C e A, m;

x_5 - distância entre os pontos A e D, m;

θ - ângulo formado entre as barras BC e CD, rad.;

θ_0 - valor inicial do ângulo θ , rad.;

x_6 - distância entre o ponto F e o ponto E, m;

\dot{x} - velocidade de deslocamento da máquina, m s⁻¹;

t - tempo, s;

θ_3 - ângulo formado entre a linha imaginária, que passa pelos pontos F e D, e a linha perpendicular ao segmento DE, rad.; e

x_9 - distância entre o ponto D e o ponto F, m.

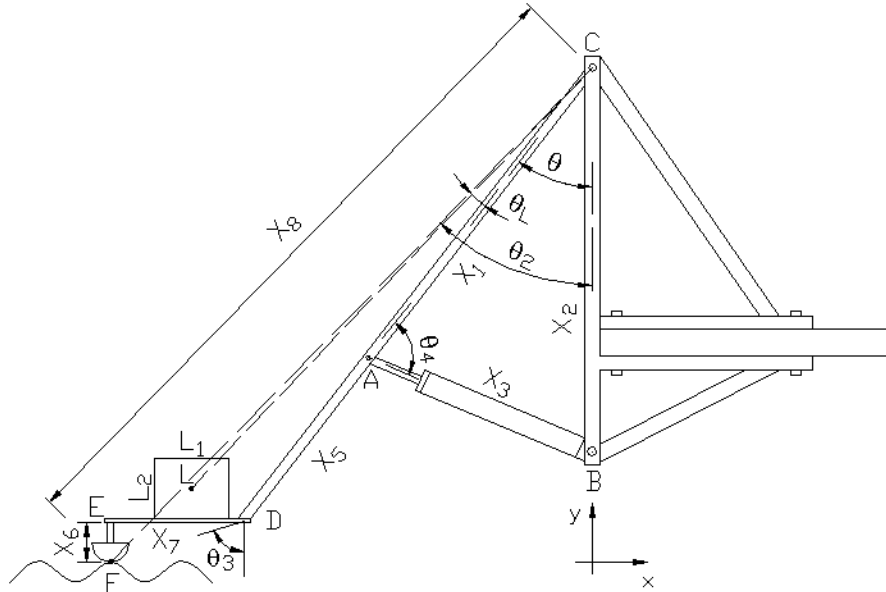


Figura 3. Esquema da plataforma de corte.

O ângulo θ_3 foi determinado, empregando-se a expressão:

$$\theta_3 = \frac{\pi}{2} - \arctan\left(\frac{x_6}{x_7}\right) \quad (3)$$

em que,

x_7 - comprimento da barra ED, m.

A distância entre o ponto D e o ponto F (x_9) foi determinada, utilizando-se a expressão:

$$x_9 = \sqrt{(x_6)^2 + (x_7)^2} \quad (4)$$

O ângulo formado entre a barra CB e a linha imaginária, que passa pelos pontos C e F, foi determinado por meio da expressão:

$$\theta_2 = \arcsen\left(\frac{x_F - \dot{x}t}{x_8}\right) \quad (5)$$

em que,

θ_2 - ângulo formado entre a barra CB e a linha imaginária, que passa pelos pontos C e F, rad.; e

x_8 - distância entre o ponto C e o ponto F, m.

Sendo que a distância entre o ponto C e o ponto F foi determinada, como:

$$x_8 = \sqrt{(x_F - \dot{x}t)^2 + [y_F + x_6 + (x_1 + x_5)\cos\theta]^2} \quad (6)$$

Quando a ponta esférica ligada à célula de carga entra em contato com o solo, gera-se uma força, sendo esta calculada pela expressão:

$$F_C = -K_s(y_F - y_s) - C_s\dot{y}_F \quad (7)$$

em que,

F_C - força de contato entre a ponta esférica ligada à célula de carga e o solo, N;

C_s - constante de amortecimento do solo, Ns m⁻¹;

K_s - constante elástica do solo, N m⁻¹;

y_s - altura do perfil do solo, m; e

\dot{y}_F - velocidade de penetração da ponta no solo, m s⁻¹.

A velocidade de penetração da ponta no solo foi determinada por:

$$\dot{y}_F = \dot{\theta} x_8 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_2\right) \quad (8)$$

em que,

$\dot{\theta}$ - velocidade angular da plataforma, rad. s⁻¹.

O valor da constante de amortecimento foi admitido como dependente da profundidade de penetração da ponta esférica ligada à célula de carga no solo, uma vez que a capacidade amortecedora do solo varia com a profundidade. Para a situação em que não existe penetração, a constante de amortecimento e a constante elástica foram consideradas como sendo iguais a zero. Para penetração maior ou igual a 0,01 m, admitiu-se que a constante assumiu o valor máximo de 1000 Ns m⁻¹. Para obter valores intermediários da constante de amortecimento, utilizou-se uma função de interpolação de terceiro grau (Equação 9), que pode ser usada para representar comportamento de sistemas, onde há choque (MDI, 1993), como é o caso do contato entre a ponta esférica e o solo.

$$C_S = C_{Smin} + (C_{Smax} - C_{Smin}) \left[3 - 2 \left(\frac{y - y_0}{y_1 - y_0} \right) \right] \frac{(y - y_0)^2}{(y_1 - y_0)^2} \quad (9)$$

em que,

C_S - constante de amortecimento, Ns m⁻¹;

C_{Smax} - valor máximo da função passo, Ns m⁻¹;

C_{Smin} - valor mínimo da função passo, Ns m⁻¹;

y - penetração da ponta esférica da célula de carga, m;

y_0 - valor no qual C_S é igual ao valor mínimo, Ns m⁻¹; e

y_1 - valor no qual C_S passa a ser constante e igual a C_{Smax} , Ns m⁻¹.

O perfil do solo foi admitido como representado por uma senóide e, assim, a altura do perfil do solo foi calculada por meio da expressão:

$$y_s = a \operatorname{sen}\left(\frac{2\pi x_F}{x_{per}}\right) \quad (10)$$

em que,

a - amplitude das ondas senoidais do solo, m; e

x_{per} - comprimento das ondas senoidais do solo, m.

Com base na segunda lei de Newton, foi obtida a equação diferencial que descreve o movimento angular da plataforma de colheita.

$$I_{xx} \ddot{\theta} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 \quad (11)$$

em que,

I_{xx} - momento de inércia da plataforma, kg m²;

$\ddot{\theta}$ - aceleração angular da plataforma, rad. s⁻²;

τ_1 - torque produzido pela força do atuador relativo ao ponto C, Nm;

τ_2 - torque produzido pela força do solo relativo ao ponto C, Nm; e

τ_3 - torque produzido pelo peso da estrutura e o peso dos lastros relativo ao ponto C, Nm.

A equação 11 foi transformada nas duas equações diferenciais de primeira ordem, a seguir:

$$\dot{\theta} = \omega \quad (12)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{I_{xx}} (\tau_1 + \tau_2 + \tau_3) \quad (13)$$

em que,

ω - velocidade angular da plataforma, rad. s⁻¹; e

$\dot{\omega}$ - aceleração angular da plataforma, rad. s⁻².

O torque produzido pela força do atuador no ponto de articulação da plataforma (C) foi determinado pela expressão:

$$\tau_1 = F_a x_1 \text{sen } \theta_4 \quad (14)$$

em que,

F_a - força produzida pelo atuador para movimentar a plataforma de corte, N; e

θ_4 - ângulo formado entre a barra CD e o segmento AB, rad.

A força produzida pelo atuador, para movimentar a plataforma de corte, foi determinada em função do sistema hidráulico utilizado.

O ângulo θ_4 foi determinado pela expressão:

$$\theta_4 = \arccos \left[\frac{(x_2^2 - x_3^2 - x_1^2)}{-2x_3x_1} \right] \quad (15)$$

em que,

x_2 - distância entre o ponto de apoio da base do atuador (B) e o ponto de articulação da plataforma (C), m; e

x_3 - distância entre os pontos A e B, m.

A distância x_3 foi determinada, usando-se a expressão:

$$x_3 = \sqrt{(x_1 + \text{sen } \theta)^2 + (x_2 - x_1 \text{cos } \theta)^2} \quad (16)$$

O torque que a força de contato da ponta esférica ligada à célula de carga e o solo produz, no ponto de articulação da plataforma, foi calculado como:

$$\tau_2 = F_C [(x_1 + x_5) \text{sen} \theta + x_9 \text{sen}(\theta + \theta_3 - \theta_0)] \quad (17)$$

O torque produzido pelo peso da estrutura e o peso dos lastros no ponto de articulação foi determinado pela expressão:

$$\tau_3 = - \left[M_B g \left(\frac{x_1 + x_5}{2} \right) \text{sen} \theta + M_L g r_L \text{sen}(\theta + \theta_L) \right] \quad (18)$$

em que,

M_B - massa da barra CD, kg;

M_L - massa do lastro da plataforma, kg;

g - aceleração da gravidade, m s^{-2} ;

r_L - distância entre o ponto L e o ponto de articulação da plataforma (C), m; e

θ_L - ângulo formado entre a barra CD e a linha imaginária que passa pelos pontos L e C, rad.

O ângulo θ_L e a distância r_L foram determinados por meio das expressões:

$$\theta_L = \arctan \left(\frac{x_L}{y_L} \right) - \theta \quad (19)$$

$$r_L = \sqrt{x_L^2 + y_L^2} \quad (20)$$

em que,

x_L - coordenada do centro dos lastros no eixo x, m; e

y_L - coordenada do centro dos lastros no eixo y, m.

As coordenadas x_L e y_L são dadas por:

$$x_L = (x_1 + x_5) \text{sen} \theta + \frac{L_1}{2} \quad (21)$$

$$y_L = (x_1 + x_5) \text{cos} \theta - \frac{L_2}{2} \quad (22)$$

em que,

L_1 - largura do lastro, m; e

L_2 - altura do lastro, m.

Na Tabela 1, são apresentados os valores das dimensões e parâmetros constantes usados na modelagem do mecanismo de corte. As características geométricas utilizadas foram semelhantes àquelas usadas por LOPES (2000) e os valores de K_S e C_S foram determinados, em função da profundidade de penetração da célula de carga no solo.

Tabela 1. Dimensões e parâmetros usados no modelo do mecanismo de corte

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
x_1	0,631 m	θ_0	0,78 rad.
x_2	0,615 m	K_S	10000 N m ⁻¹
x_{3min}	0,370 m	C_{Smax}	1000 Ns m ⁻¹
x_5	0,369 m	C_{Smin}	0 Ns m ⁻¹
x_6	0,105 m	y_0	0
x_7	0,125 m	y_1	0,01 m
M_B	3,14 kg		

3.2. Modelagem do controlador

Os controladores foram projetados, visando minimizar o erro verificado entre uma força de referência e a força de contato da plataforma e o solo, medida pela célula de carga. Esse erro foi corrigido pelo deslocamento do carretel da válvula hidráulica.

Foram implementados três tipos de controladores: proporcional, proporcional-integral e PID.

O controlador PID é formado por um elemento proporcional, um elemento integral e um elemento derivativo. Um esquema representativo deste controlador é apresentado na Figura 4.

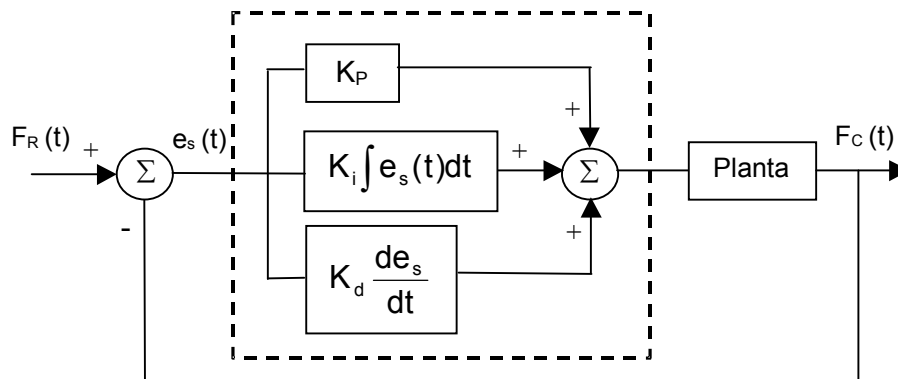


Figura 4. Diagrama de blocos de um controlador PID.

O sinal de erro foi dado pela expressão:

$$e_s = F_C - F_R \quad (23)$$

em que,

F_R - força de contato de referência do controlador, N.

O sinal de controle do controlador PID, segundo OGATA (1998), pode ser dado pela expressão:

$$u = K_p e_s(t) + K_i \int e_s(t) dt + K_d \left[\frac{de_s(t)}{dt} \right] \quad (24)$$

em que,

u - sinal de controle;

K_P - constante proporcional;

e_s - sinal de erro;

t - tempo;

K_i - constante de integração; e

K_d - constante de derivação.

Os valores das constantes do controlador (K_P , K_i , K_d) dos sistemas foram obtidos por meio de algoritmo numérico, que os variaram até obter um mínimo erro na determinação da força de contato.

3.3. Sistema de controle de posição usando válvula direcional proporcional de quatro vias

O sistema hidráulico de atuação, encarregado de posicionar a plataforma de corte, foi composto por um cilindro hidráulico e uma válvula direcional proporcional de quatro vias. O cilindro hidráulico é do tipo diferencial de dupla ação, com um curso do pistão de 0,21 m e áreas da cabeça e da coroa do pistão de $5,07 \times 10^{-4}$ e $3,01 \times 10^{-4}$ m², respectivamente. A válvula de controle é de carretel deslizante e o deslocamento do carretel da válvula é proporcional ao sinal elétrico de alimentação enviado pelo controlador.

Na Figura 5, apresentam-se os possíveis comportamentos do conjunto válvula-pistão, diante do sinal de correção enviado pelo controlador. Neste caso, uma única válvula comandou os movimentos de levantamento e descida da plataforma de corte.

O modelo matemático que caracteriza a dinâmica do sistema hidráulico, formado por uma válvula proporcional de quatro vias controlando um cilindro diferencial de dupla ação, foi derivado da equação de continuidade para cada câmara (MERRIT, 1967).

As duas equações diferenciais, que descrevem o comportamento do sistema são:

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (25)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (26)$$

em que,

Q_1 - vazão na câmara de levantamento, m³ s⁻¹;

Q_2 - vazão na câmara de retrocesso, m³ s⁻¹;

P_1 - pressão na câmara de levantamento do atuador, Pa;

P_2 - pressão na câmara de retrocesso do atuador, Pa.

V_1 - volume na câmara de levantamento (incluindo válvula, linhas de conexão, e volume do pistão), m^3 ;

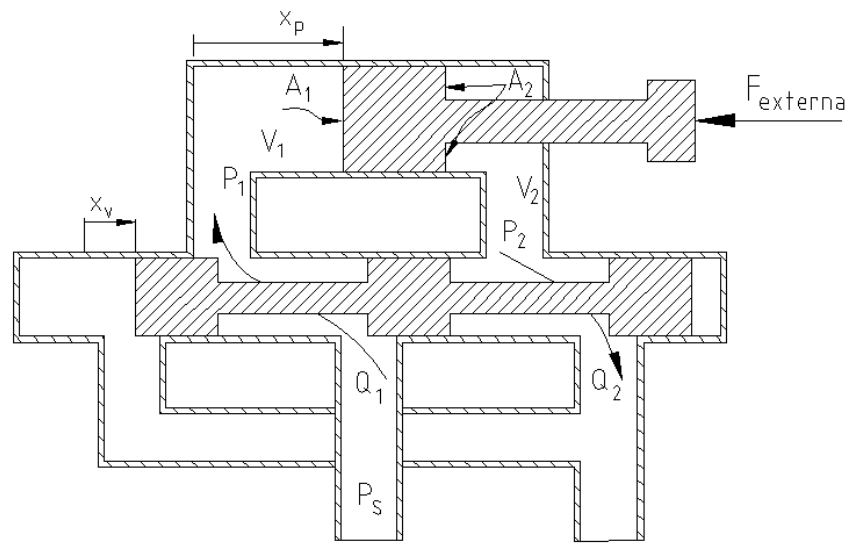
V_2 - volume na câmara de retrocesso (incluindo válvula, linhas de conexão, e volume do pistão), m^3 ;

C_{ip} - coeficiente de vazamento interno do pistão, $m^3 s^{-1} Pa^{-1}$;

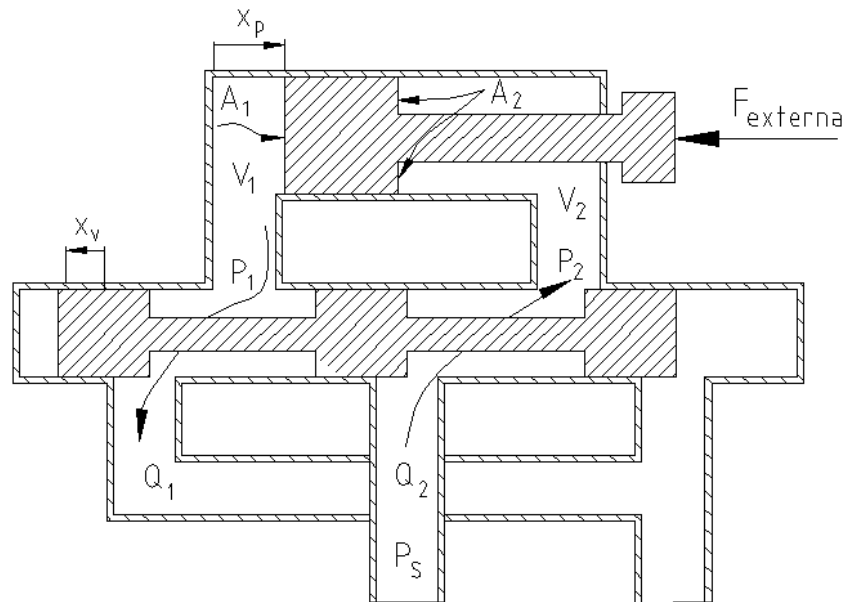
C_{ep} - coeficiente de vazamento externo do pistão, $m^3 s^{-1} Pa^{-1}$;

β_e - módulo efetivo do sistema, Pa; e

t - tempo, s.



a



b

Figura 5. Válvula direcional proporcional de quatro vias controlando pistão em condição de avanço do atuador (a) e condição de retrocesso do atuador (b).

Os volumes das câmaras de levantamento e retrocesso foram determinados pelas expressões:

$$V_1 = V_{01} + A_1 x_p \quad (27)$$

$$V_2 = V_{02} - A_2 x_p \quad (28)$$

em que,

V_{01} - volume inicial na câmara de levantamento, m^3 ;

V_{02} - volume inicial na câmara de retrocesso, m^3 ;

A_1 - área da cabeça do pistão do atuador, m^2 ;

A_2 - área da coroa do pistão do atuador, m^2 ; e

x_p - deslocamento da haste do cilindro, m.

O deslocamento da haste do cilindro hidráulico foi determinado pela expressão:

$$x_p = x_3 - x_{3min} \quad (29)$$

em que,

x_{3min} - valor mínimo do comprimento do braço que suporta o atuador, quando o cilindro está recolhido, m.

A vazão no sistema foi calculada considerando-se a magnitude do deslocamento do carretel da válvula e da pressão em cada câmara.

Quando o deslocamento do carretel da válvula era positivo ($x_v > 0$) e a pressão na câmara de levantamento menor que a pressão de suprimento ($P_1 < P_s$), a vazão na câmara de levantamento foi calculada pela expressão:

$$Q_1 = C_d (w x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (30)$$

em que,

C_d - coeficiente de descarga, adimensional;

w - gradiente da área do orifício principal, $m^2 m^{-1}$;

P_s - pressão de suprimento do sistema hidráulico, Pa; e

ρ - massa específica do fluido hidráulico, $kg m^{-3}$.

Quando a pressão na câmara de levantamento era igual à pressão de suprimento ($P_1 = P_s$), Q_1 foi assumido como sendo igual a zero. No caso em que foi mantido o valor positivo do deslocamento do carretel e a pressão na câmara de retrocesso foi maior que zero ($P_2 > 0$), a vazão na câmara de retrocesso foi calculada pela expressão:

$$Q_2 = -C_d (w x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2)} \quad (31)$$

Caso contrário, Q_2 foi considerada igual a zero.

Quando o deslocamento do carretel da válvula foi negativo ($x_v < 0$) e a pressão na câmara de levantamento foi maior que zero ($P_1 > 0$), a vazão na câmara de levantamento foi calculada pela expressão:

$$Q_1 = C_d(w x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1)} \quad (32)$$

Em não satisfazendo essas condições, admitiu-se Q_1 como sendo igual a zero. No caso em que o deslocamento do carretel da válvula foi negativo e a pressão na câmara de retrocesso menor que a pressão de suprimento ($P_2 < P_s$), a vazão na câmara de retrocesso foi calculada pela expressão:

$$Q_2 = -C_d(w x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_2)} \quad (33)$$

Caso contrario, Q_2 foi considerada igual a zero.

A força produzida pelo atuador, para movimentar a plataforma de corte, foi determinada pela expressão:

$$F_a = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (34)$$

Foram estabelecidas, como condições iniciais, um deslocamento do carretel da válvula de $1,0 \times 10^{-7}$ m (um valor positivo e diferente de zero), um ângulo do braço da plataforma com a vertical de 0,78 radiano e uma velocidade angular do braço igual a zero. Também foi estabelecida uma pressão inicial na câmara de levantamento igual a 75% do valor da pressão de suprimento máxima e uma pressão de retorno de 1 Pa.

A solução do sistema de equações diferenciais composto pelas Equações 12, 13, 25 e 26 foi obtida utilizando-se o método de Runge Kutta de sexta ordem (PRESS et al., 1992).

Na Tabela 2, são apresentados os valores de parâmetros constantes usados na modelagem do sistema hidráulico de atuação. Estes valores foram obtidos de MERRIT (1967).

Tabela 2. Parâmetros do sistema hidráulico de atuação

Parâmetro	Valor
C_d	0,61
ρ	800 kg m^{-3}
β	689,4 MPa
w	$7,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ m}^{-1}$
C_{ep}	$5,0 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ Pa}^{-1}$
C_{ip}	$5,0 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ Pa}^{-1}$

A equação diferencial que descreve o comportamento do sistema, quando comandado por uma válvula direcional proporcional de três vias, foi determinada empregando-se a equação de continuidade para o volume de controle, sendo a pressão na entrada considerada como constante (MERRIT, 1967).

$$Q_L + C_i(P_S - P_C) = \frac{dV_h}{dt} + \frac{V_h}{\hat{a}_e} \frac{dP_C}{dt} \quad (35)$$

em que,

P_C - pressão de controle, Pa;

Q_L - vazão, $m^3 s^{-1}$;

C_i - coeficiente de vazamento, $m^3 s^{-1} Pa^{-1}$; e

V_h - volume da câmara de controle, m^3 .

O volume da câmara de controle foi determinado pela equação:

$$V_h = V_0 + A_1 x_P \quad (36)$$

em que,

V_0 - volume inicial da câmara de controle, m^3 .

A vazão de controle foi calculada, considerando-se a pressão de suprimento do sistema (P_S), o deslocamento do carretel da válvula (x_v) e a folga na válvula (U).

No caso em que a folga da válvula era diferente de zero ($U \neq 0$), a pressão de controle era menor ou igual à pressão de suprimento ($P_C \leq P_S$) e maior que zero ($P_C \geq 0$), a vazão de controle foi calculada por:

$$Q_L = C_d w U \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \left[\left(1 + \frac{x_v}{U} \right) \sqrt{1 - \frac{P_C}{P_S}} - \left(1 - \frac{x_v}{U} \right) \sqrt{\frac{P_C}{P_S}} \right] \quad (37)$$

em que,

U - folga da válvula, m.

Quando as duas primeiras condições foram cumpridas e a pressão de controle era menor ou igual a zero ($P_C \leq 0$), a vazão foi calculada como:

$$Q_L = C_d w U \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \left(1 + \frac{x_v}{U} \right) \quad (38)$$

Nos casos em que essas condições não foram satisfeitas, Q_L foi assumido como sendo igual a zero.

Quando a válvula foi considerada do tipo centro crítico ($U=0$) e o deslocamento do carretel da válvula era maior ou igual a zero ($x_v \geq 0$), a vazão foi calculada por:

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{2(P_S - P_C)}{\rho}} \quad (39)$$

Caso contrário, utilizou-se a seguinte expressão:

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{2P_C}{\rho}} \quad (40)$$

A força produzida pelo atuador, para movimentar a plataforma de corte, foi determinada por:

$$F_a = P_C A_1 - P_S A_2 \quad (41)$$

Foram estabelecidas, como condições iniciais, um deslocamento do carretel da válvula de $1,0 \times 10^{-7}$ m (um valor positivo e diferente de zero), um ângulo do braço da plataforma com a vertical de 0,78 radiano, uma velocidade angular do braço igual a zero e uma pressão de controle igual a 75% do valor da pressão de suprimento máxima.

A solução do sistema de equações diferenciais composto pelas equações 12, 13 e 35 foi obtida, utilizando-se o método de Runge Kutta de sexta ordem (PRESS et al., 1992).

3.5. Sistema de controle de posição usando válvula proporcional redutora de pressão

Duas estratégias foram analisadas para estudar o comportamento do sistema de controle de posição usando a válvula proporcional redutora de pressão. Na primeira, o cilindro de simples ação foi comandado por uma única válvula, enquanto, na segunda estratégia, o cilindro diferencial de dupla ação que forma parte do sistema hidráulico de atuação foi comandado por duas válvulas.

3.5.1. Pistão controlado por uma válvula proporcional redutora de pressão

Quando o sistema de controle de posição usa uma válvula proporcional redutora de pressão para comandar o cilindro hidráulico, esta controla os movimentos de levantamento da plataforma, ficando os movimentos de descida por conta da ação do peso próprio. Na Figura 7, apresentam-se os possíveis comportamentos do conjunto válvula-pistão.

O cilindro hidráulico é de simples ação com curso do pistão de 0,21 m e área da cabeça de $5,07 \times 10^{-4}$ m². A válvula de controle é de carretel deslizante e a relação P_R/P_S é proporcional à tensão aplicada pelo controlador.

O sistema foi modelado, utilizando-se a válvula redutora de pressão NG-6, fabricada pela Bosch (BOSCH, 1992), cuja curva de resposta é representada na Figura 8.

Um modelo polinomial de terceiro grau foi ajustado a partir dos valores experimentais apresentados pelo fabricante, obtendo-se a equação:

$$\frac{P_R}{P_S} = \frac{1}{100}(-0,1565v^3 + 3,1053v^2 - 4,848v) \quad R^2=0,99 \quad \forall v \geq 1,71 \text{ V} \quad (42a)$$

$$\frac{P_R}{P_S} = 0 \quad \forall v < 1,71 \text{ V} \quad (42b)$$

em que,

P_R - pressão reduzida de controle, Pa; e

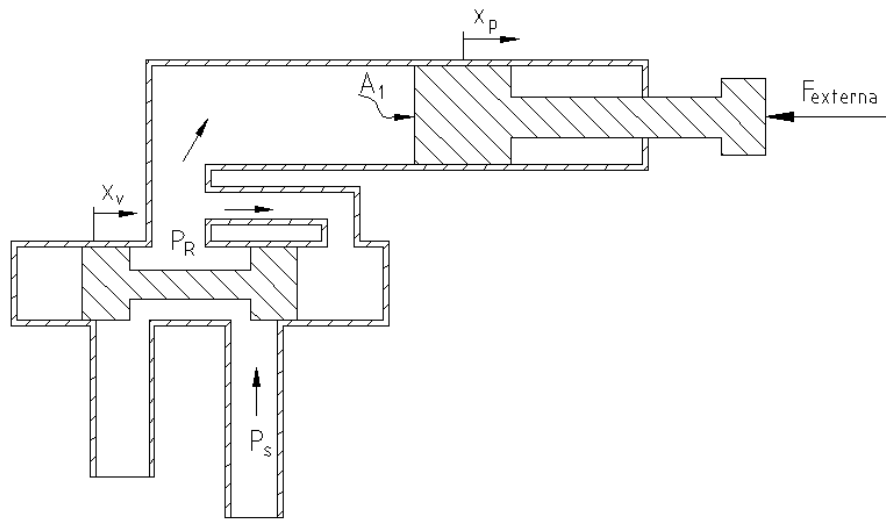
v - tensão, volts.

A força produzida pelo atuador, para movimentar a plataforma de corte, foi determinada pela expressão:

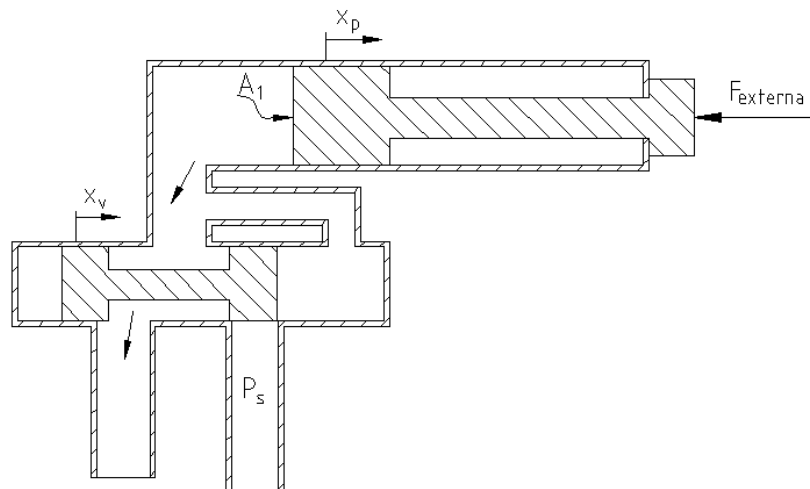
$$F_a = P_R A_1 \quad (43)$$

Foram estabelecidas, como condições iniciais, um ângulo do braço da plataforma com a vertical de 0,78 radiano, uma velocidade angular do braço igual a zero e uma tensão de entrada igual a zero.

