

JEAN LUIS CAMPOS MUNDIM

**MODELAGEM DA DEMANDA DE POTÊNCIA DE UMA COLHEDORA DE
FEIJÃO**

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

VIÇOSA
MINAS GERAIS - BRASIL
2003

JEAN LUIS CAMPOS MUNDIM

**MODELAGEM DA DEMANDA DE POTÊNCIA DE UMA COLHEDORA DE
FEIJÃO**

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

APROVADA: 31 de outubro de 2003.

Prof. Ricardo Capúcio de Resende

Prof. Mauri Martins Teixeira

Dr. Evandro Chartuni Mantovani
(Conselheiro)

Prof. Francisco de Assis de Carvalho Pinto
(Conselheiro)

Prof. Daniel Marçal de Queiroz
(Orientador)

À minha Mãe Minininha.

Ao meu Pai Ildeu (*in memoriam*).

Aos meus irmãos.

À Regiane.

Aos amigos.

“A essência do conhecimento científico é a sua aplicação prática”

Confúcio.

AGRADECIMENTO

À Universidade Federal de Viçosa, em especial ao Departamento de Engenharia Agrícola, pela oportunidade de realização do curso e pelos ensinamentos.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pela bolsa de estudo e às Indústrias Reunidas Colombo, pelo suporte financeiro.

Ao Prof. Daniel Marçal de Queiroz, pelo inestimável apoio, confiança e amizade, pelo conhecimento e orientação transmitidos durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos conselheiros Prof. Francisco de Assis de Carvalho Pinto e Dr. Evandro Chartuni Mantovani, pelas contribuições e sugestões.

Aos Professores do Departamento de Engenharia Agrícola, em especial a Gutemberg Pereira Dias, Haroldo Carlos Fernandes, Mauri Martins Teixeira e Ricardo Capúcio, pela amizade, pelo apoio, pela colaboração e ensinamentos.

Aos funcionários da EMBRAPA Milho e Sorgo, em especial ao João Batista e Luís Otávio, pela amizade e cooperação durante a realização do trabalho.

À minha família, pelos ensinamentos, pelo apoio, pelo incentivo e suporte transmitidos.

À Regiane e sua família, pelo acolhimento, pela confiança, pelo apoio e companheirismo.

Ao colega de curso Denílson, pelo inestimável apoio na realização dos experimentos, pela amizade e companheirismo.

Aos colegas de curso, Álisson, Cristiano, Darly, Élder, Elton, Enrique, Gilton, João Paulo, Luciano, Luiz, Renato, Sebastião e demais colegas, pelas contribuições e pelo convívio.

Aos colegas de república, Augusto, Fernando, Flávio, Leonardo, Vinícius, Walnir e aos contemporâneos do apto 1721.

Às colegas Denise e Fernanda, pela paciência, pela amizade e apoio.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola e a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

Muito obrigado.

BIOGRAFIA

JEAN LUIS CAMPOS MUNDIM, filho de Ildeu Brandão Mundim e Maria da Anunciação Campos Mundim, nasceu em 15 de fevereiro de 1978, em Patos de Minas, Minas Gerais.

Em 1996, iniciou o curso de Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa, graduando-se em agosto de 2001. Foi bolsista de iniciação científica dos programas REENGE e PIBIC/CNPq, além de monitor da disciplina Irrigação e Drenagem, no Departamento de Engenharia Agrícola.

Em agosto de 2001, iniciou o curso de Mestrado em Engenharia Agrícola, área de concentração em Mecanização Agrícola, submetendo-se à defesa de tese em outubro de 2003.

ÍNDICE

| | |
|---|-----------|
| RESUMO | vii |
| ABSTRACT | ix |
| INTRODUÇÃO | 1 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 6 |
| MODELAGEM DA DEMANDA DE POTÊNCIA DE UMA COLHEDORA DE FEIJÃO | 8 |
| RESUMO | 8 |
| POWER REQUIREMENT SIMULATION OF A BEAN HARVESTER | 8 |
| ABSTRACT | 8 |
| INTRODUÇÃO | 9 |
| MATERIAL E MÉTODOS | 10 |
| RESULTADOS E DISCUSSÃO | 19 |
| CONCLUSÕES | 36 |
| AGRADECIMENTOS | 36 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 36 |
| DEMANDA DE POTÊNCIA DOS MECANISMOS INTERNOS DE UMA COLHEDORA DE FEIJÃO | 38 |
| RESUMO | 38 |
| POWER REQUIREMENT OF THE BEAN HARVESTER INTERNAL MECHANISMS | 38 |
| ABSTRACT | 38 |
| INTRODUÇÃO | 39 |
| MATERIAL E MÉTODOS | 40 |
| RESULTADOS E DISCUSSÃO | 44 |
| CONCLUSÕES | 53 |
| AGRADECIMENTOS | 53 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 54 |
| RESUMO E CONCLUSÕES..... | 55 |
| APÊNDICE | 57 |

RESUMO

MUNDIM, Jean Luis Campos, M.S., Universidade Federal de Viçosa, outubro de 2003.

Modelagem da demanda de potência de uma colhedora de feijão. Orientador: Daniel Marçal de Queiroz. Conselheiros: Francisco de Assis de Carvalho Pinto e Evandro Chartuni Mantovani.

A colheita é uma das operações mais importantes no processo de produção de feijão, em razão de seu custo e efeitos sobre a qualidade do produto. Com o objetivo de realizar a modelagem da demanda de potência dos mecanismos internos de uma colhedora de feijão, um modelo de simulação, utilizando a técnica de simulação de sistemas mecânicos, foi implementado e validado. O modelo de simulação foi implementado, utilizando o programa computacional *visualNastran 4D 2001 R2*, versão 6.4. A máquina simulada foi uma colhedora de arrasto marca MIAC, modelo *Double Master*, com sistema de trilha em fluxo axial. No modelo matemático da colhedora de feijão, a máquina constituiu-se de 147 componentes rígidos. A taxa de alimentação total (palhas e grãos) da colhedora foi estimada, em função da produtividade média da área, número de linhas enleiradas, espaçamento entre as linhas, velocidade de deslocamento da máquina, e da relação, em massa, de palha e grão da cultura. A massa de produto contida no tanque graneleiro foi obtida, integrando-se a taxa de alimentação do produto à máquina, em função do tempo. O trabalho de preparação da máquina, a instalação e a configuração dos sensores, assim como os testes com a máquina operando em vazio, foram realizados no Laboratório de Mecanização Agrícola e no Laboratório de Projeto de Máquinas e Visão Artificial do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, bem como no Laboratório de Automação Agropecuária da Embrapa Milho e Sorgo, Sete Lagoas, MG. As avaliações de campo foram realizadas na localidade denominada Varginha, município de Porto Firme, MG. Foi utilizado o feijão (*Phaseolus Vulgaris* L.) cultivar Vermelho. Em laboratório, foram determinados o torque e a rotação no eixo cardan de acionamento da máquina, na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos e na árvore de acionamento da

plataforma de recolhimento. Em condições de campo, além das determinações realizadas em laboratório, determinou-se a velocidade de deslocamento da máquina, a quantidade de produto colhido e o tempo necessário para colhê-lo, a capacidade de colheita e o consumo específico de energia. As potências exigidas em vazio no eixo de entrada da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos foram 12,50, 1,22 e 0,17 kW, respectivamente. Em condições de operação, os valores máximos de potência exigida no eixo de entrada da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos foram 26,94, 2,50 e 0,32 kW, respectivamente. A máxima capacidade de colheita foi 5,46 t h⁻¹. O consumo específico médio de energia foi 6,20 kWh t⁻¹. Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina operando em vazio, o modelo apresentou erros médios de 19,91, 1,55 e 3,21% para a potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente. Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina colhendo feijão em uma área com produtividade de 1545 kg ha⁻¹, o modelo apresentou erros médios de 18,18, 11,26 e 17,04% para a potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente. Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina colhendo feijão em uma área com produtividade média de 1500 kg ha⁻¹ e variação de ±300 kg ha⁻¹, o modelo apresentou erros médios de 20,39, 16,76 e 13,16% para os valores máximos de potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente. Comparando-se os valores do erro médio encontrado para a potência simulada com os valores obtidos por outros modelos para cálculo de demanda de potência, o modelo desenvolvido apresentou menores valores de erro médio, sendo, então, considerado satisfatório para simular a potência demandada pela máquina.

ABSTRACT

MUNDIM, Jean Luis Campos, M.S., Universidade Federal de Viçosa, october of 2003.

Power requirement simulation of a bean harvester. Adviser: Daniel Marçal de Queiroz. Committee Members: Francisco de Assis de Carvalho Pinto and Evandro Chartuni Mantovani.

The harvesting is one of the most important operation of the bean production due to its cost and to the effect on the product quality. The harvesting cost is associated to the power that is necessary to operate the machines used in the process. The objective of this work was to model the power requirement of the bean harvester internal mechanisms. The model was developed using the Mechanical Systems Simulation technique. To develop the model it was used the *visualNastran 4D 2001 R2*, 6.4 version. The simulated machine was a pull type bean harvester made by MIAC, model Double Master, that works with an axial threshing system. The machine was divided in 147 rigid bodies. The feeding rate was calculated based on the average yield, on the distance between the crop rows, on the number of bean plant rows that were put together forming a row of product to be windrowed, on the machine speed, and on the grain to material-other-than-grain ratio. The simulated mass in the harvester tank was obtained by integrating the rate of harvested product. Field tests were done for model validation. The tests were performed with the machine working with and without load. Torque and speed sensors were installed to measure the power requirement of the machine input power shaft, in the pickup unit shaft and in the bucket elevator. The tests performed with load were done using a red type bean. In the field test it was also measured the speed of the machine using a radar sensor. In each test the mass of the harvested product was measured. The machine input power shaft, the pickup unit and the bucket elevator power with the machine working with no load were 12.50, 1.22 and 0.17 kW, respectively. When harvesting a field with a yield of 1545 kg ha⁻¹, the machine input power shaft, the pickup unit and the bucket elevator maximum power were 26.94, 2.50 and 0.32 kW, respectively. The maximum harvesting capacity of the

machine was 5.46 t h^{-1} . The average specific energy consumption during the tests was 4.96 kWh t^{-1} . Comparing the simulated to the experimental results for the machine working with no load, it was found that the errors of the model were 19.91%, 1.55% and 3.21% for the power in the machine input power shaft, the pickup unit and the bucket elevator, respectively. Comparing the simulated results to the experimental ones for the machine harvesting a field with an yield of 1545 kg ha^{-1} , the errors were 18.18%, 11.16% and 17.04% for the power in the machine input power shaft, the pickup unit and the bucket elevator, respectively. Another set of simulations were performed considering a random variation of the yield of $1500 \pm 300 \text{ kg ha}^{-1}$. Comparing the maximum simulated power using this random input to the experimental maximum power the errors were 20.39%, 16.76% and 13.16% for the power in the machine input power shaft, the pickup unit and the bucket elevator, respectively. Comparing the medium error values found to power requirement with the obtained values in others models to calculation of power requirement, the developed model showed smaller values of medium error, so considered satisfactory to simulate the power requirement by machine.

INTRODUÇÃO

A cultura do feijão representa importante atividade agrícola no Brasil, sendo esta espécie de leguminosa uma das mais importantes no País, principalmente quando se leva em consideração que é produzida por pequenos e médios agricultores (ZIMMERMANN et al., 1988).

A etapa de colheita do feijão corresponde a cerca de 60% dos custos de produção de todo o ciclo produtivo (ROBLES et al. 1997), sendo uma das fases mais importantes no processo de produção e, quando bem processada, reduz as perdas de grãos e contribui para a obtenção de um produto de boa qualidade, com alto valor comercial (SILVA e FONSECA, 1996; SILVA et al., 2002).

CAPELLI e UMEZU (1997) relatam que a necessidade de colher mais, em menos tempo, faz com que os fabricantes, a partir dos projetos básicos das máquinas, utilizem motores mais potentes, plataformas de corte mais largas e sistemas de trilhas maiores, nem sempre adequadamente projetados e dimensionados. Entretanto, estes procedimentos comprometem a confiabilidade e o rendimento da máquina, principalmente quando trabalhando em condições adversas.

A modelagem matemática tem-se mostrado uma ferramenta de grande utilidade no projeto, avaliação, otimização e aprimoramento do projeto de máquinas, reduzindo os custos e tempo de produção. Uma série de programas computacionais têm sido desenvolvidos para realização de simulação de sistemas mecânicos como, por exemplo, o ADAMS[®], DADS[®] e Working Model[®]. A utilização desta técnica consiste em dividir a máquina em vários componentes rígidos, interligados por juntas, que descrevem a relação entre os outros componentes do sistema, permitindo a construção de protótipos virtuais, a simulação de seu desempenho em diferentes condições de funcionamento, a animação de movimento do sistema e, ainda, possibilitando alterações no projeto inicial para atender necessidades específicas de projeto.

NETO et al. (2001), utilizando o programa computacional Working Model 3D[®], aprimoraram o mecanismo dosador de rebolos para o plantio de mecanizado de cana-de-açúcar. Os autores concluíram que o programa utilizado mostrou-se limitado, quanto à simulação de mecanismos dotados de componentes livres e que o incremento destes contribuiu para o aumento de equações de movimento, prejudicando, ou impossibilitando a capacidade de processamento.

As informações sobre a exigência de potência de máquinas de colheita são muito limitadas e os trabalhos publicados referem-se, na maioria dos casos, às perdas e qualidade do produto colhido. ROTZ e MUHTAR (1992) relataram o número reduzido de trabalhos publicados, abordando modelos para prever o consumo de energia de máquinas de colheita. A grande variabilidade quanto à exigência de potência e a dificuldade em relacioná-la à taxa de alimentação são as principais razões da falta de informações.

Segundo MANTILLA e RAMOS (1998), o desenvolvimento de órgãos trilhadores requer o conhecimento das características físico-mecânicas da cultura e dos parâmetros cinemáticos e dinâmicos, que determinam o efeito dos órgãos de trabalho sobre o material a ser trilhado. De acordo com os autores, os principais parâmetros que afetam o consumo de energia, durante o processo de trilha mecânica, são a velocidade periférica, o diâmetro e o momento de inércia do cilindro trilhador, a abertura entre o cilindro e côncavo, o tipo e as dimensões do côncavo, bem como as características físico-mecânicas da cultura. A taxa de alimentação é outro parâmetro que influencia, significativamente, o consumo de energia de máquinas de colheita (ROTZ e MUTHAR, 1992; SOUZA, 2001a).

SRIVASTAVA et al. (1990) estudaram o efeito das propriedades mecânicas das culturas sobre o desempenho de colhedoras. Em função da grande variação dessas propriedades, encontraram dificuldades na comparação dos dados de desempenho. Os autores relatam que essas variações, nas condições da cultura, podem ser causadas por fatores como variedades, maturação, localização geográfica e condições climáticas. Acrescentam que uma pequena mudança, na condição da cultura, pode implicar uma grande alteração no desempenho das colhedoras.

Analisando a demanda de potência de um cilindro trilhador, em uma colhedora de fluxo axial para cevada, HARRISON (1991) encontrou valores na faixa de 25 kW a 85 kW, para taxas de alimentação de 10 e 15 t h⁻¹. Segundo o autor, variações dessa magnitude têm sérias implicações tanto para o usuário quanto para o fabricante, pois,

poderá comprometer o desempenho e a confiabilidade da máquina, principalmente, quando trabalhando em condições adversas.

Kalsirisilp (2000), citado por KALSIRISILP e SINGH (2001), avaliou a exigência de potência de uma colhedora de arroz e relatou que a potência consumida pelo sistema de trilha foi de aproximadamente 52% da potência total, durante operações de campo, com taxa de alimentação de aproximadamente 6 t h^{-1} . BURROUGH (1954), ARNOLD e LAKE (1964), KEPNER et al. (1972) e MIU (2001) concluíram, experimentalmente, que até 80% da energia requerida por colhedoras é consumida no sistema de trilha.

