

UNIVERSIDADE SÃO FRANCISCO
CURSO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

**SIMULADOR DE SISTEMA ANTI-PATINAGEM PARA MÁQUINAS
AGRÍCOLAS**

Área de Controle e Automação

por

Lucas Vieira de Andrade

Paulo Eduardo Silveira, Mestre
Orientador

Itatiba (SP), 15 de dezembro de 2011

UNIVERSIDADE SÃO FRANCISCO
CURSO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

**SIMULADOR DE SISTEMA ANTI-PATINAGEM PARA MÁQUINAS
AGRÍCOLAS**

Área de Controle e Automação

por

Lucas Vieira de Andrade

Relatório apresentado à Banca
Examinadora do Trabalho de Conclusão do
Curso de Engenharia Elétrica para análise e
aprovação.
Orientador: Paulo Eduardo Silveira, Mestre

Itatiba (SP), 15 de dezembro de 2011

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Marcos e Fátima, por terem sido exemplos de dedicação profissional, pessoal e familiar, mesmo que as limitações humanas tirem naturalmente nossa capacidade de sermos perfeitos, e também por sempre me apoiarem e entenderem minhas dificuldades durante o período da graduação.

A minha namorada Fernanda, pelo apoio e compreensão nos momentos de ausência e preocupações nos períodos de avaliações.

Ao meu orientador, a quem ousou chamar apenas de Paulo, que não mediu esforços para dar sentido à sua função neste trabalho, pela sua dedicação e prazer em transmitir seus conhecimentos aos alunos.

Ao professor, colega de trabalho e também amigo Mauro, agradeço pelas sugestões, palavras de encorajamento e por ter disponibilizado seu tempo e me ajudar na conclusão deste trabalho.

Aos meus amigos Alcindo Junior, André Sanches, Caio Bufolo, Célio Soares, Felipe Nunes, Flávia Ferreira, Flávio Regagnin, Marcos Silva e Samuel Passos pela fiel companhia nas dificuldades do período acadêmico e também pelos momentos de descontração e alegria.

E por fim agradeço a Deus, meu Senhor Jesus Cristo, meu verdadeiro refúgio e fonte de força, por ter permitido que alcançasse esse objetivo e ter colocado as pessoas citadas acima e tantas outras que direta ou indiretamente me trouxeram até essa etapa da minha vida.

*“Antes, cresci na graça e conhecimento de
nosso Senhor e Salvador, Jesus Cristo.”*
II Pedro 3, 18.

SUMÁRIO

LISTA DE ABREVIATURAS	ii
LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABELAS	iv
LISTA DE EQUAÇÕES	v
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVO	1
1.2 JUSTIFICATIVA	1
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	3
2.1 BREVE HISTÓRICO NA EVOLUÇÃO DA TECNOLOGIA EM EQUIPAMENTOS AGRÍCOLAS	3
2.2 HIDRÁULICA E ELETRÔNICA NAS MÁQUINAS AGRÍCOLAS ATUAIS	5
2.3 MODELO REAL X SIMULADOR	6
2.4 MOTOR HIDRÁULICO	7
2.5 MOTOR ELÉTRICO DE CORRENTE CONTÍNUA	10
2.6 FUNCIONAMENTO DO SISTEMA ANTI PATINAGEM	13
3 METODOLOGIA	15
4 RESULTADOS	24
5 CONCLUSÃO	27
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	28

LISTA DE ABREVIATURAS

USF	Universidade São Francisco
AGCO	Agriculture Corporation
CNH	Case New Holland
UFV	Universidade Federal de Viçosa-MG
SOBER	Sociedade Brasileira de Economia, Administração e Sociologia Rural
ASC	Anti Slip Control
CAN	Controller Area Network
CC	Corrente contínua
PI	Proporcional-Integrativo
PID	Proporcional-Integrativo-Derivativo
IEC	International Electrotechnical Commission's
PWM	Pulse Width Modulation
BODAS	Bosch Design Application System

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Circuito básico para sistema de tração hidrostática	6
Figura 2 - Atuador linear, ou cilindro hidráulico	8
Figura 3 - Atuador rotativo, ou motor hidráulico do tipo eixo inclinado	8
Figura 4 - Funcionamento do motor de pistões axiais do tipo eixo inclinado	10
Figura 5 - Modelo do circuito elétrico do motor	11
Figura 6 - Curvas características do motor	13
Figura 7 - Circuito de tração hidrostática 4x2	13
Figura 8 - Gráfico controle proporcional de vazão	14
Figura 9 - Simulador anti-patinagem	15
Figura 10 – Estrutura básico do sensor indutivo	16
Figura 11 – Modulação PWM	17
Figura 12 – Figura 12: Diagrama Esquemático do Simulador	18
Figura 13 – Figura 12: : Simulador anti-patinagem: Índice de componentes.....	22

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Principais marcos na evolução dos tratores, 1858 – 1985	4
Tabela 2: Principais patentes depositadas, desde 1998, das principais empresas mundiais	5
Tabela 3: Equivalência entre componentes hidráulicos do circuito real e componentes elétricos do simulador	7
Tabela 4: Comparação de efeitos em um motor hidráulico. Valores assumidos para carga constante	9
Tabela 5: Variação entre mínimo e máximo: Rotação x Tensão	24
Tabela 6: Comportamento do simulador em trânsito em distúrbios	25
Tabela 7: Comportamento do simulador com patinação na roda direita	25
Tabela 8: Comportamento do simulador com patinação na roda esquerda	26

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1	11
Equação 2	11
Equação 3	12
Equação 4	12
Equação 5	19
Equação 6	19
Equação 7	19
Equação 8	20

RESUMO

ANDRADE, Lucas Vieira. Simulador de sistema anti-patinagem para máquinas agrícolas. Itatiba, 2011. no f. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade São Francisco, Itatiba, 2011

A agricultura no Brasil, e também em outros países do globo, tem acompanhado o avanço nas técnicas agrícolas, na informática, comunicações e da tecnologia nos equipamentos para o cultivo de alimentos, onde esse último é a motivação deste trabalho de pesquisa. O consumidor, tanto no mercado interno quanto externo tem se tornado cada dia mais exigente em relação à qualidade do que consome, e os produtores tem que lidar com essa característica ao mesmo tempo em que enfrentam o aumento do volume de produção exigido para o atendimento do mercado. Esses e outros fatores fazem com que o maquinário agrícola precise ser mais eficiente. A tecnologia com certeza é capaz de auxiliar no suprimento dessa necessidade, e uma dessas tecnologias é o controle de tração anti-patinagem das máquinas agrícolas, como as colheitadeiras e pulverizadores, por exemplo. O sistema anti-patinagem consiste basicamente em não deixar que uma ou mais rodas do equipamento venha a patinar de maneira descontrolada, de modo a comprometer a cultura em questão e a desperdiçar energia, que reflete diretamente no consumo de combustível e emissão de gases poluentes. Os estudos nessa tecnologia são relativamente novos e o número de empresas que dedicam departamentos de engenharia para esse desenvolvimento é reduzido. Por esse e outros motivos o conhecimento ainda é pouco disseminado em universidades e faculdades de engenharia agrícola por exemplo. As máquinas, que são objetos de estudos também nem sempre estão em locais acessíveis para testes e pesquisa e para isso, este trabalho apresenta a construção de um simulador de controle anti-patinagem. O equipamento real utiliza de equipamentos hidráulicos como bombas, motores e válvulas, visto que as forças envolvidas são de módulos elevados. O simulador se utiliza de motores elétricos ao invés dos hidráulicos e o controlador programável utilizado é o mesmo, uma vez que o controle eletrônico em máquinas reais ocorre sobre solenóides. A construção da bancada foi realizada e os testes de validação comprovaram que o simulador representa, dentro de suas proporções, o controle eletrônico anti-patinagem de uma máquina agrícola real. As teorias, metodologia, testes e conclusões obtidas são apresentados ao longo deste trabalho.