A solução do sistema de equações diferenciais composto pelas equações 12 e 13 foi obtida, utilizando-se o método de Runge Kutta de sexta ordem (PRESS et al., 1992).



a



b

Figura 7. Válvula proporcional redutora de pressão controlando pistão em condição de avanço do atuador (a) e condição de retrocesso do atuador (b).

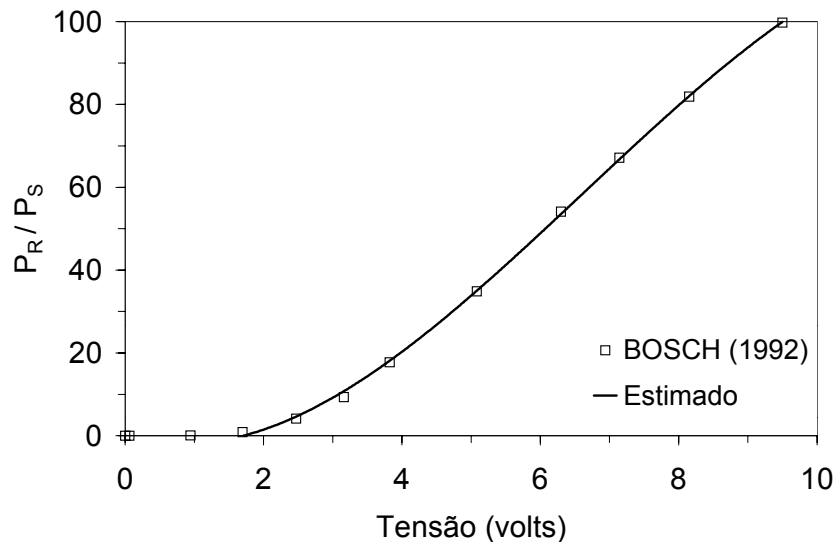


Figura 8. Relação pressão reduzida de controle e pressão de suprimento em função da tensão.

3.5.2. Pistão controlado por duas válvulas proporcionais redutoras de pressão

Quando duas válvulas proporcionais redutoras de pressão formam parte da estratégia de controle de posição, uma comanda o movimento de levantamento da plataforma e a outra os movimentos de descida. Neste caso, o sistema hidráulico de atuação foi formado por um cilindro de dupla ação e duas válvulas similares àquelas descritas no tópico anterior. Na Figura 9, apresentam-se os possíveis comportamentos dos conjuntos válvulas-pistão.

O sistema foi modelado, utilizando-se duas válvulas redutoras de pressão NG-6 (Figura 9), fabricadas pela Bosch (BOSCH, 1992), cuja curva de resposta é representada na Figura 8, enquanto o modelo do comportamento das mesmas é apresentado na Equação 42.

A força produzida pelo atuador, para movimentar a plataforma de corte, foi determinada pela expressão:

$$F_a = P_R A_1 - P_R A_2 \quad (44)$$

Foram estabelecidas, como condições iniciais, um ângulo do braço da plataforma com a vertical de 0,78 radiano, uma velocidade angular do braço igual a zero, uma pressão reduzida de controle em cada válvula igual a zero e uma tensão de entrada em cada válvula igual a zero.

A solução do sistema de equações diferenciais composto pelas Equações 12 e 13 foi obtida, utilizando-se o método de Runge Kutta de sexta ordem (PRESS et al., 1992).

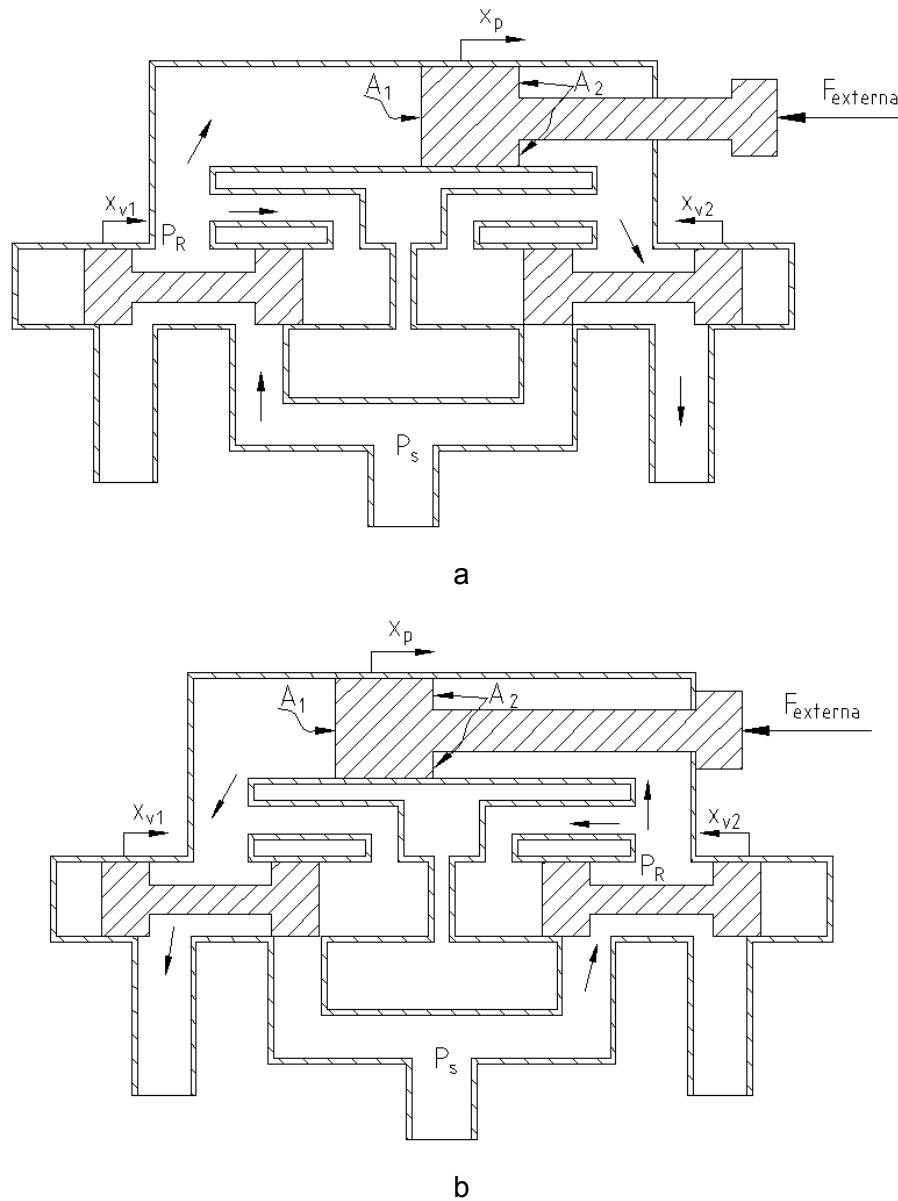


Figura 9. Válvulas proporcionais redutoras de pressão controlando pistão em condição de avanço do atuador (a) e condição de retrocesso do atuador (b).

3.6. Procedimento de análise

Para estudar o comportamento do sistema de controle foram realizados experimentos de simulação. Foi estudada a influência que parâmetros como a velocidade de deslocamento da plataforma, a pressão de suprimento do sistema hidráulico, o peso da plataforma de corte e a força de contato de referência do controlador exercem na dinâmica do sistema. Os experimentos foram realizados utilizando velocidades de 1,0; 1,5 e 2,0 m s^{-1} , pressões de 6,8; 13,7 e 20,6 MPa, forças de referência de 200; 400 e 800 N e lastros de 40; 60 e 80 kg. Os experimentos de simulação tiveram duração de 5 s e incremento de 0,001 s.

O solo foi considerado como uma função senoidal com amplitude de 0,05 m e comprimento de ondas de 2 m, representando o perfil do solo perpendicular às linhas

de plantio. O contato entre o mecanismo de corte e o solo foi representado por um ponto. Não foi admitida uma força do solo, agindo sobre a esfera, com valores menores que zero, assim como a força de corte da cultura foi desprezada.

Para avaliar o desvio entre os valores de força de contato simulada e a força de contato de referência do controlador, utilizou-se o erro relativo médio, conforme se segue:

$$e = 100 \frac{\sum \left[\frac{|F_C - F_R|}{F_R} \right]}{n} \quad (44)$$

em que,

e - erro relativo médio, %; e

n - número de pontos simulados em cada tratamento.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Simulação do sistema de controle de posição usando válvula direcional proporcional de quatro vias

A listagem do programa computacional desenvolvido para simular o comportamento do sistema de controle, usando uma válvula de controle direcional proporcional de quatro vias, é apresentada no Apêndice A.

O programa computacional fornece para cada incremento de tempo, os valores correspondente à força de contato entre a ponta esférica ligada à célula de carga e o solo, ao ângulo formado entre a barra articulada da plataforma e a vertical, à velocidade angular da barra articulada da plataforma, às pressões na câmara de avanço e na câmara de retrocesso, à força realizada pelo pistão para deslocar a plataforma de corte, à posição do cilindro de atuação, à posição do carretel da válvula de controle, à coordenada vertical do perfil do solo e à coordenada vertical da ponta esférica da célula de carga.

No programa computacional desenvolvido, foi possível variar as constantes do controlador de forma a conhecer sua influência no comportamento do sistema.

Os experimentos de simulação, realizados com o controlador proporcional, mostraram que o sinal de correção do erro comportou-se de maneira muito instável, comprometendo o desempenho do sistema de controle. O comportamento da força de contato, quando o controlador proporcional trabalhou com a constante K_p igual a $1,0 \times 10^{-4} \text{ m N}^{-1}$, é apresentado na Figura 10. Observa-se que o controlador apresenta-se incapaz de corrigir o sinal de erro.

Para implementar o controlador do tipo proporcional-integral, considerou-se a constante proporcional que ofereceu melhor desempenho do sistema e a constante de integração variada até obter um comportamento aceitável do controlador. Na Figura 11, é apresentado o comportamento da força de contato, para o controlador com as constantes K_p igual a $1,0 \times 10^{-4} \text{ m N}^{-1}$ e K_i igual a $1,0 \times 10^{-6} \text{ m N}^{-1}\text{s}^{-1}$. Observa-se fraca influência do elemento integral no desempenho do controlador proporcional-integral, quando comparado com o proporcional.

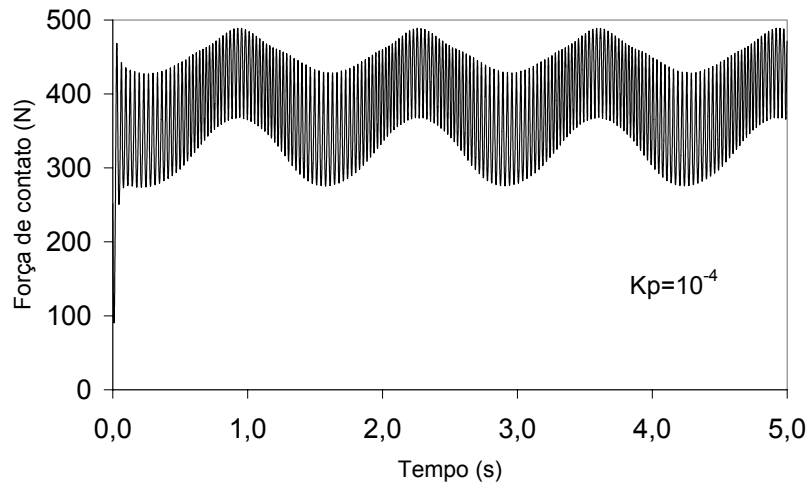


Figura 10. Força de contato em função do tempo, com velocidade de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, pressão de suprimento de $13,7 \text{ MPa}$, lastro de 60 kg e força de referência de 400 N , para o controlador proporcional com constante $K_p=10^{-4} \text{ m N}^{-1}$.

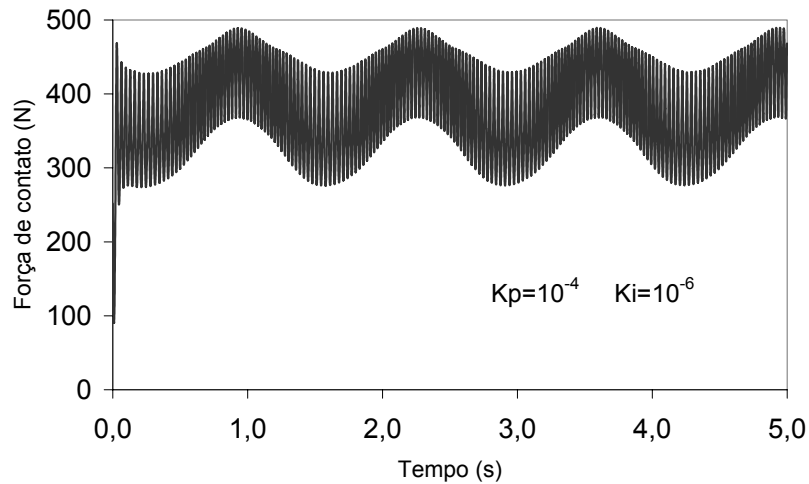


Figura 11. Força de contato em função do tempo, com velocidade de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, pressão de suprimento de $13,7 \text{ MPa}$, lastro de 60 kg e força de referência de 400 N , para o controlador proporcional-integral com constantes $K_p=1,0 \times 10^{-4} \text{ m N}^{-1}$ e $K_i=1,0 \times 10^{-6} \text{ m N}^{-1}\text{s}^{-1}$.

Durante a implementação do controlador proporcional-integral-derivativo, foram utilizadas as mesmas constantes K_p e K_i do controlador proporcional-integral, previamente implementado. Na Figura 12 apresenta-se o comportamento da força de contato em função do tempo durante o qual o sistema trabalhou com esse controlador.

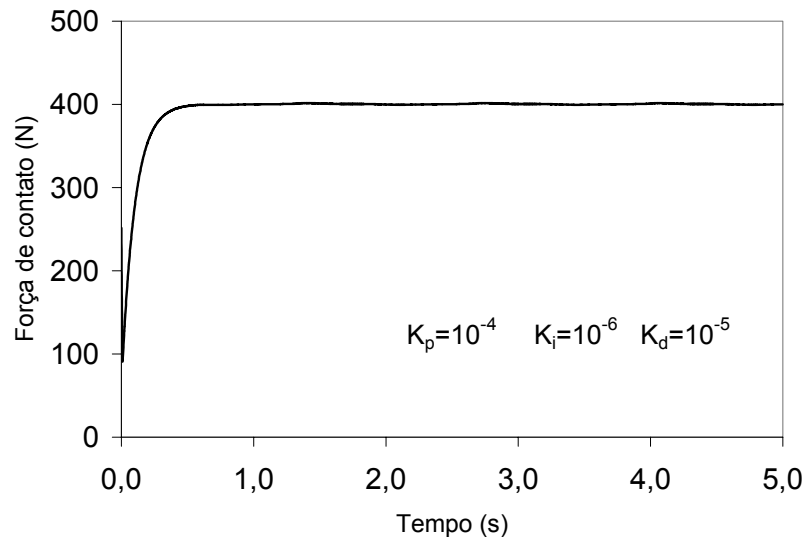


Figura 12. Força de contato em função do tempo, com velocidade de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, pressão de suprimento de $13,7 \text{ MPa}$, lastro de 60 kg e força de referência de 400 N , para o controlador PID com as respectivas constantes.

Observa-se que, quando o elemento derivativo foi acrescido, tornando o controlador do tipo PID, ele corrigiu de maneira estável o sinal de erro. Por esta razão serão apresentados os resultados dos experimentos de simulação, quando o controlador do tipo PID participou da estratégia de controle. As constantes K_P igual a $1,0 \times 10^{-4} \text{ m N}^{-1}$, K_i igual a $1,0 \times 10^{-6} \text{ m N}^{-1}\text{s}^{-1}$ e K_d igual a $1,0 \times 10^{-5} \text{ ms N}^{-1}$ foram as que ofereceram a combinação mais adequada de tempo de resposta e estabilidade do sistema.

As Figuras 13, 14 e 15 apresentam os resultados da força de contato simulada, para o caso em que o controlador trabalhou com uma força de contato de referência de 200 N . Por meio do experimento de simulação, foi possível conhecer o comportamento da força de contato entre o solo e a ponta esférica da célula de carga em função do tempo, das pressões de suprimento, das velocidades de trabalho do sistema e da massa da plataforma, representada por lastros.

A Figura 13 apresenta o comportamento da força de contato, para o caso em que foi usada uma massa do lastro da plataforma de 40 kg . Observou-se que a força de contato tendeu a igualar-se à força de referência do controlador com o aumento do tempo, para as pressões de $13,7$ e $20,6 \text{ MPa}$, independentemente da velocidade de deslocamento do veículo. À pressão de $6,8 \text{ MPa}$ e velocidade de $2,0 \text{ m s}^{-1}$, entretanto, a força de contato apresentou comportamento diferente das outras duas velocidades, variando de $39,31$ a $251,67 \text{ N}$. Neste caso, o controlador somente conseguiu igualar a força de contato medida pelo transdutor com a força de referência, durante breves intervalos. Este comportamento indica a incapacidade do controlador em corrigir o sinal de erro para essas condições. Nas simulações realizadas para a pressão de $6,8$

MPa e velocidades de 1,0 e 1,5 m s⁻¹, a força de contato tendeu a um valor constante, mostrando que o controlador funcionaria, satisfatoriamente, nessas condições.

As Figuras 14 e 15 apresentam os resultados do comportamento da força de contato, para as simulações realizadas com 60 e 80 kg de massa do lastro, respectivamente. Observou-se comportamento similar àquele apresentado na Figura 13, embora tenham apresentado erros menores. Para o caso em que foi realizada a simulação com a pressão de suprimento de 6,8 MPa e velocidade de 2 m s⁻¹, os valores da força de contato variaram de 107,46 a 252,07 N, quando simulou-se a plataforma com massa de 60 kg, e de 171,25 a 277,60 N quando esta foi simulada com 80 kg.

Analisando os erros relativos médios das forças de contato, apresentados nas Figuras 13, 14 e 15, verificou-se que, para a pressão de 6,8 MPa, os valores foram semelhantes e inferiores a 0,49%, utilizando-se velocidades de 1,0 e 1,5 m s⁻¹, enquanto à velocidade de 2,0 m s⁻¹ os valores foram superiores a 8,66%. Para os experimentos realizados com as pressões de 13,7 e 20,6 Mpa, os erros relativos médios foram menores que 2,16%, sendo que, para a pressão de 20,6 MPa, foram observados maiores valores de erro do que para a pressão de 13,7 MPa.

Quando se assumiu uma força de contato de referência do controlador de 200 N, os erros foram considerados satisfatórios, exceto para a velocidade de deslocamento de 2,0 m s⁻¹ e pressão de 6,8 MPa.

As Tabelas 3 e 4 apresentam os valores do erro relativo médio, determinado entre a força de contato simulada e a de referência, para cada situação analisada. Quando os experimentos de simulação foram realizados para uma força de contato de referência de 400 e 800 N, a força de contato simulada teve comportamento semelhante àquela do experimento com 200 N.

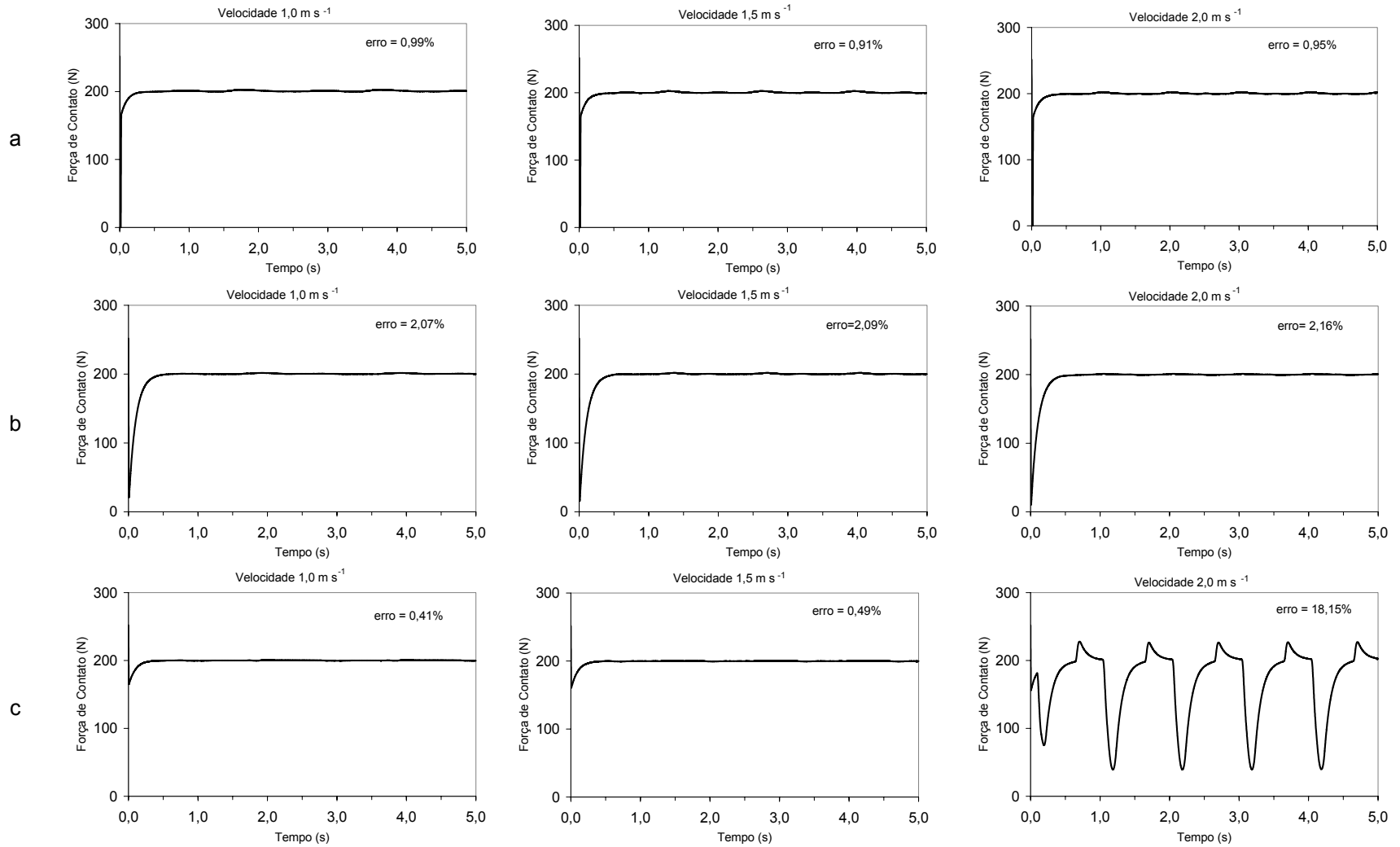


Figura 13. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 40 kg e força de referência de 200 N.

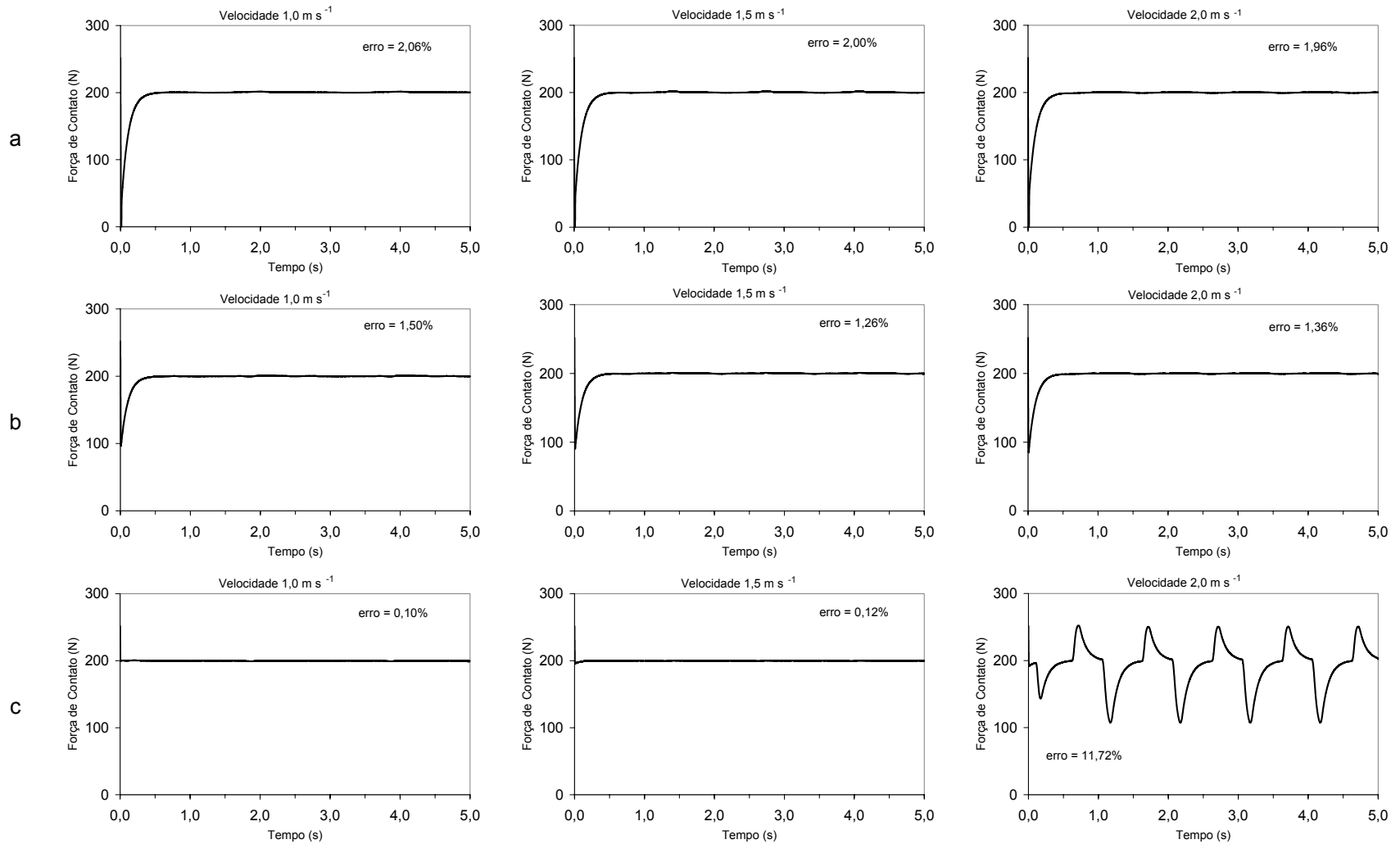


Figura 14. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 60 kg e força de referência de 200 N.

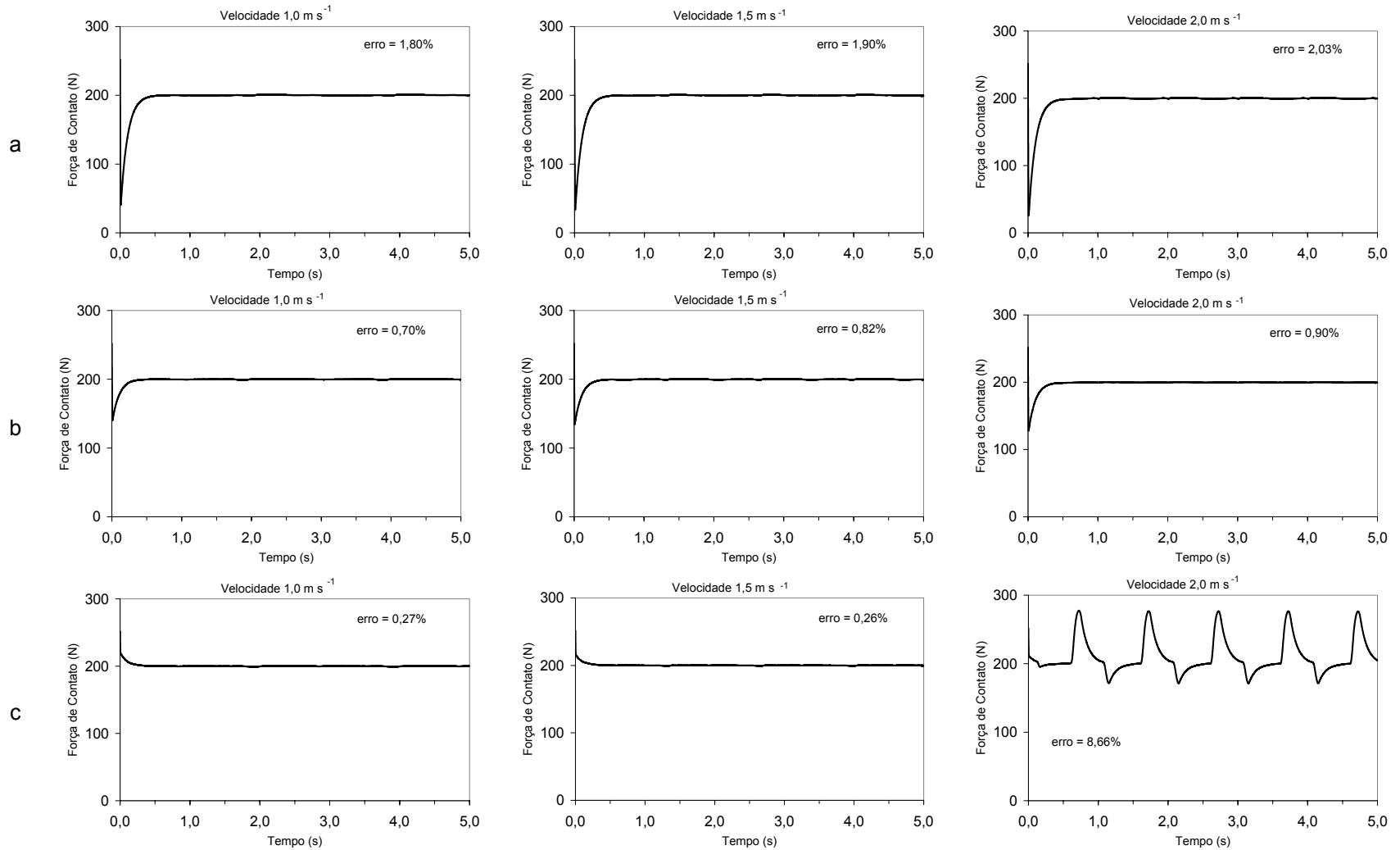


Figura 15. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 80 kg e força de referência de 200 N.