KALSIRISILP e SINGH (2001) modificaram uma colhedora de arroz, substituindo a barra de corte por um mecanismo de separação frontal, que permite a separação do grão do resto da cultura sem colher a palha. A potência média requerida durante operação de campo foi 58 kW, sendo 11,4, 22,8 e 16,9 kW consumidos pelos sistemas de trilha, tração e separação, respectivamente, enquanto as perdas no sistema de transmissão foram, aproximadamente, de 6,9 kW. O estudo revelou também que, quando a máquina trabalhou em vazio e sob condições de campo, as perdas mecânicas constituíram uma grande parte da potência total requerida.

O processo de colheita de feijão vem sendo pesquisado no Departamento de Engenharia Agrícola, desde o início da década de 90. Os trabalhos têm sido conduzidos, visando ao desenvolvimento, análise e aprimoramento dos sistemas de colheita.

FERNANDES (1993) desenvolveu e avaliou o desempenho de uma máquina trilhadora de feijão. Foram obtidos baixos índices de perdas e danos mecânicos nas sementes. A potência máxima demandada para o acionamento da máquina foi 1,19 kW, quando operada com velocidade periférica do cilindro trilhador entre $11,9$ e $17,9 \text{ m s}^{-1}$ e umidade dos grãos variando de 13,0 a 20,0%, em base úmida.

NAGAOKA (1995) desenvolveu e avaliou dois tipos de cortadoras-arrancadoras de feijão, uma provida de discos recortados e a outra de lâminas de corte. Os protótipos desenvolvidos permitiram uma redução no custo de colheita do feijão e proporcionaram baixo índice de plantas não arrancadas e de perdas.

MOREIRA (1997) desenvolveu uma cortadora/enleiradora de feijão provida de discos recortados e avaliou o efeito da velocidade de operação sobre seu desempenho. O protótipo apresentou desempenho satisfatório, pois foram obtidos baixos índices de plantas não cortadas/arrancadas, perdas por danos e potência demandada.

SOUZA (2001b) avaliou o desempenho de uma recolhadora-trilhadora de feijão na Zona da Mata de Minas Gerais. A capacidade máxima de processamento foi 2,77 t

h^{-1} , para uma velocidade de deslocamento de $3,0 \text{ km h}^{-1}$. O autor concluiu que a inclinação máxima do terreno para tráfego com estabilidade transversal do conjunto trator-recolhedora foi de 31,0%.

Na área de modelagem dos processos de colheita, destacam-se os trabalhos conduzidos por SOUZA (2001a) e GARCIA (2002). Os autores modelaram o desempenho de máquinas de colheita de feijão, incluindo a simulação da demanda de potência total da máquina.

SOUZA (2001a) avaliou e simulou o desempenho de uma colhedora de fluxo axial para feijão. A potência máxima exigida na TDP, determinada nas condições próximas ao limite de processamento da máquina, foi de 31,20 e 39,39 kW em experimentos com umidade de 10,65 e 14,10% em base úmida, respectivamente. O autor implementou e validou um modelo de simulação matemática do processo de trilha e separação mecânica. O modelo apresentou um erro relativo médio de 1,78%, e foi considerado satisfatório para aplicação em engenharia.

GARCIA (2002) simulou o comportamento dinâmico de uma colhedora de feijão e avaliou a demanda de potência total necessária para acionamento dos mecanismos internos da máquina. O autor implementou um modelo de simulação de sistemas mecânicos, para analisar o comportamento dinâmico do conjunto trator-colhedora, sendo o modelo da colhedora constituído de somente quatro componentes rígidos. O modelo simulou o torque requerido na TDP, apresentando erro relativo médio de 28,88%. Com base nos resultados, o autor concluiu que o modelo desenvolvido ainda requer alterações e aprimoramento no sentido de reduzir o erro observado para o torque simulado, o qual foi considerado como sendo muito elevado.

Portanto, para otimizar o projeto das máquinas de colheita, é necessário a modelagem da demanda de potência de cada um dos mecanismos, que compõem uma máquina de colheita.

Considerando a importância da colheita no processo de produção do feijão, bem como a necessidade de melhor conhecimento sobre a demanda de potência de cada um dos mecanismos que compõem uma colhedora de feijão para seu melhor dimensionamento, este trabalho teve os seguintes objetivos:

- implementar um modelo de simulação, utilizando a técnica de simulação de sistemas mecânicos, para os mecanismos de recolhimento, trilha, separação, limpeza e elevação do produto;

- avaliar a demanda de potência dos mecanismos de recolhimento, trilha, separação, limpeza e elevação do produto, com a máquina operando em vazio, e em condições de campo; e
- validar o modelo matemático, comparando-se os resultados simulados com resultados obtidos experimentalmente.

Este trabalho é constituído de dois capítulos, sendo que o primeiro capítulo envolve a implementação e validação do modelo de simulação da colhedora de feijão, enquanto o segundo capítulo abrange a demanda de potência dos mecanismos internos da colhedora de feijão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARNOLD, R. E.; LAKE, J. R. Experiments with rasp bar threshing drums. III Power requirement. **Journal of Agricultural Engineering Research**. v.9, p.348-355. 1964.

BURROUGH, D. E. Power requirements of combine drives. **Agricultural Engineering**. v.35, n.1, p.15-18, 1954.

CAPELLI, N. L.; UMEZU, C. K. Instrumentação para determinação da demanda de potência em mecanismos de uma colhedora de grãos. In: **I Simpósio de Instrumentação Agropecuária**. São Carlos, SP. EMBRAPA, 1997, v.7, p.152-156.

FERNANDES, H. C. **Desenvolvimento e avaliação do desempenho de uma máquina trilhadora de feijão**. 1993. 51p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

GARCIA, R. F. **Simulação do comportamento dinâmico de uma colhedora de feijão**. 2002. 86p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

HARRISON, H. P. Rotor power and losses of an axial-flow combine. **Transactions of the ASAE**, v.34, n.1, p.60-64, 1991.

KALSIRISILP, R. **Evaluation and improvement of Thai-made rice combine harvester**. 2000. D. Eng. Dissertation - Asian Institute of Technology, Bangkok, Thailand

KALSIRISILP, R.; SINGH, G. Adoption of a stripper header for a Thai-made rice combine harvester, **Journal of Agriculture Engineering Research**, v.80, n.2, p.163-172, 2001.

KEPNER, R. A.; BAINER, R.; BARGER, E. L. **Principles of farm machinery**. Third Edition. Westport, Connecticut, AVI Publishing Company. p.392-431, 1972.

MANTILLA, E. N.; RAMOS, J. N. Metodología de cálculo de órganos trilladores del tipo cilindro cóncavo. **Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias**. La Habana, Cuba. v.7, n.2., p.75-79. 1998.

MIU, P. **Modeling of power requirement in axial threshing units**. St. Joseph, Michigan. ASAE, 2001. 10p. (Paper n. PNR 01-3045)

MOREIRA, R. F. **Desenvolvimento de um cortador/enleirador de feijão e avaliação do efeito da velocidade de operação no seu desempenho**. 1997. 60p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

NAGAOKA, A. K. **Desenvolvimento de dois tipos de cortadoras-arrancadoras de feijão e avaliação de seus desempenhos em cultivar com crescimento do tipo III**. 1995. 50p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

NETO, A. F. D.; MAGALHÃES, P. S. G.; BRAUNBECK, O. A. Aprimoramento de mecanismo dosador de rebolos para o plantio mecanizado de cana-de-açúcar. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, PB, v.5, n.3, p.546-553, set-dez. 2001.

ROBLES, C. J. F. et al. Diseño de una máquina cosechadora de frijol. **Memória Del Congreso Nacional**. Asociación Mexicana de Ingeniería Agrícola, v.7, p.99, 1997.

ROTZ, C. A.; MUHTAR, H. A. Rotary power requirements for harvesting and handling equipment. **Applied Engineering in Agriculture**. v.8. n.6, p.751-757, 1992.

SILVA, J. G. da; FONSECA, J. R. da. Colheita. In: RAVA, C. A., STONE, L. F.; ZIMMERMANN, M. J. de O. **Cultura do feijoeiro comum no Brasil**. Piracicaba, SP: POTAFOS, 1996, p.523-538.

SILVA, J. G. da; SOARES, D. M.; FONSECA, J. R.; SILVEIRA, P. M. Trilhadora de feijão: Contribuição tecnológica para a sustentabilidade da agricultura familiar. In: VIEIRA et al. **VII Congresso Nacional de Pesquisa de Feijão**. Viçosa, MG: Editora UFV, 2002, p.830-831.

SOUZA, C. M. A. **Avaliação e simulação de desempenho de uma colhedora de fluxo axial para feijão (*Phaseolus vulgaris* L.)**. 2001a. 113p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

SOUZA, L. H. de. **Avaliação do desempenho de uma recolhedora-trilhadora de feijão (*Phaseolus vulgaris* L.) na Zona da Mata de Minas Gerais**. 2001b. 58 p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

SRIVASTAVA, A. K.; MATHONEY, W. T.; WEST, N. L. The effect of crop properties on combine performance. **Transactions of the ASAE**, v.33, n.1, p.63-72, 1990.

ZIMMERMANN, M. J. de O.; ROCHA, M.; YAMADA, T. **Cultura do feijoeiro: fatores que afetam a produtividade**. Piracicaba, SP: Associação Brasileira para Pesquisa da Potassa e do Fosfato, 1988. 589p.

MODELAGEM DA DEMANDA DE POTÊNCIA DE UMA COLHEDORA DE FEIJÃO

RESUMO

A simulação de sistemas mecânicos tem-se mostrado uma ferramenta de grande utilidade no projeto, avaliação, otimização e aprimoramento do projeto de máquinas. Este trabalho foi desenvolvido a fim de implementar um modelo de simulação, utilizando a técnica de simulação de sistemas mecânicos, para uma colhedora de feijão de arrasto em fluxo axial. Testes experimentais foram realizados, visando à validação do modelo implementado. Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina operando em vazio, o modelo apresentou erros médios de 19,91, 1,55 e 3,21% para a potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente. Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina colhendo feijão em uma área com produtividade de 1545 kg ha⁻¹, o modelo apresentou erros médios de 18,18, 11,26 e 17,04% para a potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente. Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina colhendo feijão em uma área com produtividade média de 1500 kg ha⁻¹ e variação de ± 300 kg ha⁻¹, o modelo apresentou erros médios de 20,39, 16,76 e 13,16% para os valores máximos de potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente. O modelo foi considerado satisfatório para simular a potência demandada pela máquina.

Palavras-chave: simulação de sistemas mecânicos, colheita de feijão, modelagem.

POWER REQUERIMENT SIMULATION OF A BEAN HARVESTER

ABSTRACT

The mechanical systems simulation has become an important tool for design, for evaluation, for optimization and for performing design improvements of machines. The simulation process is less expensive and faster than using experimentation. The objective of this work was to develop a pull type axial bean harvester model using mechanical systems simulation. To validate the model experimental tests were performed. The simulated results were compared to experimental values of the power

obtained with the machine working without any load. The errors of the model were 19.91%, 1.55% and 3.21% for the machine input power shaft, pickup unit and bucket elevator power, respectively. Comparing the simulated results to the experimental ones obtained when harvesting a field with a yield of 1545 kg.ha⁻¹, the following errors were obtained 18.18%, 11.26% and 17.04% for the machine input power shaft, pickup unit and bucket elevator power, respectively. Comparing the simulated results of the maximum power obtained with a random variation of yield in the range of 1500±300 kg ha⁻¹ to the experimental results the following errors were obtained 20.39%, 16.76% and 13.16% for the machine input power shaft, pickup unit and bucket elevator power, respectively. The model was considered to simulate well the power needed for the machine.

Keywords: mechanical systems simulation, bean harvesting, modeling.

INTRODUÇÃO

A principal preocupação em aumentar a capacidade operacional das máquinas de colheita relega, a segundo plano, mudanças relevantes em suas características funcionais, que simplifiquem seus projetos de origem, tornando-os mais eficientes e com menores custos de produção. De acordo com MESQUITA et al. (2000), este contexto tem gerado um aumento progressivo no tamanho, consumo de energia e preço das máquinas de colheita, tornando a colheita uma das operações mais onerosas na produção de grãos.

De acordo com MESQUITA e SILVEIRA (1993) e com os dados da ANFAVEA (2003), ainda existe, no Brasil, uma enorme desproporção entre mais de um milhão de lavouras de soja, arroz e outras culturas e a frota de menos de 60 mil colhedoras. Este quadro, também relatado por MESQUITA et al. (2000), aliado à crescente necessidade mundial por grãos, revela um mercado potencial para equipamentos de colheita mais eficientes, mais simples e mais baratos, demandando, conseqüentemente, a intensificação de pesquisas neste sentido.

Para que equipamentos de colheita mais eficientes sejam desenvolvidos, é importante conhecer a real demanda de potência dos diversos mecanismos, que compõem as máquinas de colheita, o que possibilitará um melhor dimensionamento e a busca por um projeto otimizado.

MIU (2001) afirma que a modelagem da demanda de potência de um cilindro é o principal fator para o cálculo da potência total demandada em uma colhedora.

Simultaneamente, um modelo matemático para determinação da demanda de potência pode ser útil na otimização de processos de trilha e separação, assim como em projetos de unidades de trilha, usando recursos computacionais.

SOUZA (2001) desenvolveu trabalho de avaliação e simulação do desempenho de uma colhedora de fluxo axial para feijão, investigando os efeitos da taxa de alimentação e rotação do cilindro trilhador sobre a demanda de potência da máquina. O autor implementou um modelo de simulação matemática do processo de trilha e separação mecânica, validando-o por meio de comparação dos resultados simulados com os resultados experimentais obtidos. O modelo apresentou um erro relativo médio de 1,78%, sendo considerado satisfatório para aplicação em engenharia.

GARCIA (2002) simulou o comportamento dinâmico de uma colhedora de feijão e avaliou a demanda de potência total necessária para acionamento dos mecanismos internos da máquina. O autor implementou um modelo de simulação de sistemas mecânicos, para analisar o comportamento dinâmico do conjunto trator-colhedora, sendo o modelo da colhedora constituído de somente quatro componentes rígidos: o chassi, as rodas, a plataforma de recolhimento e o tanque graneleiro. O modelo simulou a velocidade de deslocamento, a rotação e o torque requerido na TDP, apresentando erro relativo médio de 16,91, 5,76 e 28,88%, respectivamente. Com base nos resultados observados, o autor concluiu que o modelo desenvolvido ainda requer alterações e aprimoramento no sentido de reduzir os erros observados, principalmente para o torque simulado, que foi considerado como sendo muito elevado.

Diante da necessidade de melhor compreensão quanto à demanda de potência de cada um dos mecanismos, que compõem uma colhedora de grãos, este trabalho objetivou implementar um modelo de simulação, utilizando a técnica de simulação de sistemas mecânicos, para uma colhedora de feijão em fluxo axial, assim como validá-lo por meio de resultados experimentais.

MATERIAL E MÉTODOS

Este trabalho foi realizado no Laboratório de Mecanização Agrícola e no Laboratório de Projeto de Máquinas e Visão Artificial do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, bem como no Laboratório de Automação Agropecuária da Embrapa Milho e Sorgo, Sete Lagoas, MG.

Modelou-se uma máquina colhedora de feijão, modelo este constituído de 147 componentes rígidos e seu comportamento dinâmico foi simulado. Posteriormente, os

resultados do modelo desenvolvido foram comparados com os dados obtidos em testes experimentais, realizados em laboratório e sob condições de campo.

A máquina simulada foi uma colhedora de feijão de arrasto marca MIAC, modelo *Double Master*, com sistema de trilha em fluxo axial (Figura 1).



Figura 1. Colhedora MIAC, modelo *Double Master*.