Palavras-chave: Máquina Agrícola, controle de velocidade, simulador, anti-patinagem.

ABSTRACT

Agriculture in Brazil and in other countries around the world, has followed the advances in agricultural techniques, computing, communications and technology equipment for the cultivation of food, and this last one is the motivation for this research. Consumers, both domestic and external have become increasingly demanding of quality that it consumes, and producers have to deal with this feature while facing the increasing volume of production required to meet the market. These and other factors make agricultural machinery needs to be more efficient. The technology is certainly able to assist in supplying this need, and one of these technologies is the anti-slip traction control of farm machinery such as harvesters and sprayers, for example. The anti-slip system is basically not to let one or more wheels of the equipment slips out of control, so as to jeopardize the crop in question and wasting energy that is directly reflected in fuel consumption and emission of polluting gases. Studies in this technology are relatively new and the number of companies that dedicates engineering departments for this development is reduced. For this and other reasons the knowledge is still not widespread in universities and colleges of agricultural engineering for example. The machines, which are also objects of study are not always in locations accessible for testing and research, and for this, this paper presents the construction of a simulator for anti-slip control. The actual equipment uses hydraulic pumps, motors and valves, since the forces involved are of high modules. The simulator uses electric motors instead of hydraulic and programmable controller used is the same, since the electronic control on real machines occurs on solenoids. The construction of the bench was performed and the validation tests proved that the simulator represents, in its proportions, the anti-slip electronic control of a real farm machinery. Theories, methodology, tests and conclusions are presented in this work

Key words: Farm Machinery, velocity control, simulator, anti-slip

1. INTRODUÇÃO

1.1. Objetivos

O trabalho apresentado nesta monografia tem por objetivo a montagem de um modelo de simulação física para um sistema de tração hidrostática de uma máquina agrícola com controle eletrônico de tração anti-patinagem.

1.2 Justificativa

O avanço tecnológico se faz necessário na área agrícola devido à necessidade em se adquirir um processo de beneficiamento de alimentos cada vez mais eficiente e seguro.

Implementar o sistema eletrônico de controle das atividades hidráulicas de uma máquina agrícola tem grande viabilidade técnica devido à eliminação de sistemas já existentes como válvulas divisoras de fluxo, blocos hidráulicos especiais e também alguns sistemas mecânicos. A necessidade de poucos componentes como sensores de rotação, solenóide proporcional em bombas e motores hidráulicos e aplicação de software em hardwares já existentes, também são fatores que atraem essa aplicação.

Abaixo são apresentadas algumas vantagens do sistema eletrônico microcontrolado em relação aos sistemas mecânicos ou eletromecânicos:

- Eliminação de sistemas mecânicos de tração (eixos, caixas de câmbio e diferenciais);
- Possibilidade de abertura da distância entre rodas do equipamento, tornando assim o equipamento flexível para vários tipos de plantações.
- Em aplicações específicas como colhedeiças, o sistema de diferencial atrapalha a instalação dos equipamentos de corte, tornando assim a tração hidráulica, por exemplo, um item essencial.
- Diminuição do peso do equipamento – economia de potência e combustível.
- Alta disponibilidade de potência em tamanhos compactos de equipamentos.
- Ótimo controle a baixa inércia
- Respostas mais rápidas que o sistema mecânico e eletromecânico.

Em comparação com os equipamentos reais, a construção de um modelo simulador traz facilidades à engenharia dos fabricantes de máquinas agrícolas e também às empresas

desenvolvedoras dos programas de controle, devido à flexibilidade nas atividades de prototipagem, testes e simulações dos sistemas de controle de tração.

As dificuldades relativas ao custo, dimensões elevadas e dificuldade de acesso às máquinas, pois estas ou estão nas linhas de produção das montadoras ou em campo, seriam desconsideradas com a aplicação de um simulador.

Segundo UFV, 2011, a atuação do Engenheiro Agrícola e Ambiental na área de mecanização agrícola está ligada ao projeto e à otimização do uso de máquinas e implementos para preparo do solo, plantio, cultivo, colheita, transporte e manuseio de produtos. Em pesquisa, este profissional atua em concepção e implementação de máquinas agrícolas, em engenharia de sistemas, automação de equipamentos, mecanização da pequena propriedade, energização rural e mecânica de solos agrícolas. Esta colocação revela que a construção do simulador contribui também para o estudo e desenvolvimento científico/acadêmico não apenas para as engenharias elétrica/eletrônica, de automação e controle ou mecatrônica, mas também para as engenharias agrícola e ambiental.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Breve histórico na evolução da tecnologia em equipamentos agrícolas.

Segundo estudo realizado por FONSECA, 1990, sobre a evolução dos equipamentos agrícolas, na década de 1950 a empresa Fergusson trouxe um padrão em *desing* de tratores que foi seguido pelos outros fabricantes. Esses porém, além de venderem tratores, também passaram a desenvolver e comercializar os implementos que acompanhavam as máquinas. Neste período já acontecia o intercâmbio de componentes em níveis continentais.

Considerados um “luxo desnecessário” pelos europeus nos anos 1960, os implementos hidráulicos foram interesse apenas das empresas Massey e Harvester, ambas na França.

Nesse período se notava a padronização dos sistemas hidráulicos e de transmissão em máquinas americanas. Apenas a John Deere manteve a fabricação no *desing* anterior.

Na Europa chegou a ocorrer uma tendência contrária, com máquinas pequenas, com tratores de um ou dois cilindros. Como exemplo, em 1948 a alemã Daimler-Benz, criou uma mistura de trator pequeno com pick-up 4x4, chamado Unimog. Houve na Itália outro trator pequeno e tração nas quatro rodas, que se adaptava à agricultura de relevos fortemente irregulares.

Segundo KUDRLE (1975) e FONSECA (1990), o período pós II Guerra também trouxe melhorias e inovações para tratores e colheitadeiras que revelavam a tendência no aumento de tamanho das máquinas. Para os modelos maiores a tração nas quatro rodas tornou-se imprescindível para os modelos maiores. Além da tração 4x4, o uso de motores turbinados se mostrava presente.

A Tabela 1 na página seguinte ilustra a evolução ao longo dos séculos XIX e XX.

Tabela 1: Principais marcos na evolução dos tratores, 1858 - 1985

Data	Modelo	Principais Mudanças
1858	Primeiro Trator	J. W. Fawkes puxou um arado de 8 discos utilizando um sistema com motor a vapor (41 toneladas)
1892	Froelich	Primeiro trator movido à gasolina
1913		Primeira Indústria de Tratores Linha de produção - Primeiro trator montado em série
1917	Fordson	Poderia ser operado tanto com gasolina quanto óleo vegetal
1921	Lanz Bulldog	Custo de produção menor que o modelo Fordson
Década de 1920	Modelo D	Primeiro trator adaptável à uma série de operações agrícolas e mecanismo que facilitava a elevação dos implementos do nível do solo.
1925	Farmall	Primeiro trator com pneus
1932		Substituição de rodas de ferro pelas rodas pneumáticas deborachas
1939	95% das marcas	Introdução de levante hidráulico de três pontos
1952	Fergusson	Introdução de sistema de direção hidráulica
1948-1968	Fergusson	Aumento da potência de 27 HP para 79 HP
1970-1978	Setor em geral	Introdução de turbo-compressor e intercooler nos motores diesel
1979-1985		Tratores equipados com sensores e sistema de controle automático

Fonte: “Evolução Histórica da Indústria de Máquinas Agrícolas no Mundo: Origens e Tendências” (VIAN; JUNIOR; - 48° SOBER)