Tabela 3. Erro relativo médio da força de contato (%) em função da velocidade, da pressão de suprimento e do lastro da plataforma, para a força de referência de 400 N

Lastro da plataforma de 40 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,30	2,17	1,77
1,5	1,40	2,17	1,71
2,0	5,96	2,21	1,75
Lastro da plataforma de 60 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,10	1,71	2,27
1,5	1,13	1,75	2,22
2,0	4,52	1,80	2,22
Lastro da plataforma de 80 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	0,99	1,45	2,06
1,5	1,01	1,50	2,10
2,0	4,41	1,56	2,16

Quando se utilizou nas simulações, uma força de referência do controlador de 400 N, a força de contato tendeu a igualar-se à força de referência do controlador com o aumento do tempo, para as pressões de 13,7 e 20,6 MPa, independentemente da velocidade de deslocamento e da massa de lastro. Entretanto, para a pressão de 6,8 MPa e velocidade de 2,0 m s⁻¹, apresentou um comportamento diferente daquele às velocidades de 1,0 e 1,5 m s⁻¹, para as quais tendeu a um valor constante. Para a velocidade de 2,0 m s⁻¹, os valores da força de contato variaram de 140,62 a 426,02 N; 191,56 a 446,12 N e 211,19 a 467,78 N, quando simulou-se a plataforma com lastros de 40, 60 e 80 kg, respectivamente.

Analisando os erros relativos médios das forças de contato, apresentados na Tabela 3, verifica-se que, para a pressão de 6,8 MPa, os valores foram semelhantes e inferiores a 1,40%, ao utilizar velocidades de 1,0 e 1,5 m s⁻¹, enquanto à velocidade de 2,0 m s⁻¹ os valores foram superiores a 4,41%. Para os experimentos realizados com as pressões de 13,7 e 20,6 MPa, os erros relativos médios variaram entre 1,45 e 2,21%, sendo que à medida em que aumenta o lastro, os valores dos erros diminuem.

Os erros observados, ao assumir uma força de contato de referência do controlador de 400 N, foram considerados satisfatórios, exceto para a velocidade de deslocamento de 2,0 m s⁻¹ e pressão de 6,8 MPa.

Analisando os erros relativos médios das forças de contato, mediante uma força de referência do controlador de 800 N, apresentados na Tabela 4, verificou-se que os maiores erros apresentaram-se para a pressão de 6,8 MPa, valores que aumentaram com o aumento na velocidade de deslocamento. Para os experimentos

realizados com as pressões de 13,7 e 20,6 MPa, os erros relativos médios variaram entre 1,88 e 3,80%. Os erros relativos médios diminuíram à medida que o lastro da plataforma e a pressão de suprimento aumentaram.

Os erros observados nos experimentos de simulação com força de contato de referência do controlador de 800 N foram considerados satisfatórios, exceto para a pressão de 6,8 MPa.

Tabela 4. Erro relativo médio da força de contato (%) em função da velocidade de deslocamento, da pressão de suprimento e do lastro da plataforma, para a força de referência de 800 N

Lastro da plataforma de 40 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	3,24	2,23	2,16
1,5	5,57	2,93	2,14
2,0	*	3,80	2,52
Lastro da plataforma de 60 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	2,54	2,01	2,35
1,5	4,35	2,43	2,34
2,0	7,97	3,31	2,63
Lastro da plataforma de 80 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	2,10	1,88	2,21
1,5	3,73	2,12	2,22
2,0	7,03	2,93	2,44

* Para este caso, a solução apresentou-se instável.

Em todos os experimentos de simulação, os maiores erros ocorreram para os primeiros incrementos de simulação. Este fato deve ser atribuído às condições iniciais, adotadas na solução do sistema de equações diferenciais.

Analisando a influência do lastro da plataforma no comportamento do sistema, verificou-se que, para todos os casos estudados, à medida que a massa de lastros aumenta, a capacidade do controlador de corrigir o erro melhora, independentemente da pressão de suprimento do sistema, da velocidade e da força de contato de referência. A ação do peso da plataforma faz com que a velocidade angular da barra articulada aumenta quando o atuador tem que realizar a ação de descida, indicando que o peso contribui para melhorar o desempenho do sistema.

Dessa maneira, analisando os resultados de todos os experimentos de simulação realizados com o sistema de controle, que usa válvula direcional proporcional de quatro vias, observou-se que, independentemente do lastro e da força de referência usada nos experimentos de simulação, nas situações em que coincidiam a menor pressão de suprimento (6,8 MPa) e a maior velocidade de deslocamento

($2,0 \text{ m s}^{-1}$), a força de contato tornava-se muito instável, indicando a incapacidade do controlador de corrigir o erro, favorecendo, portanto, o ineficiente acompanhamento da superfície do solo. Isto significa que o sistema hidráulico deveria trabalhar com uma pressão de, no mínimo, $13,7 \text{ MPa}$, indicando que existe uma pressão mínima para o sistema comportar-se de maneira estável.

As Figuras 16 , 17 e 18 apresentam o comportamento da posição da ponta esférica (y_F), do perfil do solo (y_s), do deslocamento do carretel da válvula de controle e do pistão, e as pressões na câmara de avanço (P_1) e de retrocesso (P_2). O comportamento desses parâmetros foram semelhantes, em todos os experimentos de simulação realizados, mudando somente suas magnitudes. Por este motivo, apresentam-se os parâmetros característicos de uma situação escolhida ao acaso.

O deslocamento da ponta esférica da célula de carga foi semelhante àquela do perfil do solo, embora se tenha verificado uma pequena defasagem de $0,11 \text{ s}$ entre eles (Figura 16). A falta de sincronia entre o deslocamento dos perfis indica que a penetração da ponta esférica é variável. Quando o sistema hidráulico realizava trabalho de descida, observou-se menor penetração da ponta, enquanto na subida a tendência foi de aumento.

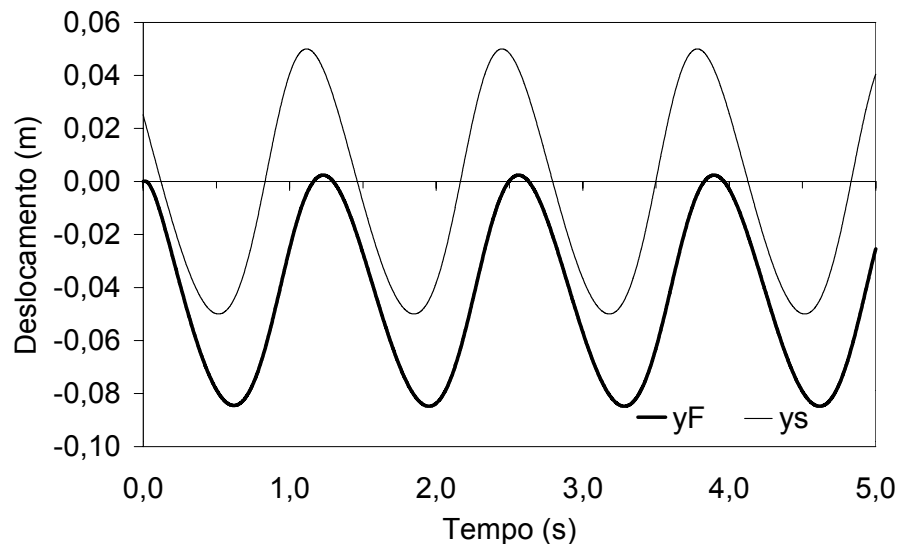


Figura 16. Deslocamento da ponta esférica da célula de carga relativa ao perfil do solo para uma velocidade de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, pressão de $6,8 \text{ MPa}$, lastro de 80 kg e força de referência de 400 N .

A Figura 17 representa o comportamento do deslocamento do carretel da válvula de controle e do pistão, que controla o posicionamento da plataforma. Nos intervalos em que o deslocamento da válvula apresenta-se com valores negativos, acontece a diminuição nos valores de deslocamento do pistão. Isto é provocado pelo aumento do orifício de passagem do fluido hidráulico até à câmara de retrocesso.

Nesta situação, o pistão retrai-se e faz descer a plataforma de corte. Caso contrário, quando o deslocamento da válvula apresenta-se positivo, indica a passagem do fluido até à câmara de avanço e o conseqüente prolongamento do pistão, representado pelo aumento na curva de deslocamento do pistão. Apesar de o pistão hidráulico ter um curso máximo de 0,20 m, foram suficientes 76,8 mm para corrigir os sinais de erros apresentados neste experimento de simulação. Para esta situação, é necessário que o carretel da válvula desloque até os limites máximos (20 mm) e mínimos (-20 mm) para minimizar o sinal de erro.

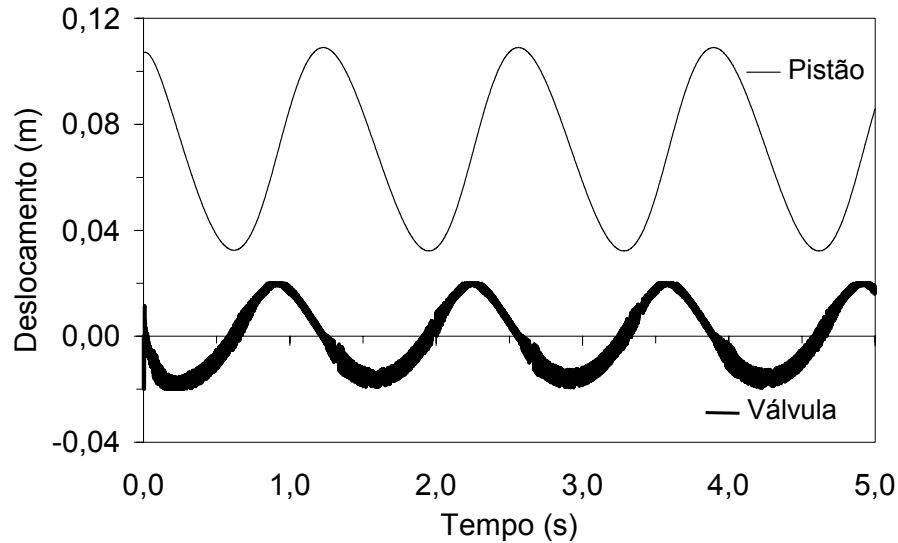


Figura 17. Deslocamento do carretel da válvula e do pistão para uma velocidade de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, pressão de 6,8 MPa, lastro de 80 kg e força de referência de 400 N.

Analisando, na Figura 18, o comportamento das pressões nas câmaras de avanço e retrocesso, verifica-se que a pressão máxima na câmara de avanço da plataforma (P_1) representa 66% da pressão de suprimento do sistema hidráulico, enquanto a pressão máxima na câmara de retrocesso da plataforma (P_2) representa 80%. Observa-se que os valores máximos de P_1 são menores que os valores máximos de P_2 , o que é conseqüência da diferença de áreas do pistão do atuador, sobre as quais atua o fluido hidráulico. No caso em que P_1 aumenta, significa que o fluido está passando para a câmara que favorece o levantamento da plataforma. Neste mesmo instante, o fluido contido na câmara de retração retorna para o depósito de óleo.

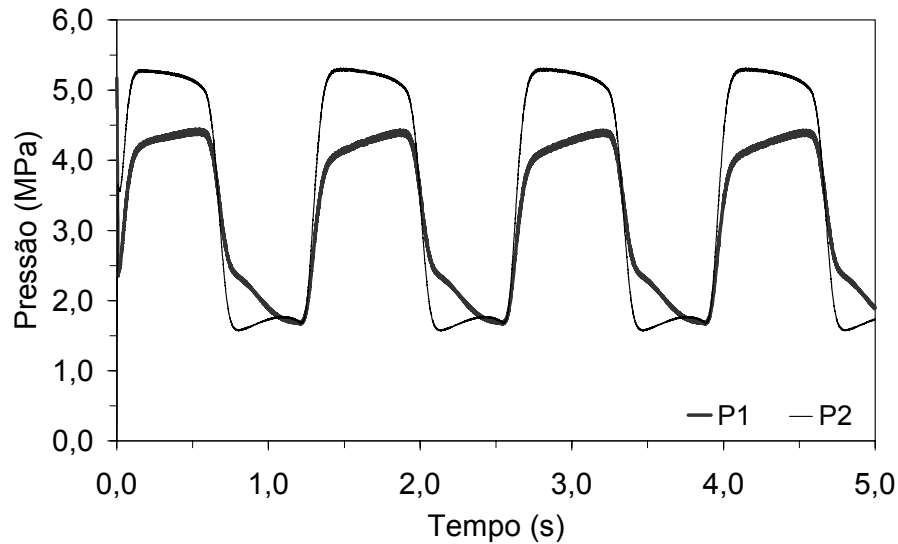


Figura 18. Pressão na câmara de levantamento (P_1) e na câmara de abaixamento (P_2) para uma velocidade de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, pressão de suprimento de $6,8 \text{ MPa}$, lastro de 80 kg e força de referência de 400 N .

4.2. Simulação do sistema de controle de posição usando válvula direcional proporcional de três vias

O programa computacional desenvolvido para simular o comportamento do sistema de controle, usando como válvula de controle uma direcional proporcional de três vias, cuja listagem é apresentada no Apêndice B, fornece, para cada intervalo de tempo, os valores referentes a: força de contato entre a ponta esférica ligada à célula de carga e o solo; ângulo formado entre a barra articulada da plataforma e a vertical; velocidade angular da barra articulada da plataforma; pressão na câmara de controle; força que realiza o pistão para deslocar a plataforma de corte; posição do cilindro de atuação; posição do carretel da válvula de controle; coordenada vertical do perfil do solo; e coordenada vertical da ponta esférica da célula de carga.

Como no programa desenvolvido para a válvula direcional proporcional de quatro vias, neste, também, foi possível variar as constantes dos controladores.

O procedimento utilizado para ajustar as constantes dos controladores, usados no sistema de controle com válvula direcional proporcional de três vias, foi similar ao usado no sistema de controle com válvula direcional proporcional de quatro vias. A Figura 19 apresenta o comportamento da força de contato, quando o sistema trabalhou com o controlador PID de constantes $K_P=1,0 \times 10^{-4} \text{ m N}^{-1}$, $K_I=1,0 \times 10^{-6} \text{ mN s}^{-1}$ e $K_D=1,0 \times 10^{-6} \text{ ms N}^{-1}$.

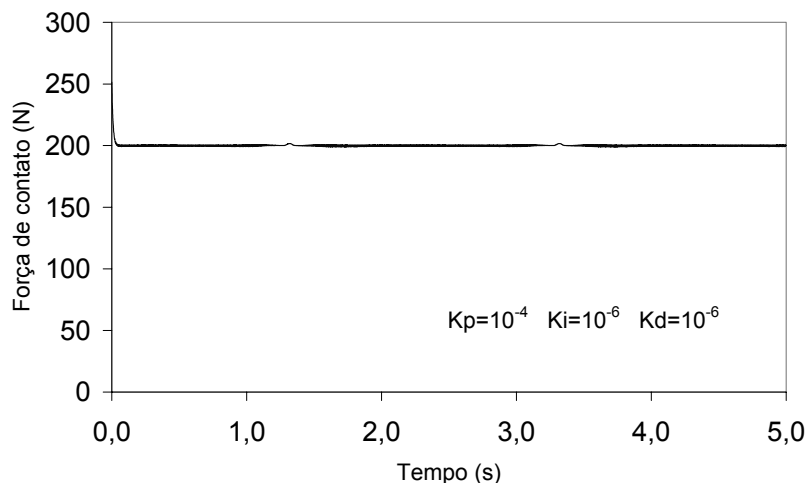


Figura 19. Força de contato em função do tempo, com velocidade de $1,0 \text{ m s}^{-1}$, pressão de suprimento de 6,8 MPa, lastro de 40 kg e força de referência de 200 N, com controlador PID.

Comparando o comportamento da força de contato, apresentada nas Figura 19 e 20, observa-se notável melhoria do sinal de controle corrigido pelo controlador PID, apresentando-se o controlador proporcional como incapaz de corrigir o sinal de erro de maneira eficiente. A força de contato simulada, quando o sistema trabalhou com o controlador proporcional-integral apresentou comportamento instável, semelhante ao apresentado na Figura 20.

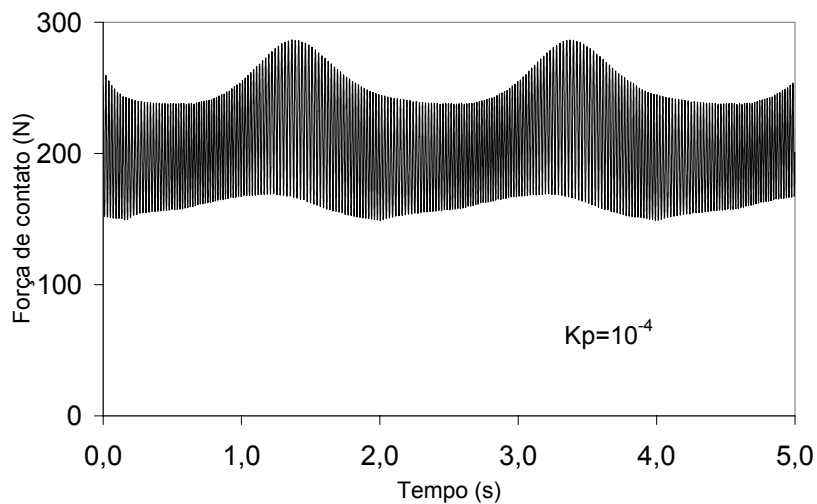


Figura 20. Força de contato em função do tempo, com velocidade de $1,0 \text{ m s}^{-1}$, pressão de suprimento de 6,8 MPa, lastro de 40 kg e força de referência de 200 N, com controlador proporcional.

Considerando as instabilidades apresentadas pelos controladores proporcional e proporcional-integral, serão apresentados os resultados dos experimentos de simulação quando o sistema de controle trabalhou com o controlador PID.

Nas Figuras 21, 22 e 23 são apresentados os resultados do comportamento da força de contato entre o solo e a ponta esférica da célula de carga em função do tempo, da pressão de suprimento, da velocidade de trabalho do sistema e da massa da plataforma, para o caso em que foi simulou-se uma força de contato de referência de 200 N.

A Figura 21 apresenta o comportamento da força de contato, para o caso em que foi usado um lastro de 40 kg. Observa-se que a força de contato teve um comportamento estável com o aumento do tempo, para a pressão de 20,6 MPa, independentemente da velocidade de deslocamento da plataforma. Na pressão de 13,7 MPa, observou-se comportamento estável para as velocidades de 1,0 e 1,5 m s⁻¹, o mesmo não ocorrendo para a velocidade de 2,0 m s⁻¹. Quando foi simulada a força de contato com uma pressão de suprimento de 6,8 MPa, observou-se que somente para a menor velocidade (1,0 m s⁻¹) obteve-se um comportamento aceitável.

Analisando os erros relativos médios das forças de contato, apresentados na Figura 21, observa-se que, para a pressão de 20,6 MPa, os valores foram semelhantes e inferiores a 0,35%, independentemente da velocidade de deslocamento da plataforma. Para estas condições, o controlador conseguiu corrigir o sinal de erro sem dificuldade. Quando a simulação foi realizada para um pressão de suprimento de 13,7 MPa, os erros comportaram-se de maneira semelhante e foram inferiores a 0,31% às velocidades de 1,0 e 1,5 m s⁻¹, enquanto para a maior velocidade (2,0 m s⁻¹) foram iguais a 1,09%. Para a pressão de 6,8 MPa, os erros variaram entre 0,24 e 23,89%, ocorrendo aumento nesses valores com o aumento da velocidade de deslocamento da plataforma.

Analisando a influência da velocidade no comportamento da força de contato, observou-se que, na velocidade de 2 m s⁻¹, o controlador apresentou maior dificuldade em corrigir o sinal de erro.

Observou-se aumento do erro relativo médio com o aumento da massa do lastro da plataforma, em todas as simulações realizadas com a pressão de 6,8 MPa. Nesta pressão, o sistema é incapaz de sustentar a plataforma, nas velocidades de deslocamento de 1,5 e 2,0 m s⁻¹ (Figura 21c). Por outro lado, trabalhando com pressão de suprimento de 20,6 MPa, o sistema apresentou melhor desempenho no acompanhamento da força de referência.

As Figuras 22 e 23 apresentam um comportamento da força de contato semelhante àquele apresentado na Figura 21. Verifica-se que, para a força de referência de 200 N, o aumento do lastro favoreceu a incapacidade do controlador em corrigir o sinal de erro.

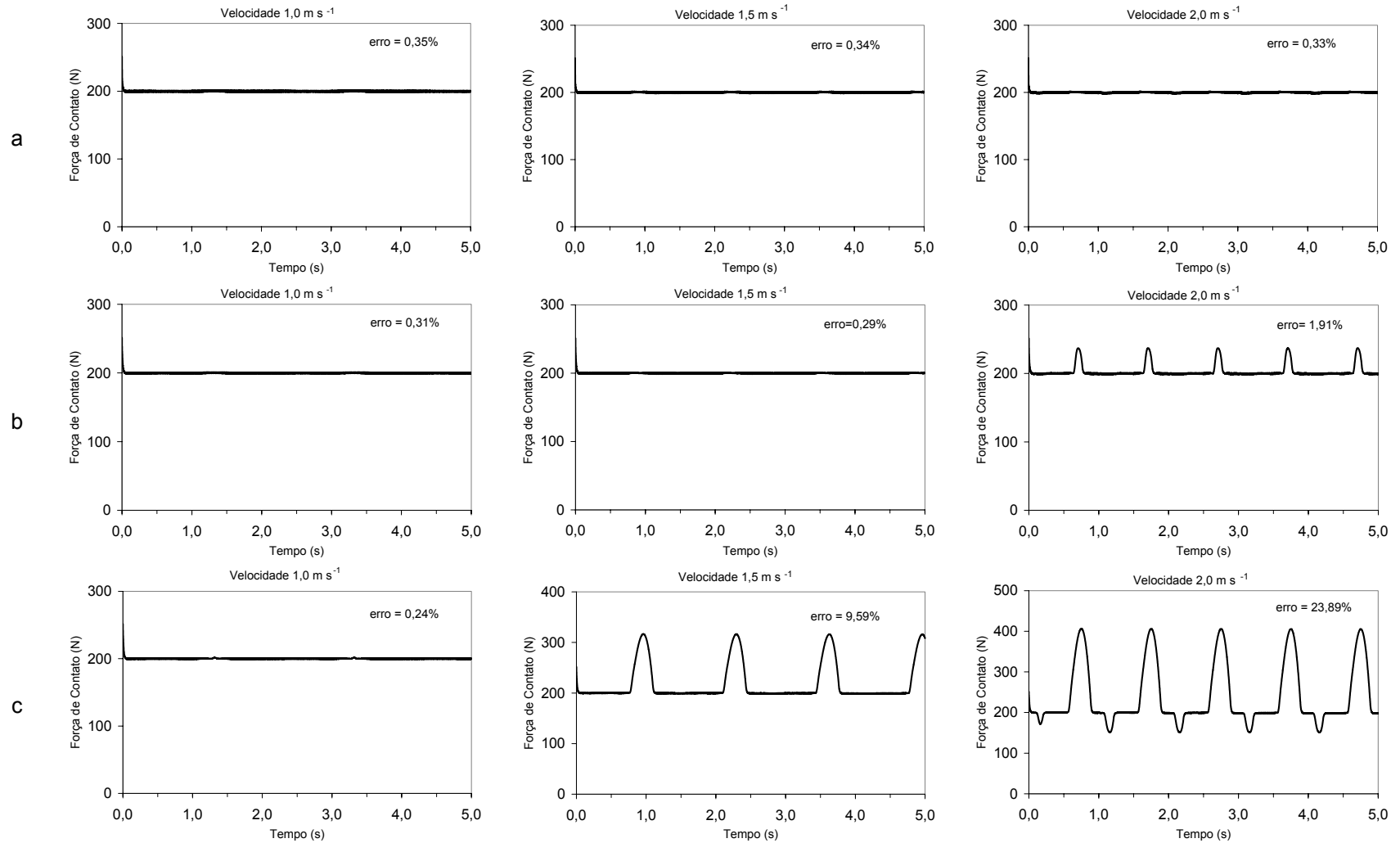


Figura 21. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 40 kg e força de referência de 200 N.

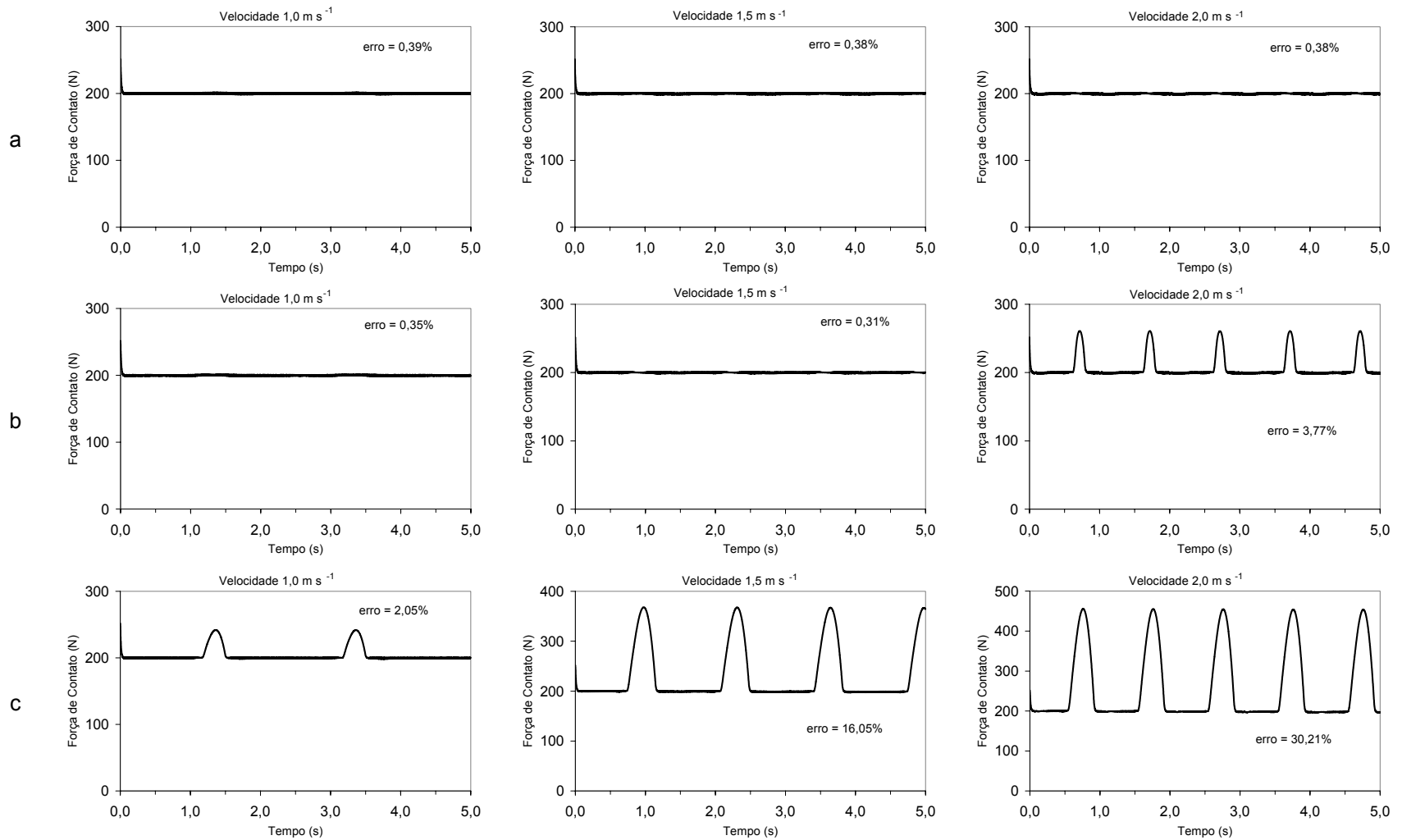


Figura 22. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 60 kg e força de referência de 200 N.