O acionamento da colhedora de feijão foi realizado por meio de uma árvore cardan acoplada à tomada de potência do trator (TDP). Os mecanismos internos foram acionados, simultaneamente, por meio de engrenagens, correntes, polias, correias e cardans. A árvore do sistema de alimentação transmite torque ao rolo recolhedor de feijão, à esteira transportadora e ao condutor helicoidal, responsáveis pela elevação do produto até a entrada do cilindro trilhador. Transmite torque também para o acionamento do sistema de limpeza, responsável pela separação dos grãos secos e vagens verdes e outras impurezas. A mesma árvore do sistema de alimentação transmite torque também ao cilindro trilhador, responsável pela separação dos grãos das vagens. Acionado pela árvore do cilindro trilhador, o ventilador promove a sucção da palha restante do cilindro trilhador, bem como as pequenas impurezas presentes no final da peneira vibratória. O cilindro trilhador também transmite torque necessário ao acionamento do elevador de grãos e da rosca sem fim de ensaque, responsáveis pela condução dos grãos limpos ao tanque graneleiro ou à bica de ensaque (Figura 2).

Figura 2. Esquema do sistema de transmissão de potência dos mecanismos da colhedora.

Simulação de sistemas mecânicos

Para modelar um sistema de componentes rígidos, com restrição de movimento, é necessário utilizar um sistema de equações, que descrevem as restrições ao movimento, geralmente do tipo não-linear, além de um sistema de equações diferenciais, que descrevem as forças atuantes no sistema. Utilizando a Segunda Lei de Newton, NIKRAVESH (1988) propõe o seguinte sistema de equações, para modelar um sistema de componentes rígidos sem restrições:

$$\Phi = \Phi(\mathbf{q}) = 0 \quad (1)$$

$$\mathbf{m}_i \ddot{\mathbf{r}}_i = \mathbf{f}_i \quad (2)$$

$$\mathbf{J}'_i \dot{\boldsymbol{\omega}}'_i + \tilde{\boldsymbol{\omega}}'_i \mathbf{J}'_i \boldsymbol{\omega}'_i = \mathbf{n}'_i \quad (3)$$

em que

- Φ - conjunto de restrições do sistema, formado por um sistema de equações, geralmente não-lineares;
- \mathbf{q} - vetor de coordenadas do sistema;
- m_i - massa do corpo i ;
- $\ddot{\mathbf{r}}_i$ - aceleração do corpo i ;
- \mathbf{f}_i - soma de todas as forças atuando no corpo i ;
- \mathbf{J}'_i - tensor de inércia para o corpo i ;
- $\boldsymbol{\omega}'_i$ - velocidade angular do corpo i ; e
- \mathbf{n}'_i - soma de todos os momentos de \mathbf{f}_i atuando no corpo i .

As Equações (2) e (3) representam, respectivamente, as equações de movimento de translação e de rotação para o corpo i , podendo ser escritas na forma matricial, como

$$\begin{bmatrix} \mathbf{N} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{J}' \end{bmatrix}_i \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{r}} \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}' \end{bmatrix}_i + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\boldsymbol{\omega}}^i \mathbf{J}' \boldsymbol{\omega}' \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{n}' \end{bmatrix}_i \quad (4)$$

em que

$$\mathbf{N}_i = \text{diagonal}[m, m, m]_i$$

A Equação (4) pode ser escrita na forma compacta como

$$\mathbf{M}_i \dot{\mathbf{h}}_i + \mathbf{b}_i = \mathbf{g}_i \quad (5)$$

em que

$$\mathbf{M}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{N} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{J}' \end{bmatrix}_i \quad \text{matriz que contém as massas e momentos de inércia do corpo } i;$$

$$\mathbf{h}_i = \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{r}} \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}' \end{bmatrix}_i \quad \text{vetor de velocidade do corpo } i;$$

$$\mathbf{b}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\boldsymbol{\omega}}^i \mathbf{J}' \boldsymbol{\omega}' \end{bmatrix}_i \quad \text{vetor que contém os termos quadráticos de velocidade do corpo } i; \text{ e}$$

$$\mathbf{g}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{n}' \end{bmatrix}_i \quad \text{vetor que contém as forças e momentos aplicados ao corpo } i.$$

Escrevendo a Equação (5) para um sistema com n componentes, tem-se

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{h}} + \mathbf{b} = \mathbf{g} \quad (6)$$

Em um sistema de componentes rígidos, dois ou mais componentes são interligados por meio de juntas cinemáticas, que impõem condições de restrição ao movimento relativo entre os componentes do sistema. Cada junta cinemática introduz

forças de reações entre os componentes conectados, denominadas “forças de restrição”, sendo expressas por um vetor $\mathbf{g}^{(c)}$.

$$\mathbf{g}^{(c)} = [\mathbf{g}_1^{(c)T}, \mathbf{g}_2^{(c)T}, \dots, \mathbf{g}_b^{(c)T}]^T \quad (7)$$

em que

$\mathbf{g}_i^{(c)}$ - vetor de forças de restrição da junta cinemática atuando no corpo i ; e
 b - número de componentes rígidos.

O valor de $\mathbf{g}^{(c)}$ é calculado a partir das equações de restrição.

Desta maneira, para um sistema de componentes rígidos com restrições a Equação (6) é reescrita como

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{h}} + \mathbf{b} = \mathbf{g} + \mathbf{g}^{(c)} \quad (8)$$

Quando aplicado à simulação de sistemas mecânicos, este sistema de equações é não-linear e, somente, pode ser integrado numericamente. O sistema de equações é rígido, o que significa que a solução contém componentes de altas e baixas frequências, simultaneamente. Segundo NIKRAVESH (1988), para resolver este sistema de equações, geralmente utiliza-se o método de fórmulas de diferenciação retroativas (*backwards differentiation formulas*) com um integrador robusto (*stiff integrator*), ou o método de partição de coordenadas para reduzir o número de equações a serem resolvidas e, então, usar o processo de integração em passos múltiplos (*multi-step integrator*).

Implementação do modelo para simulação da demanda de potência

O modelo de simulação foi implementado, utilizando-se o programa computacional *visualNastran 4D 2001 R2*, versão 6.4, desenvolvido para análise de sistemas mecânicos.

A taxa de alimentação de grãos da colhedora foi estimada, em função da produtividade média da área, número de linhas enleiradas, espaçamento entre as linhas e velocidade de deslocamento da máquina (Equação 9).

$$q_g = \frac{P_m n_l e v}{10.000} \quad (9)$$

em que

q_g - taxa de alimentação de grãos, kg s^{-1} ;
 P_m - produtividade média de toda a área colhida, kg ha^{-1} ;
 n_l - número de linhas enleiradas, adimensional;

- e - espaçamento entre linhas, m; e
- v - velocidade de deslocamento, m s⁻¹.

A taxa de alimentação de palhada (material exceto grão) foi obtida, a partir da equação

$$q_p = q_g \cdot x \quad (10)$$

em que

- q_p - taxa de alimentação de palhada, kg s⁻¹; e
- x - relação, em massa, de palha e grão da cultura, adimensional.

A taxa de alimentação total (palhas e grãos) da colhedora foi calculada, empregando-se a equação

$$q = q_g + q_p \quad (11)$$

em que

- q - taxa de alimentação estimada (palhas e grãos) da colhedora, kg s⁻¹.

A potência exigida pelos órgãos rotativos na tomada de potência foi calculada, conforme Equação 12, proposta por ROTZ e MUHTAR (1992) para o cálculo da demanda de potência dos órgãos rotativos de uma colhedora de grãos miúdos.

$$P_r = 10 + 12,96 \cdot q_p \quad (12)$$

em que

- P_r - potência exigida pelos órgãos rotativos da colhedora na TDP, kW.

A partir da potência calculada por meio da Equação 12, determinou-se o torque requerido no eixo cardan de acionamento da máquina, conforme Equação 13.

$$P = \frac{2 \pi n T_M}{60000} \quad (13)$$

em que

- P - potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina, kW;
- n - rotação do eixo cardan de acionamento da máquina, rpm; e
- T_M - torque exigido no eixo cardan de acionamento da máquina, mN.

O torque requerido no eixo cardan de acionamento da máquina foi obtido, igualando-se as equações 12 e 13 e isolando a variável T_M, conforme Equação 14.

$$T_M = \frac{9549,30}{n} \cdot P_r \quad (14)$$

O torque requerido na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos foi obtido, a partir da tensão existente nas correntes de acionamento dos respectivos mecanismos. Adotou-se o procedimento descrito pela ACA (1975) para determinar a máxima tensão exercida nas correntes. Os principais fatores, que afetam esta tensão, são o peso da corrente, peso dos canecos ou paletas, peso do material transportado, tensão provocada pela ação de carregamento, tensão de esticamento e o atrito provocado pelo movimento dos componentes (rolamentos, juntas das correntes, etc.). Com base nestes fatores, obteve-se a Equação 15 para o cálculo do torque necessário ao acionamento da plataforma de recolhimento. No Apêndice 1, é apresentado o detalhamento para se chegar a esta equação.

$$T_p = (23,43 + 4,28 \cdot q_p) \cdot k \quad (15)$$

em que

T_p - torque exigido na plataforma de recolhimento, mN.

A constante k incorpora o torque requerido nos demais componentes que são acionados pelo mesmo eixo de acionamento da plataforma de recolhimento. O valor de k foi determinado, a partir da relação entre o torque obtido, experimentalmente, e o torque simulado exigido, somente, para acionar a esteira da plataforma de recolhimento. O valor encontrado e utilizado foi $k = 1,5$.

O torque requerido no eixo do sistema de elevação de grãos foi obtido, a partir da Equação 16. Esta equação foi, também, obtida com base no procedimento apresentado pela ACA (1975). O detalhamento do procedimento é apresentado no Apêndice 2.

$$T_E = 6,29 + 3,32 \cdot q_g \quad (16)$$

em que

T_E - torque exigido no elevador, mN.

No modelo matemático da colhedora de feijão, a máquina foi constituída de 147 componentes rígidos, assim distribuídos: plataforma de recolhimento (118 componentes), sistema de trilha (2 componentes), sistema de separação (2 componentes), sistema de limpeza (8 componentes), sistema de elevação do produto (2 componentes) e demais componentes e acessórios (15 componentes).

Uma junta de revolução do tipo motor, posicionada na extremidade do eixo do cilindro trilhador, foi utilizada para fornecer a rotação de 540 rpm à máquina. A rotação máxima foi atingida, no tempo de 5 s. A rotação dos demais mecanismos foi obtida, a

partir da relação de transmissão entre o respectivo mecanismo e a árvore do cilindro trilhador.

O sistema de trilha foi suportado por duas juntas de revolução, utilizadas para simular os mancais de sustentação do cilindro trilhador. O cilindro trilhador, responsável pela separação dos grãos das vagens, trabalha como árvore de acionamento do ventilador, da plataforma de recolhimento e do sistema de elevação do produto. Na extremidade do eixo do cilindro trilhador, foi aplicado um torque obtido a partir da Equação 14, simulando o torque liberado pela TDP do trator.

O condutor helicoidal, responsável por conduzir o material à entrada do cilindro trilhador, foi conectado ao chassi da máquina por meio de duas juntas de revolução. Este condutor aciona todos os mecanismos da plataforma de recolhimento e funciona, ainda, como árvore de transmissão para acionamento do sistema de limpeza.

A plataforma de recolhimento foi conectada ao chassi da máquina, por meio de duas juntas de revolução. O torque na extremidade da árvore de acionamento foi aplicado, utilizando-se a Equação 15, simulando o torque demandado na plataforma de recolhimento. Esta mesma árvore aciona a esteira transportadora, o rolo recolhedor e o rolo liso posicionado atrás deste.

Duas molas conectadas entre a plataforma de recolhimento e o chassi da máquina foram utilizadas, para manter a plataforma em contato com o solo, através do cilindro guia. Um sistema de levante hidráulico foi utilizado, para levantar a plataforma de recolhimento ao final de cada simulação, retornando-a para a posição de transporte. Este sistema foi constituído de um atuador hidráulico e um braço articulado conectado à plataforma por meio de duas cordas.

O sistema de limpeza foi conectado ao chassi da máquina por meio de quatro barras de conexão. Em cada extremidade da barra, foi posicionada uma junta de revolução. A vibração da caixa de peneiras foi provocada por um mancal excêntrico, acionado pelo condutor helicoidal.

O torque para acionamento do sistema de elevação de grãos foi aplicado na extremidade do eixo do elevador de grãos, utilizando-se a Equação 16. O eixo do elevador de grãos, a rosca sem fim de ensaque e o ventilador foram conectados à estrutura da máquina, por meio de duas juntas de revolução.

O tanque graneleiro foi, também, conectado ao chassi da máquina por meio de duas juntas de revolução. Dois atuadores hidráulicos foram utilizados, para simular o cilindro hidráulico responsável por descarregar o tanque graneleiro. A massa de produto contida no tanque graneleiro foi obtida, integrando-se a taxa de alimentação do produto

à máquina, em função do tempo. Uma força resultante, especificada pela sua intensidade e sentido, foi aplicada no centro de gravidade do tanque, simulando a massa de produto no tanque, em função do tempo.

Os parâmetros de entrada, utilizados no modelo de simulação desenvolvido foram: produtividade média da área, número de linhas enleiradas, espaçamento entre linhas, relação palha-grão da cultura, em massa e velocidade de deslocamento da máquina.

Testes experimentais

Dois testes foram realizados em condições de campo, sendo que, no primeiro, determinou-se a potência requerida na TDP e na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos. A potência requerida na TDP e na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento foi determinada, no segundo teste. A potência requerida na TDP foi determinada no eixo cardan de acionamento da máquina. O produto utilizado foi o feijão (*Phaseolus Vulgaris* L.) cultivar Vermelho.

O torque na TDP foi determinado, por meio de um torquímetro marca Omega, modelo TQ501-10K com capacidade nominal de 1130 mN. Para determinar o torque na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos e na árvore da plataforma de recolhimento, usou-se um torquímetro marca Omega, modelo TQ501-2K com capacidade nominal de 226 mN. As rotações foram determinadas, utilizando-se dois sensores indutivos marca Sense, modelo PS5-18GI50-E. A velocidade de deslocamento foi determinada, por meio de um sensor de velocidade marca Dickey-John, modelo RVSII. Os dados dos sensores foram coletados, em tempo real por um sistema de aquisição de dados marca HBM, modelo Spider 8, sendo, então armazenados em um computador portátil.

Ambos os testes foram realizados no esquema fatorial 3x3, com três constituições de leira (9, 12 e 15 linhas) e três velocidades de deslocamento (3, 4 e 5 km h⁻¹), instalados segundo o delineamento inteiramente casualizado, com três repetições.

A produtividade da área e a relação palha-grão foram determinadas, de acordo com o procedimento descrito por MOREIRA (1997) e SOUZA (2001), respectivamente. Ao final de cada teste, amostras do produto colhido foram retiradas para determinação da umidade do produto pelo método-padrão, em estufa a 103 ± 1°C por 72 horas, com três repetições.

Validação do modelo

O modelo de simulação foi submetido a três condições de simulação. Na primeira, a máquina foi simulada trabalhando em vazio, com valor da taxa de alimentação igual a zero. Nesta condição, o torque foi aplicado, apenas, para vencer a inércia e manter os mecanismos internos em movimento à uma rotação de entrada de 540 rpm.

Na segunda condição, a máquina foi simulada colhendo feijão, em uma área com produtividade constante igual à média da produtividade experimental, com três constituições de leira (9, 12 e 15 linhas) e três velocidades de deslocamento (3, 4 e 5 km h⁻¹), totalizando nove tratamentos.

Na terceira condição, foi considerada uma produtividade variando aleatoriamente, no intervalo mínimo e máximo observado experimentalmente. Nesta condição, as velocidades de deslocamento e constituições de leira foram as mesmas daquelas determinadas experimentalmente.