A eletrônica embarcada refinada começa a aparecer na década 1980 e como mostrado na Tabela 2, é item de depósito de patentes pelas grandes fabricantes de máquinas agrícolas

Tabela 2: Principais patentes depositadas, desde 1998, das principais empresas mundiais

	Patentes depositadas desde 1998	Implementos Agrícolas	Mecânica dos Tratores	Eletrônica Embarcada
AGCO	27	34,62%	53,85%	11,54%
Claas	67	28,79%	57,58%	13,64%
Deere Co.	133	21,97%	67,42%	10,61%
Fóton	8	85,71%	14,29%	
Mahindra	12	27,27%	72,73%	
CNH	42	36,59%	58,54%	4,88%

Fonte: “Evolução Histórica da Indústria de Máquinas Agrícolas no Mundo: Origens e Tendências” (VIAN; JUNIOR; - 48° SOBER – Elaboração dos autores a partir de pesquisa na Base Internacional de Patentes)

O crescimento do segmento de equipamentos agrícolas mudou as técnicas de produção e oferta de produtos para o setor em escala mundial. A mão-de-obra na agricultura também percebeu a necessidade em se integrar às novas práticas de produção, já que devido ao aumento na produtividade, as máquinas vieram a substituir o homem em grande parte da produção manual/artesanal de alimentos. A crescente demanda por mecanização e equipamentos de tecnologia avançada ajuda a comprovar a essa tendência.

2.2 Hidráulica e eletrônica nas máquinas agrícolas atuais

A precisão no controle de equipamentos hidráulicos passa a ser cada vez mais importante nos processos das máquinas agrícolas. Movimentar grandes e pequenas máquinas, levantar grandes massas, comandar, fazer movimentos precisos e controlá-los, as aplicações hidráulicas são utilizadas em larga escala em vários segmentos, face a simplificação de operações antes complexas e difíceis de serem realizadas apenas com sistemas puramente mecânicos ou até mesmo manuais, e do volume que a automação hidráulica permite alcançar por meio de bombas e motores que geram trabalho e alimentam grandes sistemas, com

rigidez, força e flexibilidade quando necessário. A aplicação de eletrônica com hidráulica agrega funções antes limitadas, resultando em processos precisos e de grande utilidade, bem como baixa manutenção e alta viabilidade técnica.

2.3 Modelo Real x Simulador

Conforme figura abaixo, um sistema de controle de tração anti-patinagem para máquinas agrícolas é composto basicamente pelo motor diesel (1) da máquina em questão, pela bomba hidráulica de deslocamento variável para circuito fechado (2), o conjunto de roda composto pelos motores hidráulicos e redutores planetários (3), o controlador (4) que contém o software ASC (*Anti-Slip Control*) que se comunica com os dispositivos de entrada de sinal como sensores e transdutores através do barramento CAN (5). O item (6) da figura 1 representa a ferramenta de diagnose, parametrização e monitoramento.

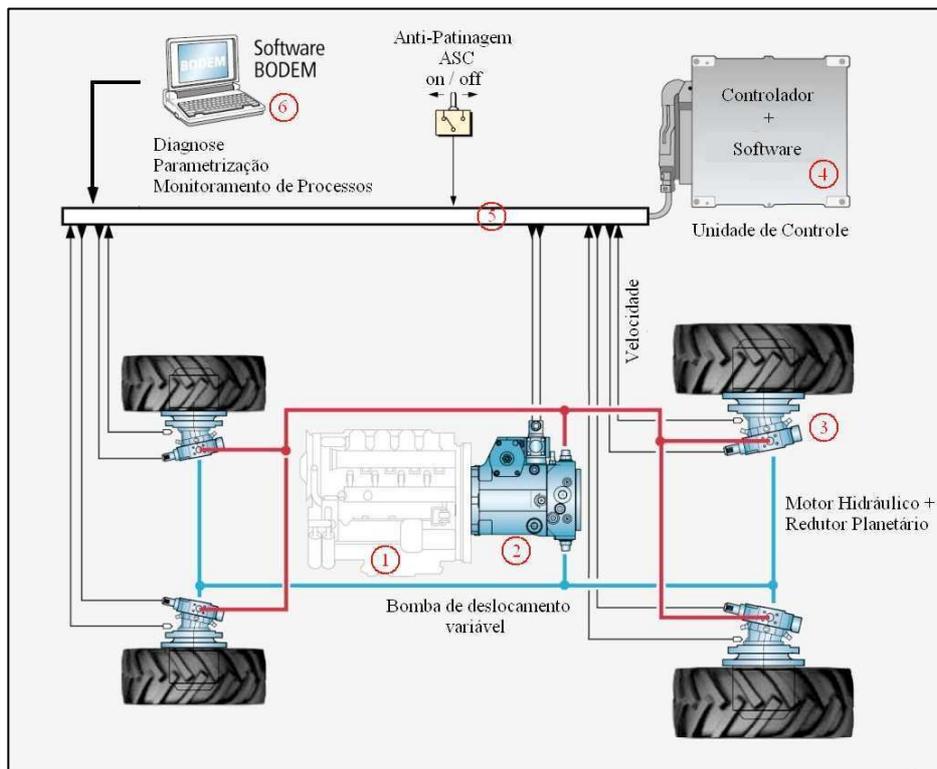


Figura 1: Circuito básico para sistema de tração hidrostática.

Fonte: “Hydrostatic Drive Transmission” (2008)

No circuito hidráulico representado pela Figura 1, os componentes responsáveis pela atuação das rodas e por consequência pela tração da máquina são os motores hidráulicos. É nesse componente que o controle da tração atua e justamente por ser o item de saída do sistema deve ter em seu equivalente elétrico do simulador, definições e comparações robustas em relação às características de comportamento e controle.

A tabela de equivalência abaixo mostra os componentes elétricos equivalentes ao circuito hidráulico em questão e suas funções no sistema.

Tabela 3: Equivalência entre componentes hidráulicos do circuito real e componentes elétricos do simulador.

Item aplicado ao equipamento real	Equivalente elétrico no Simulador	Função
Conjunto motor a diesel + bomba hidráulica	Fonte de tensão/ corrente; bateria.	Fonte de energia
Motores hidráulicos	Motores Elétricos	Atuador final
Unidade de controle	Unidade de controle (mesma utilizada no equipamento real)	Controlador
Barramento CAN	Não aplicável	Comunicação
Centro de diagnose	Não aplicável	Diagnose de parâmetros do sistema e falhas
Sensores de rotação	Sensores indutivos	Sinal de entrada para controle

2.4 Motor hidráulico

Conforme MOREIRA, 1997, em estudos de hidráulica o componente consumidor de um sistema (ou de saída), é intitulado atuador e pode ser classificado em duas categorias básicas: linear, também conhecido como cilindro, e rotativo, como é o caso dos motores. As figuras 2 e 3 ilustram esses dois tipos.



Figura 2: Atuador linear, ou cilindro hidráulico.

Fonte: Apostila Hidráulica Básica Rexroth, ed. 3.1, 2005

Um atuador linear pode ser utilizado para levantar cargas, exercer forças, fixar peças, etc.



Figura 3: Atuador rotativo, ou motor hidráulico do tipo eixo inclinado Fonte: Apostila Hidráulica Básica Rexroth, ed 3.1, 2005

Já o atuador rotativo ou motor hidráulico fornece energia rotativa de saída e pode ser acoplado a polias, engrenagens, cremalheiras, pinhões, transportadores e rodas de máquinas por exemplo.

Neste trabalho o atuador a ser estudado é o do tipo rotativo, que como mencionado anteriormente é o responsável pela transmissão de energia rotativa às rodas de uma máquina agrícola com transmissão hidrostática.