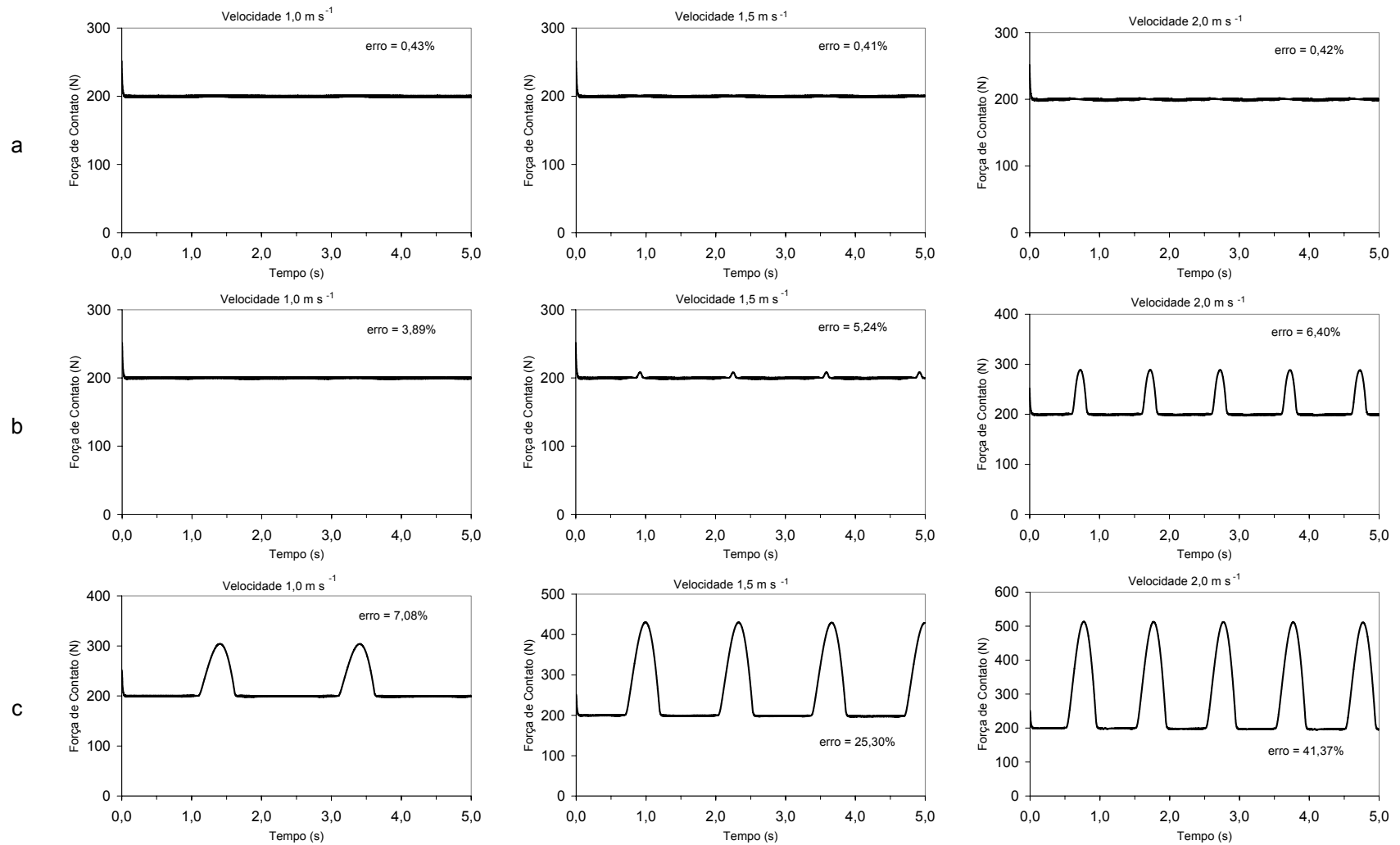


Figura 23. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 80 kg e força de referência de 200 N.

As Tabelas 5 e 6 apresentam os valores do erro relativo médio, determinado entre a força de contato simulada e a força de contato de referência, para cada situação analisada. Quando os experimentos de simulação foram realizados para uma força de contato de referência de 400 e 800 N, a força de contato simulada teve comportamento semelhante àquele apresentado no experimento realizado com uma força de 200 N.

Na Tabela 5, verifica-se que, para a pressão de suprimento de 6,8 MPa, o erro relativo médio aumenta com o incremento na velocidade de deslocamento e no lastro da plataforma de corte, enquanto, para a pressão de 20,6 MPa, estes parâmetros não apresentaram influência, uma vez que os erros apresentaram valores semelhantes em todas as velocidades e lastros simulados.

Tabela 5. Erro relativo médio da força de contato (%) em função da velocidade de deslocamento, da pressão de suprimento e do lastro da plataforma, para a força de referência de 400 N

Lastro da plataforma de 40 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	0,20	0,25	0,29
1,5	3,44	0,24	0,29
2,0	8,80	0,78	0,29
Lastro da plataforma de 60 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	0,37	0,25	0,29
1,5	5,73	0,24	0,29
2,0	11,79	1,47	0,28
Lastro da plataforma de 80 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,56	0,27	0,30
1,5	8,94	0,25	0,29
2,0	15,85	2,45	0,28

Na Tabela 6, observa-se que o erro relativo médio aumenta em função da velocidade de deslocamento. Este comportamento era esperado, pois quanto maior a velocidade de deslocamento menor é o tempo disponível para que o sistema realize a ação de controle. Observa-se que o erro relativo médio diminui à medida que a pressão de suprimento aumenta, pois maiores pressões fornecem maior energia para o sistema manter a plataforma na altura em que a força de contato seja semelhante à de referência. Observa-se que o lastro da plataforma apresentou pouca influência sobre os valores do erro relativo médio.

Tabela 6. Erro relativo médio da força de contato (%) em função da velocidade de deslocamento, da pressão de suprimento e do lastro da plataforma, para a força de referência de 800 N

Lastro da plataforma de 40 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,55	0,47	0,36
1,5	4,29	0,64	0,39
2,0	8,56	1,64	0,46
Lastro da plataforma de 60 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,22	0,46	0,39
1,5	4,42	0,58	0,40
2,0	8,48	1,76	0,46
Lastro da plataforma de 80 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,12	0,45	0,41
1,5	4,88	0,55	0,42
2,0	8,97	2,01	0,46

Em geral, o comportamento da força de contato, quando foi utilizada uma pressão de suprimento de 20,6 MPa, não foi influenciado pelos demais parâmetros, o que indica o bom desempenho do sistema de controle, trabalhando com maiores pressões.

A Figura 24 apresenta o comportamento da pressão de controle no sistema, para uma situação ao acaso. Observa-se que a pressão de controle varia em torno de 4 MPa, o que foi considerado satisfatório, pois, de acordo com MERRIT (1967), a pressão de controle oscila, geralmente, em torno da metade da pressão de suprimento.

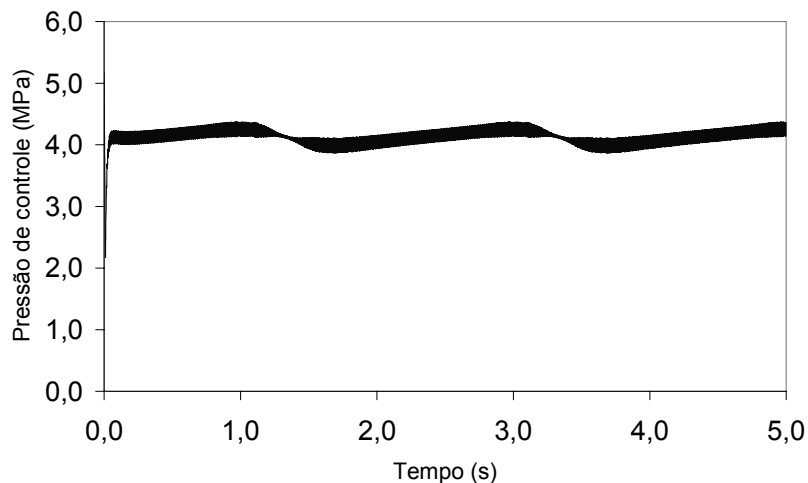


Figura 24. Pressão de controle para uma velocidade de 1,0 m s⁻¹, pressão de suprimento de 6,8 MPa, lastro de 40 kg e força de referência de 400 N.

A Figura 25 apresenta o deslocamento do carretel da válvula direcional proporcional de três vias e do pistão do cilindro diferencial, que posiciona a plataforma de corte. Observa-se que o pistão foi capaz de posicionar a plataforma na altura em que a força de contato igualou-se à força de referência, utilizando-se, para isso, somente 82 mm dos 0,20 m de curso que possui.

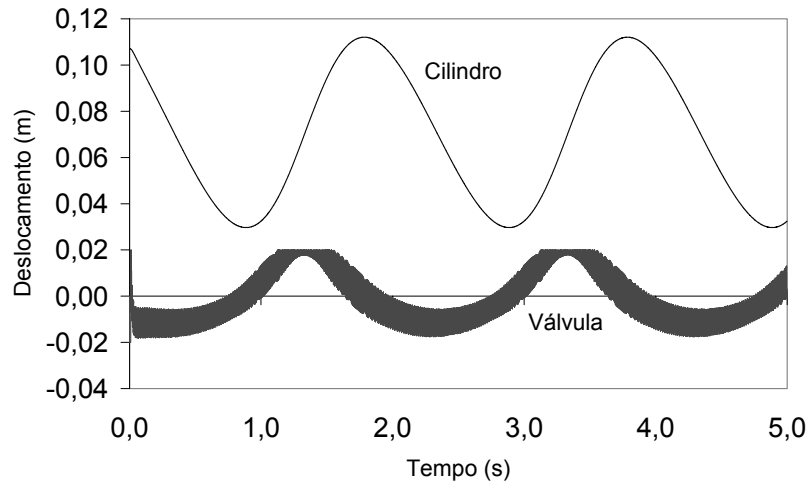


Figura 25. Deslocamento do carretel da válvula e do pistão para uma velocidade de $1,0 \text{ m s}^{-1}$, pressão de suprimento de 6,8 MPa, lastro de 40 kg e força de referência de 400 N.

4.3. Simulação do sistema de controle de posição usando válvula proporcional redutora de pressão

4.3.1. Pistão controlado por uma válvula proporcional redutora de pressão

O programa computacional desenvolvido para simular o comportamento do sistema de controle, usando uma válvula de controle proporcional redutora de pressão, cuja listagem é apresentada no Apêndice C, fornece, para cada tempo, os seguintes valores: força de contato entre a ponta esférica ligada à célula de carga e o solo; ângulo formado entre a barra articulada da plataforma e a vertical; velocidade angular da barra articulada da plataforma; pressão reduzida de controle; força realizada pelo pistão, para deslocar a plataforma de corte; e sinal de tensão enviado pelo controlador.

No programa computacional desenvolvido foi possível variar as constantes do controlador, de forma a conhecer a influência das mesmas no comportamento do sistema.

O melhor desempenho do sistema de controle foi observado quando se utilizou um controlador PID, cujas constantes tinham os seguintes valores: $K_p=1,0 \times 10^{-3} \text{ V N}^{-1}$, $K_i=1,0 \times 10^{-3} \text{ V N}^{-1}\text{s}^{-1}$ e $K_d=1,0 \times 10^{-4} \text{ Vs N}^{-1}$.

As Figuras 26, 27 e 28 apresentam o comportamento da força de contato, quando uma válvula proporcional redutora de pressão constava na estratégia de controle e o controlador usava uma força de referência de 200 N.

Na Figura 26, observa-se uma tendência do erro a aumentar à medida que a velocidade de deslocamento do veículo aumenta. Para a velocidade de $1,0 \text{ m s}^{-1}$, os menores valores do erro variaram de 1,10 a 1,45%. Para as velocidades de 1,5 e $2,0 \text{ m s}^{-1}$, o controlador apresentou-se incapaz de corrigir o sinal de erro.

Analisando a influência da pressão de suprimento, observa-se que o erro diminui com o aumento da pressão.

Nas Figuras 27 e 28, observa-se que o comportamento da força de contato foi semelhante àquele apresentado na Figura 26.

Para a força de referência de 200 N, o erro comportou-se de maneira aceitável, para todos os casos simulados com a menor velocidade, recomendando-se o trabalho do sistema com velocidades inferiores a $1,0 \text{ m s}^{-1}$. Apesar de o sistema apresentar comportamento semelhante, para todas as pressões de suprimento, observam-se menores valores de erro para a pressão de 20,6 MPa. O lastro da plataforma pouca influenciou o comportamento da força de contato.

As Tabelas 7 e 8 apresentam os erros relativos médios obtidos quando as simulações foram realizadas com forças de referência do controlador de 400 e 800 N, respectivamente.

Analisando os valores dos erros relativos médios apresentados na Tabela 7, observa-se que esses valores tendem a aumentar com o incremento da velocidade de deslocamento, mas diminuem com o aumento da pressão de suprimento. Em geral, a plataforma com lastro de 60 kg fez com que o sistema de controle apresentasse menores valores de erros relativos médios.

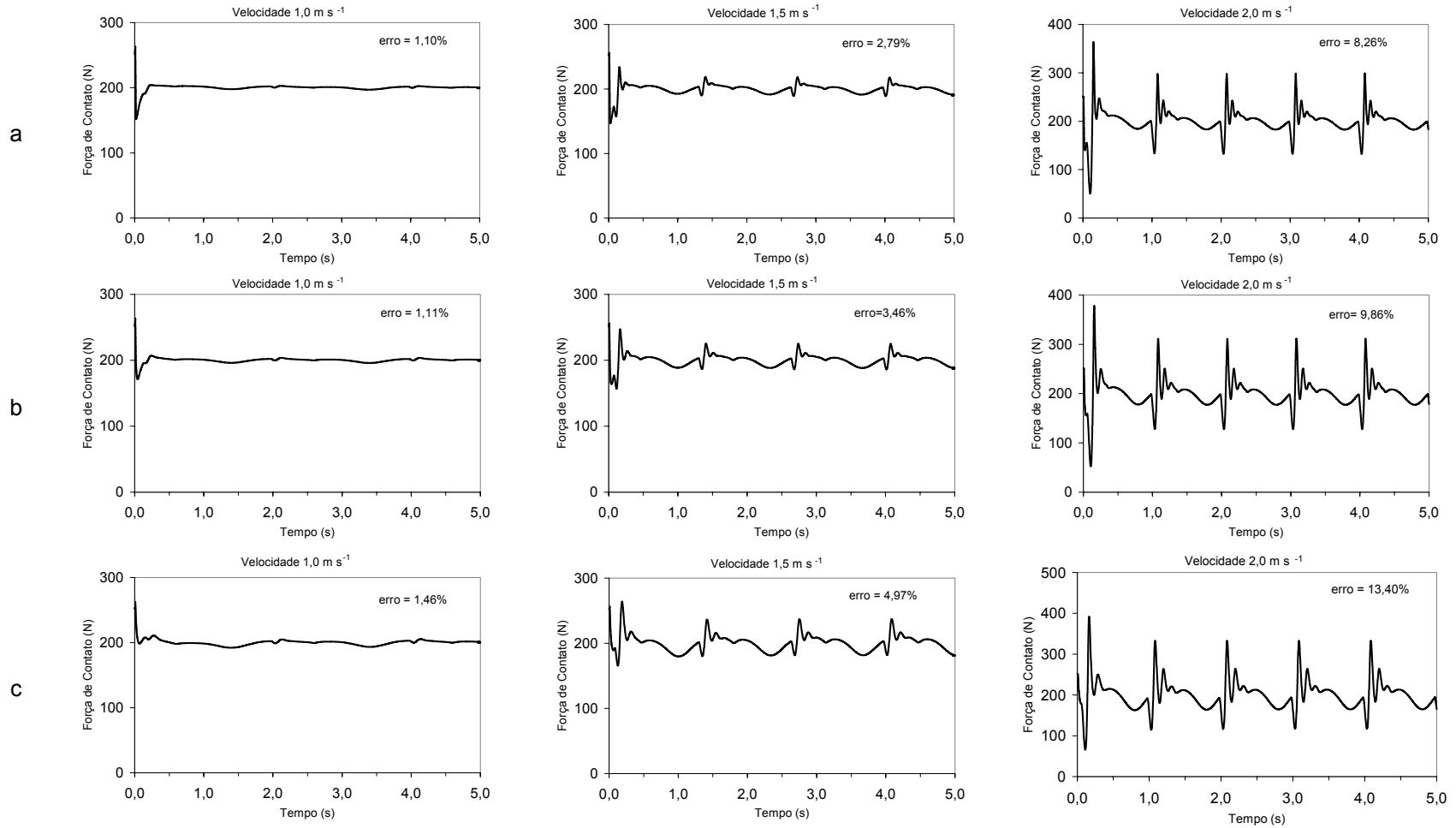


Figura 26. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 40 kg e força de referência de 200 N.

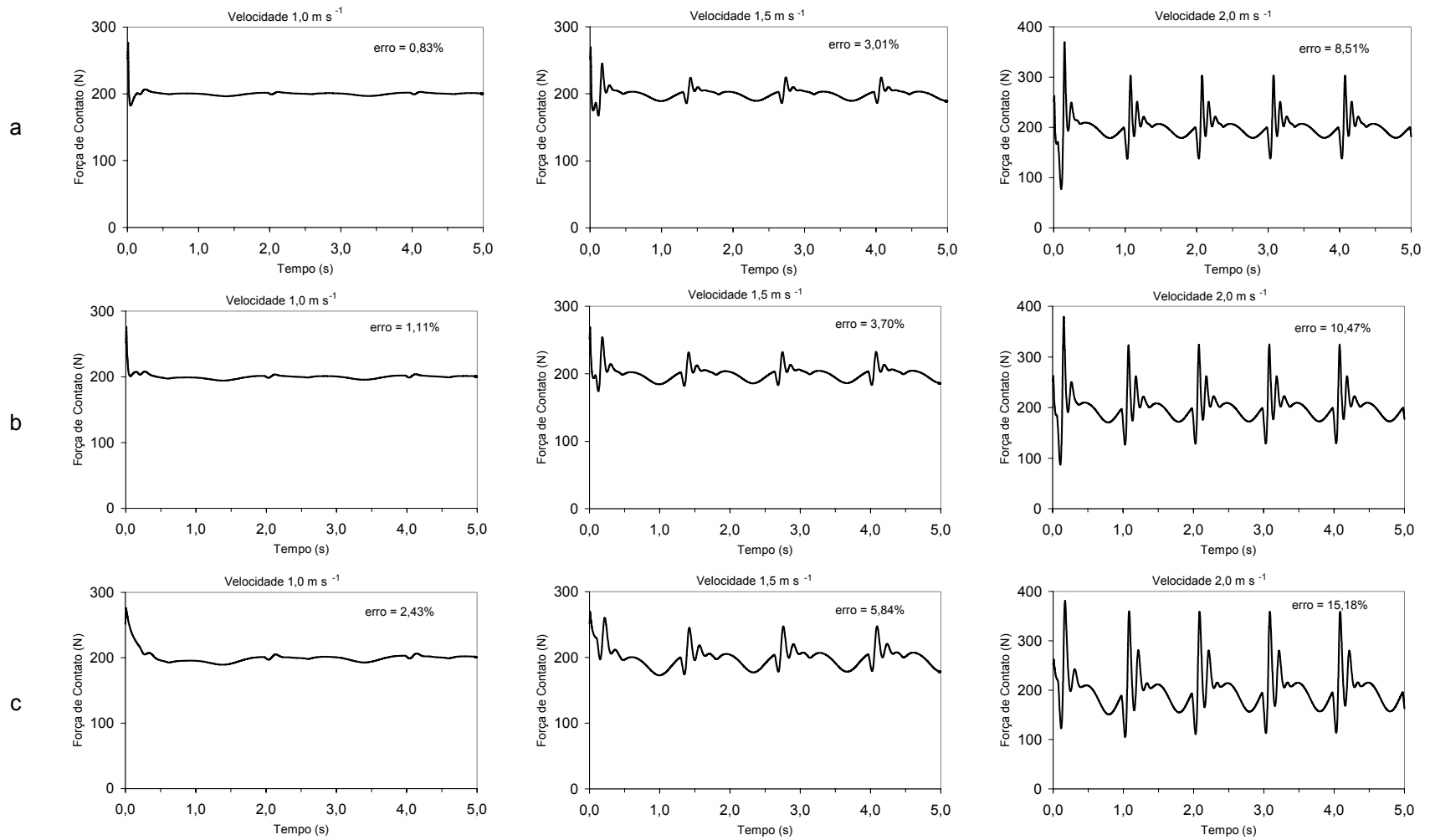


Figura 27. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 60 kg e força de referência de 200 N.

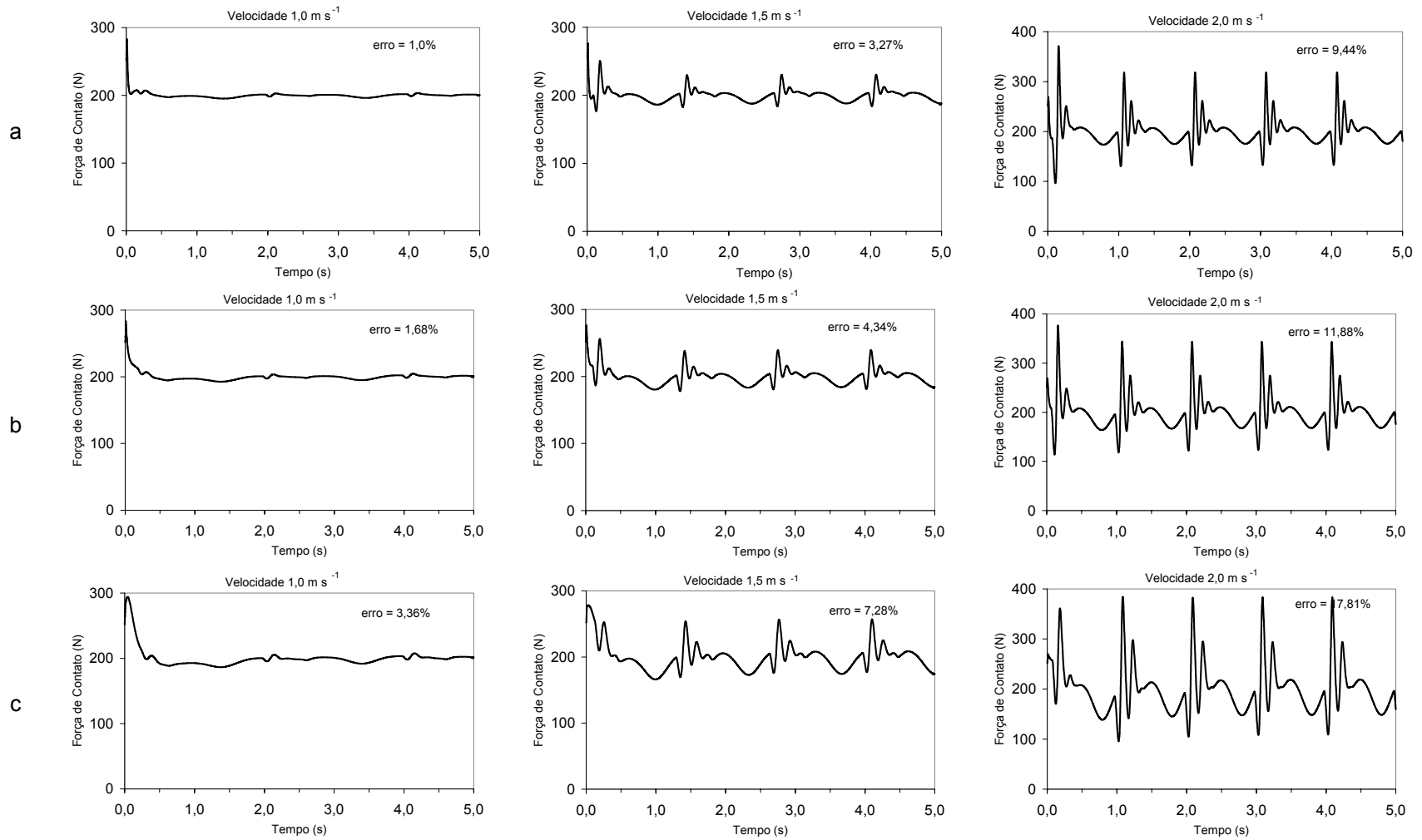


Figura 28. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 80 kg e força de referência de 200 N.

Tabela 7. Erro relativo médio da força de contato (%) em função da velocidade, da pressão de suprimento e do lastro da plataforma, para a força de referência de 400 N

Lastro da plataforma de 40 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	5,83	5,52	5,40
1,5	11,76	11,20	10,99
2,0	20,51	19,88	19,69
Lastro da plataforma de 60 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,54	1,03	0,83
1,5	3,96	2,60	2,02
2,0	8,09	2,60	3,98
Lastro da plataforma de 80 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,81	1,03	0,77
1,5	4,06	2,60	2,00
2,0	8,29	5,28	4,04

A Tabela 8 apresenta os valores de erros médios relativos, para o caso em que foi simulada uma força de referência de 800 N e lastro da plataforma de 80 kg. Quando as simulações foram realizadas, usando lastro de 40 e 60 kg, a força de contato medida pelo sensor variou em torno de 400 N e 600 N, respectivamente. Este comportamento era esperado, uma vez que o sistema de controle usa o peso próprio da plataforma para realizar os movimentos de descida.

Tabela 8. Erro relativo médio da força de contato (%) em função da velocidade de deslocamento, da pressão de suprimento e do lastro da plataforma, para a força de referência de 800 N

Lastro da plataforma de 80 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	7,21	6,96	6,87
1,5	14,65	14,18	14,05
2,0	25,39	24,15	23,76

4.3.2. Pistão controlado por duas válvulas proporcionais redutoras de pressão

A listagem do programa computacional desenvolvido para simular o comportamento do sistema de controle, usando para o controle do cilindro atuador, duas válvulas proporcionais redutoras de pressão, é apresentada no Apêndice D.

O programa computacional fornece, para cada incremento de tempo, os valores referente a: força de contato entre a ponta esférica ligada à célula de carga e o solo; ângulo formado entre a barra articulada da plataforma e a vertical; velocidade

angular da barra articulada da plataforma; pressão reduzida de controle para cada válvula; força realizada pelo pistão, para deslocar a plataforma de corte; e sinal de tensão enviado pelo controlador e recebido por cada uma das duas válvulas.

No programa computacional desenvolvido, foi possível variar as constantes do controlador de forma a se conhecer a influência delas no comportamento do sistema.

O sistema de controle apresentou o melhor desempenho, quando foi usado um controlador semelhante ao implementado com uma única válvula proporcional redutora de pressão, com $K_p=10^{-3} \text{ V N}^{-1}$, $K_i=10^{-3} \text{ V N}^{-1}\text{s}^{-1}$ e $K_d=10^{-4} \text{ Vs N}^{-1}$.

A Tabela 9 apresenta o erro relativo médio determinado entre a força de contato simulada e a força de contato de referência, no caso em que os experimentos de simulação foram realizados com força de contato de referência de 200 N. Esses valores foram similares àqueles obtidos, quando foi usada uma única válvula de controle no sistema, conforme pode ser observado nas Figuras 29, 30 e 31. Observa-se que, independentemente do lastro, o erro relativo médio apresentou tendência a aumentar com o incremento da velocidade de deslocamento e diminuir com o aumento da pressão de suprimento.

Tabela 9. Erro relativo médio da força de contato (%) em função da velocidade, da pressão de suprimento e do lastro da plataforma, para a força de referência de 200 N

Lastro da plataforma de 40 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,46	1,11	1,10
1,5	4,97	3,46	2,79
2,0	13,40	9,86	8,26
Lastro da plataforma de 60 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	2,43	1,11	0,83
1,5	5,84	3,70	3,01
2,0	15,18	10,47	8,51
Lastro da plataforma de 80 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	3,36	1,68	1,0
1,5	7,28	4,43	3,27
2,0	7,81	11,88	9,44

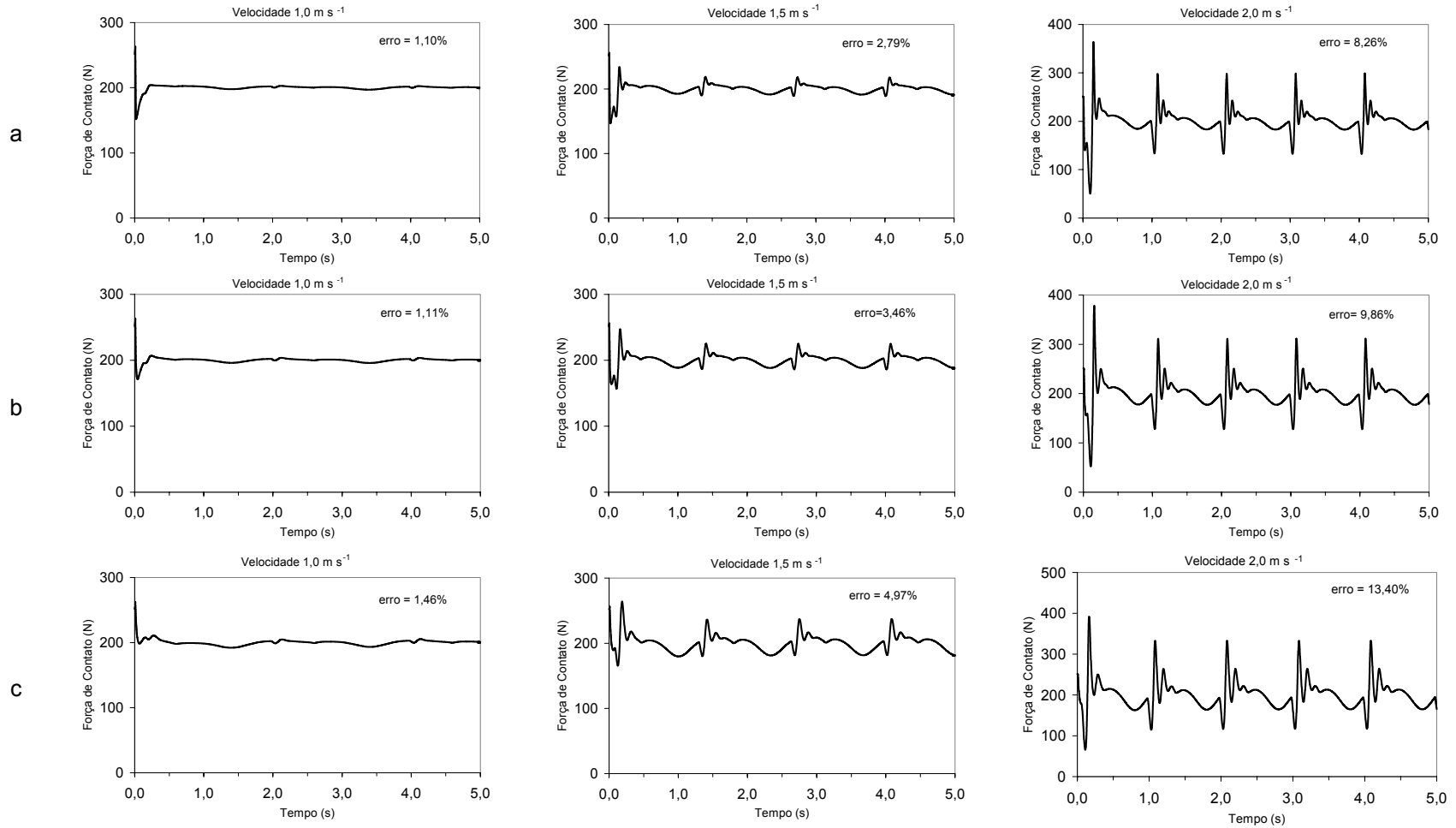


Figura 29. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 40 kg e força de referência de 200 N.