Os resultados simulados foram comparados com os valores experimentais, por meio de gráficos de dispersão. Para cada tratamento, determinou-se o erro relativo médio, conforme a equação

$$ER = \frac{100}{N} \cdot \sum \frac{|Y - Y_s|}{Y} \quad (15)$$

em que

- ER - erro relativo médio, %;
- N - número de pontos simulados em cada tratamento;
- Y - valor observado experimentalmente; e
- Y_s - valor simulado pelo modelo.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os dados médios de umidade dos grãos colhidos, produtividade da área e a relação, em massa, de palha-grão da cultura são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Características do feijão utilizado nos testes

| Características | Valor | | | |
|--------------------------------------|---------|---------|---------|---------------|
| | Mínimo | Máximo | Média | Desvio padrão |
| Umidade em base úmida (%) | 11,97 | 17,44 | 13,93 | 1,87 |
| Produtividade (kg ha ⁻¹) | 1218,52 | 1771,19 | 1544,96 | 172,13 |
| Relação palha-grão (adimensional) | 0,74 | 1,02 | 0,90 | 0,10 |

Na Figura 3 é mostrado o modelo desenvolvido por meio do programa computacional *visualNastran*.

O modelo de simulação implementado simulou a taxa de alimentação, o torque e a potência demandada na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos, na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento e no eixo cardan de acionamento da máquina, com base nos seguintes dados de entrada: a produtividade média da área, o número de linhas enleiradas, o espaçamento entre linhas, a relação, em massa, de palha e grão da cultura e a velocidade de deslocamento da máquina.

Os resultados dos valores simulados pelo programa *visualNastran*, em três diferentes condições de simulação, comparados com os valores experimentais do torque, rotação e potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, em função do tempo, são apresentados e discutidos a seguir.

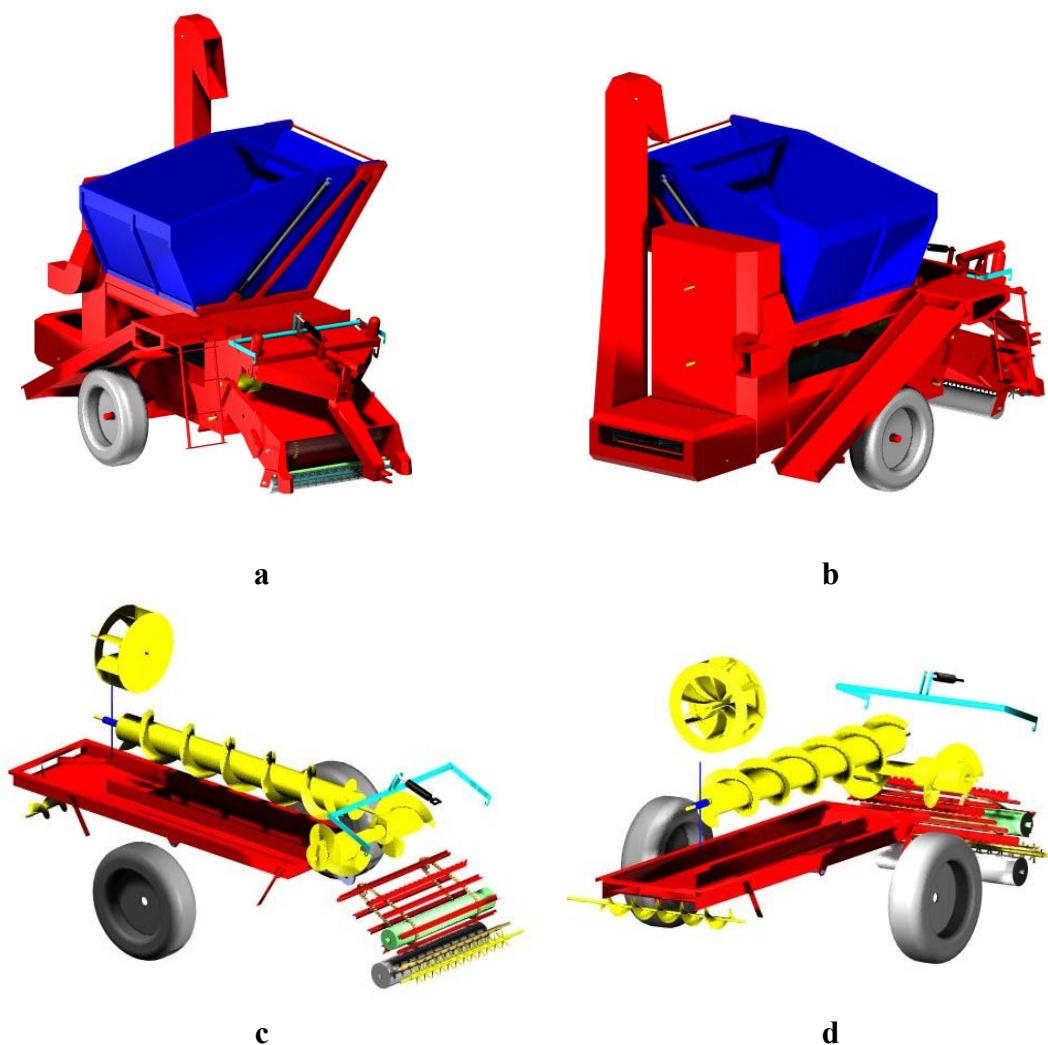


Figura 3. Esquema do modelo desenvolvido: (a) Vista geral frontal, (b) Vista geral traseira, (d) Vista frontal dos mecanismos internos e (e) Vista traseira dos mecanismos internos.

As Figuras 4a, 4b e 4c apresentam as comparações entre a potência obtida a partir do torque simulado e a partir dos dados experimentais, para a máquina operando em vazio. Para a potência simulada no eixo cardan de acionamento da máquina (Figura 4a), o modelo apresentou erro médio de 19,91%, subestimando os valores obtidos experimentalmente. GARCIA (2002), empregando equação proposta pela ASAE (1990), encontrou um erro relativo médio de 28,88 e 25,99%, respectivamente, para o torque e potência requerida na TDP, em condições normais de operação.

O erro relativo médio, observado para a potência simulada em vazio, pode ser atribuído em parte, ao fato de ter sido utilizada uma equação desenvolvida para cálculo da potência na TDP para uma colhedora com sistema de trilha convencional (Equação 12). O termo independente desta equação, que representa a potência exigida em vazio, foi estimado, extrapolando-se os valores experimentais para a taxa de alimentação igual a zero, conforme ROTZ e MUHTAR (1992). Este fato também é responsável pelo valor do erro obtido, uma vez que a potência em vazio não foi determinada, mas estimada a partir dos valores obtidos com carga. A colhedora utilizada nos testes experimentais apresentava sistema de trilha em fluxo axial. HARRISON (1991) e KUTZBACH e QUICK (1999) relatam que as colhedoras com sistema de trilha em fluxo axial demandam maior potência.

O procedimento utilizado para os cálculos dos torques na árvore de acionamento do elevador e da plataforma de recolhimento, obtidos a partir da tensão induzida na corrente da plataforma e do elevador, proporcionou uma predição satisfatória dos valores experimentais da potência demandada nestes mecanismos (Figuras 4b e 4c).

Para a potência simulada em vazio na plataforma de recolhimento (Figura 4b), o modelo apresentou erro médio de 1,55%. A potência simulada em vazio na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos apresentou erro médio de 3,21%, subestimando o valor observado experimentalmente (Figura 4c). Estes erros são bem menores que o erro médio encontrado para a potência no eixo cardan de acionamento da máquina. A explicação para isso se deve ao fato de os sistemas de recolhimento e de elevação serem bem mais simples e menos complexos, facilitando a modelagem.

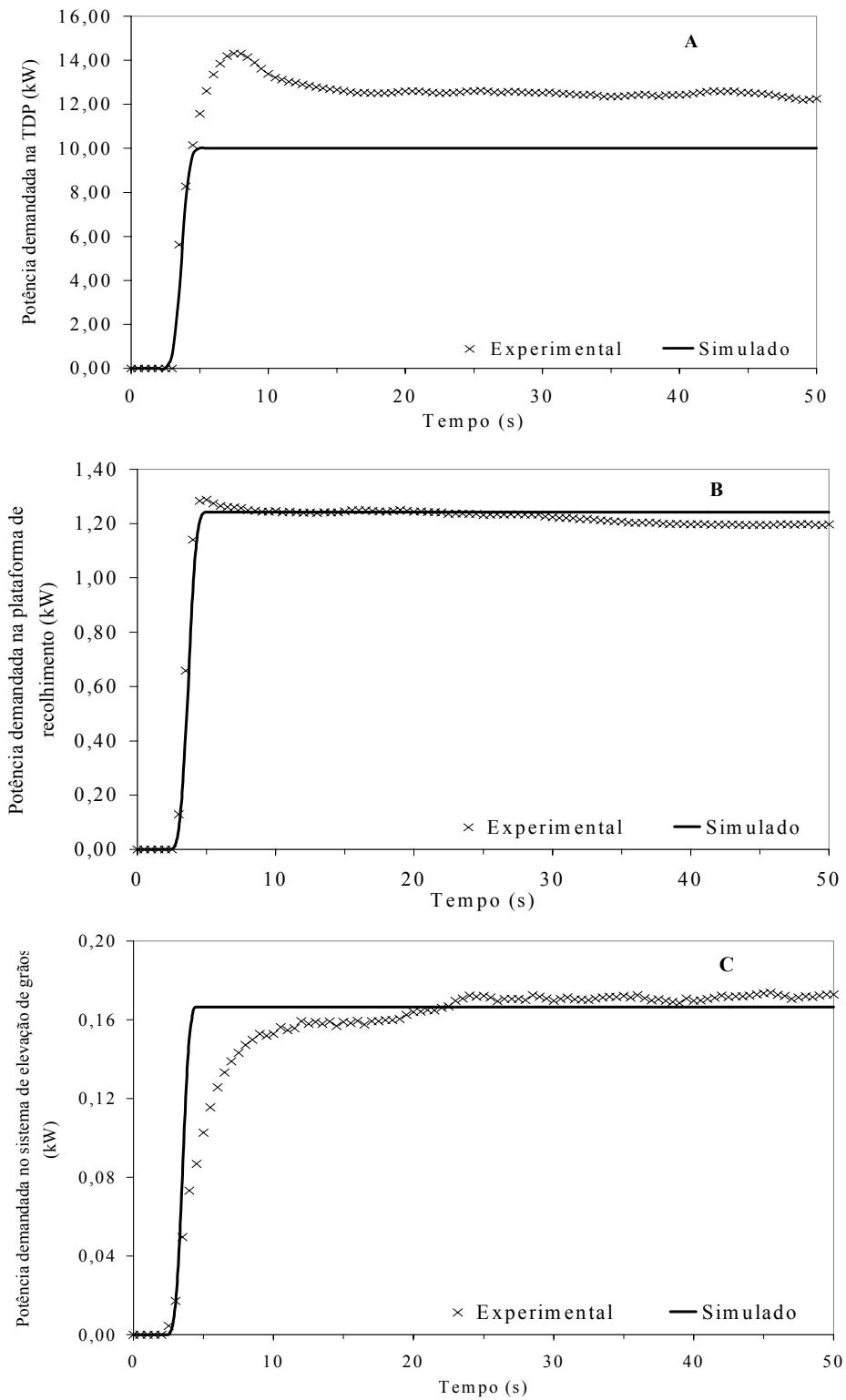


Figura 4. Resultados simulados e experimentais de potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina (A), na plataforma de recolhimento (B) e sistema de elevação de grãos (C) durante ensaio com a máquina operando em vazio.

Nas Figuras 5, 6 e 7 são apresentadas as comparações dos valores experimentais e simulados de potência, obtidos na segunda condição simulada, quando considerou-se a produtividade média de 1545 kg ha⁻¹.

Analisando os valores experimentais da potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina (Figura 5), verifica-se a ocorrência de um ponto de máximo no início da curva de demanda de potência. Este comportamento é atribuído à potência exigida para vencer a inércia de todos os mecanismos da máquina e acelerá-los até alcançar o regime de rotação nominal de 540 rpm. Em seguida, após atingir o carregamento pleno dos mecanismos, a demanda de potência tende a estabilizar-se e a ocorrência de pequenas oscilações é, provavelmente, devida a variações na taxa de alimentação.

A curva de demanda de potência simulada para o eixo cardan de acionamento da máquina inicia-se em zero e aumenta até atingir o valor máximo, mantendo-se neste nível até o final do tempo de simulação. Este comportamento é devido ao fato de que a produtividade e a velocidade de deslocamento da máquina foram assumidas como constantes, o que implicou em uma taxa de alimentação constante. Como a demanda de potência é calculada em função da taxa de alimentação, a potência simulada no eixo cardan de acionamento da máquina não variou, após atingir o valor máximo.

Portanto, a diferença entre os valores experimentais e simulados para a potência no eixo cardan de acionamento da máquina é devida, em parte, ao fato de que nas condições de campo ocorrem variações da produtividade e da velocidade de deslocamento, refletindo, diretamente, na taxa de alimentação da máquina. Outro fator que pode ter contribuído para a diferença entre os valores experimentais e simulados refere-se às características da cultura, que podem mudar de teste para teste. Além disso, a formação das leiras realizada manualmente é desuniforme, bem como a relação palha-grão também não é constante, ao longo das leiras.

Os valores de potência simulados no eixo cardan de acionamento da máquina foram superiores aos obtidos experimentalmente, em todos os tratamentos. Nos tratamentos V2L2 e V3L1, a diferença entre os valores experimentais e simulados foi maior, enquanto, nos demais, o modelo apresentou tendência a acompanhar os valores obtidos, experimentalmente, de forma satisfatória.

Analisando as curvas de demanda de potência da plataforma de recolhimento, obtidas experimentalmente (Figura 6), observa-se a ocorrência de uma maior oscilação na potência demandada por este mecanismo do que a verificada para o eixo cardan de acionamento da máquina. Este comportamento é atribuído, principalmente, à

desuniformidade das leiras, o que implica em menor ou maior quantidade de produto, que alimentou a plataforma de recolhimento durante os testes. Comparando os valores da potência demandada pela plataforma de recolhimento, obtidos por simulação com os experimentais, verifica-se que, exceto nos tratamentos V2L3, V3L2 e V3L3, o modelo simulou satisfatoriamente a demanda de potência.

Comparando os valores simulados com os experimentais da potência demandada pelo sistema de elevação de grãos (Figura 7), verifica-se que o modelo conseguiu acompanhar o comportamento dos valores obtidos experimentalmente. No tratamento V3L3, ocorreu uma variação brusca na potência demandada experimentalmente, variação esta que pode ser atribuída à ocorrência de sobrecarga de grãos no elevador. Nesta situação, o valor máximo simulado pelo modelo não foi capaz de simular a sobrecarga ocorrida, pois, o modelo trabalha com taxa de alimentação constante.