MOREIRA também ilustra que os motores hidráulicos são especificados pelo deslocamento volumétrico que é a quantidade de fluido que o motor deslocará em cada revolução, torque e pressão máxima que dependem da exigência do sistema. Um motor com grande deslocamento desenvolverá um determinado torque com menos pressão do que um motor com deslocamento menor.

A velocidade de rotação do motor hidráulico é determinada pela vazão de fluido, ou seja, o deslocamento de fluido em certo espaço de tempo.

A tabela 4 revela os efeitos na velocidade, pressão e torque de acordo com mudanças aplicadas no motor.

Tabela 4: Comparação de efeitos em um motor hidráulico. Valores assumidos para carga constante

Mudança	Velocidade	Efeito sobre a pressão	Torque disponível
Aumento de pressão	Sem efeito	Sem efeito	Aumenta
Redução de pressão	Sem efeito	Sem efeito	Reduz
Aumento de vazão	Aumenta	Sem efeito	Sem efeito
Redução de vazão	Reduz	Sem efeito	Sem efeito
Aumento de deslocamento	Reduz	Reduz	Aumenta
Redução de deslocamento	Aumenta	Aumenta	Reduz

Fonte: Comandos Hidráulicos, Ilo Moreira. SENAI, 1987, p.191.

Um tipo de motor utilizado em transmissões hidrostáticas e adotado para este trabalho é o Motor de Pistões Axiais do tipo Eixo Inclinado, com deslocamento volumétrico variável.

Conforme apostila Hidráulica Básica Rexroth, o motor de pistões axiais, do tipo eixo inclinado gera torque através da pressão nas extremidades dos pistões. O eixo do motor e o bloco de cilindros se encontram montados em ângulo entre si. O torque máximo é obtido na abertura angular máxima, que varia de acordo com a montagem de cada fabricante. Nesse caso a rotação é mínima. O inverso ocorre com a abertura mínima do ângulo entre os cilindros e o eixo.

A Figura 4, explica resumidamente o funcionamento desse equipamento através da seqüência de 1 a 5.

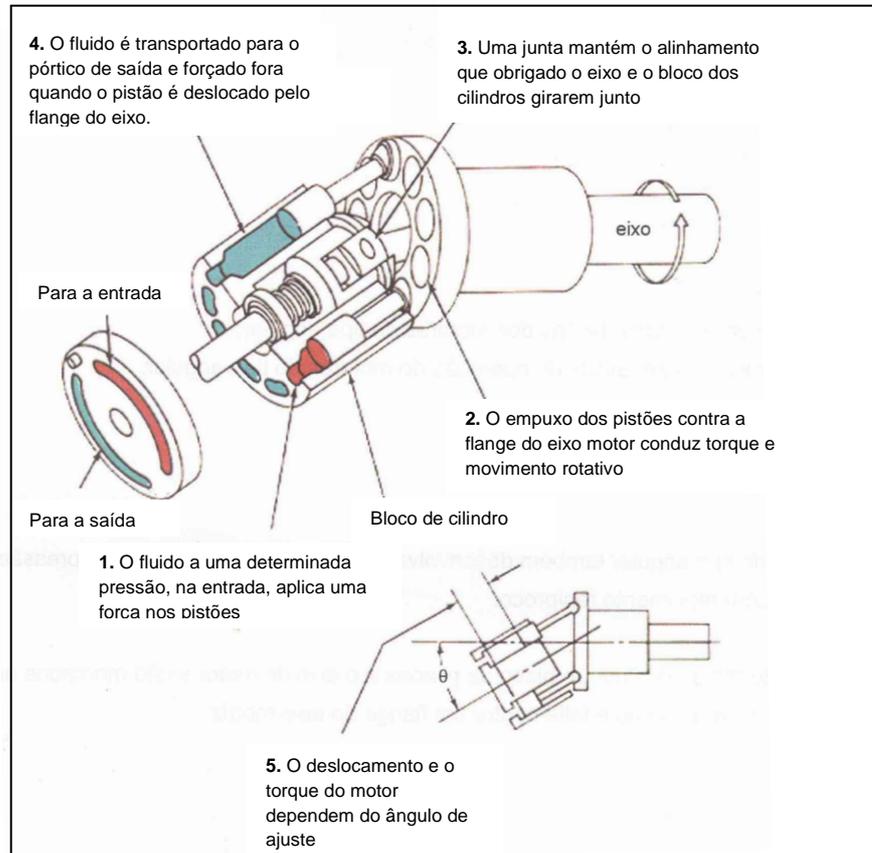


Figura 4: Funcionamento do motor de pistões axiais do tipo eixo inclinado.

Fonte: Comandos Hidráulicos, Ilo Moreira. SENAI, 1987, p.210. (adaptado)

2.5 Motor elétrico de corrente contínua

O motor elétrico é uma máquina capaz de converter a energia elétrica recebida em seus terminais em energia mecânica em forma do movimento rotativo do eixo. Neste trabalho serão abordadas as especificações do motor do tipo Corrente Contínua, que é o componente responsável pela simulação da atividade do motor hidráulico no sistema de tração a ser simulado.

O motor CC, como todos os motores elétricos convencionais é caracterizado pela parte estática, o estator, e pela parte móvel, o rotor, por onde a energia mecânica é dissipada.

Conforme LOBOSCO e DIAS na primeira edição do livro “Seleção e aplicação de Motores elétricos”, 1987, a velocidade de um motor CC pode ser obtida pela variação da tensão de armadura ou do fluxo magnético. O modelo do circuito elétrico correspondente do motor CC é ilustrado na Figura 5.

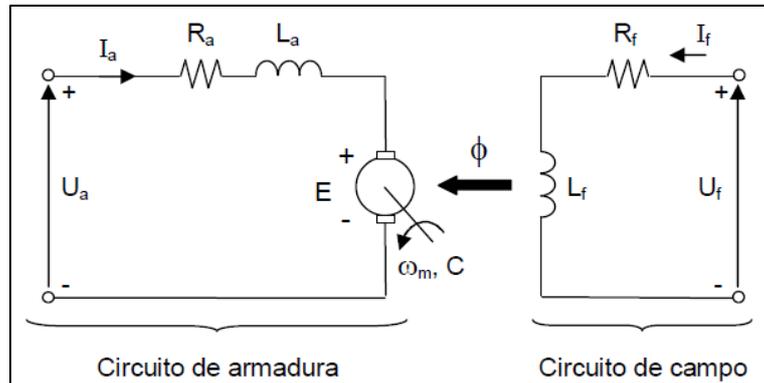


Figura 5: Modelo do circuito elétrico do motor CC.

Fonte: Publicação Técnica Siemens “Motores CC – Guia Rápido para uma especificação precisa”, Ed.01.2006

A queda de tensão U_a pela Lei de Kirchoff como:

$$U_a = R_a \cdot I_a + E \quad \text{Equação 1}$$

Onde: U_a = Tensão de armadura

R_a = Resistência de armadura

I_a = Corrente de armadura

E = Força eletro-motriz induzida da armadura

A Lei de Faraday diz que a força eletro-motriz é diretamente proporcional ao fluxo e à rotação, conforme equação abaixo:

$$E = k_1 \cdot \phi \cdot \omega \quad \text{Equação 2}$$

Onde: k_1 = constante, que varia de acordo com dimensão do rotor, quantidade de pólos e conexão entre esses

ϕ = fluxo magnético no entreferro

ω = velocidade de rotação

Ao unirmos as duas definições temos que a equação da velocidade do motor é definida conforme a equação 3:

$$n = K_1 \left[\frac{U_a - R_a \cdot I_a}{\phi} \right] \cong K_1 \cdot \frac{U_a}{\phi} \quad \text{Equação 3}$$

E assim pode-se concluir que a velocidade é diretamente proporcional à tensão de armadura e inversamente proporcional ao fluxo no entreferro.