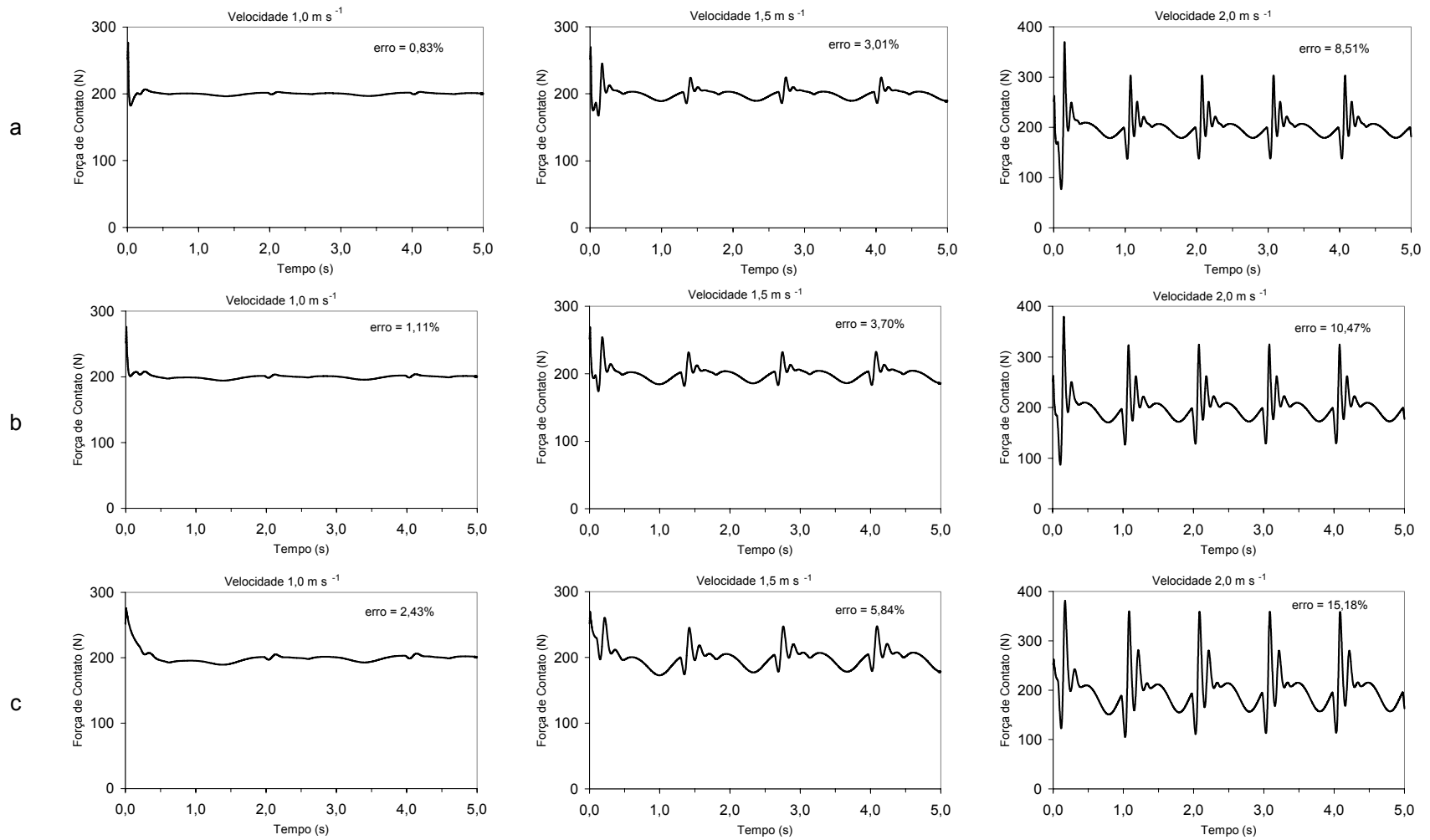


Figura 30. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 60 kg e força de referência de 200 N.

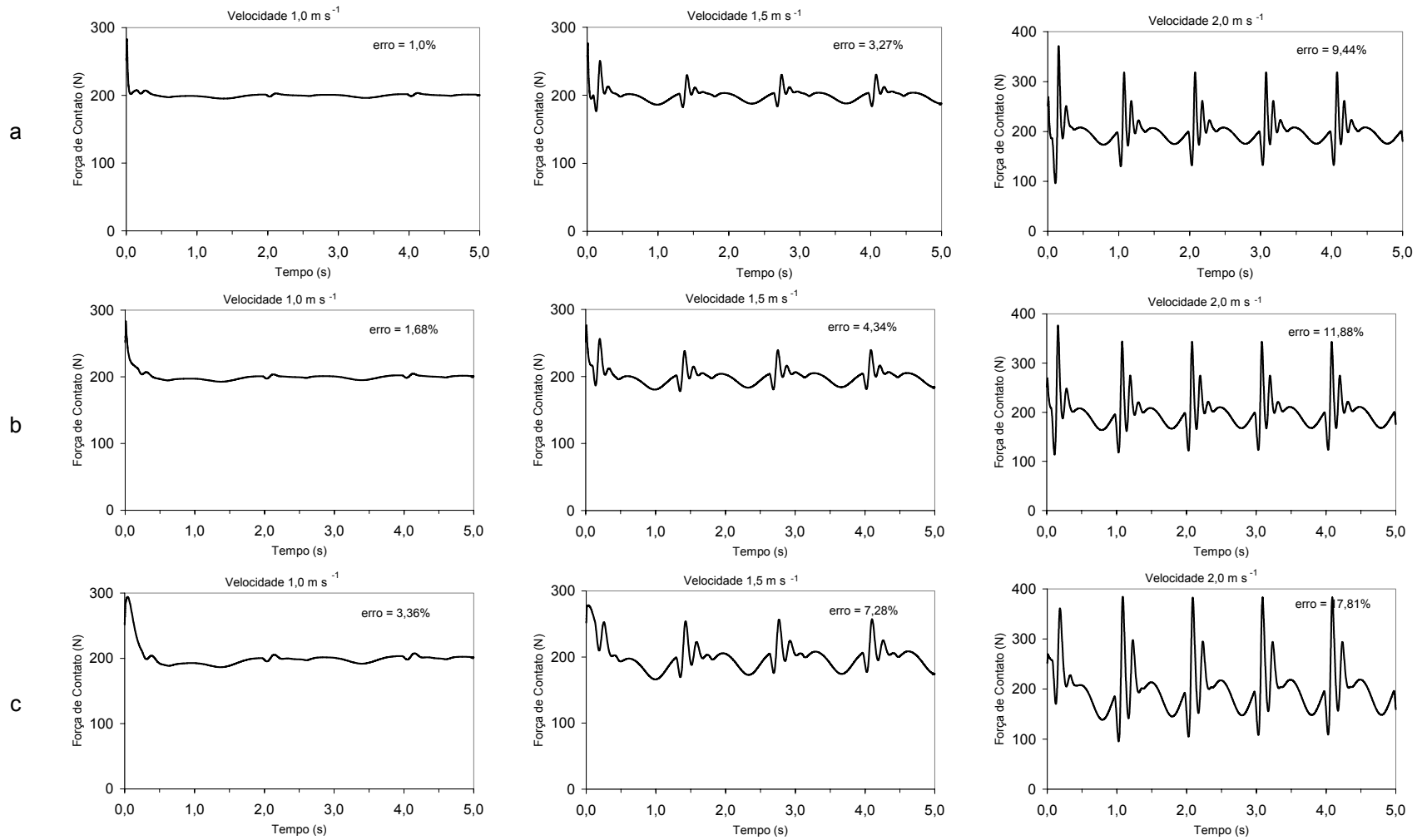


Figura 31. Força de contato em função do tempo, para as respectivas velocidades, com pressões de 20,6 (a), 13,7 (b) e 6,8 MPa (c), lastro de 80 kg e força de referência de 200 N.

A Tabela 10 apresenta os erros relativos médios obtidos, quando as simulações foram realizadas com força de referência de 400 N. Analisando a influência da velocidade de deslocamento, verifica-se que os erros tenderam a diminuir com o aumento da velocidade, proporcionando, ao controlador, seu melhor desempenho para a menor velocidade combinada com o lastro de 60 kg.

A Tabela 11 apresenta os erros relativos médios, quando simulou-se uma força de referência de 800 N. Para este caso, os erros apresentaram uma tendência a diminuir com o aumento da pressão de suprimento e aumentar com a velocidade de deslocamento. Para os lastros de 40 e 60 kg, o erro relativo médio comportou-se de maneira semelhante, enquanto para o lastro de 80 kg seus valores aumentaram.

Para nenhuma das situações simuladas com força de referência de 800 N, o controlador mostrou-se capaz de corrigir, eficientemente, o sinal de erro.

Tabela 10. Erro relativo médio da força de contato (%) em função da velocidade, da pressão de suprimento e do lastro da plataforma, para a força de referência de 400 N

Lastro da plataforma de 40 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	5,58	5,15	4,98
1,5	9,51	8,28	7,80
2,0	14,16	11,90	10,99
Lastro da plataforma de 60 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,54	1,03	0,83
1,5	3,96	2,60	2,02
2,0	8,09	2,60	3,98
Lastro da plataforma de 80 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	1,81	1,03	0,77
1,5	4,06	2,60	2,00
2,0	8,29	5,28	4,04

Tabela 11. Erro relativo médio da força de contato (%) em função da velocidade de deslocamento, da pressão de suprimento e do lastro da plataforma, para a força de referência de 800 N

Lastro da plataforma de 40 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	3,22	2,67	2,44
1,5	4,14	3,19	2,83
2,0	7,93	4,11	3,47
Lastro da plataforma de 60 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	3,22	2,67	2,44
1,5	4,14	3,19	2,83
2,0	7,93	4,11	3,47
Lastro da plataforma de 80 kg			
Velocidade (m s ⁻¹)	Pressão de suprimento (MPa)		
	6,8	13,7	20,6
1,0	4,56	3,84	3,60
1,5	4,56	5,63	5,04
2,0	10,92	8,18	7,09

4.4. Considerações finais

Desenvolver um sistema automático de controle de posição, para o mecanismo de corte de colhedoras, não é uma tarefa fácil. Exemplo disso, são os inúmeros trabalhos que têm sido desenvolvidos desde os anos 60 e, ainda atualmente, não têm conseguido oferecer uma solução definitiva. Acredita-se que alguns dos fatores que têm interferido no êxito das pesquisas, são o pouco conhecimento sobre a dinâmica do sistema e a reduzida utilização das técnicas modernas de controle, nos projetos das máquinas agrícolas.

A aplicação de técnicas de modelagem e simulação constitui uma ferramenta útil, no estudo de sistemas de controle de posição do mecanismo de corte. Além de possibilitar a modificação do projeto e estudo do sistema, antes de seu desenvolvimento, e minimizar consideravelmente os custos de produção, possibilita também analisar a influência de diferentes fatores no comportamento do sistema.

A utilização de sistemas de controle automático nos mecanismos de corte das colhedoras é indicada como solução para evitar perdas e diminuição do índice de impurezas minerais, decorrentes do corte ineficiente. Entretanto, é necessário prestar atenção em questões como as práticas de preparo do solo e de plantio, utilização de variedades adaptadas à colheita mecanizada, regulagens da colhedora, utilização de discos de corte vazados em colhedoras de cana-de-açúcar e utilização de lâminas de corte flexíveis em colhedoras de grãos, que, sem dúvida, contribuem para minimizar estes problemas.

Vale ressaltar que os índices de perdas e de impurezas têm diminuído, consideravelmente, devido às mudanças no projeto das máquinas e, especificamente, no mecanismo de corte, sendo que a durabilidade, a resistência e a segurança dos componentes do mecanismo de corte aumentaram, como consequência do desenvolvimento tecnológico.

Embora os sistemas de controle implementados tenham apresentado resultados satisfatórios, é necessário que um protótipo do sistema de controle seja construído para realizar a validação dos modelos matemáticos implementados. Validado e testado, o modelo poderá ser usado para otimizar o projeto do controlador.

5. CONCLUSÕES

Desenvolveram-se modelos para simular a dinâmica do mecanismo de corte, em colhedoras dotadas com sistema de controle automático de posição, utilizando as equações diferenciais que descrevem a dinâmica da plataforma de corte e o comportamento do sistema de controle hidráulico.

O sistema de controle realimentado simulado era formado por uma célula de carga, para medir a força de contato entre o solo e o mecanismo de corte, um controlador e um sistema hidráulico de atuação. Foram desenvolvidos programas computacionais, para simular o comportamento do sistema, utilizando três tipos de válvulas hidráulicas de controle (proporcional direcional de quatro vias, proporcional direcional de três vias e proporcional redutora de pressão) e três tipos de controladores (proporcional, proporcional-integral e PID). Estudaram-se três velocidades de deslocamento da plataforma (1,0; 1,5 e 2,0 m s⁻¹), três pressões de suprimento do sistema hidráulico (6,8; 13,7 e 20,6 MPa), três lastros representando a massa da plataforma (40, 60 e 80 kg) e três forças de contato de referência do controlador (200, 400 e 800 N).

Os experimentos de simulação demonstraram que o uso das técnicas de modelagem e simulação apresentou-se como ferramenta útil ao projeto de máquinas, possibilitando o conhecimento da dinâmica do sistema de controle.

Analisando a força de contato simulada entre a célula de carga e o solo, e o erro relativo médio entre a força de contato e a de referência, conclui-se:

1. O sistema de controle que ofereceu melhor desempenho foi aquele em que a válvula direcional proporcional de quatro vias formava parte da estratégia de controle;
2. A estratégia de controle PID foi a que melhor corrigiu o erro entre as forças de contato e de referência do controlador;
3. O aumento na pressão de suprimento, da massa da plataforma e da força de referência, proporcionou melhores condições para o funcionamento do sistema de controle, utilizando válvula proporcional direcional de quatro vias;

4. Quando o sistema trabalhou com a válvula proporcional direcional de quatro vias, a força de contato não foi influenciada pela velocidade de deslocamento às maiores pressões, enquanto na velocidade de $2,0 \text{ m s}^{-1}$, para a pressão de $6,8 \text{ MPa}$, o desempenho do sistema de controle foi comprometido;
5. Quando o sistema de controle foi simulado com a válvula proporcional direcional de três vias, o comportamento da força de contato à maior pressão de suprimento não foi influenciado pelos demais parâmetros, o que garante o bom desempenho do sistema de controle;
6. O sistema de controle, que usa duas válvulas proporcionais redutoras de pressão, apresentou melhor comportamento do que o sistema que usa uma única válvula.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BICHEL, D.C.; HENGGEN, E.J.; MOTT, R.E. Designing the new concept header. **Agricultural Engineering**, v.57, n.9, p.21-23, 1976.
- BRASIL. Ministério da Agricultura e do Abastecimento. Secretaria Nacional de Abastecimento. Comissão Técnica de Normas e Padrões. **Norma de identificação, qualidade, apresentação e embalagem do feijão**. Portaria n.º 161, de 24 de julho de 1987. 12p.
- BRAUNBECK, O.A. Redução de custos na colheita mecânica de cana-de-açúcar. **JornalCana**. Ribeirão Preto, p.54-56, 1999.
- BRAUNBECK, O.A.; MAGALHÃES, P.S.G. Seguimento do perfil do solo no corte e/ou levantamento de produtos agrícolas rasteiros. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícolas e Ambiental**, Campina Grande, v.6, n.1, p.151-158, 2002.
- BOAST, M.M.W. Hydraulic sensing for height control of ground-following base cutters on mechanical cane cutters. **Proceedings of the South African Sugar Technologists Association**. 1986.
- BOSCH. **Proportional Control Valves without/with Integrated Amplifier**. Catálogo Técnico, 1992.
- CONTRERAS, G.A.M. **Otimização de um mecanismo articulado para o levantamento de plantas e seguimento do perfil do solo em processos de colheita**. Campinas, SP: UNICAMP. 1997. 90p. Tese de Doutorado
- DE LEON, M.J. **Avaliação de desempenho operacional de duas colhedoras em cana (*Sccharum spp*) crua**. Piracicaba, SP: Escola Superior de Agricultura “Luis de Queiroz”, Universidade de São Paulo. 2000. Tese de Mestrado
- FURLANI NETO, V.L., RÍPOLI, T.C., VILLANOVA, N.A. Avaliação de desempenho operacional de colhedora em canaviais com e sem queima prévia. **STAB**, Piracicaba, v.15, n.2, p.18-23. 1996.
- GALE, G.E. Automatic height control of stripper harvester using a tactile sensor to detect the crop. **Journal Agricultural Engineering Research**, Silsoe, v.61, p.217-226, 1995.

- GARSON, C.A. Control of harvester basecutter height. Australian Society of Sugar Cane Technologists, **Proceedings...**,1992. p.156-162.
- GARSON, C.A.; ARMSTRONG, M. Ultrasonic base cutter height control - A report on 1992 season experiments. Australian Society of Sugar Cane Technologists, **Proceedings...**,1993.
- GÓMEZ, A. Sistema cubano de cosecha en verde. Convención Metánica: Conferencia Científica Internacional: Agromac 96. **Resúmenes...** Ciudad Habana. 1996.
- HIRANO, T; INADA, T.; OTAKE, K. New automatic reaping height control system equipped with ultrasonic sensor for combine. **Paper Japanese Society of Agricultural Engineering**, p.202-205, 1987.
- HUMPHRIES, J.T.; LESLIE, P.S. **Industrial Electronics**. Delmar Publisher Inc, Albany, USA, 1999,718p.
- IBGE - Instituto Brasileiro de Geografia e Estatísticas. **Estatísticas Agrícolas**. <http://www.ibge.gov.br>. 20 Mar. 2003.
- KAMINSKI, T.L.; ZOERB, G.C. Automatic header-height control for grain crops. **Transactions of the ASAE**, v.8, n.2, p.284-287, 1965.
- KELES, O.; ERCAN, Y. Theoretical and experimental investigation of a pulse-width modulated digital hydraulic position control system. **Control Engineering Practice**, n.10, p.645-654, 2001.
- KNOHL, T.; UNBEHAUEN, H. Adaptative position control of electrohydraulic servo systems using ANN. **Mechatronics**. v.10, p.127-143, 2000.
- LAW, A.M.; KELTON, W.D. **Simulation modeling and analysis**. 2ª ed., New York: McGraw-Hill, 1991. 759p.
- LEONARD, J.; MAKI, R. **An automatic cutterbar height controller for grain harvesting machines**. SAE, 1990. 9p. Paper n.901560
- LIU, G.P.; DALEY, S. Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems. **Control Engineering Practice**, n.8, p.1045-1053, 2000.
- LOPES, G.T. **Controle ótimo de altura da plataforma de corte de colhedoras automotrizes**. Campinas, SP: Universidade Estadual de Campinas. 134p. 2000. Tese de Doutorado
- LOPES, G.T.; MAGALHÃES, P.S.G.; NÓBREGA, E.G.O. Optimal header height control systems for combine harvester. **Biosystems Engineering**. Silsoe, v.81, n.3, p.261-272. 2002.
- MDI. **ADAMS/Solver reference manual**. Ann Arbor, MI:Mecanical Dynamics Inc. 1993
- MENNER, W.A. Introduction to modeling and simulation. **Johns Hopkins Apl. Technical Digest**. v.16, n.1, p.6-17. 1995.
- MERRITT, H. E. **Hydraulic control systems**. John Wiley & Sons. 1967. 358p.

- MOLINA JUNIOR, W.F.; RÍPOLI, T.C. **Determining of losses in cane green harvest.** St. Joseph, Michigan. ASAE, 2001. Paper n. 011006
- MOLINA JUNIOR, W.F.; RÍPOLI, T.C.; MIALHE, L.G. **Comparative study of operational performance of three harvesters in green cane.** St. Joseph, Michigan. ASAE, 2001. Paper n. 011005
- NAVE, W.R.; TATE, D.; BUTLER B. Combine headers for soybeans. **Transactions of the ASAE**, v.15, n.4, p.632-635, 1972.
- OGATA, K. **Engenharia de Controle moderno.** Prentice/Hall do Brasil. 1998.
- PADRÓN, B. **Investigación del accionamiento del aparato de corte inferior de las combinadas cañeras de producción nacional.** Informe Técnico del Ministério de la Indústria Sidero-Mecánica y Eletrónica. Cuba, 1980.
- PAGE. R.L., WOODS, G.S. Sensing of ground level through sugar cane using microwave techniques. Workshop on the Applications of Radio Science, Australia, **Proceedings...**, 2000.
- PRESS W.H.; TEUKOLSKY, C.S.A.; VETTERLING, W.; FLANNERY, B.P. **Numerical recipes in Fortran.** Second Edition. Cambridge University Press. 1992. 963p.
- QUEIROZ, D.M. **Simulação de secagem de milho (*Zea mays* L.) em secadores de fluxos concorrentes.** Viçosa, MG: UFV, 1984. 84p. Tese de Mestrado
- QUEIROZ, D.M.; DIAS, G.P.; KHOURY JÚNIOR, J.K. Simulação do comportamento dinâmico dos tratores de pneus. **Revista Engenharia na Agricultura**, v.7, n.4, p.233-244, 1999.
- RAFULL, L.Z.L.; ALVAREZ, M.D. Evaluación de un mecanismo hidráulico para la regulación automática de altura de corte en cosechadoras cañeras. **Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias**, La Habana, v.8, n.2, p.23-28, 1999.
- RAMON, H.; DE BAERDEMAEKER, J. **The influence of the complete hydraulic system on the performance and stability of electro-hydraulic compensators.** Department of Agricultural Engineering, Katholic University of Leuven, Belgium, 1994.
- REHKUGLER, G.E. Dynamic Analysis of Automatic Control of Combine Header Height. **Transactions of the ASAE**, v.13, n.2, p. 225-231, 1970.
- RIDGE, D.R.; DICK, R.G. Soil Intake with cane during chopper harvesting - Minimising the problem. Australian Society of sugar cane technologists, Australia, **Proceedings...**, 1992.
- RÍPOLI, T.C. **Relatório técnico de ensaios da cortadora amontoadora Phoenix-Motocana.** Piracicaba, SP: ESALQ/USP. 2000.
- SAM, R.; RIDD, P. Sugar cane harvester base-cutter height sensing using electromagnetic induction technology. **Transactions of the ASAE**, v.39, n.6, p.2291-2297, 1996.

- SOUZA, C.M.A.; PINTO, F.A.C.; MANTOVANI, E.C.; QUEIROZ, D.M. Simulação e análise do processo de trilha mecânica do milho-pipoca. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v.2, n.2, p.212-218, 1998.
- SOUZA, C.M.A.; QUEIROZ, D.M.; CECON, P.R.; MANTOVANI, E.C. Avaliação de perdas em uma colhedora de fluxo axial para feijão. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v.5, n.3, p.530-537. 2001.
- SOUZA, C.M.A.; QUEIROZ, D.M.; MANTOVANI, E.C.; CECON, P.R. Efeito da colheita mecanizada sobre a qualidade de sementes de feijão (*Phaseolus vulgaris* L.). **Revista Brasileira de Armazenamento**, Viçosa, v.27, n.1, p.21-29. 2002.
- SUGGS, C.W.; ABRAMS JÚNIOR., C.F. Automatic hydraulics height control mechanism for rotary cutting harvesting equipment. **Transactions of the ASAE**, v.15, n.2, p.428-432, 1972.
- TATE, D.E.; NAVE, W.R. Air-Conveyor Header for Soybean Harvesting. **Transactions of the ASAE**, v.16, n.1, p.37-39, 1973.
- VOLPATO, C.E.S. **Otimização de um cortador de base flutuante para seguimento do perfil do solo em colhedoras de cana-de-açúcar**. Campinas, SP: Universidade de Campinas. 2001. Tese de Doutorado
- WINSTON, W.L. **Operations research: applications and algorithms**. 3.ed. Belmont, California: Wadsworth Publishing Company, 1994. 1353p.