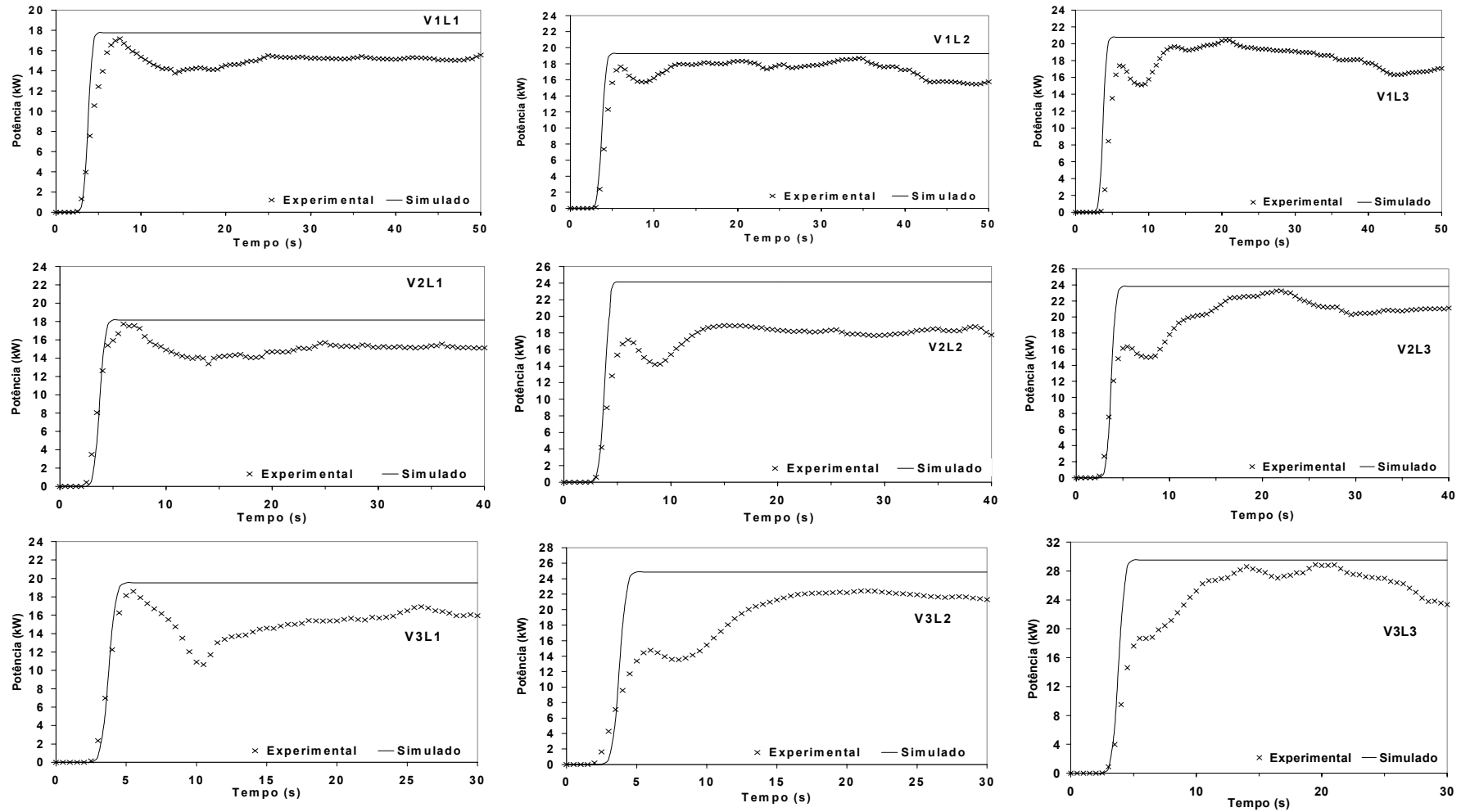


Figura 5. Resultados simulados e experimentais de potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, para a segunda condição de simulação com produtividade média de 1545 kg ha^{-1} . V1 = 3 km h^{-1} , V2 = 4 km h^{-1} , V3 = 5 km h^{-1} , L1 = 9 linhas, L2 = 12 linhas, L3 = 15 linhas.

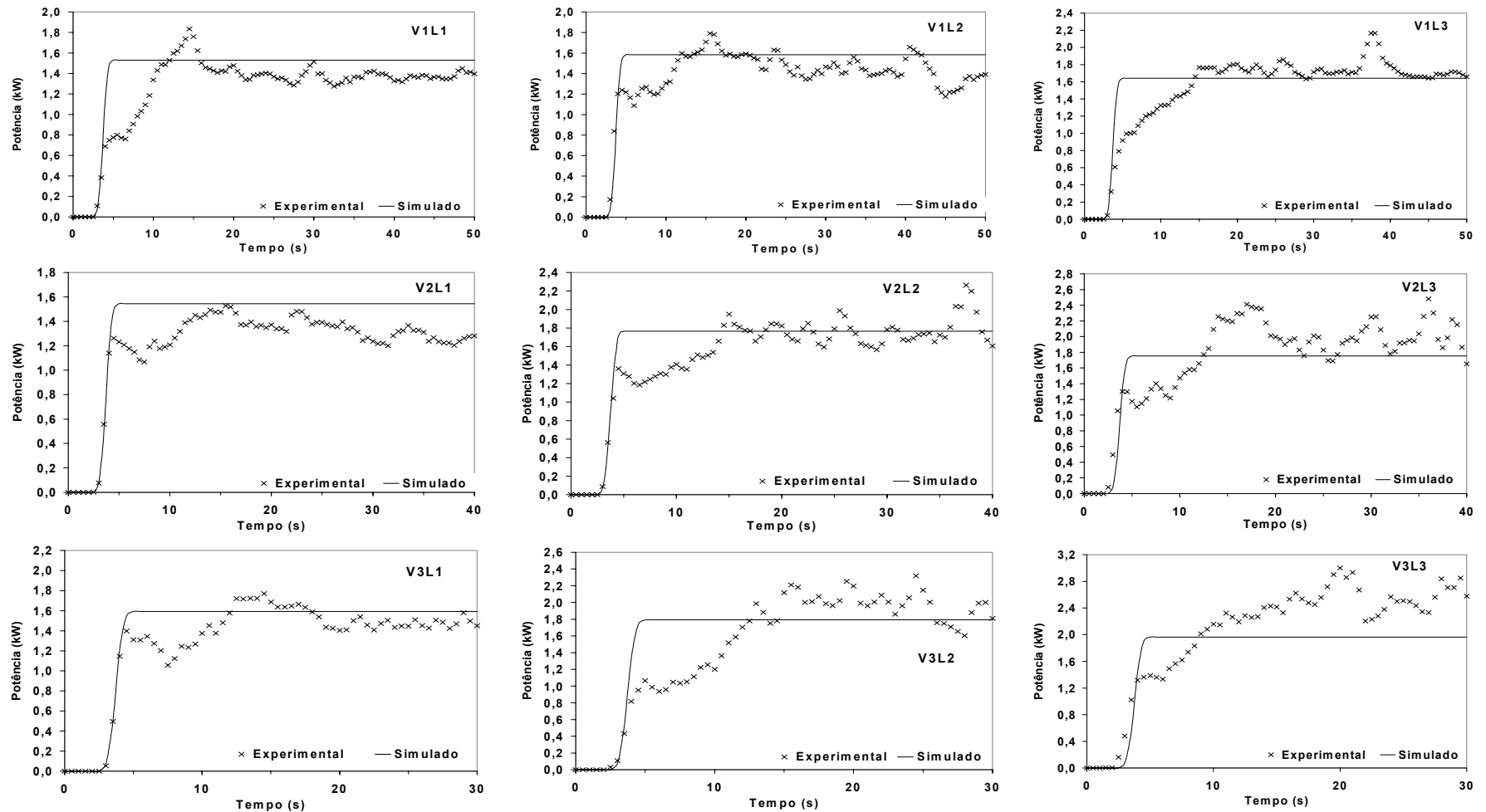


Figura 6. Resultados simulados e experimentais de potência requerida na plataforma de recolhimento, para a segunda condição de simulação com produtividade média de 1545 kg ha^{-1} . $V1 = 3 \text{ km h}^{-1}$, $V2 = 4 \text{ km h}^{-1}$, $V3 = 5 \text{ km h}^{-1}$, $L1 = 9$ linhas, $L2 = 12$ linhas, $L3 = 15$ linhas.

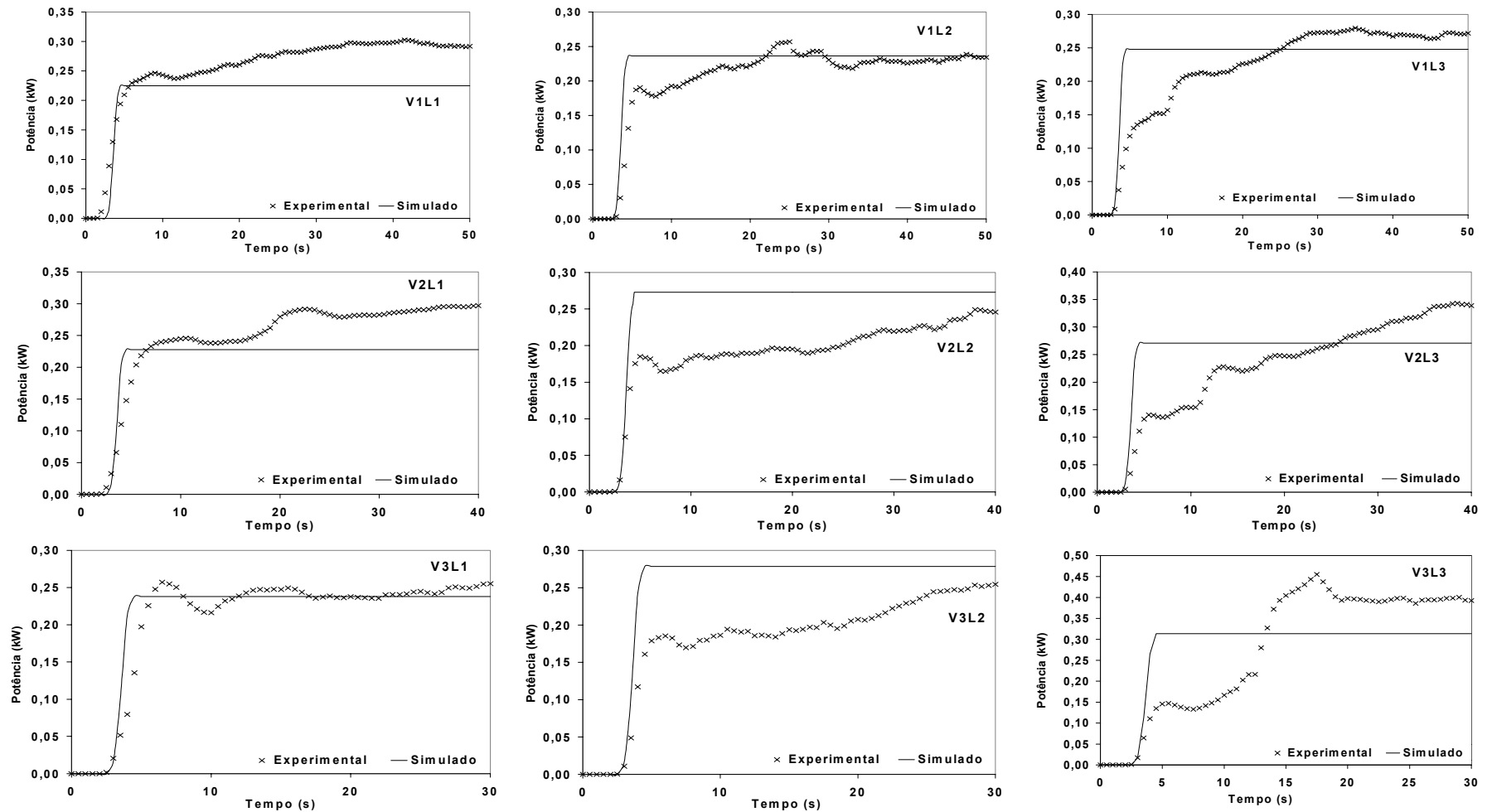


Figura 7. Resultados simulados e experimentais de potência requerida no sistema de elevação de grãos, para a segunda condição de simulação com produtividade média de 1545 kg ha^{-1} . $V1 = 3 \text{ km h}^{-1}$, $V2 = 4 \text{ km h}^{-1}$, $V3 = 5 \text{ km h}^{-1}$, $L1 = 9$ linhas, $L2 = 12$ linhas, $L3 = 15$ linhas.

Na Tabela 1, são apresentados os valores de erro relativo médio obtido, para potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, para todos os tratamentos, para simulação com produtividade constante. Esses valores médios de erro foram calculados, a partir de 10 segundos de iniciado cada teste. As Figuras 8a, 8b e 8c apresentam a comparação entre os valores médios experimentais e simulados.

O erro médio obtido para a potência no eixo cardan de acionamento da máquina foi de 18,18%. Na Figura 8a, observa-se que o modelo apresentou uma tendência a superestimar os valores obtidos, experimentalmente, em todos os tratamentos.

Para a potência requerida na plataforma de recolhimento, o erro médio foi de 11,26%. Verifica-se que não houve tendência do modelo a superestimar nem subestimar (Figura 8b).

O erro médio, para a potência requerida no sistema de elevação de grãos, foi 17,04%. Na Figura 8c, observa-se que, em geral, o modelo simulou satisfatoriamente a potência demandada pelo sistema de elevação.

Tabela 1. Erro relativo médio dos valores médios de potência demanda no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e sistema de elevação, na segunda condição de simulação com produtividade média de 1545 kg ha⁻¹

| Tratamento* | Erro relativo médio (%) | | |
|----------------|-------------------------|------------|----------|
| | Eixo cardan | Plataforma | Elevador |
| V1L1 | 12,24 | 8,33 | 11,19 |
| V1L2 | 11,11 | 10,08 | 5,70 |
| V1L3 | 12,79 | 6,96 | 10,98 |
| V2L1 | 22,36 | 15,13 | 16,31 |
| V2L2 | 32,68 | 7,70 | 32,02 |
| V2L3 | 12,66 | 13,24 | 16,22 |
| V3L1 | 30,77 | 7,78 | 2,61 |
| V3L2 | 19,08 | 11,34 | 31,53 |
| V3L3 | 9,92 | 20,75 | 26,86 |
| Erro Médio (%) | 18,18 | 11,26 | 17,04 |

* V1 = 3 km h⁻¹, V2 = 4 km h⁻¹, V3 = 5 km h⁻¹, L1 = 9 linhas, L2 = 12 linhas, L3 = 15 linhas.

Os modelos propostos pela ASAE (2000) e por ROTZ e MUHTAR (1992), para predição de potência na TDP, prevêem uma variação de $\pm 50\%$. Comparando os valores do erro médio, encontrados para a potência no eixo cardan de acionamento da máquina com os valores obtidos por GARCIA (2002), que utilizou o modelo proposto pela ASAE (1990), constata-se que o modelo desenvolvido apresentou melhores resultados e menores valores de erro médio.

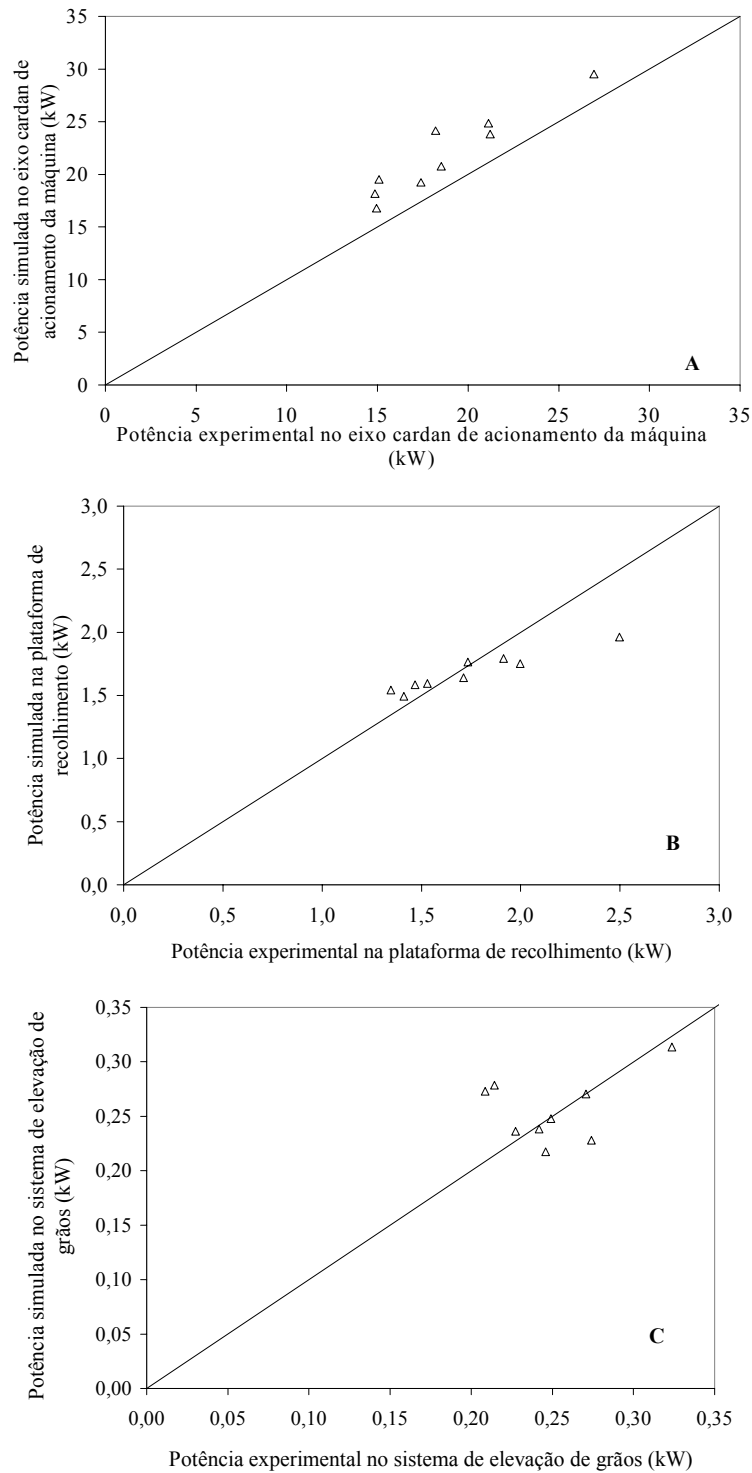


Figura 8. Gráficos de dispersão entre valores médios experimentais e simulados para a potência demandada no eixo cardan de acionamento da máquina (A), na plataforma de recolhimento (B) e no sistema de elevação de grãos (C), na segunda condição de simulação com produtividade média de 1545 kg ha⁻¹.