Conforme LOBOSCO e DIAS, ao limite da velocidade nominal, é possível atingir apenas com a variação da tensão de armadura. Acima da velocidade nominal é necessária a variação do fluxo magnético.

Sabe-se que o fluxo magnético é diretamente proporcional à corrente elétrica, e portanto, para uma tensão de armadura constante a diminuição da corrente elétrica causa o aumento da velocidade do motor.

E sabe-se também que conjugado do motor é diretamente proporcional à corrente elétrica, e portanto deve ter seu valor diminuído para o aumento da velocidade. O inverso também é verdadeiro: é possível atingir torque mais alto com a redução da velocidade.

Para motor CC de ímã permanente, adotado para este trabalho, o fluxo ϕ é adotado como constante, o que traz:

$$E = k_2 \cdot \omega \quad \text{Equação 4}$$

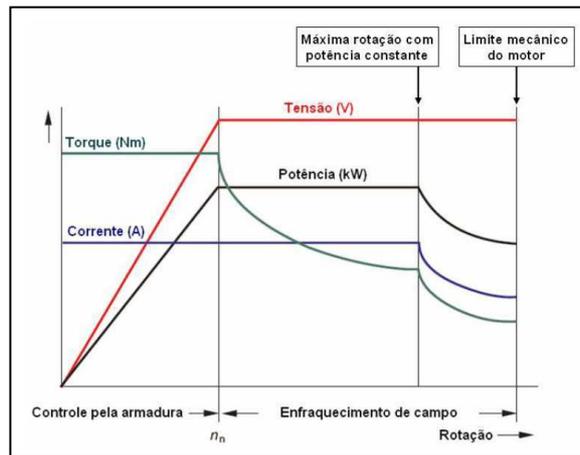


Figura 6: Curvas características do motor CC.

Fonte: Publicação Técnica Siemens “Motores CC – Guia Rápido para uma especificação precisa”, Ed.01.2006. p.9

2.6 Funcionamento do Sistema Anti-Patinagem.

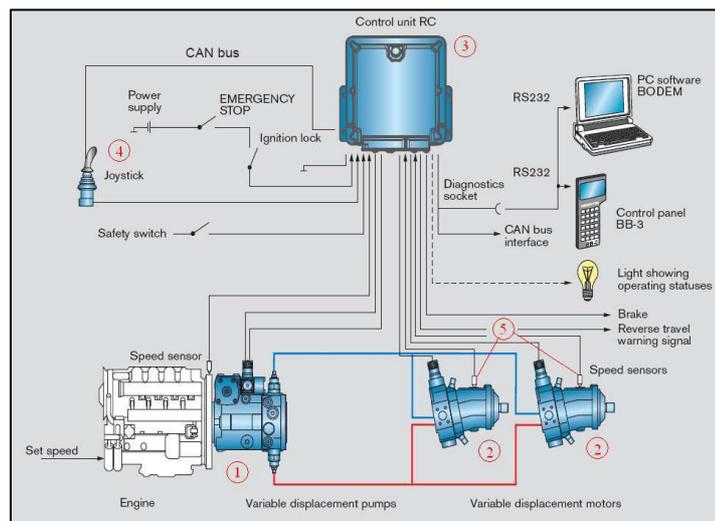


Figura 7: Circuito de tração hidrostática 4x2.

Fonte: Catálogo “Hydrostatic Drive Transmission” (página BOSCH REXROTH)

Segundo REXROTH, 2005, através da Figura 7, explica-se que o movimento do motor diesel do equipamento agrícola diesel faz movimentar a bomba hidráulica (1) através de acoplamento mecânico. O movimento rotativo na bomba faz com que seja succionado fluido do reservatório e transmitido aos motores hidráulicos (2) que estão acoplados às rodas da máquina. Desta maneira é iniciada transmissão da máquina.

Para que ocorra o controle eletrônico da tração é necessário que a bomba e motores com controle de fluxo proporcional através de válvulas hidráulicas proporcionais instaladas em cada equipamento.

Velocidade e torque têm o controle realizado através do processamento dos sinais enviados pelos sensores (5), e da realimentação feita pelo controlador (3) às solenóides das válvulas proporcionais. Assim, a vazão e pressão são processadas a partir do deslocamento dos solenóides.

A correção da velocidade acontece pela comparação entre os sinais recebidos dos sensores. O sistema procura igualar as velocidades nas rodas sempre que for processada alguma diferença entre as mesmas.

A roda que apresenta maior rotação, e, portanto em situação de patinagem, devido à atolamento em poça de lama por exemplo, tem o toque reduzido pelo sistema, e é mantido o torque na roda com menor rotação, ou maior tração com o solo, para que desta forma saia da situação de atolamento.

Abaixo é ilustrado o comportamento tensão-vazão do solenóide proporcional acoplada ao motor.

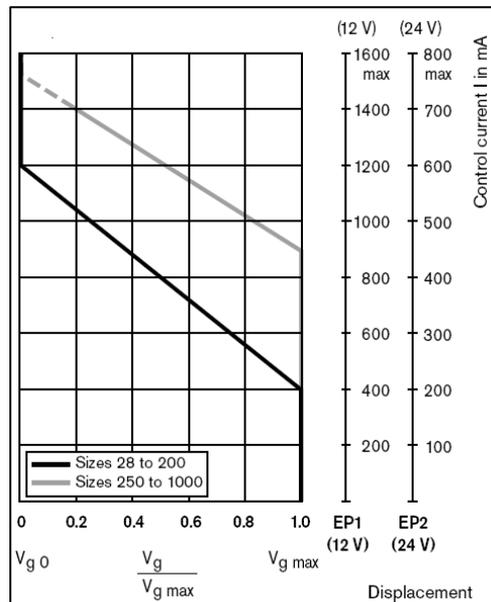


Figura 8: Gráfico controle proporcional de vazão.

Fonte: Catálogo A6VM Bosch Rexroth.

3. METODOLOGIA

Para a realização do projeto do simulador foi proposta a construção de uma bancada, onde dois motores elétricos simulam o comportamento dos motores hidráulicos do sistema real e o controlador responsável pela ação anti-patinagem.

Abaixo, na figura 9, é ilustrada a bancada montada

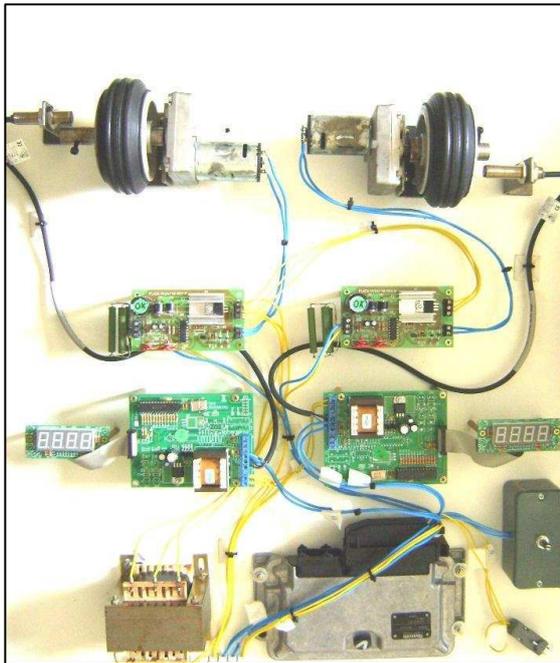


Figura 9: Simulador anti-patinagem

A seguir é elucidada a lista materiais utilizados para a montagem do simulador, as especificações técnicas e breve descritivo funcional

- **2 conjuntos motores (motor + redutor de engrenagens)**

Motor cc 12V, 400 rpm fabricante Motron, modelo MR710

Conforme descrito no capítulo 2.5, ao receber uma diferença de potencial nos terminais, a energia elétrica é convertida em energia mecânica em modo rotativo no eixo do motor.