APÊNDICES

APÊNDICE A

Programa computacional para simular o comportamento do sistema de controle usando válvula direcional proporcional de quatro vias.

```
PROGRAM v4
C Programa para simulação de um sistema de controle utilizando
C uma válvula de quatro vias e um controlador PID
C
C Elaborado por: Leidy Zulys Leyva Rafull
C Prof. Daniel Marçal de Queiroz
C Novembro, 2002
C Universidade Federal de Viçosa
C Viçosa, MG, Brasil
C
INTEGER KMAXX,NMAX
PARAMETER (KMAXX=200,NMAX=50)
INTEGER kmax,kount,nbad,nok
DOUBLE PRECISION dxsav,eps,hstart,t1,t2,y(4),xp,yp
DOUBLE PRECISION x1,x2,x5,x6,x7,x9,xL,yL,xb,yb,rL,
1 theta8,theta0,thetaL,I
DOUBLE PRECISION Betae
DOUBLE PRECISION Ks,Ys,yF,Cs
DOUBLE PRECISION cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,x3min
DOUBLE PRECISION Fref,a,xper,V
DOUBLE PRECISION Kp,Ki,Kd
DOUBLE PRECISION timp,dimp,ML,Psmax,V01,V02
CHARACTER NomeArq*12
COMMON/path/kmax,kount,dxsav,xp(KMAXX),yp(NMAX,KMAXX)
COMMON/Dados/Betae
COMMON/Geom/x1,x2,x5,x6,x7,x9,xL,yL,xb,yb,rL,
1 theta8,theta0,thetaL,x3min
COMMON/xeque/Ks,Ys,yF,Cs,I,ML
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax
COMMON/SysHyd/Fref
COMMON/IPRT/dimp,timp
COMMON/contro/Kp,Ki,Kd
COMMON/volume/V01,V02
COMMON/veic/a,xper,v
EXTERNAL rkqs,derivs
C Abrindo arquivo de saida de dados
38 CONTINUE
WRITE (*,*) ' '
WRITE (*,*) '-----'
WRITE (*,'(A\)\') ' Nome para arquivo de saida (.txt): '
READ (*,'(A)\') NomeArq
OPEN(UNIT=4,FILE=NomeArq)
C DADOS DE ENTRADA
C Lastros sobre a plataforma
WRITE (*,'(A\)\') ' Massa dos lastros sobre a plataforma (kg): '
READ *,ML
C Velocidade de deslocamento do veiculo
WRITE (*,'(A\)\') ' Velocidade de deslocamento (m/s): '
READ *,v
C Força de contato de referência
WRITE (*,'(A\)\') ' Forca de contato de referencia (N): '
READ *,Fref
C Pressão de suprimento
WRITE (*,'(A\)\') ' Pressao de suprimento (Psi): '
READ *,Psmax
```

```

Psmax=Psmax*6894.7573
C Amplitude das ondas senoidais do solo
a=0.05
C Período das ondas senoidais do solo
xper=2.0
C Coeficientes do controlador PID
Kp=10.0
Ki=0.0
Kd=1.0D-1
C Momento de inércia calculado com base nos lastros
I=0.2617713333+3.14*0.51*0.51+0.1708333333+ML*1.03*1.03
C Características geométricas
x1=0.631
x2=0.615
x3min=0.370
x5=1.0-x1
x6=0.105
x7=0.125
theta0=(45.0)*3.141592/180.0
x9=dsqrt(x6*x6+x7*x7)
theta8=3.14159265359/2.0-datan(x6/x7)
xL=(x1+x5)*sin(theta0)+0.125
yL=(x1+x5)*cos(theta0)-0.100
xb=0
yb=x2
thetaL=datan(xL/yL)-theta0
rL=dsqrt(xL*xL+yL*yL)
C Abertura inicial da válvula
xv=0.0000001D0
C Módulo do efetivo do sistema (componentes hidráulicos e
C mecanicos)
Betae=100000.00*6894.7573
C Coeficientes de vazamento no cilindro hidráulico do atuador
cip=(10.0*1E-3/60.0)*0.03/(3000.0*0.45*9.8067/(0.0254**2.0))
cep=(10.0*1E-3/60.0)*0.03/(3000.0*0.45*9.8067/(0.0254**2.0))
C Coeficiente de descarga da válvula
cd=0.61
C Massa específica do fluido
rho=800.0
C Lagura da abertura da válvula consistente com vazão em torno
C de 10 L/min
w=3.1415*0.0254/1000.0
C Constante elástica do sistema célula de carga-solo
Ks=1.0e4
C Máximo coeficiente de amortecimento do sistema célula de
C carga-solo
Cs=1.0e3
C Área da cabeça do pistão do atuador
A1=5.07E-04
C Área da coroa do pistão do atuador
A2=3.01E-04
C Volume inicial em cada câmara do cilindro e tubulações
C (considerado 1m)
V01=A1*0.1+1.0*3.141592*0.0127*0.0127/4
V02=A2*0.1+1.0*3.141592*0.0127*0.0127/4
C Número de equações diferenciais a serem resolvidas
N=4
nimp=100
C Estabelece as condições iniciais
eps=1.0e-4
hstart=2.9e-5
kmax=0
C Tempo no inicio e no final da simulação
t1=0.0

```

```

t2=5.0
theta0=(45.0)*3.141592/180
C   Valores iniciais do theta0, velocidade angular, P1, P2
y(1)=theta0
y(2)=0.0
y(3)=3.0*Psmax/4.0
y(4)=1.0
C   Define intervalo de tempo entre a apresentação dos resultados
timp=0.0
dimp=0.001
C   Prepara arquivo de saída de dados
write(4,123)
123  Format('      TEMPO      FORCA SOLO  ANGULO PLAT  V ANG PLAT'
1, '      PRESSAO 1      PRESSAO 2  FOR. ATUADOR  POS. CILIN.',
2, '      POS. VALV.      yF          ysolo',/,
3      '      (s)          (N)          (rad)          (rad/s)'
4, '      (Pa)          (Pa)          (N)          (m)'
5, '      (m)          (m)          (m)          ')
C
C   Chama a sub-rotina odeint que faz a integração numérica
call odeint(y,4,t1,t2,eps,hstart,0.0D0,nok,nbad,derivs,rkqs)
C
WRITE (*,*) ' '
WRITE (*,*) ' ++++++++  SIMULACAO FINALIZADA  ++++++++ '
WRITE (*,*) '-----'
C
close(4)
WRITE(*,'(A\)') ' Executar o programa novamente?(Sim=1, Nao=2)'
READ *, iopcao
IF(iopcao .EQ. 1) GOTO 38
STOP
END
C
C   Sub-rotina odeint
C   Numerical recipes in Fortran
C   W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C   Second Edition
C   Cambridge University Press - 1992
C
SUBROUTINE odeint(ystart,nvar,x1,x2,eps,h1,hmin,nok,nbad,derivs,
1      rkqs)
INTEGER nbad,nok,nvar,KMAXX,MAXSTP,NMAX
DOUBLE PRECISION eps,h1,hmin,x1,x2,ystart(nvar),TINY
EXTERNAL derivs,rkqs
PARAMETER (MAXSTP=5000000,NMAX=50,KMAXX=200,TINY=1.0e-30)
INTEGER i,kmax,kount,nstp
DOUBLE PRECISION dxsav,h,hdid,hnext,x,xsav,dydx(NMAX),xp(KMAXX),
1      y(NMAX),yp(NMAX,KMAXX),yscal(NMAX)
DOUBLE PRECISION Fref,Fa,ypon,vpon,Fc,Psmax
DOUBLE PRECISION cip,cep,cd,rho,Ps,w,A1,A2,xv
DOUBLE PRECISION xxp,Yss
DOUBLE PRECISION dimp,timp
DOUBLE PRECISION Ser,tempou,fsolou
DOUBLE PRECISION Kp,Ki,Kd
COMMON/IPRT/dimp,timp
COMMON/SysHyd/Fref
COMMON/path/kmax,kount,dxsav,xp,yp
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax
COMMON/contro/Kp,Ki,Kd
Ser=0.0
Fsolou=250.0
Tempou=0.0D0
x=x1
h=sign(h1,x2-x1)

```

```

nok=0
nbad=0
kount=0
Yss=0.0
do 11 i=1,nvar
    y(i)=ystart(i)
11 continue
if(kmax.gt.0) xsav=x-2.0*dxsav
do 16 nstp=1,MAXSTP
    call derivs(x,y,dydx)
    do 12 i=1,nvar
        yscal(i)=max(1.0,abs(y(i)))
12 continue
    if(kmax.gt.0) then
        if(abs(x-xsav).gt.abs(dxsav)) then
            if(kount.lt.kmax-1) then
                kount=kount+1
                xp(kount)=x
                do 13 i=1,nvar
                    yp(i,kount)=y(i)
13 continue
                xsav=x
            end if
        end if
    end if
    if((x+h-x2)*(x+h-x1).gt.0.0) h=x2-x
    if(h.ge.0.001) h=0.001
    call rkqs(y,dydx,nvar,x,h,eps,yscal,hdid,hnext,derivs)
    Ps=Psmax
    if (y(3).gt.Ps) y(3)=Ps
    if (y(4).lt.0.0) y(4)=0.0
    call fosolo(x,y(1),y(2),y(3),y(4),Fc,ypon,vpon,Fa,xxp,Yss)
    if (x.gt.timp) then
        write(4,100) x,Fc,y(1),y(2),y(3),y(4),Fa,xxp,xv,ypon,Yss
100 format(11(1x,E12.5))
        timp=timp+dimp
    endif
    Ser=Ser+(Fref-Fc)*h
    if (x.ne.tempou) then
        Der=((Fref-Fc)-Fsolou)/(x-tempou)
        Fsolou=(Fref-Fc)
        tempou=x
    else
        Der=0.0
    endif
C Define o valor de abertura da válvula utilizando um controlador
PID
    xv=xv-Ki*Ser-Kp*(Fref-Fc)-Kd*Der
C Verifica se os limites da válvula não foram ultrapassados
    if(xv.gt.2.0D-2) xv=2.0D-2
    if(xv.lt.-2.0D-2) xv=-2.0D-2
        if(hdid.eq.h) then
            nok=nok+1
        else
            nbad=nbad+1
        end if
    if((x-x2)*(x2-x1).ge.0.0) then
        do 14 i=1,nvar
            ystart(i)=y(i)
14 continue
        if(kmax.ne.0) then
            kount=kount+1
            xp(kount)=x
            do 15 i=1,nvar

```

```

        yp(i,kount)=y(i)
15      continue
        end if
        return
        end if
        if(abs(hnext).lt.hmin) pause 'stepsize smaller than minimum
1          in odeint'
        h=hnext
16      continue
        pause 'too many steps in odeint'
        return
        END
C
C      Sub-rotina rkqs
C      Numerical recipes in Fortran
C      W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C      Second Edition
C      Cambridge University Press - 1992
SUBROUTINE rkqs(y,dydx,n,x,htry,eps,yscal,hdid,hnext,derivs)
INTEGER n,NMAX
Double Precision eps,hdid,hnext,htry,x,dydx(n),y(n),yscal(n)
C
Double precision dimp,timp,Psmax
COMMON/IPRT/dimp,timp
EXTERNAL derivs
PARAMETER (NMAX=50)
INTEGER i
Double Precision
errmax,h,xnew,yerr(NMAX),ytemp(NMAX),SAFETY,PGROW
1      ,PSHRNK,ERRCON
Double Precision cip,cep,cd,rho,Ps,w,A1,A2,xv
C
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax
C
PARAMETER (SAFETY=0.9,PGROW=-0.2,PSHRNK=-0.25,ERRCON=1.89D-4)
h=htry
1      call rkck(y,dydx,n,x,h,ytemp,yerr,derivs)
errmax=0.0
do 11 i=1,n
    errmax=max(errmax,abs(yerr(i)/yscal(i)))
11     continue
errmax=errmax/eps
if(errmax.gt.1.0) then
    h=SAFETY*h*(errmax**PSHRNK)
    if(h.lt.0.1*h) then
        h=0.1*h
    endif
    xnew=x+h
    if(xnew.eq.x) pause 'stepsize underflow in rkqs'
    goto 1
else
    if(errmax.gt.ERRCON) then
        hnext=SAFETY*h*(errmax**PGROW)
    else
        hnext=5.*h
    end if
    hdid=h
    x=x+h
    do 12 i=1,n
        y(i)=ytemp(i)
12     continue
C
C      Evitando pontos nao factiveis

```

```

      Ps=Psmax
      if (xv.ge.0.0) then
        if (y(3).gt.Ps) y(3)=Ps
        if (y(3).lt.0.0D0) y(3)=0.0
        if (y(4).lt.0.0) y(4)=0.0
      endif
      if (xv.lt.0.0) then
        if (y(4).gt.Ps) y(4)=Ps
        if (y(4).lt.0.0D0) y(4)=0.0
        if (y(3).lt.0.0) y(3)=0.0
      endif
C
      return
    endif
  END

C
C Sub-rotina rkck
C Numerical recipes in Fortran
C W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C Second Edition
C Cambridge University Press - 1992
C
      SUBROUTINE rkck(y,dydx,n,x,h,yout,yerr,derivs)
      INTEGER n,NMAX
      Double Precision h,x,dydx(n),y(n),yerr(n),yout(n)
      EXTERNAL derivs
      PARAMETER (NMAX=50)
      INTEGER i
      Double Precision
      ak2(NMAX),ak3(NMAX),ak4(NMAX),ak5(NMAX),ak6(NMAX)
      1      ,ytemp(NMAX),A2,A3,A4,A5,A6,B21,B31,B32,B41,B42,B43,B51,
      2      B52,B53,B54,B61,B62,B63,B64,B65,C1,C3,C4,C6,DC1,DC3,
      3      DC4,DC5,DC6
      PARAMETER
      (A2=0.2,A3=0.3,A4=0.6,A5=1.0,A6=0.875,B21=.2,B31=3./40.,
      1      B32=9./40.,B41=0.3,B42=-0.9,B43=1.2,B51=-11./54.,B52=2.5,
      2      B53=-70./27.,B54=35./27.,B61=1631./55296.,B62=175./512.,
      3      B63=575./13824.,B64=44275./110592.,B65=253./4096.,
      4      C1=37./378.,C3=250./621.,C4=125./594.,C6=512./1771.,
      5      DC1=C1-2825./27648.,DC3=C3-18575./48384.,
      6      DC4=C4-13525./55296.0,DC5=277.0/14336.0,DC6=C6-0.25)
      do 11 i=1,n
        ytemp(i)=y(i)+B21*h*dydx(i)
11      continue
        call derivs(x+A2*h,ytemp,ak2)
        do 12 i=1,n
          ytemp(i)=y(i)+h*(B31*dydx(i)+B32*ak2(i))
12      continue
          call derivs(x+A3*h,ytemp,ak3)
          do 13 i=1,n
            ytemp(i)=y(i)+h*(B41*dydx(i)+B42*ak2(i)+B43*ak3(i))
13      continue
            call derivs(x+A4*h,ytemp,ak4)
            do 14 i=1,n
              ytemp(i)=y(i)+h*(B51*dydx(i)+B52*ak2(i)+B53*ak3(i)+
1      B54*ak4(i))
14      continue
              call derivs(x+A5*h,ytemp,ak5)
              do 15 i=1,n
                ytemp(i)=y(i)+h*(B61*dydx(i)+B62*ak2(i)+B63*ak3(i)+
1      B64*ak4(i)+B65*ak5(i))
15      continue
                call derivs(x+A6*h,ytemp,ak6)
                do 16 i=1,n

```

```

        yout(i)=y(i)+h*(C1*dydx(i)+C3*ak3(i)+C4*ak4(i)+
1          C6*ak6(i))
16  continue
    do 17 i=1,n
        yerr(i)=h*(DC1*dydx(i)+DC3*ak3(i)+DC4*ak4(i)+DC5*ak5(i)+
1          DC6*ak6(i))
17  continue
    return
end

C
C  Sub-rotina derivs - define as equações diferenciais que
C  simulam o sistema hidromecânico
C
SUBROUTINE derivs(t,y,dydt)
DOUBLE PRECISION t,y(*),dydt(*)
DOUBLE PRECISION Betae,theta0
DOUBLE PRECISION Ks,Ys,yF,Cs
DOUBLE PRECISION Fc,torq1,torq2,torq3
DOUBLE PRECISION I
DOUBLE PRECISION x1,x2,x3,x5,x6,x7,x8,x9
DOUBLE PRECISION xa,ya,xb,yb,xL,yL,xp
DOUBLE PRECISION theta8,thetaL,rL,theta2
DOUBLE PRECISION cip,cep,cd,rho,Ps,w,A1,A2,xv,x3min
DOUBLE PRECISION Q1,Q2
DOUBLE PRECISION Fa,Psmax,a,xper,v

C
Double PRECISION V01,V02,V1,V2
Double PRECISION Fref,yper,CS1,ML
COMMON/SysHyd/Fref
COMMON/Dados/Betae
COMMON/Geom/x1,x2,x5,x6,x7,x9,xL,yL,xb,yb,rL,
1      theta8,theta0,thetaL,x3min
COMMON/xeque/Ks,Ys,yF,Cs,I,ML
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax
COMMON/volume/V01,V02
COMMON/veic/a,xper,v
Ps=Psmax

C  Calcula distâncias e ângulos que serão usados nas equações
C  diferenciais
xa=x1*dsin(y(1))
ya=x1*dcos(y(1))
x3=dsqrt((xa-xb)*(xa-xb)+(ya-yb)*(ya-yb))
xp=x3-x3min
theta=dacos((x2*x2-x3*x3-x1*x1)/(-2.0*x3*x1))

C  Calcula volumes atuais nos dois lados do cilindro
V1=V01+A1*(xp-0.1)
V2=V02-A2*(xp-0.1)

C  Calcula posição da ponta da célula de carga
xF=(x1+x5)*dsin(y(1))+x9*dsin(y(1)+theta8-theta0)+v*t
yF=(x6+((x1+x5)*dcos(theta0)))-(x6+((x1+x5)*dcos(y(1))))
x8=dsqrt((xF-v*t)*(xF-v*t)
1  +(yF+x6+(x1+x5)*dcos(y(1)))*(yF+x6+(x1+x5)*dcos(y(1))))
theta2=dasin((xF-v*t)/x8)

C  Calcula altura do perfil do solo
Ys=a*sin(2*3.141592*xF/xper)

C  Calcula força produzida pelo atuador
Fa=y(3)*A1-y(4)*A2

C  Calcula o torque no ponto de articulação produzido pela força
C  do atuador
torq1=Fa*dsin(theta)*x1

C  Calcula a força de contato entre a célula de carga e o solo
if (Ys.lt.yF) then
    Fc=0.0
else

```

```

        ypen=Ys-yF
C      o coeficiente de amortecimento varia entre zero e o valor
C      máximo especificado
        CALL STEP(ypen,0.0D0,Cs,0.0D0,0.01D0,CS1)
        Fc=-Ks*(yF-Ys)
1      -CS1*y(2)*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
    endif
C      Nao admite forza do solo agindo na esfera menor que zero
    if (Fc.lt.0.0D0) Fc=0.0D0
C      Calcula o torque no ponto de articulação produzido pela força
    torq2=Fc*((x1+x5)*dsin(y(1))+x9*dsin(y(1)+theta8-theta0))
C      Calcula o torque no ponto de articulacao produzido pelo peso da
C      estrutura e dos lastros
    torq3= -(3.14*9.81*0.5*dsin(y(1))
1          +ML*9.81*(rL*dsin(y(1)+thetaL)))
C      Calcula a vazão produzida no sistema
    if (xv.ge.0.0D0) then
        if(y(3).lt.Ps) then
            Q1=Cd*(w*xv)*dsqrt((2.0/rho)*(Ps-y(3)))
        else
            Q1=0.0
        endif
        if (y(4).gt.0.0) then
            Q2=-Cd*(w*xv)*dsqrt((2.0/rho)*(y(4)))
        else
            Q2=0.0
        endif
    endif
    if (xv.lt.0.0D0) then
        if(y(3).gt.0.0) then
            Q1=Cd*(w*xv)*dsqrt((2.0/rho)*(y(3)))
        else
            Q1=0.0
        endif
        if (y(4).lt.Ps) then
            Q2=-Cd*(w*xv)*dsqrt((2.0/rho)*(Ps-y(4)))
        else
            Q2=0.0
        endif
    endif
    endif
C      Define as equações diferenciais
C      Para calcular o ângulo do braço que sustenta o sistema
    dydt(1)=y(2)
C      Para calcular a velocidade angular do braço que sustenta o
sistema
    dydt(2)=(1.0/I)*(torq1+torq2+torq3)
C      Para calcular as pressões nas duas câmaras do cilindro
    dydt(3)=Q1-cip*(y(3)-y(4))-cep*y(3)-
A1*(x1*x2/x3)*dsin(y(1))*y(2)
    dydt(4)=cip*(y(3)-y(4))-
cep*y(4)+Q2+A2*(x1*x2/x3)*dsin(y(1))*y(2)
    dydt(3)=dydt(3)*Betae/V1
    dydt(4)=dydt(4)*Betae/V2
    if (xv.ge.0.0) then
        if (y(3).gt.Ps) dydt(3)=0.0
        if (y(3).lt.0.0D0) dydt(3)=0.0
        if (y(4).lt.0.0) dydt(4)=0.0
    endif
    if (xv.lt.0.0) then
        if (y(4).gt.Ps) dydt(4)=0.0
        if (y(4).lt.0.0D0) dydt(4)=0.0
        if (y(3).lt.0.0) dydt(3)=0.0
    endif
    endif
return

```

```

END
C
C Sub-rotina que calcula a força de contato entre a célula de
carga e o solo
SUBROUTINE fosolo(t,y1,y2,y3,y4,Fc,ypon,vpon,Fa,xp,Yss)
DOUBLE PRECISION t,y1,y2,y3,y4,Fc,ypon,vpon,Fa
DOUBLE PRECISION xa,ya,theta,xF,yF,theta2,Ys
DOUBLE PRECISION xb,yb,x1,x2,x3,x5,x6,x7,x8,x9,xL,yL
DOUBLE PRECISION rL,theta8,theta0,thetaL
DOUBLE PRECISION Ks,Cs,I,ML,Psmax,Yss
DOUBLE PRECISION ypen,CS1,xp,a,xper,v
DOUBLE PRECISION cip,cep,cd,rho,Ps,w,A1,A2,xv,x3min
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax
COMMON/xeque/Ks,Ys,yF,Cs,I,ML
COMMON/Geom/x1,x2,x5,x6,x7,x9,xL,yL,xb,yb,rL,
1 theta8,theta0,thetaL,x3min
COMMON/veic/a,xper,v
Ps=Psmax
xa=x1*dsin(y1)
ya=x1*dcos(y1)
x3=dsqrt((xa-xb)*(xa-xb)+(ya-yb)*(ya-yb))
xp=x3-x3min
theta=dacos((x2*x2-x3*x3-x1*x1)/(-2.0*x3*x1))
C Posição da ponta da célula de carga
xF=(x1+x5)*dsin(y1)+x9*dsin(y1+theta8-theta0)+v*t
yF=(x6+((x1+x5)*dcos(theta0)))-(x6+((x1+x5)*dcos(y1)))
x8=dsqrt((xF-v*t)*(xF-v*t)
2 +(yF+x6+(x1+x5)*dcos(y1))*(yF+x6+(x1+x5)*dcos(y1)))
theta2=dasin((xF-v*t)/x8)
C Ordenada da superfície do solo
Ys=A*sin(2*3.141592*xF/xper)
Yss=Ys
if (Ys.lt.yF) then
Fc=0.0
else
ypen=Ys-yF
CALL STEP(ypen,0.0D0,Cs,0.0D0,0.01D0,CS1)
Fc=-Ks*(yF-Ys)-CS1*y2*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
endif
if(Fc.lt.0.0D0) Fc=0.0D0
vpon=y2*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
ypon=yF
Fa=A1*y3-A2*y4
return
end
C
C Sub-rotina Step - Funcao de interpolacao de terceiro grau para
C simular uma funcao passo
C
SUBROUTINE STEP(X,H0,H1,X0,X1,CS1)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
IMPLICIT INTEGER (I-N)
IF(X.LT.X0) THEN
CS1=H0
ELSE
IF(X.GE.X1) THEN
CS1=H1
ELSE
CS1=H0+(H1-H0)*(3.0-2.0*((X-X0)/(X1-X0)))*
+ (X-X0)*(X-X0)/((X1-X0)*(X1-X0))
ENDIF
ENDIF
RETURN
END

```

APÊNDICE B

Programa computacional para simular o comportamento do sistema de controle usando válvula direcional proporcional de três vias.

```
PROGRAM v3
C Programa para simulação de um sistema de controle utilizando
C uma válvula de três vias e um controlador PID
C
C Elaborado por: Leidy Zulys Leyva Rafull
C Prof. Daniel Marçal de Queiroz
C Novembro, 2002
C Universidade Federal de Viçosa
C Viçosa, MG, Brasil
C
INTEGER KMAXX,NMAX
PARAMETER (KMAXX=200,NMAX=50)
INTEGER kmax,kount,nbad,nok
DOUBLE PRECISION dxsav,eps,hstart,t1,t2,y(3),xp,yp
DOUBLE PRECISION x1,x2,x5,x6,x7,x9,xL,yL,xb,yb,rL,
1 theta8,theta0,thetaL,I
DOUBLE PRECISION Betae
DOUBLE PRECISION Ks,Ys,yF,Cs
DOUBLE PRECISION cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,x3min,xU
DOUBLE PRECISION Fref,a,xper,V
DOUBLE PRECISION Kp,Ki,Kd
DOUBLE PRECISION timp,dimp,ML,Psmax,V01,V02
CHARACTER NomeArq*12
COMMON/path/kmax,kount,dxsav,xp(KMAXX),yp(NMAX,KMAXX)
COMMON/Dados/ Betae
COMMON/Geom/x1,x2,x5,x6,x7,x9,xL,yL,xb,yb,rL,
1 theta8,theta0,thetaL,x3min
COMMON/xeque/Ks,Ys,yF,Cs,I,ML
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax,xU
COMMON/SysHyd/Fref
COMMON/IPRT/dimp,timp
COMMON/contro/Kp,Ki,Kd
COMMON/volume/V01,V02
COMMON/veic/a,xper,v
EXTERNAL rkqs,derivs
C Abrindo arquivo de saída de dados
38 CONTINUE
WRITE (*,*) ' '
WRITE (*,*) '-----'
WRITE (*,'(A\)\') ' Nome para arquivo de saída (.txt): '
READ (*,'(A)\') NomeArq
OPEN(UNIT=4,FILE=NomeArq)
C DADOS DE ENTRADA
C Lastros sobre a plataforma
WRITE (*,'(A\)\') ' Massa dos lastros sobre a plataforma (kg): '
READ *,ML
C Velocidade de deslocamento do veículo
WRITE (*,'(A\)\') ' Velocidade de deslocamento (m/s): '
READ *,v
C Força de contato de referência
WRITE (*,'(A\)\') ' Força de contato de referencia (N): '
READ *,Fref
C Pressão de suprimento
WRITE (*,'(A\)\') ' Pressao de suprimento (Psi): '
READ *,Psmax
```

```

Psmax=Psmax*6894.7573
C Amplitude das ondas senoidais do solo
a=0.05
C Período das ondas senoidais do solo
xper=2.0
C Coeficientes do controlador PID
Kp=1.0D-4
Ki=1.0D-6
Kd=1.0D-5
C Momento de inércia calculado com base nos lastros
I=0.2617713333+3.14*0.51*0.51+0.1708333333+ML*1.03*1.03
C Características geométricas
x1=0.631
x2=0.615
x3min=0.370
x5=1.0-x1
x6=0.105
x7=0.125
theta0=(45.0)*3.141592/180.0
x9=dsqrt(x6*x6+x7*x7)
theta8=3.14159265359/2.0-datan(x6/x7)
xL=(x1+x5)*sin(theta0)+0.125
yL=(x1+x5)*cos(theta0)-0.100
xb=0
yb=x2
thetaL=datan(xL/yL)-theta0
rL=dsqrt(xL*xL+yL*yL)
C Abertura inicial da válvula
xv=0.0000001D0
C Angulo inicial da barra articulada
theta0=(45.0)*3.141592/180.0
C Módulo do efetivo do sistema (componentes hidraulicos e
mecanicos)
Betae=100000.00*6894.7573
C Coeficientes de vazamento no cilindro hidráulico do atuador
cip=(10.0*1E-3/60.0)*0.03/(3000.0*0.45*9.8067/(0.0254**2.0))
cep=(10.0*1E-3/60.0)*0.03/(3000.0*0.45*9.8067/(0.0254**2.0))
C Coeficiente de descarga da válvula
cd=0.61
C Massa específica do fluido
rho=800.0
C Pressao de suprimento
Psmax=1000.0*6894.7573
C Lagura da abertura da válvula consistente com vazão em torno
de 10 L/min
w=3.1415*0.0254/1000.0
C Folga U na valvula quando esta nao e' do tipo de critico centro
xU=0.002
C Constante elástica do sistema célula de carga-solo
Ks=1.0e4
C Máximo coeficiente de amortecimento do sistema célula de carga-
solo
Cs=1.0e3
C Área da cabeça do pistão do atuador
A1=5.07E-04
C Área da coroa do pistão do atuador
A2=3.01E-04
C Volume inicial em cada câmara do cilindro e tubulações
(considerado 1m)
V01=A1*0.1+1.0*3.141592*0.0127*0.0127/4
V02=A2*0.1+1.0*3.141592*0.0127*0.0127/4
C Número de equações diferenciais a serem resolvidas
N=3
C Estabelece as condições iniciais

```

```

eps=1.0e-4
hstart=2.9e-5
kmax=0
C Tempo no inicio e no final da simulacao
t1=0.0
t2=5.0
theta0=(45.0)*3.141592/180
C Valores iniciais do theta0, velocidade angular, P1
y(1)=theta0
y(2)=0.0
y(3)=3.0*Psmax/4.0
C Define intervalo de tempo entre a apresentacao dos resultados
timp=0.0
dimp=0.001
C Prepara arquivo de saida de dados
write(4,123)
123 Format('      TEMPO          FORCA SOLO   ANGULO PLAT  V ANG PLAT'
1,'      PRESSAO 1      FOR. ATUADOR  POS. CILIN.',
2,'      POS. VALV.      yF          ysolo',/,
3,'      '      (s)          (N)          (rad)          (rad/s)'
4,'      (Pa)          (N)          (m)'
5,'      (m)          (m)          (m)')
C
C Chama a sub-rotina odeint que faz a integracao numerica
call odeint(y,3,t1,t2,eps,hstart,0.0D0,nok,nbad,derivs,rkqs)
C
WRITE (*,*) ' '
WRITE (*,*) ' ++++++++  SIMULACAO FINALIZADA  ++++++++ '
WRITE (*,*) '-----'
C
close(4)
WRITE(*,'(A\)') ' Executar o programa novamente?(Sim=1, Nao=2)'
READ *, iopcao
IF(iopcao .EQ. 1) GOTO 38
STOP
END
C
C Sub-rotina odeint
C Numerical recipes in Fortran
C W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C Second Edition
C Cambridge University Press - 1992
C
SUBROUTINE odeint(ystart,nvar,x1,x2,eps,h1,hmin,nok,nbad,derivs,
1          rkqs)
INTEGER nbad,nok,nvar,KMAXX,MAXSTP,NMAX
DOUBLE PRECISION eps,h1,hmin,x1,x2,ystart(nvar),TINY
EXTERNAL derivs,rkqs
PARAMETER (MAXSTP=5000000,NMAX=50,KMAXX=200,TINY=1.0e-30)
INTEGER i,kmax,kount,nstp
DOUBLE PRECISION dxsav,h,hdid,hnext,x,xsav,dydx(NMAX),xp(KMAXX),
1          y(NMAX),yp(NMAX,KMAXX),yscal(NMAX)
DOUBLE PRECISION Fref,Fa,ypon,vpon,Fc,Psmax
DOUBLE PRECISION cip,cep,cd,rho,Ps,w,A1,A2,xv,xU
DOUBLE PRECISION xxp,Yss
DOUBLE PRECISION dimp,timp
DOUBLE PRECISION Ser,tempou,fsolou
DOUBLE PRECISION Kp,Ki,Kd
COMMON/IPRT/dimp,timp
COMMON/SysHyd/Fref
COMMON/path/kmax,kount,dxsav,xp,yp
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax,xU
COMMON/contro/Kp,Ki,Kd
Ser=0.0

```

```

Fsolou=250.0
Tempou=0.0D0
x=x1
h=sign(h1,x2-x1)
nok=0
nbad=0
kount=0
Yss=0.0
do 11 i=1,nvar
    y(i)=ystart(i)
11 continue
if(kmax.gt.0) xsav=x-2.0*dxsav
do 16 nstp=1,MAXSTP
    call derivs(x,y,dydx)
    do 12 i=1,nvar
        yscal(i)=max(1.0,abs(y(i)))
12 continue
    if(kmax.gt.0) then
        if(abs(x-xsav).gt.abs(dxsav)) then
            if(kount.lt.kmax-1) then
                kount=kount+1
                xp(kount)=x
                do 13 i=1,nvar
                    yp(i,kount)=y(i)
13 continue
                xsav=x
            end if
        end if
    end if
    if((x+h-x2)*(x+h-x1).gt.0.0) h=x2-x
    if(h.ge.0.001) h=0.001
    call rkqs(y,dydx,nvar,x,h,eps,yscal,hdid,hnext,derivs)
Ps=Psmax
C if (y(3).gt.Ps) y(3)=Ps
C if (y(4).lt.0.0) y(4)=0.0
call fosolo(x,y(1),y(2),y(3),Fc,ypon,vpon,Fa,xxp,Yss)
if (x.gt.timp) then
    write(4,100) x,Fc,y(1),y(2),y(3),Fa,xxp,xv,ypon,Yss
100 format(10(1x,E12.5))
    timp=timp+dimp
endif
Ser=Ser+(Fref-Fc)*h
if (x.ne.tempou) then
    Der=((Fref-Fc)-Fsolou)/(x-tempou)
    Fsolou=(Fref-Fc)
    tempou=x
else
    Der=0.0
endif
C Define o valor de abertura da válvula utilizando um controlador
PID
xv=xv-Ki*Ser-Kp*(Fref-Fc)-Kd*Der
C Verifica se os limites da válvula não foram ultrapassados
if(xv.gt.2.0D-2) xv=2.0D-2
if(xv.lt.-2.0D-2) xv=-2.0D-2
    if(hdid.eq.h) then
        nok=nok+1
    else
        nbad=nbad+1
    end if
    if((x-x2)*(x2-x1).ge.0.0) then
        do 14 i=1,nvar
            ystart(i)=y(i)
14 continue