Nas Figuras 9, 10 e 11 são apresentadas as comparações dos valores experimentais e simulados de potência, obtidos na terceira condição de simulação, quando considerou-se uma produtividade variando, aleatoriamente, com valor mínimo, médio e máximo de 1200, 1500 e 1800 kg ha⁻¹, respectivamente. Nesta condição simulada, foram comparados os valores máximos da potência requerida, obtidos experimentalmente e simulados.

A variação da produtividade acarreta numa alteração direta na taxa de alimentação. Por esta razão, a utilização da produtividade variando, aleatoriamente, teve como objetivo ocasionar uma variação brusca na taxa de alimentação e, conseqüentemente, na potência demandada pelos mecanismos.

Analisando as curvas dos valores simulados da potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina (Figura 9), observa-se que os valores máximos simulados foram superiores àqueles obtidos, experimentalmente, em todos os tratamentos. Este comportamento pode ser atribuído, em parte, ao fato de a produtividade aleatória e a taxa de alimentação simulada, provavelmente, terem sido superiores àquelas obtidas na condição de máxima demanda de potência, em condições experimentais. Ou seja, nas situações em que ocorreram aumentos na potência demandada, experimentalmente, no eixo cardan de acionamento da máquina, o modelo foi adequado para prever a demanda máxima de potência.

Comparando os valores máximos simulados com os experimentais da potência demandada pela plataforma de recolhimento (Figura 10), verifica-se que o modelo conseguiu acompanhar o comportamento médio dos valores obtidos experimentalmente. Exceto no tratamento V2L1, todos os demais tratamentos simulados apresentaram valores máximos de potência exigida, na plataforma de recolhimento, menores que aqueles obtidos experimentalmente.

Analisando os valores máximos da potência, exigida no sistema de elevação de grãos (Figura 11), verifica-se que os valores máximos simulados pelo modelo foram superiores aos valores obtidos, experimentalmente, nos tratamentos V2L2, V3L1 e V3L2. Nos tratamentos V1L2 e V1L3, o modelo simulou o comportamento médio das variações da potência exigida, mas não foi capaz de prever os valores máximos, verificados experimentalmente.

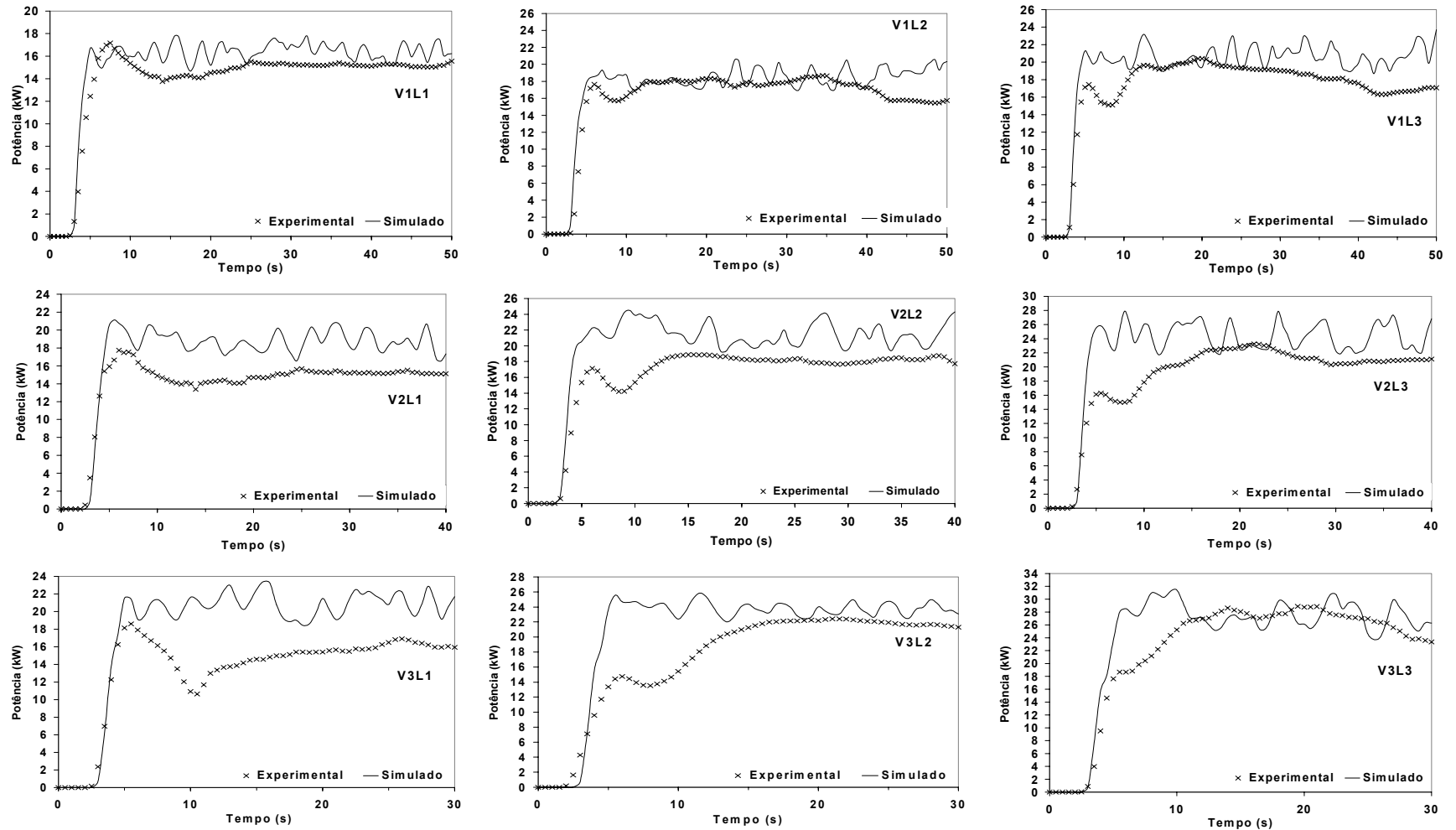


Figura 9. Resultados simulados e experimentais de potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, para a terceira condição de simulação com produtividade variando, aleatoriamente, com valor médio de 1500 kg ha^{-1} e variação de $\pm 300 \text{ kg ha}^{-1}$. V1 = 3 km h^{-1} , V2 = 4 km h^{-1} , V3 = 5 km h^{-1} , L1 = 9 linhas, L2 = 12 linhas, L3 = 15 linhas.

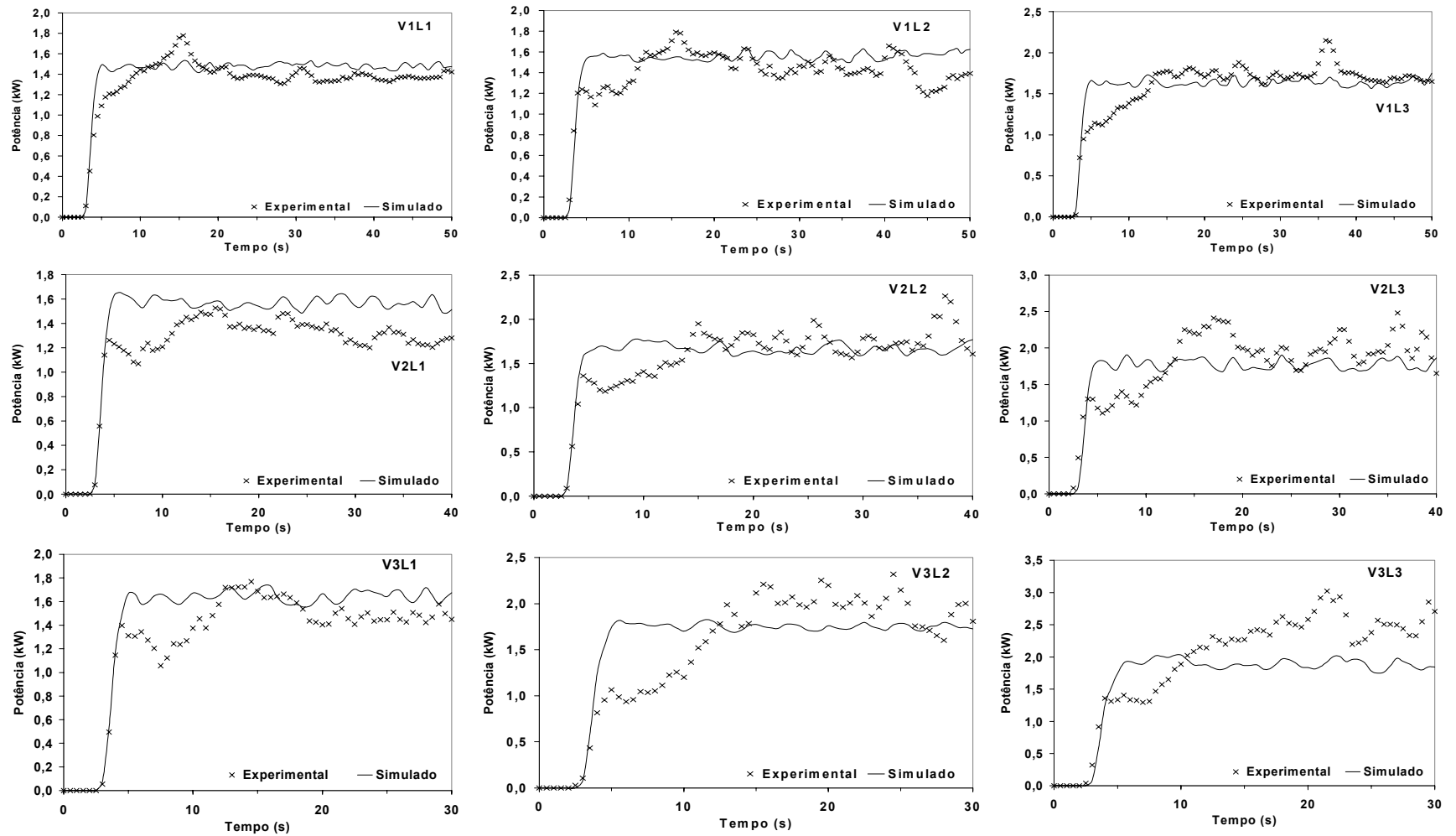


Figura 10. Resultados simulados e experimentais de potência requerida na plataforma de recolhimento, para a terceira condição de simulação com produtividade variando, aleatoriamente, com valor médio de 1500 kg ha^{-1} e variação de $\pm 300 \text{ kg ha}^{-1}$. $V1 = 3 \text{ km h}^{-1}$, $V2 = 4 \text{ km h}^{-1}$, $V3 = 5 \text{ km h}^{-1}$, $L1 = 9$ linhas, $L2 = 12$ linhas, $L3 = 15$ linhas.

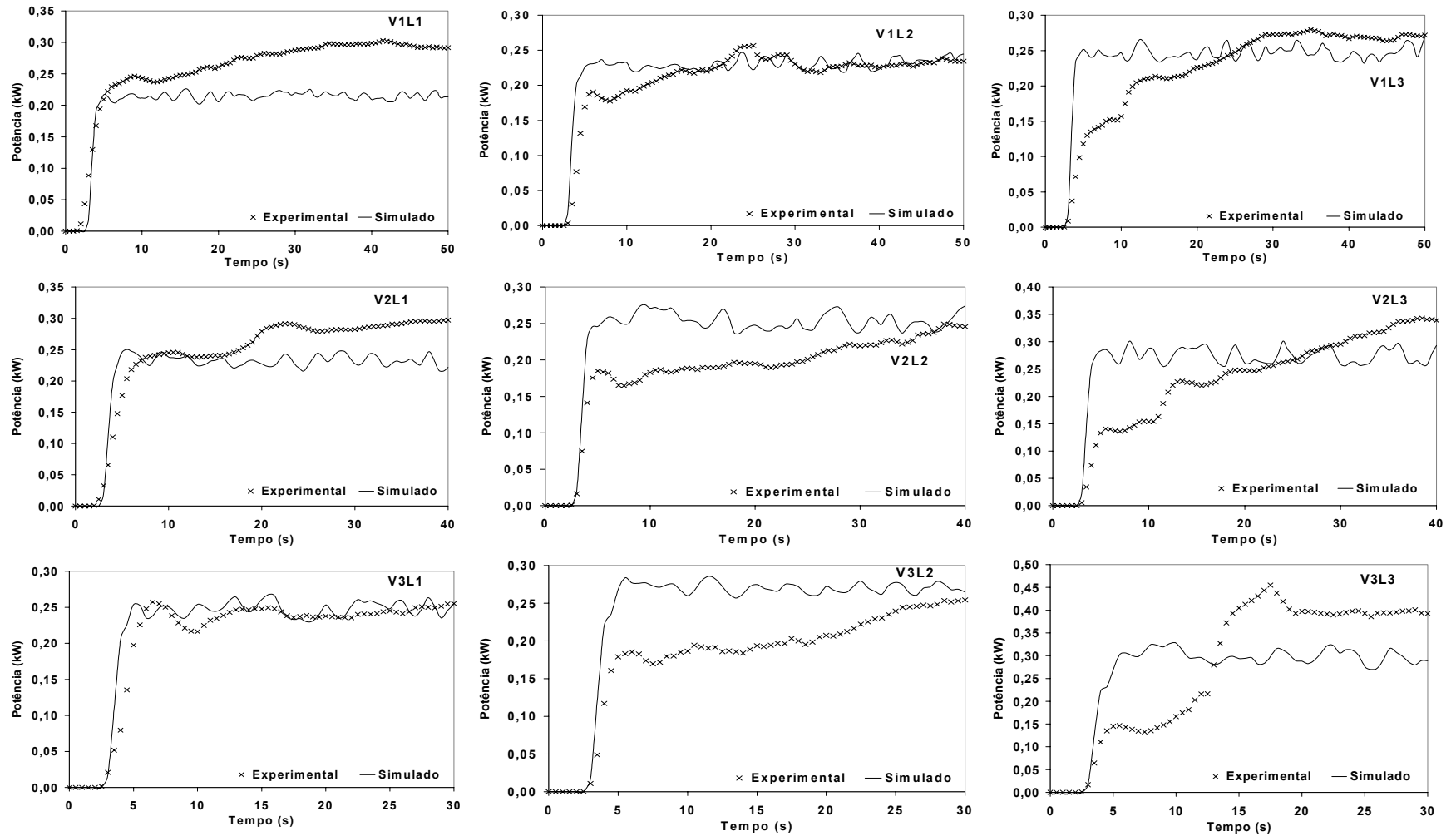


Figura 11. Resultados simulados e experimentais de potência requerida no sistema de elevação de grãos, para a terceira condição de simulação com produtividade variando, aleatoriamente, com valor médio de 1500 kg ha^{-1} e variação de $\pm 300 \text{ kg ha}^{-1}$. V1 = 3 km h^{-1} , V2 = 4 km h^{-1} , V3 = 5 km h^{-1} , L1 = 9 linhas, L2 = 12 linhas, L3 = 15 linhas.