- **2 sensores indutivos**

12-30 Vdc, $\leq 200\text{mA}$, fabricante Balluff, modelo PSC40B-BP

Segundo LIMA, o sensor indutivo trabalha pelo princípio da indução eletromagnética. Seu funcionamento se aproxima aos enrolamentos primários e secundários de um transformador. O sensor indutivo possui um circuito oscilador e uma bobina, que juntos produzem um campo magnético fraco. Ao aproximar-se um objeto metálico no campo, pequenas correntes são induzidas na superfície do sensor. Devido a essa interferência, a energia é extraída do circuito oscilador, o que diminui a amplitude da oscilação e conseqüentemente há uma queda de tensão. Há ainda um circuito de detecção, que percebe a queda da tensão e faz a alteração de estado do sinal do sensor. A figura 10, ilustra a estrutura básica de um sensor indutivo.

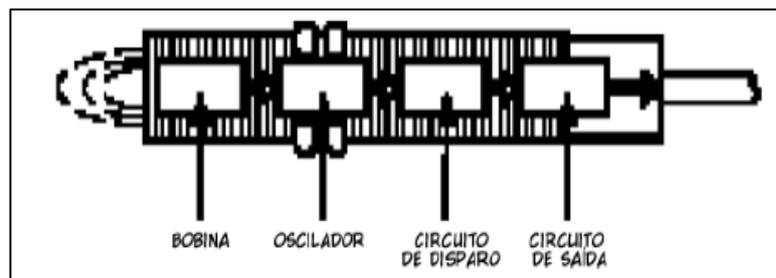


Figura 10: Estrutura básica do sensor indutivo

Fonte: LIMA, “Sensores Indutivos”. 2001.

- **2 Variadores de velocidade PWM**

24 Vdc, 3 A, fabricante T&S, modelo VV24/10

PWM é a abreviação da sigla em língua inglesa *Pulse Width Modulation*, que em português significa Modulação por Largura de Pulso.

Esta técnica consiste em gerar pulsos de alimentação a uma determinada carga, neste caso o motor elétrico, de maneira a controlar o tempo (largura do pulso) em que há sinal de alimentação (ciclo ativo) e o tempo em que não há alimentação (ciclo inativo), por exemplo:

A figura 11 a seguir revela que o sinal de alimentação de 6V é aplicado à carga cerca de 30% do período, enquanto que 70% do tempo, ou da largura do pulso, a alimentação é inativa. Normalmente, os módulos PWM operam com cerca de

centenas de pulsos por segundo, o que, para o caso exemplificado, pode-se considerar que o motor opera neste ciclo com uma tensão média de 1,8V (30% de 6V).

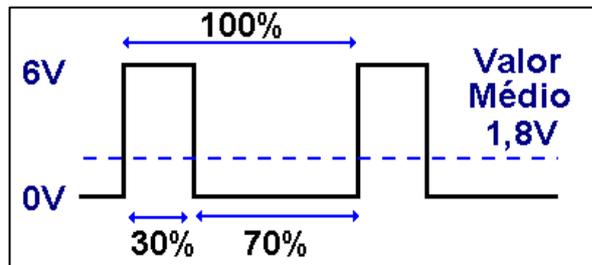


Figura 11: Modulação PWM

Fonte: PNCA Robótica e Eletrônica LTDA. 2011.

- **2 tacômetros digitais microcontrolados + displays (sete segmentos, 4 dígitos)**
127/220V, 4MHz, fabricante T&S, modelo TADIG
Contador de pulsos unidirecional microcontrolado que opera na faixa dos 4MHz.
Conectado a display de sete segmentos de alto brilho com 4 dígitos.
- **1 controlador programável**
2 saídas proporcionais, 2 saídas digitais, fabricante Rexroth, modelo RC2-2/21
Modulo controlador microcontrolado de 16 bits largamente utilizado em aplicações automotivas, conhecido popularmente pelas expressões “Centralina” e “ECU – *Electronic Control Unit*”. Aplicável a controles em malha aberta ou fechada.
- **1 conector DB9**
- **1 transformador 220/110V, relação de transformação de 10:1**
- **1 potenciômetro 5kΩ**
- **1 fonte de alimentação 12Vdc, 2A**
Fabricante Smart, modelo ST122000