```

```

        if(kmax.ne.0) then
            kount=kount+1
            xp(kount)=x
            do 15 i=1,nvar
                yp(i,kount)=y(i)
15          continue
            end if
            return
        end if
        if(abs(hnext).lt.hmin) pause 'stepsize smaller than minimum
1          in odeint'
            h=hnext
16        continue
        pause 'too many steps in odeint'
        return
    END

C
C Sub-routine rkqs
C Numerical recipes in Fortran
C W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C Second Edition
C Cambridge University Press - 1992

SUBROUTINE rkqs(y,dydx,n,x,htry,eps,yscal,hdid,hnext,derivs)
INTEGER n,NMAX
Double Precision eps,hdid,hnext,htry,x,dydx(n),y(n),yscal(n)
Double precision dimp,timp,Psmax
COMMON/IPRT/dimp,timp
EXTERNAL derivs
PARAMETER (NMAX=50)
INTEGER i
Double Precision
errmax,h,xnew,yerr(NMAX),ytemp(NMAX),SAFETY,PGROW
1      ,PSHRNK,ERRCON
Double Precision cip,cep,cd,rho,Ps,w,A1,A2,xv,xU
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax,xU
PARAMETER (SAFETY=0.9,PGROW=-0.2,PSHRNK=-0.25,ERRCON=1.89D-4)
h=htry
1      call rkck(y,dydx,n,x,h,ytemp,yerr,derivs)
errmax=0.0
do 11 i=1,n
    errmax=max(errmax,abs(yerr(i)/yscal(i)))
11     continue
errmax=errmax/eps
if(errmax.gt.1.0) then
    h=SAFETY*h*(errmax**PSHRNK)
    if(h.lt.0.1*h) then
        h=0.1*h
    endif
    xnew=x+h
    if(xnew.eq.x) pause 'stepsize underflow in rkqs'
    goto 1
else
    if(errmax.gt.ERRCON) then
        hnext=SAFETY*h*(errmax**PGROW)
    else
        hnext=5.*h
    end if
    hdid=h
    x=x+h
    do 12 i=1,n
        y(i)=ytemp(i)
12     continue
C

```

```

C      Evitando pontos nao factiveis
      Ps=Psmax
      if (y(3).gt.Ps) y(3)=Ps
      if (y(3).lt.0.0D0) y(3)=0.0
      return
      endif
      END

C
C      Sub-rotina rkck
C      Numerical recipes in Fortran
C      W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C      Second Edition
C      Cambridge University Press - 1992
C
      SUBROUTINE rkck(y,dydx,n,x,h,yout,yerr,derivs)
      INTEGER n,NMAX
      Double Precision h,x,dydx(n),y(n),yerr(n),yout(n)
      EXTERNAL derivs
      PARAMETER (NMAX=50)
      INTEGER i
      Double Precision
ak2(NMAX),ak3(NMAX),ak4(NMAX),ak5(NMAX),ak6(NMAX)
      1      ,ytemp(NMAX),A2,A3,A4,A5,A6,B21,B31,B32,B41,B42,B43,B51,
      2      B52,B53,B54,B61,B62,B63,B64,B65,C1,C3,C4,C6,DC1,DC3,
      3      DC4,DC5,DC6
      PARAMETER
      (A2=0.2,A3=0.3,A4=0.6,A5=1.0,A6=0.875,B21=.2,B31=3./40.,
      1      B32=9./40.,B41=0.3,B42=-0.9,B43=1.2,B51=-11./54.,B52=2.5,
      2      B53=-70./27.,B54=35./27.,B61=1631./55296.,B62=175./512.,
      3      B63=575./13824.,B64=44275./110592.,B65=253./4096.,
      4      C1=37./378.,C3=250./621.,C4=125./594.,C6=512./1771.,
      5      DC1=C1-2825./27648.,DC3=C3-18575./48384.,
      6      DC4=C4-13525./55296.0,DC5=277.0/14336.0,DC6=C6-0.25)
      do 11 i=1,n
      ytemp(i)=y(i)+B21*h*dydx(i)
11      continue
      call derivs(x+A2*h,ytemp,ak2)
      do 12 i=1,n
      ytemp(i)=y(i)+h*(B31*dydx(i)+B32*ak2(i))
12      continue
      call derivs(x+A3*h,ytemp,ak3)
      do 13 i=1,n
      ytemp(i)=y(i)+h*(B41*dydx(i)+B42*ak2(i)+B43*ak3(i))
13      continue
      call derivs(x+A4*h,ytemp,ak4)
      do 14 i=1,n
      ytemp(i)=y(i)+h*(B51*dydx(i)+B52*ak2(i)+B53*ak3(i)+
1      B54*ak4(i))
14      continue
      call derivs(x+A5*h,ytemp,ak5)
      do 15 i=1,n
      ytemp(i)=y(i)+h*(B61*dydx(i)+B62*ak2(i)+B63*ak3(i)+
1      B64*ak4(i)+B65*ak5(i))
15      continue
      call derivs(x+A6*h,ytemp,ak6)
      do 16 i=1,n
      yout(i)=y(i)+h*(C1*dydx(i)+C3*ak3(i)+C4*ak4(i)+
1      C6*ak6(i))
16      continue
      do 17 i=1,n
      yerr(i)=h*(DC1*dydx(i)+DC3*ak3(i)+DC4*ak4(i)+DC5*ak5(i)+
1      DC6*ak6(i))
17      continue
      return

```

```

end
C
C Sub-rotina derivs - define as equações diferenciais que
C simulam o sistema hidromecânico
C
SUBROUTINE derivs(t,y,dydt)
DOUBLE PRECISION t,y(*),dydt(*)
DOUBLE PRECISION Betae,theta0
DOUBLE PRECISION Ks,Ys,yF,Cs
DOUBLE PRECISION Fc,torq1,torq2,torq3
DOUBLE PRECISION I
DOUBLE PRECISION x1,x2,x3,x5,x6,x7,x8,x9
DOUBLE PRECISION xa,ya,xb,yb,xL,yL,xp
DOUBLE PRECISION theta8,thetaL,rL,theta2
DOUBLE PRECISION cip,cep,cd,rho,Ps,w,A1,A2,xv,x3min,xU
DOUBLE PRECISION Fa,Psmax,a,xper,v
Double PRECISION V01,V02,V1,V2
Double PRECISION Fref,ypen,CS1,ML
COMMON/SysHyd/Fref
COMMON/Dados/Betae
COMMON/Geom/x1,x2,x5,x6,x7,x9,xL,yL,xb,yb,rL,
1 theta8,theta0,thetaL,x3min
COMMON/xeque/Ks,Ys,yF,Cs,I,ML
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax,xU
COMMON/volume/V01,V02
COMMON/veic/a,xper,v
Ps=Psmax
C Calcula distâncias e ângulos que serão usados nas equações
C diferenciais
xa=x1*dsin(y(1))
ya=x1*dcos(y(1))
x3=dsqrt((xa-xb)*(xa-xb)+(ya-yb)*(ya-yb))
xp=x3-x3min
theta=dacos((x2*x2-x3*x3-x1*x1)/(-2.0*x3*x1))
C Calcula volumes atuais nos dois lados do cilindro
V1=V01+A1*(xp-0.1)
V2=V02-A2*(xp-0.1)
C Calcula posição da ponta esférica da célula de carga
xF=(x1+x5)*dsin(y(1))+x9*dsin(y(1)+theta8-theta0)+v*t
yF=(x6+((x1+x5)*dcos(theta0)))-(x6+((x1+x5)*dcos(y(1))))
x8=dsqrt((xF-v*t)*(xF-v*t)
1 +(yF+x6+(x1+x5)*dcos(y(1)))*(yF+x6+(x1+x5)*dcos(y(1))))
theta2=dasin((xF-v*t)/x8)
C Calcula altura do perfil do solo
Ys=a*sin(2*3.141592*xF/xper)
C Calcula força produzida pelo atuador
Fa=y(3)*A1-Ps*A2
C Calcula o torque no ponto de articulação produzido pela força
C do atuador
torq1=Fa*dsin(theta)*x1
C Calcula a força de contato entre a célula de carga e o solo
if (Ys.lt.yF) then
Fc=0.0
else
ypen=Ys-yF
C o coeficiente de amortecimento varia entre zero e o valor
C máximo especificado
CALL STEP(ypen,0.0D0,Cs,0.0D0,0.01D0,CS1)
Fc=-Ks*(yF-Ys)
1 -CS1*y(2)*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
endif
C Nao admite força do solo agindo na esfera menor que zero
if (Fc.lt.0.0D0) Fc=0.0D0
C

```

```

C      Calcula o torque no ponto de articulação produzido pela força do
solo
      torq2=Fc*((x1+x5)*dsin(y(1))+x9*dsin(y(1)+theta8-theta0))
C      Calcula o torque no ponto de articulacao produzido pelo peso da
C      estrutura e dos lastros
      torq3= -(3.14*9.81*0.5*dsin(y(1))
1          +ML*9.81*(rL*dsin(y(1)+thetaL)))
C      Calcula a vazão produzida no sistema
      if (xU.ne.0.0D0) then
          if (y(3).le.Ps) then
              QL=Cd*w*xU*dsqrt(2.0*Ps/rho)*
1          ((1+xv/xU)*sqrt(1.0-y(3)/Ps)-(1.0-xv/xU)*sqrt(y(3)/Ps))
          else
              QL=0.0
          endif
      else
          if (xv.ge.0.0D0) then
              QL=Cd*w*xv*sqrt((2.0*(Ps-y(3))/rho))
          else
              QL=Cd*w*xv*sqrt(2.0*y(3)/rho)
          endif
      endif

C
C      DEFINE AS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS
C      Para calcular o ângulo do braço que sustenta o sistema
      dydt(1)=y(2)
C      Para calcular a velocidade angular do braço que sustenta o
sistema
      dydt(2)=(1.0/I)*(torq1+torq2+torq3)
C      Para a pressão no cilindro PL
C
      dydt(3)=QL+cip*(Ps-y(3))-A1*(x1*x2/x3)*dsin(y(1))*y(2)
      dydt(3)=dydt(3)*Betae/V1
      if (y(3).gt.Ps) dydt(3)=0.0
      if (y(3).lt.0.0D0) dydt(3)=0.0
      return
      END

C
C      Sub-rotina que calcula a força de contato entre a célula de
carga e o solo
SUBROUTINE fosolo(t,y1,y2,y3,Fc,ypon,vpon,Fa,yp,xp,Yss)
DOUBLE PRECISION t,y1,y2,y3,Fc,ypon,vpon,Fa
DOUBLE PRECISION xa,ya,theta,xF,yF,theta2,Ys
DOUBLE PRECISION xb,yb,x1,x2,x3,x5,x6,x7,x8,x9,xL,yL
DOUBLE PRECISION rL,theta8,theta0,thetaL
DOUBLE PRECISION Ks,Cs,I,ML,Psmax,Yss
DOUBLE PRECISION ypen,CS1,yp,a,xper,v
DOUBLE PRECISION cip,cep,cd,rho,Ps,w,A1,A2,xv,x3min,xU
COMMON/hdat/cip,cep,cd,rho,w,A1,A2,xv,Psmax,xU
COMMON/xeque/Ks,Ys,yF,Cs,I,ML
COMMON/Geom/x1,x2,x5,x6,x7,x9,xL,yL,xb,yb,rL,
1      theta8,theta0,thetaL,x3min
COMMON/veic/a,xper,v
Ps=Psmax
xa=x1*dsin(y1)
ya=x1*dcos(y1)
x3=dsqrt((xa-xb)*(xa-xb)+(ya-yb)*(ya-yb))
xp=x3-x3min
theta=dacos((x2*x2-x3*x3-x1*x1)/(-2.0*x3*x1))

C
C      Posição da ponta da célula de carga
xF=(x1+x5)*dsin(y1)+x9*dsin(y1+theta8-theta0)+v*t
yF=(x6+((x1+x5)*dcos(theta0)))-(x6+((x1+x5)*dcos(y1)))
x8=dsqrt((xF-v*t)*(xF-v*t))

```

```

1 + (yF+x6+(x1+x5)*dcos(y1)) * (yF+x6+(x1+x5)*dcos(y1)))
theta2=dasin((xF-v*t)/x8)
C Ordenada da superficie do solo
Ys=A*sin(2*3.141592*xF/xper)
Yss=Ys
    if (Ys.lt.yF) then
        Fc=0.0
    else
        ypen=Ys-yF
        CALL STEP(ypen,0.0D0,Cs,0.0D0,0.01D0,CS1)
        Fc=-Ks*(yF-Ys)-CS1*y2*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
    endif
    if (Fc.lt.0.0D0) Fc=0.0D0
vpon=y2*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
ypon=yF
Fa=A1*y3-A2*Ps
return
end

C
C Sub-rotina Step - Funcao de interpolacao de terceiro grau para
C simular uma funcao passo
C
SUBROUTINE STEP(X,H0,H1,X0,X1,CS1)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
IMPLICIT INTEGER (I-N)
IF (X.LT.X0) THEN
    CS1=H0
ELSE
    IF (X.GE.X1) THEN
        CS1=H1
    ELSE
        CS1=H0+(H1-H0)*(3.0-2.0*((X-X0)/(X1-X0)))*
+         (X-X0)*(X-X0)/((X1-X0)*(X1-X0))
    ENDIF
ENDIF
RETURN
END

```

APÊNDICE C

Programa computacional para simular o comportamento do sistema de controle usando uma válvula proporcional redutora de pressão.

```
PROGRAM v1P
C
C Programa para simulacao de um sistema de controle com base
C em uma valvula de reducao de pressão, utilizando um
C controlador PID
C
C Modelo utilizado para a valvula proporcional:
C  $(P_s/P_{smax}) = (-0.1565 \cdot \text{volts}^3 + 3.1053 \cdot \text{volts}^2 - 4.848 \cdot \text{volts}) / 100$ 
C
C Elaborado por: Leidy Zulys Leyva Rafull
C Prof. Daniel Marçal de Queiroz
C
C Novembro, 2002
C Universidade Federal de Viçosa
C Viçosa, MG, Brasil
C
INTEGER KMAXX, NMAX
PARAMETER (KMAXX=200, NMAX=50)
INTEGER kmax, kount, nbad, nok
DOUBLE PRECISION dxsav, eps, hstart, t1, t2, y(10), xp, yp
DOUBLE PRECISION x1, x2, x4, x5, x6, x7, x9, x11, y11, xb, yb, r11,
1 theta8, theta9, thetall, xIxx
DOUBLE PRECISION ksolo, ysolo, yponta, csolo
DOUBLE PRECISION Ap1, Ap2, x3min
DOUBLE PRECISION Freq, xamp, xper, vper, Ps
DOUBLE PRECISION Kpro, Kint, Kder
DOUBLE PRECISION timp, dimp, xMcon, Psmax
DOUBLE PRECISION dtcon1, tcon1
COMMON/path/kmax, kount, dxsav, xp (KMAXX), yp (NMAX, KMAXX)
COMMON/Geom/x1, x2, x4, x5, x6, x7, x9, x11, y11, xb, yb, r11,
1 theta8, theta9, thetall, x3min
COMMON/xeque/ksolo, ysolo, yponta, csolo, xIxx, xMcon
COMMON/hdat/Ap1, Ap2, Psmax
COMMON/SysHyd/Freq, Ps
COMMON/IPRT/dimp, timp
COMMON/contro/Kpro, Kint, Kder
COMMON/veic/xamp, xper, vper
COMMON/control/dtcon1, tcon1
EXTERNAL rkqs, derivs
C Abrindo arquivo de saida de dados
C open(unit=4, file='saida20.ext')
C Velocidade de deslocamento do veiculo
C vper=1.0
C Amplitude das ondas senoidais do solo
C xamp=0.05
C Periodo das ondas senoidais do solo
C xper=2.0
C Coeficientes do controlador PID
C Kpro=1.0D-3
C Kint=1.0D-3
C Kder=1.0D-4
C Lastros sobre a plataforma
C xMcon=60.0D0
C Momento de inercia calculado com base nos lastros
C xIxx=0.2617713333+3.14*0.51*0.51+0.1708333333+xMcon*1.03*1.03
```

```

C      Distancia entre o ponto de articulacao e o ponto em que o
atuador
C      conecta. Foi feita uma alteracao no projeto inicial de 0,831m
C      para 0,631m
C      x1=0.631
C      Ponto de apoio da base do atuador em relacao ao ponto de
C      articulacao
C      x2=0.615
C      Comprimento do braco que contem o atuador quando o cilindro
esta'
C      encolhido
C      x3min=0.370
C      Distancias que detalham a posicao da esfera e a localizacao dos
C      lastros
C      x4=0.222
C      x5=1.0-x1
C      x6=0.105
C      x7=0.125
C      Angulo inicial da barra articulada
C      theta9=(45.0)*3.141592/180.0
C      Pressao máxima de suprimento
C      Psmax=1000.0*6894.7573
C      Pressão inicial de trabalho na saída da válvula
C      Ps=0.0d0
C      Constante elastica e maximo coeficiente de amortecimento do
C      sistema esfera-solo
C      ksolo=1.0e4
C      csolo=1.0e3
C      Forca de contato desejada
C      Freq=800.0
C      Areas do cilindro do atuador
C      Ap1=5.07E-04
C      Ap2=3.01E-04
C      Dimensoes basicas do sistema
C      x9=dsqrt(x6*x6+x7*x7)
C      theta8=3.14159265359/2.0-datan(x6/x7)
C      Coordenada do centro dos lastros
C      x11=(x1+x5)*sin(theta9)+0.125
C      y11=(x1+x5)*cos(theta9)-0.100
C      xb=0
C      yb=x2
C      Distancia entre o centro dos lastros e o ponto de articulacao
C      theta11=datan(x11/y11)-theta9
C      r11=dsqrt(x11*x11+y11*y11)
C      Intervalo de tempo entre a aquisição dos dados de feedback
C      dtcon1=0.01D0
C      tcon1=dtcon1
C      Numero de equacoes diferenciais a serem resolvidas
C      N=2
C      estabeleca as condicoes iniciais
C      eps=1.0D-4
C      hstart=2.9D-5
C      kmax=0
C      Tempo no inicio e no final da simulacao
C      t1=0.0
C      t2=5.0
C      theta9=(45.0)*3.141592/180.0
C      valores iniciais do angulo, velocidade e pressao PL no cilindro
C      Posicao angular da plataforma
C      y(1)=theta9
C      Velocidade angular da plataforma
C      y(2)=0.0
C      Define intervalo de tempo entre a apresentacao dos resultados
C      timp=0.0

```

```

    dimp=0.001
C   Prepara arquivo de saida de dados
    write(4,123)
123  Format('          TEMPO          FORCA SOLO   ANGULO PLAT  V ANG PLAT'
1, ' FOR. ATUA.   EXT. ATUA.   PRES. VALV   SAIDA CONTR.',/,/,
3      '          (s)          (N)          (rad)          (rad/s)'
4, '          (N)          (m)          (Pa)          (Volts)')
C   Chame a sub-rotina odeint que faz a integracao numerica
    call odeint(y,N,t1,t2,eps,hstart,0.0D0,nok,nbad,derivs,rkqs)
    write(*,' (/1x,a,t30,i5)') 'Successful steps:',nok
    write(*,' (1x,a,t30,i5)') 'Bad steps:',nbad
    write(*,*) 'Y(END)=' ,y(1),y(2),y(3),y(4)
    write(*,*) 'NORMAL COMPLETION'
    close(4)
    STOP
    END

C
C   Sub-rotina odeint
C   Numerical recipes in Fortran
C   W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C   Second Edition
C   Cambridge University Press - 1992
C
    SUBROUTINE odeint(ystart,nvar,x1,x2,eps,h1,hmin,nok,nbad,derivs,
1          rkqs)
    INTEGER nbad,nok,nvar,KMAXX,MAXSTP,NMAX
    DOUBLE PRECISION eps,h1,hmin,x1,x2,ystart(nvar),TINY
    EXTERNAL derivs,rkqs
    PARAMETER (MAXSTP=2000000,NMAX=50,KMAXX=200,TINY=1.0e-30)
    INTEGER i,kmax,kount,nstp
    DOUBLE PRECISION dxsav,h,hdid,hnext,x,dydx(NMAX),xp(KMAXX),
1          y(NMAX),yp(NMAX,KMAXX),yscal(NMAX)
    DOUBLE PRECISION Freq,Fact,ypon,vpon,F1,Psmax,Ps
    DOUBLE PRECISION Ap1,Ap2
    DOUBLE PRECISION xxp
    DOUBLE PRECISION dimp,timp
    DOUBLE PRECISION Ser,tempou,fsolou
    DOUBLE PRECISION Kpro,Kint,Kder
    DOUBLE PRECISION tcon1,dtcon1
    COMMON/IPRT/dimp,timp
    COMMON/SysHyd/Freq,Ps
    COMMON/path/kmax,kount,dxsav,xp,yp
    COMMON/hdat/Ap1,Ap2,Psmax
    COMMON/contro/Kpro,Kint,Kder
    COMMON/control1/dtcon1,tcon1
    Ser=0.0
    Fsolou=250.0
    Tempou=0.0D0
    x=x1
    h=sign(h1,x2-x1)
    nok=0
    nbad=0
    kount=0
    Fo1=100.0
    Fo2=0.0
    do 11 i=1,nvar
        y(i)=ystart(i)
11    continue
    if(kmax.gt.0) xsav=x-2.0*dxsav
    do 16 nstp=1,MAXSTP
        call derivs(x,y,dydx)
        do 12 i=1,nvar
            yscal(i)=max(1.0,abs(y(i)))
12    continue

```

```

        if(kmax.gt.0) then
            if(abs(x-xsav).gt.abs(dxsav)) then
                if(kount.lt.kmax-1) then
                    kount=kount+1
                    xp(kount)=x
                    do 13 i=1,nvar
                        yp(i,kount)=y(i)
13                continue
                    xsav=x
                end if
            end if
        end if
        if((x+h-x2)*(x+h-x1).gt.0.0) h=x2-x
        if(h.ge.1.0D-4) h=1.0D-4
        call rkqs(y,dydx,nvar,x,h,eps,yscal,hdid,hnext,derivs)
        call fosolo(x,y(1),y(2),Ps,0.0D0,F1,ypon,vpon,Fact,xxp)
        if(x.gt.timp) then
            write(4,100) x,F1,y(1),y(2),Fact,xxp,Ps,vout
100        format(13(1x,E12.5))
            timp=timp+dimp
        endif
        if(x.ge.tcon1) then
            Ser=Ser+(Freq-F1)*(x-tempou)
            Der=((Freq-F1)-Fsolou)/(x-tempou)
            Fsolou=(Freq-F1)
            tempou=x
C        Define o valor de abertura da valvula utilizando um PID
            vout=vout-Kint*Ser-Kpro*(Freq-F1)-Kder*Der
            if(vout.le.0.0D0) vout=0.0D0
            if(vout.ge.10.0D0) vout=10.0D0
            xaux1 = -0.1565*vout**3.0 + 3.1053*vout**2.0 - 4.848*vout
            if(xaux1.lt.0.0D0) xaux1=0.0D0
            Ps=Psmax*xaux1/100.0D0
            tcon1=tcon1+dtcon1
        endif
        if(hdid.eq.h) then
            nok=nok+1
        else
            nbad=nbad+1
        end if
        if((x-x2)*(x2-x1).ge.0.0) then
            do 14 i=1,nvar
                ystart(i)=y(i)
14            continue
            if(kmax.ne.0) then
                kount=kount+1
                xp(kount)=x
                do 15 i=1,nvar
                    yp(i,kount)=y(i)
15                continue
            end if
            write(*,*) 'x=',x
            return
        end if
        if(abs(hnext).lt.hmin) pause 'stepsize smaller than minimum
1        in odeint'
        h=hnext
16        continue
        pause 'too many steps in odeint'
        return
    END
C
C Sub-rotina rkqs
C Numerical recipes in Fortran

```

```

C   W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C   Second Edition
C   Cambridge University Press - 1992
C
      SUBROUTINE rkqs(y,dydx,n,x,htry,eps,yscal,hdid,hnext,derivs)
      INTEGER n,NMAX
      Double Precision eps,hdid,hnext,htry,x,dydx(n),y(n),yscal(n)
      Double precision dimp,timp,hcalc
      COMMON/IPRT/dimp,timp
      EXTERNAL derivs
      PARAMETER (NMAX=50)
      INTEGER i
      Double Precision
errmax,h,xnew,yerr(NMAX),ytemp(NMAX),SAFETY,PGROW
1      ,PSHRNK,ERRCON
      PARAMETER (SAFETY=0.9,PGROW=-0.2,PSHRNK=-0.25,ERRCON=1.89D-4)
      h=htry
1      call rkck(y,dydx,n,x,h,ytemp,yerr,derivs)
      errmax=0.0
      do 11 i=1,n
          errmax=max(errmax,dabs(yerr(i)/yscal(i)))
11     continue
      errmax=errmax/eps
      if(errmax.gt.1.0) then
          hcalc=SAFETY*h*(errmax**PSHRNK)
C      modificado do original
          if(hcalc.lt.0.1*h) then
              h=0.1*h
          else
              h=hcalc
          endif
          xnew=x+h
          if(xnew.eq.x) pause 'stepsize underflow in rkqs'
          goto 1
      else
          if(errmax.gt.ERRCON) then
              hnext=SAFETY*h*(errmax**PGROW)
          else
              hnext=5.*h
          end if
          hdid=h
          x=x+h
          do 12 i=1,n
              y(i)=ytemp(i)
12     continue
          return
      endif
      END
C
C   Sub-rotina rkck
C   Numerical recipes in Fortran
C   W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C   Second Edition
C   Cambridge University Press - 1992
C
      SUBROUTINE rkck(y,dydx,n,x,h,yout,yerr,derivs)
      INTEGER n,NMAX
      Double Precision h,x,dydx(n),y(n),yerr(n),yout(n)
      EXTERNAL derivs
      PARAMETER (NMAX=50)
      INTEGER i
      Double Precision
ak2(NMAX),ak3(NMAX),ak4(NMAX),ak5(NMAX),ak6(NMAX)
1      ,ytemp(NMAX),A2,A3,A4,A5,A6,B21,B31,B32,B41,B42,B43,B51,

```

```

2      B52,B53,B54,B61,B62,B63,B64,B65,C1,C3,C4,C6,DC1,DC3,
3      DC4,DC5,DC6
      PARAMETER
(A2=0.2,A3=0.3,A4=0.6,A5=1.0,A6=0.875,B21=.2,B31=3./40.,
1      B32=9./40.,B41=0.3,B42=-0.9,B43=1.2,B51=-11./54.,B52=2.5,
2      B53=-70./27.,B54=35./27.,B61=1631./55296.,B62=175./512.,
3      B63=575./13824.,B64=44275./110592.,B65=253./4096.,
4      C1=37./378.,C3=250./621.,C4=125./594.,C6=512./1771.,
5      DC1=C1-2825./27648.,DC3=C3-18575./48384.,
6      DC4=C4-13525./55296.0,DC5=277.0/14336.0,DC6=C6-0.25)
do 11 i=1,n
      ytemp(i)=y(i)+B21*h*dydx(i)
11  continue
      call derivs(x+A2*h,ytemp,ak2)
      do 12 i=1,n
          ytemp(i)=y(i)+h*(B31*dydx(i)+B32*ak2(i))
12  continue
      call derivs(x+A3*h,ytemp,ak3)
      do 13 i=1,n
          ytemp(i)=y(i)+h*(B41*dydx(i)+B42*ak2(i)+B43*ak3(i))
13  continue
      call derivs(x+A4*h,ytemp,ak4)
      do 14 i=1,n
          ytemp(i)=y(i)+h*(B51*dydx(i)+B52*ak2(i)+B53*ak3(i)+
1      B54*ak4(i))
14  continue
      call derivs(x+A5*h,ytemp,ak5)
      do 15 i=1,n
          ytemp(i)=y(i)+h*(B61*dydx(i)+B62*ak2(i)+B63*ak3(i)+
1      B64*ak4(i)+B65*ak5(i))
15  continue
      call derivs(x+A6*h,ytemp,ak6)
      do 16 i=1,n
          yout(i)=y(i)+h*(C1*dydx(i)+C3*ak3(i)+C4*ak4(i)+
1      C6*ak6(i))
16  continue
      do 17 i=1,n
          yerr(i)=h*(DC1*dydx(i)+DC3*ak3(i)+DC4*ak4(i)+DC5*ak5(i)+
1      DC6*ak6(i))
17  continue
      return
      end

```

```

C
C      Sub-rotina derivs - define as quatro equacoes diferenciais que
C      simulam o sistema hidromecanico
C