3.1 Diagrama esquemático

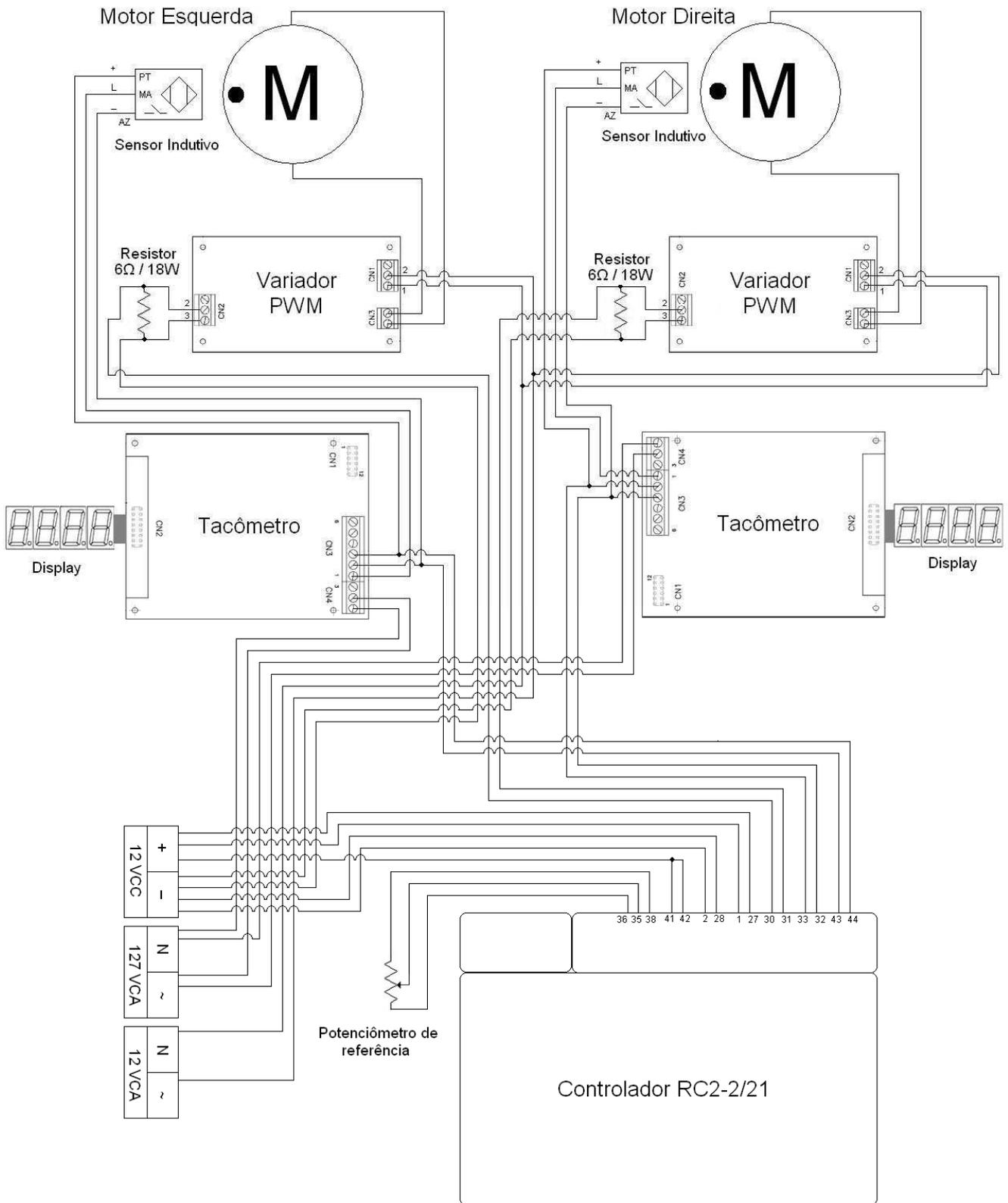


Figura 12: Diagrama Esquemático do Simulador

3.2 Software de Controle

O controle escolhido para a aplicação é do tipo PI (proporcional-integrativo). Segundo OGATA, a parcela integrativa $\frac{1}{s}$ tende a eliminar o erro estacionário (também conhecido como residual), que é a diferença entre o sinal de entrada e o sinal de realimentação presente no controle puramente proporcional. Neste caso, a velocidade atual do motor informada pelo sensor como sinal de controle é integrado de modo a existir o controle mesmo com erro atuante nulo. Porém a ação integral deve ser inserida com cautela para não gerar instabilidade do sistema, mesmo com o contra-balanço feito pela parcela proporcional, ou aumentar demasiadamente o tempo de acomodação, ou seja, enquanto existir um sinal de erro (diferença entre velocidade atual e velocidade de *set-point*), é desenvolvida pelo controlador uma corrente a fim de reduzir esse erro, desde que o sistema de controle seja estável.

A ação derivativa do controlador PID foi dispensada nesta aplicação pois a função de previsão de erros da parcela derivativa não se torna necessária, visto que os distúrbios sobre os motores são conhecidos.

A expressão que determina a ação anti-patinagem é descrita abaixo:

$$CS = Kp \left(e(t) + \frac{1}{Ti} \int e(t) \right) = Kp \cdot e(t) + \frac{Kp}{Ti} \int e(t) \quad \text{Equação 5}$$

Ao derivar-se a expressão acima, tem-se:

$$\frac{dCS}{dt} = Kp \cdot \frac{de(t)}{dt} + \frac{Kp}{Ti} e(t) \quad \text{Equação 6}$$

$$\frac{\Delta CS}{\Delta t} = Kp \cdot \frac{\Delta E(t)}{\Delta t} + \frac{Kp}{Ki} E(t) \quad \text{Equação 7}$$

Para a transcrição da expressão xx no ambiente de programação do controlador adotou-se a seguinte expressão:

$$CS_{atual} = \left[Kp \cdot \frac{Erro_{atual} - Erro_{anterior}}{iCycletime} + \frac{Kp}{Ki} Erro_{atual} \right] * iCycletime + CS_{anterior} \quad \text{Equação 8}$$

Programa de controle em (*Structured Text*), conforme IEC-61131-3.

```

IF iNM1 > iNM2 THEN
iTolerance_value := (iNM1 * iTolerance) / 100;
IF iNM2 < (iNM1 - iTolerance_value) THEN
iErro_atual := iNM2 - iNM1;
iCS_atual := ((Kp * (((iErro_atual - iErro_anterior) / 100) /
iCycleTime)) + ((Kp/Ki * iErro_atual) / 100) * iCycleTime +
iCS_anterior );
iControl_signal1:= (iCS_atual * 5);
IF iControl_signal1 < 0 THEN
iControl_signal1 := 0;
END_IF
IF iControl_signal1 > 1000 THEN
iControl_signal1 := 1000;
END_IF
iControl_signal2 := iSet_Point;
iErro_anterior := iErro_atual;
iCS_anterior := iCS_atual;
ELSE
iControl_signal1 := iSet_Point;
iControl_signal2 := iSet_Point;
END_IF

```

```

ELSE
iTolerance_value := (iNM2 * iTolerance) / 100;
IF iNM1 < (iNM2 - iTolerance_value) THEN
iErro_atual := iNM1 - iNM2;
iCS_atual := ((Kp * ((iErro_atual - iErro_anterior) / 100) /
iCycleTime)) +((Kp/Ki * iErro_atual) / 100) * iCycleTime +
iCS_anterior );
iControl_signal2:= (iCS_atual * 5);
IF iControl_signal2 < 0 THEN
iControl_signal2 := 0;
END_IF
IF iControl_signal2 > 1000 THEN
iControl_signal2 := 1000;
END_IF

iControl_signal1 := iSet_Point;
iErro_anterior := iErro_atual;
iCS_anterior := iCS_atual;
ELSE
iControl_signal1 := iSet_Point;
iControl_signal2 := iSet_Point;
END_IF
END_IF

```

A figura 13 se faz necessária para a compreensão dos resultados obtidos, à partir da descrição da função dos componentes enumerados.

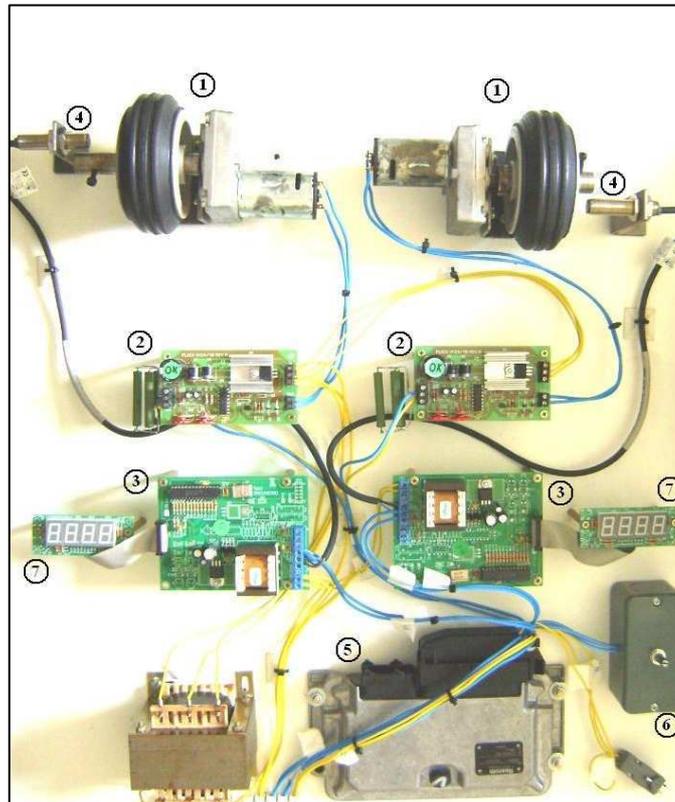


Figura 13: Simulador anti-patinagem: Índice de componentes

Nesta representação o controlador (5), é responsável por executar a ação anti-patinagem após processar a frequência de pulsos de velocidade emitidos pelos sensores indutivos (4). As saídas em corrente proporcional do controlador são convertidas em tensão nos variadores PWM (2) para controlar a tensão de armadura do motor cc (1). Os *displays* (7) exibem a velocidade convertida de frequência em Hz para velocidade em rpm.

O controlador recebe esta variação através dos sinais de frequência dos sensores indutivos e age através do programa de controle PI (proporcional-integrativo) a fim de reduzir a velocidade na roda que apresenta patinagem. Após a redução ou eliminação do atrito mecânico sobre uma das rodas, o movimento retorna a condição normal, com a velocidade

determinada pelo *set-point* iguais nas duas rodas. Essa dinâmica ocorre independentemente de qual roda recebe o atrito mecânico.

4. RESULTADOS

A condição inicial da planta é com as rodas em movimento uniforme e em mesma velocidade, simulando o trânsito sem distúrbios ou irregularidades no trajeto.