```

```

      SUBROUTINE derivs(t,y,dydt)
      DOUBLE PRECISION t,y(2),dydt(2)
      DOUBLE PRECISION theta9
      DOUBLE PRECISION ksolo,ysolo,ypona,csolo
      DOUBLE PRECISION F1,torq1,torq2,torq3
      DOUBLE PRECISION xIxx
      DOUBLE PRECISION x1,x2,x3,x4,x5,x6,x7,x8,x9
      DOUBLE PRECISION xa,ya,xb,yb,x11,y11,xp
      DOUBLE PRECISION theta8,theta11,r11,theta2
      DOUBLE PRECISION Ap1,Ap2,x3min
      DOUBLE PRECISION Fact,Psmax,xamp,xper,vper
C
      DOUBLE PRECISION Freq,yper,CS1,xMcon,Ps
      COMMON/SysHyd/Freq,Ps
      COMMON/Geom/x1,x2,x4,x5,x6,x7,x9,x11,y11,xb,yb,r11,
1      theta8,theta9,theta11,x3min
      COMMON/xeque/ksolo,ysolo,ypona,csolo,xIxx,xMcon
      COMMON/hdat/Ap1,Ap2,Psmax

```

```

COMMON/veic/xamp,xper,vper
C
C Calcula distancias e angulos que serao usados nas equacoes
C diferenciais
C
xa=x1*dsin(y(1))
ya=x1*dcos(y(1))
x3=dsqrt((xa-xb)*(xa-xb)+(ya-yb)*(ya-yb))
xp=x3-x3min
C Mais calculos de distancia e posicao da esfera de apoio
theta=dacos((x2*x2-x3*x3-x1*x1)/(-2.0*x3*x1))
C Posicao da ponta da esfera
xponta=(x1+x5)*dsin(y(1))+x9*dsin(y(1)+theta8-theta9)+vper*t
yponta=(x6+((x1+x5)*dcos(theta9)))-(x6+((x1+x5)*dcos(y(1))))
x8=dsqrt((xponta-vper*t)*(xponta-vper*t)
1 + (yponta+x6+(x1+x5)*dcos(y(1)))*(yponta+x6+(x1+x5)*dcos(y(1))))
theta2=dasin((xponta-vper*t)/x8)
C Altura do perfil do solo
ysolo=xamp*sin(2*3.141592*xponta/xper)
C Calcula a forza produzida pelo atuador
Fact=Ps*Ap1
C Calcula o torque no ponto de articulacao produzido pela forza
C do atuador
torq1=Fact*dsin(theta)*x1
C Calcula a forza de contato entre a esfera e o solo
if (ysolo.lt.yponta) then
    F1=0.0
else
    ypen=ysolo-yponta
C o coeficiente de amortecimento varia entre zero e o valor
C maximo especificado no programa principal
CALL STEP(ypen,0.0D0,csolo,0.0D0,0.01D0,CS1)
    F1=-ksolo*(yponta-ysolo)
1    -CS1*y(2)*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
endif
C Nao admite forza do solo agindo na esfera menor que zero
if (F1.lt.0.0D0) F1=0.0D0
C Calcula o torque que a forza do solo produz no ponto de
C articulacao
torq2=F1*((x1+x5)*dsin(y(1))+x9*dsin(y(1)+theta8-theta9))
C Calcula o torque produzido pelo peso da estrutura e peso
C dos lastros produz no ponto de articulacao
torq3= -(3.14*9.81*0.5*dsin(y(1))
1    +xMcon*9.81*(r11*dsin(y(1)+theta11)))
C Verifica deslocamento do carretel da valvula 1
C Define as tres equacoes diferenciais
C Para o calculo do angulo do braco que sustenta o sistema
dydt(1)=y(2)
C Para o calculo da velocidade angular do braco que sustenta
C o sistema
dydt(2)=(1.0/xIxx)*(torq1+torq2+torq3)
return
END

C
C Sub-rotina que calcula a forza de contato entre a esfera e solo
C
SUBROUTINE fosolo(t,y1,y2,y3,y4,F1,ypon,vpon,Fact,xp)
DOUBLE PRECISION t,y1,y2,y3,y4,F1,ypon,vpon,Fact
DOUBLE PRECISION xa,ya,theta,xponta,yponta,theta2,ysolo
DOUBLE PRECISION xb,yb,x1,x2,x3,x4,x5,x6,x7,x8,x9,x11,y11
DOUBLE PRECISION r11,theta8,theta9,theta11
DOUBLE PRECISION ksolo,csolo,xIxx,xMcon,Psmay
DOUBLE PRECISION ypen,CS1,xp,xamp,xper,vper
DOUBLE PRECISION Ap1,Ap2,x3min

```

```

COMMON/hdat/Ap1,Ap2,Psmax
COMMON/xeque/ksolo,ysolo,yponta,csolo,xIxx,xMcon
COMMON/Geom/x1,x2,x4,x5,x6,x7,x9,x11,y11,xb,yb,r11,
1      theta8,theta9,theta11,x3min
COMMON/veic/xamp,xper,vper
xa=x1*dsin(y1)
ya=x1*dcos(y1)
x3=dsqrt((xa-xb)*(xa-xb)+(ya-yb)*(ya-yb))
xp=x3-x3min
theta=dacos((x2*x2-x3*x3-x1*x1)/(-2.0*x3*x1))
C  Posicao da ponta da esfera
xponta=(x1+x5)*dsin(y1)+x9*dsin(y1+theta8-theta9)+vper*t
yponta=(x6+((x1+x5)*dcos(theta9)))-(x6+((x1+x5)*dcos(y1)))
x8=dsqrt((xponta-vper*t)*(xponta-vper*t)
1  +(yponta+x6+(x1+x5)*dcos(y1))*(yponta+x6+(x1+x5)*dcos(y1)))
theta2=dasin((xponta-vper*t)/x8)
C  Ordenada da superficie do solo
ysolo=xamp*sin(2*3.141592*xponta/xper)
if(ysolo.lt.yponta) then
    F1=0.0
else
    ypen=ysolo-yponta
    CALL STEP(ypen,0.0D0,csolo,0.0D0,0.01D0,CS1)
    F1=-ksolo*(yponta-ysolo)
1    -CS1*y2*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
endif
if(F1.lt.0.0D0) F1=0.0D0
vpon=y2*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
ypon=yponta
Fact=Ap1*y3-Ap2*y4
return
end

C
C  Sub-rotina Step - Funcao de interpolacao de terceiro grau para
C  simular uma funcao passo
C
SUBROUTINE STEP(X,H0,H1,X0,X1,CS1)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
IMPLICIT INTEGER (I-N)
IF(X.LT.X0) THEN
    CS1=H0
ELSE
    IF(X.GE.X1) THEN
        CS1=H1
    ELSE
        CS1=H0+(H1-H0)*(3.0-2.0*((X-X0)/(X1-X0)))*
+        (X-X0)*(X-X0)/((X1-X0)*(X1-X0))
    ENDIF
ENDIF
RETURN
END

```

APÊNDICE D

Programa computacional para simular o comportamento do sistema de controle usando duas válvulas proporcionais redutoras de pressão.

```
PROGRAM v2P
C
C Programa para simulacao de um sistema de controle com base
C em duas valvulas de reducao de fluxo, utilizando um
C controlador PID
C
C Modelo utilizado para as valvulas proporcionais:
C  $(P_s/P_{smax}) = (-0.1565 \cdot \text{volts}^3 + 3.1053 \cdot \text{volts}^2 - 4.848 \cdot \text{volts}) / 100$ 
C
C Elaborado por: Leidy Zulys Leyva Rafull
C Prof. Daniel Marçal de Queiroz
C
C Novembro, 2002
C Universidade Federal de Viçosa
C Viçosa, MG, Brasil
C
INTEGER KMAXX, NMAX
PARAMETER (KMAXX=200, NMAX=50)
INTEGER kmax, kount, nbad, nok
DOUBLE PRECISION dxsav, eps, hstart, t1, t2, y(10), xp, yp
DOUBLE PRECISION x1, x2, x4, x5, x6, x7, x9, x11, y11, xb, yb, r11,
1 theta8, theta9, thetall, xIxx
DOUBLE PRECISION ksolo, ysolo, yponta, csolo
DOUBLE PRECISION Ap1, Ap2, x3min
DOUBLE PRECISION Freq, xamp, xper, vper, Ps1, Ps2, vout1, vout2
DOUBLE PRECISION Kpro, Kint, Kder
DOUBLE PRECISION timp, dimp, xMcon, Psmax
DOUBLE PRECISION dtcon1, tcon1
COMMON/path/kmax, kount, dxsav, xp (KMAXX), yp (NMAX, KMAXX)
COMMON/Geom/x1, x2, x4, x5, x6, x7, x9, x11, y11, xb, yb, r11,
1 theta8, theta9, thetall, x3min
COMMON/xeque/ksolo, ysolo, yponta, csolo, xIxx, xMcon
COMMON/hdat/Ap1, Ap2, Psmax
COMMON/SysHyd/Freq, Ps1, Ps2, vout1, vout2
COMMON/IPRT/dimp, timp
COMMON/contro/Kpro, Kint, Kder
COMMON/veic/xamp, xper, vper
COMMON/control/dtcon1, tcon1
EXTERNAL rkqs, derivs
C Abrindo arquivo de saida de dados
C open(unit=4, file='saida20.ext')
C Velocidade de deslocamento do veiculo
C vper=1.0
C Amplitude das ondas senoidais do solo
C xamp=0.05
C Periodo das ondas senoidais do solo
C xper=2.0
C Coeficientes do controlador PID
C Kpro=1.0D-3
C Kint=1.0D-3
C Kder=1.0D-4
C Lastros sobre a plataforma
C xMcon=80.0D0
C Momento de inercia calculado com base nos lastros
C xIxx=0.2617713333+3.14*0.51*0.51+0.1708333333+xMcon*1.03*1.03
```

```

C      Distancia entre o ponto de articulacao e o ponto em que o
atuador
C      conecta. Foi feita uma alteracao no projeto inicial de 0,831m
C      para 0,631m
C      x1=0.631
C      Ponto de apoio da base do atuador em relacao ao ponto de
C      articulacao
C      x2=0.615
C      Comprimento do braco que contem o atuador quando o cilindro
esta'
C      encolhido
C      x3min=0.370
C      Distancias que detalham a posicao da esfera e a localizacao dos
C      lastros
C      x4=0.222
C      x5=1.0-x1
C      x6=0.105
C      x7=0.125
C      Angulo inicial da barra articulada
C      theta9=(45.0)*3.141592/180.0
C      Pressao máxima de suprimento
C      Psmax=1000.0*6894.7573
C      Pressão inicial de trabalho na saída das válvulas
C      Ps1=0.0D0
C      Ps2=0.0D0
C      Voltagem de entrada inicial nas válvulas
C      vout1=0.0D0
C      vout2=0.0D0
C      Constante elastica e maximo coeficiente de amortecimento do
C      sistema esfera-solo
C      ksolo=1.0e4
C      csolo=1.0e3
C      Forca de contato desejada
C      Freq=400.0
C      Areas do cilindro do atuador
C      Ap1=5.07E-04
C      Ap2=3.01E-04
C      Dimensoes basicas do sistema
C      x9=dsqrt(x6*x6+x7*x7)
C      theta8=3.14159265359/2.0-datan(x6/x7)
C      Coordenada do centro dos lastros
C      x11=(x1+x5)*sin(theta9)+0.125
C      y11=(x1+x5)*cos(theta9)-0.100
C      xb=0
C      yb=x2
C      Distancia entre o centro dos lastros e o ponto de articulacao
C      theta11=datan(x11/y11)-theta9
C      r11=dsqrt(x11*x11+y11*y11)
C      Intervalo de tempo entre a aquisição dos dados de feedback
C      dtcon1=0.01D0
C      tcon1=dtcon1
C      Numero de equacoes diferenciais a serem resolvidas
C      N=2
C      estabeleca as condicoes iniciais
C      eps=1.0D-4
C      hstart=2.9D-5
C      kmax=0
C      Tempo no inicio e no final da simulacao
C      t1=0.0
C      t2=5.0
C      theta9=(45.0)*3.141592/180.0
C      valores iniciais do angulo, velocidade e pressao PL no cilindro
C      Posicao angular da plataforma
C      y(1)=theta9

```

```

C   Velocidade angular da plataforma
y(2)=0.0
C   Define intervalo de tempo entre a apresentacao dos resultados
timp=0.0
dimp=0.001
C   Prepara arquivo de saida de dados
write(4,123)
123  Format('      TEMPO      FORCA SOLO  ANGULO PLAT  V ANG PLAT'
1,'  FOR. ATUA.  EXT. ATUA.  PRES. VALV1  PRES. VAL2  ',
2,'  SAIDA VAL1  SAIDA VAL2',/,
3,'      (s)      (N)      (rad)      (rad/s)'
4,'      (N)      (m)      (Pa)      (Pa)      ',
5,'  (volts)      (volts)')
C   Chame a sub-rotina odeint que faz a integracao numerica
call odeint(y,N,t1,t2,eps,hstart,0.0D0,nok,nbad,derivs,rkqs)
write(*,' (/1x,a,t30,i5)') 'Successful steps:',nok
write(*,' (1x,a,t30,i5)')  'Bad steps:',nbad
write(*,*) 'Y(END)=' ,y(1),y(2),y(3),y(4)
write(*,*) 'NORMAL COMPLETION'
close(4)
STOP
END

C
C   Sub-rotina odeint
C   Numerical recipes in Fortran
C   W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C   Second Edition
C   Cambridge University Press - 1992
C
SUBROUTINE odeint(ystart,nvar,x1,x2,eps,h1,hmin,nok,nbad,derivs,
1      rkqs)
INTEGER nbad,nok,nvar,KMAXX,MAXSTP,NMAX
DOUBLE PRECISION eps,h1,hmin,x1,x2,ystart(nvar),TINY
EXTERNAL derivs,rkqs
PARAMETER (MAXSTP=2000000,NMAX=50,KMAXX=200,TINY=1.0e-30)
INTEGER i,kmax,kount,nstp
DOUBLE PRECISION dxsav,h,hdid,hnext,x,dydx(NMAX),xp(KMAXX),
1      y(NMAX),yp(NMAX,KMAXX),yscal(NMAX)
DOUBLE PRECISION
Freq,Fact,ypon,vpon,F1,Psmax,Ps1,Ps2,vout1,vout2
DOUBLE PRECISION Ap1,Ap2
DOUBLE PRECISION xxp
DOUBLE PRECISION dimp,timp
DOUBLE PRECISION Ser,tempou,fsolou
DOUBLE PRECISION Kpro,Kint,Kder
DOUBLE PRECISION tcon1,dtcon1
COMMON/IPRT/dimp,timp
COMMON/SysHyd/Freq,Ps1,Ps2,vout1,vout2
COMMON/path/kmax,kount,dxsav,xp,yp
COMMON/hdat/Ap1,Ap2,Psmax
COMMON/contro/Kpro,Kint,Kder
COMMON/control/dtcon1,tcon1
Ser=0.0
Fsolou=250.0
Tempou=0.0D0
x=x1
h=sign(h1,x2-x1)
nok=0
nbad=0
kount=0
Fo1=100.0
Fo2=0.0
do 11 i=1,nvar

```

```

        y(i)=ystart(i)
11  continue
    if(kmax.gt.0) xsav=x-2.0*dxsav
    do 16 nstp=1,MAXSTP
        call derivs(x,y,dydx)
        do 12 i=1,nvar
            yscal(i)=max(1.0,abs(y(i)))
12  continue
        if(kmax.gt.0) then
            if(abs(x-xsav).gt.abs(dxsav)) then
                if(kount.lt.kmax-1) then
                    kount=kount+1
                    xp(kount)=x
                    do 13 i=1,nvar
                        yp(i,kount)=y(i)
13  continue
                    xsav=x
                end if
            end if
        end if
        if((x+h-x2)*(x+h-x1).gt.0.0) h=x2-x
        if(h.ge.1.0D-4) h=1.0D-4
        call rkqs(y,dydx,nvar,x,h,eps,yscal,hdid,hnext,derivs)
        call fosolo(x,y(1),y(2),Ps1,Ps2,F1,ypon,vpon,Fact,xxp)
        if (x.gt.timp) then
            write(4,100) x,F1,y(1),y(2),Fact,xxp,Ps1,Ps2,vout1,vout2
100  format(13(1x,E12.5))
            timp=timp+dimp
        endif
        if (x.ge.tcon1) then
            Ser=Ser+(Freq-F1)*(x-tempou)
            Der=((Freq-F1)-Fsolou)/(x-tempou)
            Fsolou=(Freq-F1)
            tempou=x
C  Define o valor de abertura da valvula utilizando um PID
            vout1=vout1-Kint*Ser-Kpro*(Freq-F1)-Kder*Der
            if(vout1.le.0.0D0) vout1=0.0D0
            if(vout1.ge.10.0D0) vout1=10.0D0
            xaux1 = -0.1565*vout1**3.0 + 3.1053*vout1**2.0 - 4.848*vout1
            if (xaux1.lt.0.0D0) xaux1=0.0D0
            Ps1=Psmax*xaux1/100.0D0
            tcon1=tcon1+dtcon1
            if(Ps1.gt.0.0) then
                Ps2=0.0D0
                vout2=0.0D0
            else
                vout2=vout2+Kint*Ser+Kpro*(Freq-F1)+Kder*Der
                if(vout2.le.0.0D0) vout2=0.0D0
                if(vout2.ge.10.0D0) vout2=10.0D0
                xaux1 = -0.1565*vout2**3.0 + 3.1053*vout2**2.0 -
4.848*vout2
                if (xaux1.lt.0.0D0) xaux1=0.0D0
                Ps2=Psmax*xaux1/100.0D0
            endif
        endif
        if(hdid.eq.h) then
            nok=nok+1
        else
            nbad=nbad+1
        end if
        if((x-x2)*(x2-x1).ge.0.0) then
            do 14 i=1,nvar
                ystart(i)=y(i)
14  continue

```

```

        if(kmax.ne.0) then
            kount=kount+1
            xp(kount)=x
            do 15 i=1,nvar
                yp(i,kount)=y(i)
15          continue
            end if
            return
        end if
        if(abs(hnext).lt.hmin) pause 'stepsize smaller than minimum
1          in odeint'
        h=hnext
16      continue
        pause 'too many steps in odeint'
        return
    END

C
C      Sub-rotina  rkqs
C      Numerical recipes in Fortran
C      W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C      Second Edition- Cambridge University Press - 1992
C
    SUBROUTINE rkqs(y,dydx,n,x,htry,eps,yscal,hdid,hnext,derivs)
    INTEGER n,NMAX
    Double Precision eps,hdid,hnext,htry,x,dydx(n),y(n),yscal(n)
    Double precision dimp,timp,hcalc
    COMMON/IPRT/dimp,timp
    EXTERNAL derivs
    PARAMETER (NMAX=50)
    INTEGER i
    Double Precision
    errmax,h,xnew,yerr(NMAX),ytemp(NMAX),SAFETY,PGROW
1      ,PSHRNK,ERRCON
    PARAMETER (SAFETY=0.9,PGROW=-0.2,PSHRNK=-0.25,ERRCON=1.89D-4)
    h=htry
1      call rkck(y,dydx,n,x,h,ytemp,yerr,derivs)
    errmax=0.0
    do 11 i=1,n
        errmax=max(errmax,dabs(yerr(i)/yscal(i)))
11     continue
    errmax=errmax/eps
    if(errmax.gt.1.0) then
        hcalc=SAFETY*h*(errmax**PSHRNK)
    C      modificado do original
        if(hcalc.lt.0.1*h) then
            h=0.1*h
        else
            h=hcalc
        endif
        xnew=x+h
        if(xnew.eq.x) pause 'stepsize underflow in rkqs'
        goto 1
    else
        if(errmax.gt.ERRCON) then
            hnext=SAFETY*h*(errmax**PGROW)
        else
            hnext=5.*h
        end if
        hdid=h
        x=x+h
        do 12 i=1,n
            y(i)=ytemp(i)
12     continue
    return

```

```

        endif
        END

C
C   Sub-rotina rkck
C   Numerical recipes in Fortran
C   W. H. Press; S. A. Teukolsky; W. Vetterling; B. P. Flannery
C   Second Edition - Cambridge University Press - 1992
C
        SUBROUTINE rkck(y,dydx,n,x,h,yout,yerr,derivs)
        INTEGER n,NMAX
        Double Precision h,x,dydx(n),y(n),yerr(n),yout(n)
        EXTERNAL derivs
        PARAMETER (NMAX=50)
        INTEGER i
        Double Precision
ak2(NMAX),ak3(NMAX),ak4(NMAX),ak5(NMAX),ak6(NMAX)
        1      ,ytemp(NMAX),A2,A3,A4,A5,A6,B21,B31,B32,B41,B42,B43,B51,
        2      B52,B53,B54,B61,B62,B63,B64,B65,C1,C3,C4,C6,DC1,DC3,
        3      DC4,DC5,DC6
        PARAMETER
        (A2=0.2,A3=0.3,A4=0.6,A5=1.0,A6=0.875,B21=.2,B31=3./40.,
        1      B32=9./40.,B41=0.3,B42=-0.9,B43=1.2,B51=-11./54.,B52=2.5,
        2      B53=-70./27.,B54=35./27.,B61=1631./55296.,B62=175./512.,
        3      B63=575./13824.,B64=44275./110592.,B65=253./4096.,
        4      C1=37./378.,C3=250./621.,C4=125./594.,C6=512./1771.,
        5      DC1=C1-2825./27648.,DC3=C3-18575./48384.,
        6      DC4=C4-13525./55296.0,DC5=277.0/14336.0,DC6=C6-0.25)
        do 11 i=1,n
            ytemp(i)=y(i)+B21*h*dydx(i)
11         continue
            call derivs(x+A2*h,ytemp,ak2)
            do 12 i=1,n
                ytemp(i)=y(i)+h*(B31*dydx(i)+B32*ak2(i))
12         continue
            call derivs(x+A3*h,ytemp,ak3)
            do 13 i=1,n
                ytemp(i)=y(i)+h*(B41*dydx(i)+B42*ak2(i)+B43*ak3(i))
13         continue
            call derivs(x+A4*h,ytemp,ak4)
            do 14 i=1,n
                ytemp(i)=y(i)+h*(B51*dydx(i)+B52*ak2(i)+B53*ak3(i)+
1         B54*ak4(i))
14         continue
            call derivs(x+A5*h,ytemp,ak5)
            do 15 i=1,n
                ytemp(i)=y(i)+h*(B61*dydx(i)+B62*ak2(i)+B63*ak3(i)+
1         B64*ak4(i)+B65*ak5(i))
15         continue
            call derivs(x+A6*h,ytemp,ak6)
            do 16 i=1,n
                yout(i)=y(i)+h*(C1*dydx(i)+C3*ak3(i)+C4*ak4(i)+
1         C6*ak6(i))
16         continue
            do 17 i=1,n
                yerr(i)=h*(DC1*dydx(i)+DC3*ak3(i)+DC4*ak4(i)+DC5*ak5(i)+
1         DC6*ak6(i))
17         continue
            return
            end

C
C   Sub-rotina derivs - define as quatro equacoes diferenciais que
C   simulam o sistema hidromecanico
C
        SUBROUTINE derivs(t,y,dydt)

```

```

DOUBLE PRECISION t, y(2), dydt(2)
DOUBLE PRECISION theta9
DOUBLE PRECISION ksolo, ysolo, yponta, csolo
DOUBLE PRECISION F1, torq1, torq2, torq3
DOUBLE PRECISION xIxx
DOUBLE PRECISION x1, x2, x3, x4, x5, x6, x7, x8, x9
DOUBLE PRECISION xa, ya, xb, yb, x11, y11, xp
DOUBLE PRECISION theta8, theta11, r11, theta2
DOUBLE PRECISION Ap1, Ap2, x3min
DOUBLE PRECISION Fact, Psmax, xamp, xper, vper
DOUBLE PRECISION Freq, ypen, CS1, xMcon, Ps1, Ps2, vout1, vout2
COMMON/SysHyd/Freq, Ps1, Ps2, vout1, vout2
COMMON/Geom/x1, x2, x4, x5, x6, x7, x9, x11, y11, xb, yb, r11,
1      theta8, theta9, theta11, x3min
COMMON/xeque/ksolo, ysolo, yponta, csolo, xIxx, xMcon
COMMON/hdat/Ap1, Ap2, Psmax
COMMON/veic/xamp, xper, vper
C      Calcula distancias e angulos que serao usados nas equacoes
C      diferenciais
      xa=x1*dsin(y(1))
      ya=x1*dcos(y(1))
      x3=dsqrt((xa-xb)*(xa-xb)+(ya-yb)*(ya-yb))
      xp=x3-x3min
C      Mais calculos de distancia e posicao da esfera de apoio
      theta=dacos((x2*x2-x3*x3-x1*x1)/(-2.0*x3*x1))
C      Posicao da ponta da esfera
      xponta=(x1+x5)*dsin(y(1))+x9*dsin(y(1)+theta8-theta9)+vper*t
      yponta=(x6+((x1+x5)*dcos(theta9)))-(x6+((x1+x5)*dcos(y(1))))
      x8=dsqrt((xponta-vper*t)*(xponta-vper*t)
1      +(yponta+x6+(x1+x5)*dcos(y(1)))*(yponta+x6+(x1+x5)*dcos(y(1))))
      theta2=dasin((xponta-vper*t)/x8)
C      Altura do perfil do solo
      ysolo=xamp*sin(2*3.141592*xponta/xper)
C      Calcula a forza produzida pelo atuador
      Fact=Ps1*Ap1-Ps2*Ap2
C      Calcula o torque no ponto de articulacao produzido pela forza
C      do atuador
      torq1=Fact*dsin(theta)*x1
C      Calcula a forza de contato entre a esfera e o solo
      if (ysolo.lt.yponta) then
          F1=0.0
      else
          ypen=ysolo-yponta
C          o coeficiente de amortecimento varia entre zero e o valor
C          maximo especificado no programa principal
          CALL STEP(ypen, 0.0D0, csolo, 0.0D0, 0.01D0, CS1)
          F1=-ksolo*(yponta-ysolo)
1      -CS1*y(2)*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
      endif
C      Nao admite forza do solo agindo na esfera menor que zero
      if (F1.lt.0.0D0) F1=0.0D0
C      Calcula o torque que a forza do solo produz no ponto de
C      articulacao
      torq2=F1*((x1+x5)*dsin(y(1))+x9*dsin(y(1)+theta8-theta9))
C      Calcula o torque produzido pelo peso da estrutura e peso
C      dos lastros produz no ponto de articulacao
      torq3= -(3.14*9.81*0.5*dsin(y(1))
1      +xMcon*9.81*(r11*dsin(y(1)+theta11)))
C      Verifica deslocamento do carretel da valvula 1
C      Define as tres equacoes diferenciais
C      Para o calculo do angulo do braco que sustenta o sistema
      dydt(1)=y(2)
C      Para o calculo da velocidade angular do braco que sustenta
C      o sistema

```

```

dydt (2)=(1.0/xIxx) * (torq1+torq2+torq3)
return
END
C
C Sub-rotina que calcula a forca de contato entre a esfera e solo
C
SUBROUTINE fosolo(t,y1,y2,y3,y4,F1,ypon,vpon,Fact, xp)
DOUBLE PRECISION t,y1,y2,y3,y4,F1,ypon,vpon,Fact
DOUBLE PRECISION xa,ya,theta,xponta,yponta,theta2,ysolo
DOUBLE PRECISION xb,yb,x1,x2,x3,x4,x5,x6,x7,x8,x9,x11,y11
DOUBLE PRECISION r11,theta8,theta9,theta11
DOUBLE PRECISION ksolo,csolo,xIxx,xMcon,Psmax
DOUBLE PRECISION ypen,CS1,xp,xamp,xper,vper
DOUBLE PRECISION Ap1,Ap2,x3min
COMMON/hdat/Ap1,Ap2,Psmax
COMMON/xeque/ksolo,ysolo,yponta,csolo,xIxx,xMcon
COMMON/Geom/x1,x2,x4,x5,x6,x7,x9,x11,y11,xb,yb,r11,
1 theta8,theta9,theta11,x3min
COMMON/veic/xamp,xper,vper
xa=x1*dsin(y1)
ya=x1*dcos(y1)
x3=dsqrt((xa-xb)*(xa-xb)+(ya-yb)*(ya-yb))
xp=x3-x3min
theta=dacos((x2*x2-x3*x3-x1*x1)/(-2.0*x3*x1))
C Posicao da ponta da esfera
xponta=(x1+x5)*dsin(y1)+x9*dsin(y1+theta8-theta9)+vper*t
yponta=(x6+((x1+x5)*dcos(theta9)))-(x6+((x1+x5)*dcos(y1)))
x8=dsqrt((xponta-vper*t)*(xponta-vper*t)
1 + (yponta+x6+(x1+x5)*dcos(y1))*(yponta+x6+(x1+x5)*dcos(y1)))
theta2=dasin((xponta-vper*t)/x8)
C Ordenada da superficie do solo
ysolo=xamp*sin(2*3.141592*xponta/xper)
if (ysolo.lt.yponta) then
F1=0.0
else
ypen=ysolo-yponta
CALL STEP(ypen,0.0D0,csolo,0.0D0,0.01D0,CS1)
F1=-ksolo*(yponta-ysolo)
1 -CS1*y2*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
endif
if(F1.lt.0.0D0) F1=0.0D0
vpon=y2*x8*dcos(3.1415926536/2.-theta2)
ypon=yponta
Fact=Ap1*y3-Ap2*y4
return
end
C
C Sub-rotina Step - Funcao de interpolacao de terceiro grau para
C simular uma funcao passo
C
SUBROUTINE STEP(X,H0,H1,X0,X1,CS1)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
IMPLICIT INTEGER (I-N)
IF(X.LT.X0) THEN
CS1=H0
ELSE
IF(X.GE.X1) THEN
CS1=H1
ELSE
CS1=H0+(H1-H0)*(3.0-2.0*((X-X0)/(X1-X0)))*
+ (X-X0)*(X-X0)/((X1-X0)*(X1-X0))
ENDIF
ENDIF
RETURN
END

```