A velocidade de trânsito é determinada pela posição do potenciômetro *set-point* (6), conforme a figura 9, que está conectado a entrada de referência do controlador (5) e em comparação com máquina agrícola ou trator, seria o acelerador do equipamento, ou ainda a velocidade configurada em um possível piloto automático.

Foi realizada a medição eletrônica das velocidades através da leitura dos *displays* (7) e constatou-se que as rodas podem girar entre 60 e 215 rpm. Também mediu-se a tensão nos terminais dos motores (1) nos instantes de velocidade mínima (Nmin) e velocidade máxima (Nmax), e os resultados são elucidados na tabela 5 abaixo

Tabela 5: Variação entre mínimo e máximo: Rotação x Tensão

	Motor Direita	Motor Esquerda
Nmax (rpm)	215	215
Vmax (V)	7,4	7,4
Nmin (rpm)	60	60
Vmin (V)	2,4	2,4

A tabela 5 revela que em trânsito sem interferências os motores possuem mesma rotação e, portanto mesmo nível de tensão aplicada em seus terminais. Os dados da tabela x também validam o funcionamento do simulador sem ação do controle anti-patinagem, ou seja, por ação em malha aberta.

A fim de validar o funcionamento do simulador com ação do controle anti-patinagem, adotou-se a velocidade em trânsito de 153 rpm. A tabela 6 revela as medições realizadas no início dos testes.

Tabela 6: Comportamento do simulador em trânsito em distúrbios

Motor Direita		Motor Esquerda	
Rotação (rpm)	Tensão (V)	Rotação (rpm)	Tensão (V)
153	5,3	151	5,2

A variação entre os valores se deve principalmente às folgas mecânicas no conjunto motor + redutor e as perdas elétricas por variação de resistência, temperatura e também ao grau de precisão dos componente responsáveis pela leitura, sensores e tacômetro.

Conforme dito anteriormente, a situação de patinagem na máquina agrícola ocorre quando há pouco atrito ou não há nenhum atrito em uma das rodas e esta tem velocidade superior a outra roda do sistema.

No simulador proposto, a criação da situação de patinagem ocorre ao aplicar-se atrito em uma das rodas, que tem sua velocidade reduzida devido ao esforço mecânico recebido. Neste caso a outra roda é a que apresenta condição de patinagem, visto que tem a velocidade maior e não recebe atrito mecânico.

Com as rodas em velocidade constante de 153 rpm, foi aplicado esforço mecânico manualmente na roda esquerda. Neste momento, a rotação na roda esquerda reduz a velocidade por efeito do esforço, e a roda direita tem sua velocidade reduzida por ação do controle anti-patinagem, visto que esta é a roda em condição de patinagem. A tabela 7 ilustra as medições realizadas no momento do experimento.

Tabela 7: Comportamento do simulador com patinagem na roda direita

Motor Direita		Motor Esquerda	
Rotação (rpm)	Tensão (V)	Rotação (rpm)	Tensão (V)
101	3,8	88	4,8

A tabela 7 valida a ação anti-patinagem do simulador para a condição em que a roda direita se encontra em patinagem, visto que teve sua velocidade reduzida por ação do controle. A redução de velocidade para a roda em situação de patinagem atingiu aproximadamente 33,9%, uma redução considerada não ideal, porém satisfatória, visto que o atrito na roda esquerda foi capaz de reduzir sua velocidade em 41,7%.

Após o alívio do atrito exercido na roda esquerda, ambos os motores voltaram a velocidade original de aproximadamente 153 rpm.

O controle do simulador deve ocorrer independentemente de qual roda apresenta atrito ou patinagem. A fim de comprovar a eficácia da planta neste aspecto, foi realizado o mesmo teste descrito anteriormente. Consideraram-se os mesmos valores iniciais de velocidade e tensão nos terminais dos motores, conforme tabela 6, porém o atrito mecânico foi aplicado na roda direita. Após as medições, os resultados estão descritos na tabela 8 a seguir:

Tabela 8: Comportamento do simulador com patinagem na roda esquerda

Motor Direita		Motor Esquerda	
Rotação (rpm)	Tensão (V)	Rotação (rpm)	Tensão (V)
102	5,01	112	4,3

Assim como no primeiro teste, a tabela 8 valida a ação anti-patinagem do simulador para a condição em que a roda esquerda se encontra em patinagem, visto que teve sua velocidade reduzida por ação do controle. A redução de velocidade para a roda em situação de patinagem atingiu aproximadamente 25,8%, uma redução considerada não ideal, porém satisfatória, visto que o atrito na roda direita foi capaz de reduzir sua velocidade em 33,3%.

Após o alívio do atrito exercido na roda direita, ambos os motores voltaram a velocidade original de aproximadamente 153 rpm.

Os resultados apresentados neste capítulo validam a função do simulador visto que exerceu a atividade do controle anti-patinagem de maneira semelhante ao que acontece em um equipamento real.

5. CONCLUSÃO

Após a construção da bancada e término dos testes descritos no capítulo anterior, conclui-se que o simulador de sistema anti-patinagem para máquinas agrícolas construído como objeto de pesquisa deste trabalho pode ser utilizado como base de estudos e desenvolvimento para essa tecnologia, ou outras que possam estar inseridas no contexto do avanço em controle eletrônico de velocidade em sistemas hidráulicos ou elétricos, visto que na maioria dos casos o estudo em equipamentos reais é dificultoso, frente às dimensões físicas das máquinas, custos e processos burocráticos envolvidos, como sigilo de desenvolvimento por exemplo.

A avaliação qualitativa dos resultados não é apresentada de maneira detalhada uma vez que o objetivo do trabalho é elucidar uma tecnologia nos seus aspectos funcionais e os benefícios que podem ser agregados às técnicas agrícolas ou outro segmento da indústria.

Em uma situação real, o desenvolvimento dessa tecnologia necessita de meses de dedicação em estudos e projetos para atingir o controle ideal, pois existem mais variáveis a serem consideradas, como as variações relativas a natureza do equipamento e do ambiente em que será aplicado, segurança dos operadores, qualidade dos bens ou cultivos em questão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

FONSECA, M. da G. D. Concorrência e progresso técnico na indústria de máquinas para a agricultura: um estudo sobre trajetórias tecnológicas. Tese (Doutorado em Economia). Instituto de Economia, Universidade de Campinas, Campinas, 1990. (mimeografado).

KURDLE, R.T. “Agricultural tractors: A world industry study”. US Mountain. Ballinger Pb. Co.1975. 286p.

LEARDINI, J.P. et al. ”Sistema de transmissão hidrostática com controle eletrônico – anti-patinagem”. Unicamp. Campinas-SP. 2009

LIMA, H.L. “Sensores Indutivos”. Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte. 2001.

LOBOSCO, O. S., DIAS, J. L. C. “Seleção e aplicação de motores elétricos”. McGraw-Hill, Volume 1.1988

MOREIRA, I. “Comandos Hidráulicos”. SENAI, 1987, p.191

OGATA, K. “Engenharia de Controle Moderno”. 4ª Ed. Pearson Prentice Hall. São Paulo.2003.

REXROTH, B.G. “Hydrostatic Drive Transmission”. Elchingen, Alemanha. 2008.

REXROTH, B.G.”Drive and Control Systems for Forestry Machines”. Elchingen, Alemanha. 2008.

REXROTH, B.G. “Electronic Drive Management”. Elchingen. 2009

SIEMENS. “Motores de corrente contínua: Guia rápido para uma especificação precisa”. Publicação Técnica. 2006.

VIAN, C.E; JUNIOR, M.A.”Evolução histórica da indústria de máquinas agrícolas no mundo: Origens e Tendências”. 48ª Congresso SOBER – Sociedade Brasileira de Economia, Administração e Sociologia Rural. 2010.