A Tabela 2 apresenta os valores de erro relativo, obtido para os valores máximos de potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, para todos os tratamentos. Estes valores de erro foram calculados, a partir de 10 segundos de iniciado cada teste. Nas Figuras 12a, 12b e 12c são apresentadas as comparações entre os valores máximos experimentais e simulados.

Tabela 2. Erro relativo dos valores máximos de potência no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação, na terceira condição de simulação com produtividade variando, aleatoriamente, com valor médio de 1500 kg ha⁻¹ e variação de ± 300 kg ha⁻¹

| Tratamento* | Erro relativo (%) | | |
|----------------|-------------------|------------|----------|
| | Eixo cardan | Plataforma | Elevador |
| V1L1 | 17,05 | 13,61 | 25,28 |
| V1L2 | 10,54 | 8,03 | 3,66 |
| V1L3 | 14,06 | 18,70 | 3,66 |
| V2L1 | 33,86 | 7,81 | 15,97 |
| V2L2 | 31,32 | 20,75 | 12,77 |
| V2L3 | 18,77 | 23,53 | 12,20 |
| V3L1 | 38,85 | 3,53 | 5,02 |
| V3L2 | 12,14 | 21,70 | 11,94 |
| V3L3 | 6,95 | 33,20 | 27,98 |
| Erro Médio (%) | 20,39 | 16,76 | 13,16 |

* V1 = 3 km h⁻¹, V2 = 4 km h⁻¹, V3 = 5 km h⁻¹, L1 = 9 linhas, L2 = 12 linhas, L3 = 15 linhas.

O erro médio obtido para a potência máxima, demandada no eixo cardan de acionamento da máquina, foi de 20,39%. Na Figura 12a, observa-se que o modelo apresentou tendência a superestimar os valores máximos, obtidos experimentalmente.

Para a potência requerida na plataforma de recolhimento, o erro médio foi 11,26%. Verifica-se que houve tendência a subestimar os valores obtidos experimentalmente (Figura 12b).

O erro médio para a potência requerida, no sistema de elevação de grãos foi 17,04%. Na Figura 12c, observa-se que, em geral, o modelo subestimou os valores máximos da potência demandada pelo sistema de elevação.

Os valores máximos de exigência de potência são condições críticas para fins de dimensionamento e projeto de componentes e mecanismos. A estimativa desses valores máximos permite um dimensionamento de forma a otimizar o projeto geral da máquina, bem como possibilita o desempenho em condições ótimas de funcionamento, com um mínimo consumo energético.

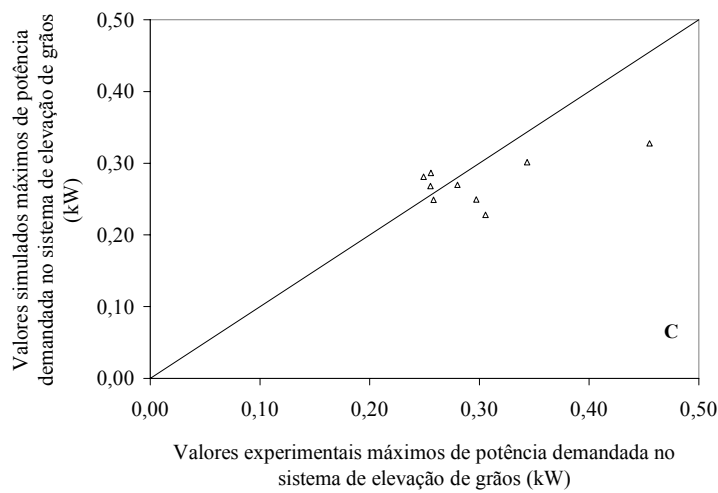
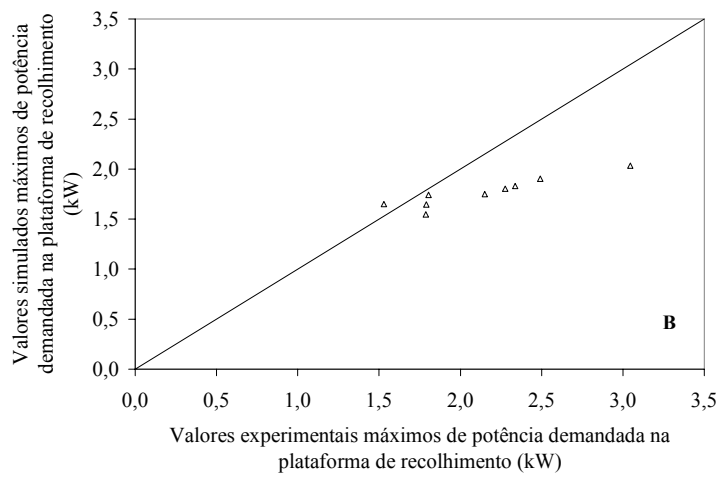
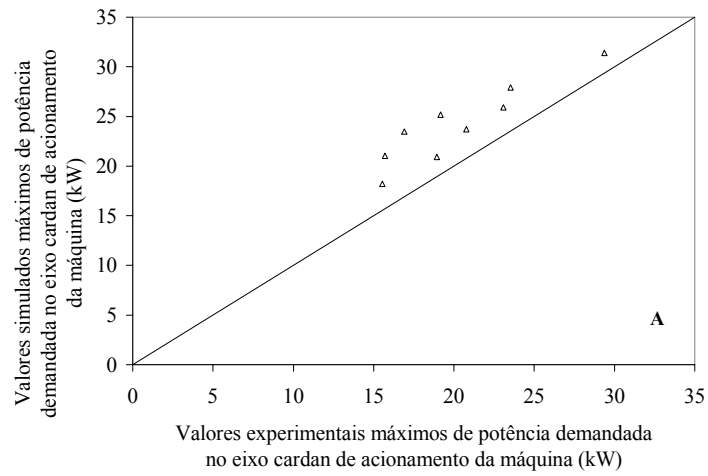


Figura 12. Gráficos de dispersão para os valores máximos de potência, demandada no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e sistema de elevação de grãos, na terceira condição de simulação com produtividade variando, aleatoriamente, com valor médio de 1500 kg ha^{-1} e variação de $\pm 300 \text{ kg ha}^{-1}$.

CONCLUSÕES

Uma máquina colhedora de feijão foi modelada e constituída por 147 componentes rígidos, sendo seu comportamento dinâmico simulado em três condições. O modelo de simulação foi validado, comparando-se os valores obtidos em testes experimentais com os valores obtidos na simulação.

Na comparação dos valores simulados com os experimentais, para a máquina operando em vazio, o modelo apresentou erros médios de 19,91, 1,55 e 3,21% para a potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente.

Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina colhendo feijão em uma área com produtividade média de 1545 kg ha⁻¹, o modelo apresentou erros médios de 18,18, 11,26 e 17,04% para a potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente.

Comparando-se os valores simulados com os experimentais para a máquina colhendo feijão em uma área com produtividade média de 1500 kg ha⁻¹ e variação de ± 300 kg ha⁻¹, o modelo apresentou erros médios de 20,39, 16,76 e 13,16% para os valores máximos de potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente.

Comparando-se os valores do erro médio, encontrado para a potência simulada com os valores obtidos por outros modelos, para cálculo de demanda de potência, o modelo desenvolvido apresentou menores valores do erro médio, sendo, então, considerado satisfatório para simular a potência demandada pela máquina.

AGRADECIMENTOS

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pela bolsa de estudos concedida e às Indústrias Reunidas Colombo Ltda., pelo auxílio à pesquisa e suporte financeiro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACA. **American Chain Association**. Applications Handbook – Engineering Steel Chains. Englewood, Florida, 1975.

ANFAVEA. Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. **Anuário Estatístico da Indústria Automobilística Brasileira – 2003**. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/anuario.htm>>. Acesso em: 15 outubro 2003.

ASAE. **D467.4 – Agricultural machinery management data**. In: Standards 2000. American Society of Agricultural Engineers. St. Joseph, MI, p.349-357. 2000.

ASAE. **D497 – Agricultural machinery management data**. In: Standards 1990. American Society of Agricultural Engineers. St. Joseph, MI, p.285-291. 1990.

CAPPELLI, N. L.; UMEZU, C. K. Instrumentação para determinação da demanda de potência em mecanismos de uma colhedora de grãos. In: **I Simpósio de Instrumentação Agropecuária**. São Carlos, SP. EMBRAPA, 1997, v.7, p.152-156.

GARCIA, R. F. **Simulação do comportamento dinâmico de uma colhedora de feijão**. 2002. 86p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

HARRISON, H. P. Rotor power and losses of an axial-flow combine. **Transactions of the ASAE**, v.34, n.1, p.60-64, 1991.

KUTZBACH, H. D.; QUICK, G. R. (1999) Harvesters and threshers. In: **CIGH Handbook of Agricultural Engineering**. St. Joseph, 1999, v.3, p. 311-454.

MESQUITA, C. M.; COSTA, N. P.; HANNA, M. A. Mecanismo não convencional para a trilha da soja e do arroz. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 20, n. 1, p. 24-33, jan. 2000.

MESQUITA, C. M.; SILVEIRA, G. M. Desenvolvimento e situação recente da mecanização agrícola no Brasil. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 22, 1993, Ilhéus. **Anais...Ilhéus**: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, v.3, p.1615-26.

MIU, P. **Modeling of power requirement in axial threshing units**. St. Joseph, Michigan. ASAE, 2001. 10p. (Paper n. PNR 01-3045)

MOREIRA, R. F. **Desenvolvimento de um cortador/enleirador de feijão e avaliação do efeito da velocidade de operação no seu desempenho**.1997. 60p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

NIKRAVESH, P. E. **Computer-aided analysis of mechanical systems**. New Jersey, Prentice Hall. p. 208-225. 1988.

ROTZ, C. A.; MUHTAR, H. A. Rotary power requirements for harvesting and handling equipment. **Applied Engineering in Agriculture**. v.8. n.6, p.751-757, 1992.

SOUZA, C. M. A. **Avaliação e simulação de desempenho de uma colhedora de fluxo axial para feijão (*Phaseolus vulgaris* L.)**. 2001. 113p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

DEMANDA DE POTÊNCIA DOS MECANISMOS INTERNOS DE UMA COLHEDORA DE FEIJÃO

RESUMO

A realização de trabalhos concernentes à avaliação e desempenho de máquinas de colheita é importante, no sentido da realização de alterações visando ao aperfeiçoamento e otimização dos mecanismos e componentes das colhedoras de grãos. Este trabalho objetivou avaliar a demanda de potência dos mecanismos internos de uma colhedora de feijão de arrasto. A máquina utilizada foi uma colhedora marca MIAC, modelo *Double Master*, com sistema de trilha em fluxo axial. Testes experimentais foram conduzidos, sendo determinados o torque e a rotação no eixo cardan de acionamento da máquina, na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento e na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos, com a máquina operando em vazio e em condições de campo. Foram determinadas, também, a velocidade de trabalho e a capacidade de colheita da máquina. A potência, exigida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos em vazio, foi 12,50, 1,22 e 0,17 kW, respectivamente. Os valores máximos de potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, em condições de operação, foram 26,94, 2,50 e 0,32 kW, respectivamente. A máxima capacidade de colheita foi 5,46 t h⁻¹. O consumo específico médio de energia de 6,20 kWh t⁻¹.

Palavras-chave: colheita de feijão, potência, elevador de caçambas.

POWER REQUIREMENT OF THE BEAN HARVESTER INTERNAL MECHANISMS

ABSTRACT

The performance evaluation of harvesting machines is important in works related to the design optimization. The objective of this work was to evaluate the power requirement of a bean harvester internal mechanisms. The machine used in the field tests were a pull type bean harvester made by MIAC, model Double Master, that works with an axial threshing system. During the tests the following variables were measured: the torque and speed in the machine input power shaft, pickup unit and bucket elevator shafts; the machine speed; the mass of harvested product and the time that each test took. The power in the machine input power shaft, the pickup unit and the bucket elevator power for the machine working with no load were 12.50, 1.22 and 0.17 kW,

respectively. During the tests performed in a field with a yield of $1545 \text{ kg}\cdot\text{ha}^{-1}$ the power in the machine input power shaft, the pickup unit and the bucket elevator maximum power were 26.94, 2.50 and 0.32 kW, respectively. The maximum harvesting capacity of the machine was 5.46 t h^{-1} . The average specific energy consumption during the tests was 6.20 kWh t^{-1} .

Keywords: bean harvesting, power, bucket elevator

INTRODUÇÃO

Com a expansão das áreas de cultivo, a necessidade de mecanização em todas as etapas de produção e, principalmente, no processo de colheita torna-se fundamental para atender o cronograma de atividades no tempo disponível. Além disso, a mecanização permite aumentar o rendimento operacional e eliminar a dependência de mão-de-obra escassa e flutuante, durante a etapa de colheita.

A realização de trabalhos que compreendam a avaliação e o desempenho de máquinas de colheita torna-se importante no sentido da realização de alterações visando ao aperfeiçoamento e otimização dos mecanismos e componentes das colhedoras de grãos.

FERNANDES (1993) desenvolveu e avaliou o desempenho de um protótipo trilhador de feijão. A potência máxima demandada para o acionamento desse protótipo foi 1,19 kW, quando operando com velocidade periférica do cilindro trilhador na faixa de $11,9$ a $17,9 \text{ m s}^{-1}$ e umidade dos grãos variando de 13,0 a 20,0 %, em base úmida. O autor observou que um incremento na taxa de alimentação da máquina refletiu numa oscilação da potência demandada, quando se utilizaram grãos com menor umidade.

Segundo MANTILLA e RAMOS (1998), o desenvolvimento de órgãos trilhadores requer o conhecimento das características físico-mecânicas da cultura e dos parâmetros cinemáticos e dinâmicos, que determinam o efeito dos órgãos de trabalho sobre o material a ser trilhado. O autor menciona que os principais parâmetros, que afetam o consumo de energia durante o processo de trilha mecânica, são a velocidade periférica, o diâmetro e o momento de inércia do cilindro trilhador, a abertura entre o cilindro e côncavo, o tipo e as dimensões do côncavo, bem como as características físico-mecânicas da cultura.

SOUZA (2001a) avaliou o desempenho de uma colhedora de fluxo axial para feijão. A potência máxima exigida na TDP foi 31,20 e 39,39 kW, em experimentos com umidade de 10,65 e 14,10% em base úmida, respectivamente, sendo que estes valores

máximos de potência foram determinados em condições próximas ao limite de processamento da máquina, que foi, aproximadamente, $5,00 \text{ kg s}^{-1}$. A potência demandada para acionamento dos órgãos internos da máquina apresentou resposta linear, em função da taxa de alimentação.

SOUZA (2001b), também trabalhando com colheita mecanizada de feijão, avaliou o desempenho de uma recolhedora-trilhadora de feijão na Zona da Mata de Minas Gerais. A capacidade máxima de processamento foi $2,77 \text{ t h}^{-1}$, para uma velocidade de deslocamento de $3,0 \text{ km h}^{-1}$.

GARCIA (2002), estudando o comportamento dinâmico de uma colhedora de feijão, avaliou a demanda de potência total necessária para acionamento dos mecanismos de recolhimento, trilha e separação, limpeza e elevação do produto. A potência máxima exigida na TDP foi 26,79 e 47,96 kW, para as rotações do cilindro trilhador de 420 e 540 rpm, respectivamente.

Diante da importância da colheita no processo de produção de feijão, assim como a necessidade de conhecer melhor a demanda de potência de cada um dos mecanismos, que compõem uma colhedora de grãos, este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de avaliar a demanda de potência dos mecanismos de recolhimento, trilha, separação, limpeza e elevação do produto, com a máquina operando em vazio e em condições de campo.

MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho de preparação da máquina, instalação e configuração dos sensores foi realizado no Laboratório de Mecanização Agrícola e no Laboratório de Projeto de Máquinas e Visão Artificial do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, bem como no Laboratório de Automação Agropecuária da Embrapa Milho e Sorgo, Sete Lagoas, MG.

As avaliações de campo foram realizadas na localidade denominada Varginha, Porto Firme, MG. O produto utilizado foi o feijão (*Phaseolus Vulgaris* L.), cultivar Vermelho.

A máquina utilizada nos testes foi uma colhedora de feijão marca MIAC, modelo *Double Master*, com sistema de trilha em fluxo axial (Figura 1). A colhedora foi tracionada e acionada por um trator New Holland, Modelo TL 80, com tração dianteira auxiliar (TDA) e potência no motor de 58,1 kW (79 cv) à rotação nominal de 2200 rpm. O trator foi equipado com um pneu dianteiro R1 14,9 - 24 e um pneu traseiro 18,4 - 34.



Figura 1. Colhedora MIAC, modelo *Double Master*.

Em laboratório, com a máquina operando em vazio, foram determinados o torque e a rotação na TDP, na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos e na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento. Determinou-se, separadamente, a potência requerida na TDP e no sistema de elevação de grãos e, posteriormente, na TDP e na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento. A potência requerida na TDP foi determinada no eixo cardan de acionamento da máquina.

Em condições de campo, além das determinações realizadas em laboratório, determinou-se a velocidade de deslocamento da máquina, a quantidade de produto colhido e o tempo necessário para colhê-lo, a capacidade de colheita e o consumo específico de energia.

Foram realizados dois testes em condições de campo, denominados Experimento 1 e Experimento 2. No Experimento 1, determinou-se a potência requerida na TDP e no sistema de elevação de grãos. A potência requerida na TDP e na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento foi determinada, no Experimento 2.

Ambos os testes foram realizados no esquema fatorial 3x3, com três constituições de leira (9, 12 e 15 linhas) e três velocidades de deslocamento (3, 4 e 5 km h⁻¹), instalado segundo o delineamento inteiramente casualizado, com três repetições. Os dados obtidos foram submetidos à análise de regressão linear. Os modelos foram escolhidos com base na significância dos coeficientes de regressão, utilizando-se o teste t a 10%, e o coeficiente de determinação. A análise estatística dos dados foi realizada, utilizando-se o programa computacional SAEG 8.0.

O torque na TDP foi determinado por meio de um torquímetro marca Omega, modelo TQ501-10K com capacidade nominal de 1130 mN, instalado entre a árvore do cilindro trilhador e seu eixo cardan secundário de acionamento (Figura 2a). Para determinação da rotação na TDP, utilizou-se um sensor indutivo marca Sense, modelo PS5-18GI50-E, instalado próximo ao eixo cardan (Figura 2b).



(a)



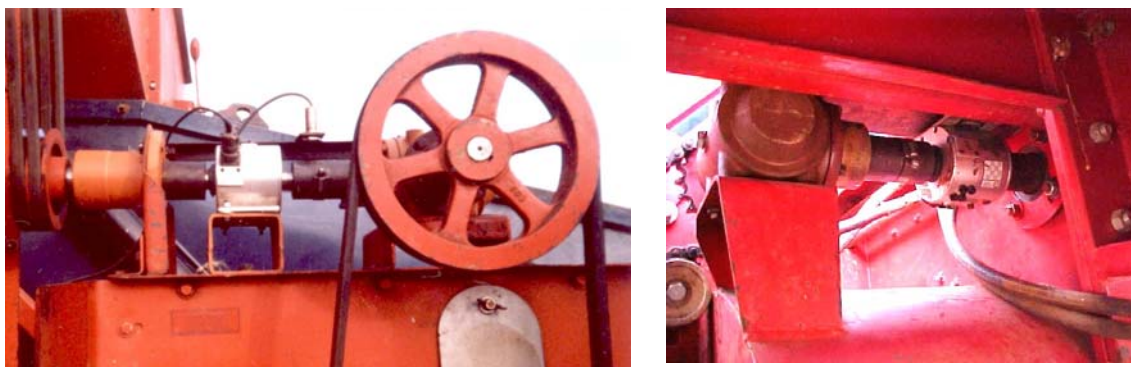
(b)

Figura 2. Sensor de torque (a) e sensor indutivo (b) instalados no eixo cardan acionado pela TDP.

Para determinar o torque na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos e na árvore da plataforma de recolhimento, usou-se um torquímetro marca Omega, modelo TQ501-2K com capacidade nominal de 226 mN.

A caixa de transmissão original foi substituída por uma caixa idêntica, na qual o torquímetro foi instalado na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos (Figura 3a) e da plataforma de recolhimento (Figura 3b). Para assegurar que o torquímetro trabalhasse sem sofrer flexão, construiu-se uma base de apoio, na qual o mesmo foi instalado. Para a determinação da rotação na árvore de acionamento, utilizou-se um sensor indutivo marca Sense, modelo PS5-18GI50-E, instalado próximo ao eixo da árvore da caixa.

A velocidade de deslocamento foi determinada, por meio de um sensor de velocidade marca Dickey-John, modelo RVSII, instalado na estrutura da escada do operador (Figura 4a). Os dados dos sensores foram coletados, em tempo real, por um sistema de aquisição de dados marca HBM, modelo Spider 8, sendo, então, armazenados em um computador portátil (Figura 4b).



(a)

(b)

Figura 3. Sensor de torque instalado no sistema de elevação de grãos (a) e na plataforma de recolhimento (b).



(a)

(b)

Figura 4. Sensor de velocidade (a) e sistema de aquisição de dados e computador portátil (b).

Para caracterização das lavouras, determinaram-se a umidade dos grãos colhidos, a produtividade da área, a massa específica aparente dos grãos, a densidade da palhada e a relação palha-grão da cultura.

Ao final de cada teste, foram retiradas amostras do produto colhido para a determinação da umidade do produto, usando-se o método-padrão em estufa a $103 \pm 1^\circ\text{C}$ por 72 horas, com três repetições.

A produtividade da área e a relação palha-grão foram determinadas, de acordo com o procedimento descrito por MOREIRA (1997) e SOUZA (2001a), respectivamente.

A partir de grãos limpos, foi determinada a massa específica aparente dos grãos, com cinco repetições, utilizando-se uma balança de peso hectolítrico, marca Dallemole, com capacidade de 0,25 L.

A taxa de alimentação total (palhas e grãos) da colhedora foi calculada, por meio da Equação 1.

$$q = \frac{P_m n_l e v (1+x)}{10.000} \quad (1)$$

em que

- q - taxa de alimentação estimada (palhas e grãos) da colhedora, kg s^{-1} ;
- P_m - produtividade média de toda a área colhida, kg ha^{-1} ;
- n_l - número de linhas enleiradas, adimensional;
- e - espaçamento entre linhas, m;
- v - velocidade de deslocamento, m s^{-1} ; e
- x - relação, em massa, de palha e grão da cultura, adimensional.

Para determinar a capacidade de colheita, a máquina foi colocada para colher numa distância conhecida, e o tempo gasto para percorrer esta distância foi cronometrado, sendo, em seguida, determinado o peso do produto colhido. A capacidade de colheita foi obtida por

$$C_c = 3,6 \cdot \frac{m_g}{t} \quad (2)$$

em que

- C_c - capacidade de colheita, t h^{-1} ;
- m_g - massa de grãos colhidos, kg; e
- t - tempo gasto para colher a massa m_g , s.

O consumo específico de energia foi obtido por

$$C_e = \frac{P}{C_c} \quad (3)$$

em que

- C_e - consumo específico de energia, kWh t^{-1} ; e
- P - potência exigida na operação, kW.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os dados médios de umidade dos grãos colhidos, produtividade da área, massa específica aparente dos grãos, densidade da palhada e a relação, em massa, de palha-grão da cultura são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Características do feijão utilizado nos testes

| Características | Valor | | | |
|---|---------|---------|---------|---------------|
| | Mínimo | Máximo | Média | Desvio padrão |
| Umidade em base úmida (%) | 11,97 | 17,44 | 13,93 | 1,87 |
| Produtividade (kg ha ⁻¹) | 1218,52 | 1771,19 | 1544,96 | 172,13 |
| Massa específica aparente dos grãos (kg m ⁻³) | 820,48 | 832,68 | 823,76 | 5,08 |
| Densidade da palhada (kg m ⁻³) | 10,91 | 16,49 | 14,25 | 2,15 |
| Relação palha-grão (adimensional) | 0,74 | 1,02 | 0,90 | 0,10 |

Demanda de potência em vazio

Os valores de rotação, torque e potência na TDP do trator, determinados no eixo cardan de acionamento da máquina operando em vazio, são apresentados na Figuras 5a e 5b. Observa-se que, na TDP, a rotação manteve-se constante em 540 rpm, para uma rotação no motor do trator de 1700 rpm. Analisando a curva de torque, verifica-se que ocorre um pico no início de operação, atingindo um valor máximo de 259,27 mN. Após a máquina entrar em regime de trabalho, o torque solicitado caiu para 221,00 mN (Figura 5b). Este valor máximo é atribuído ao torque adicional, necessário para vencer a inércia inicial do sistema e acelerar os mecanismos internos. O comportamento da potência, solicitada em vazio, no eixo cardan de acionamento da máquina reflete o comportamento do torque exigido. Na Figura 5c, observa-se um valor máximo de 14,34 kW no início de operação e de 12,50 kW, em regime de trabalho em vazio. MANTILLA e RAMOS (1988) recomendam a utilização de sistemas de trilha com elevado momento de inércia, para garantir a estabilidade do cilindro trilhador, em máquinas cuja alimentação não é uniforme. Em contrapartida, maiores momentos de inércia requerem maior potência de partida. Durante operação de colheita, as condições da cultura variam de teste para teste e a formação das leiras de forma manual é desuniforme, acarretando variações na taxa de alimentação. A estabilidade do cilindro trilhador evita a ocorrência de variações bruscas na potência demandada em função de variações na taxa de alimentação.

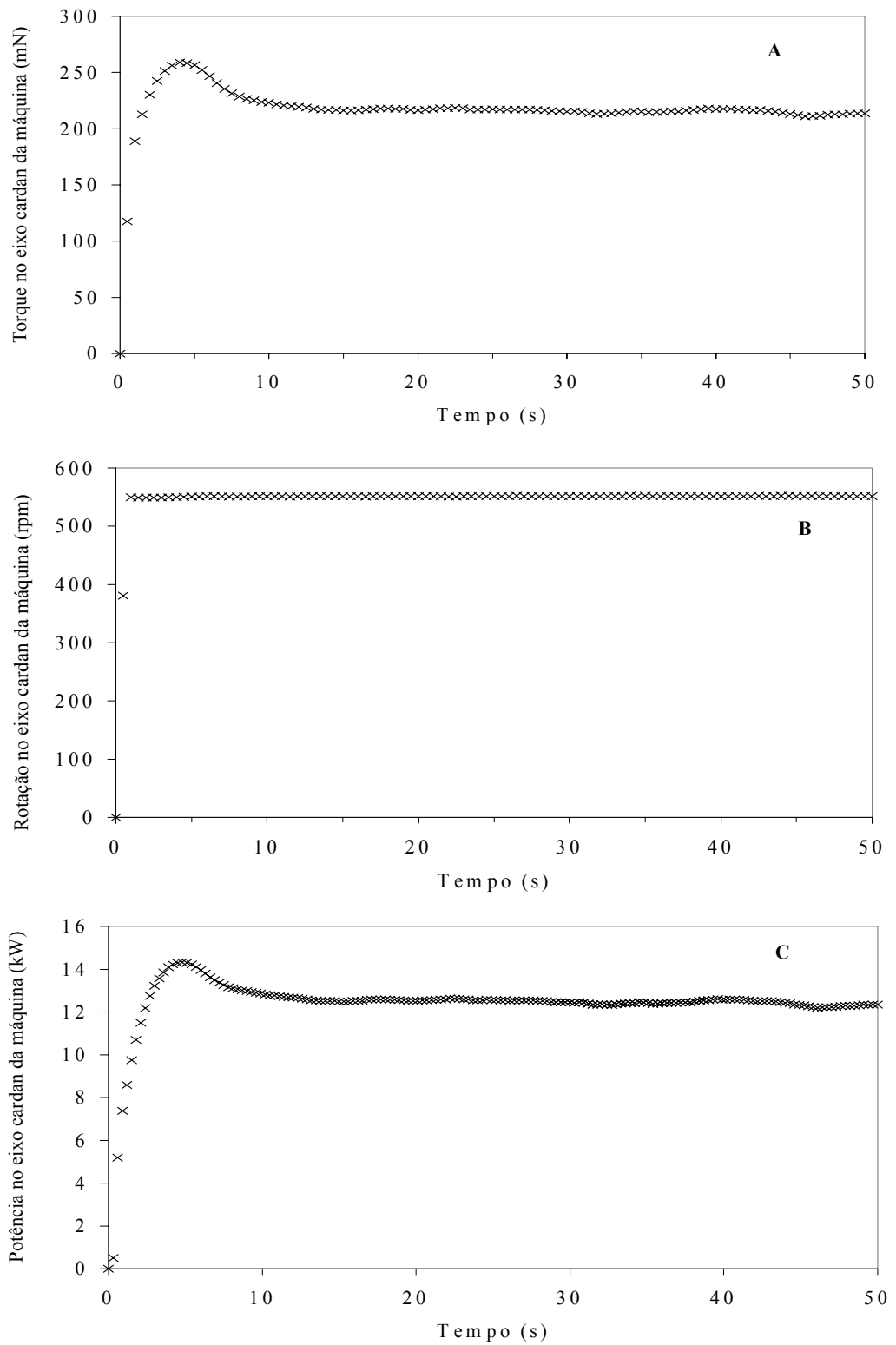


Figura 5. Torque (A), rotação (B) e potência (C) no eixo cardan da máquina, determinados experimentalmente para a máquina trabalhando em vazio.

Na Figura 6, são apresentados os valores da rotação, torque e potência obtidos, experimentalmente, no eixo do sistema de elevação de grãos da máquina operando em vazio. A demanda de potência, determinada no eixo de acionamento do sistema de elevação de grãos, inclui a potência requerida para acionamento do elevador de grãos e do condutor helicoidal, que é acionado pelo próprio elevador. A rotação observada foi 257 rpm, mantendo-se constante durante o teste. O torque atingiu o valor de 6,31 mN, em regime nominal de trabalho. A potência requerida, após o sistema entrar em regime de trabalho, foi 0,17 kW.

Os valores de rotação, torque e potência na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento da máquina operando em vazio, obtidos experimentalmente, são apresentados na Figura 7. A demanda de potência, determinada no eixo de acionamento da plataforma, inclui a potência requerida para acionamento do condutor helicoidal, da esteira transportadora, do rolo recolhedor, do rolo liso e da caixa de peneiras. Na Figura 7a, observa-se a ocorrência de um pico no início da curva de torque, posteriormente estabilizando-se em 33,90 mN. Este valor máximo é atribuído ao torque solicitado para vencer a inércia de todos os mecanismos, que são acionados pela árvore da plataforma, sendo que, rapidamente, ocorre um decréscimo de seu valor, após a estabilização do sistema. A potência demandada em regime nominal de operação em vazio foi 1,22 kW (Figura 7c).

Analisando os valores da potência exigida nos diversos mecanismos da máquina, quando operada em vazio, verifica-se que eles podem ser reduzidos mediante o aprimoramento do projeto da máquina. A potência demandada em vazio está relacionada à eficiência de transmissão entre os diversos órgãos, que compõem a máquina. A redução da potência em vazio pode ser obtida otimizando-se os sistemas de transmissão e processamento do produto.

A otimização dos sistemas de transmissão pode ser realizada, através da redução de atrito nos mancais, nas correntes, nas correias e nas engrenagens, bem como pela redução de inversões na direção de rotação das árvores.

A otimização dos sistemas de processamento do produto, operando em vazio, também pode ser realizada através do balanceamento dinâmico das peças móveis, que giram em velocidades elevadas. Esse trabalho irá resultar também na redução no nível de ruído da máquina.

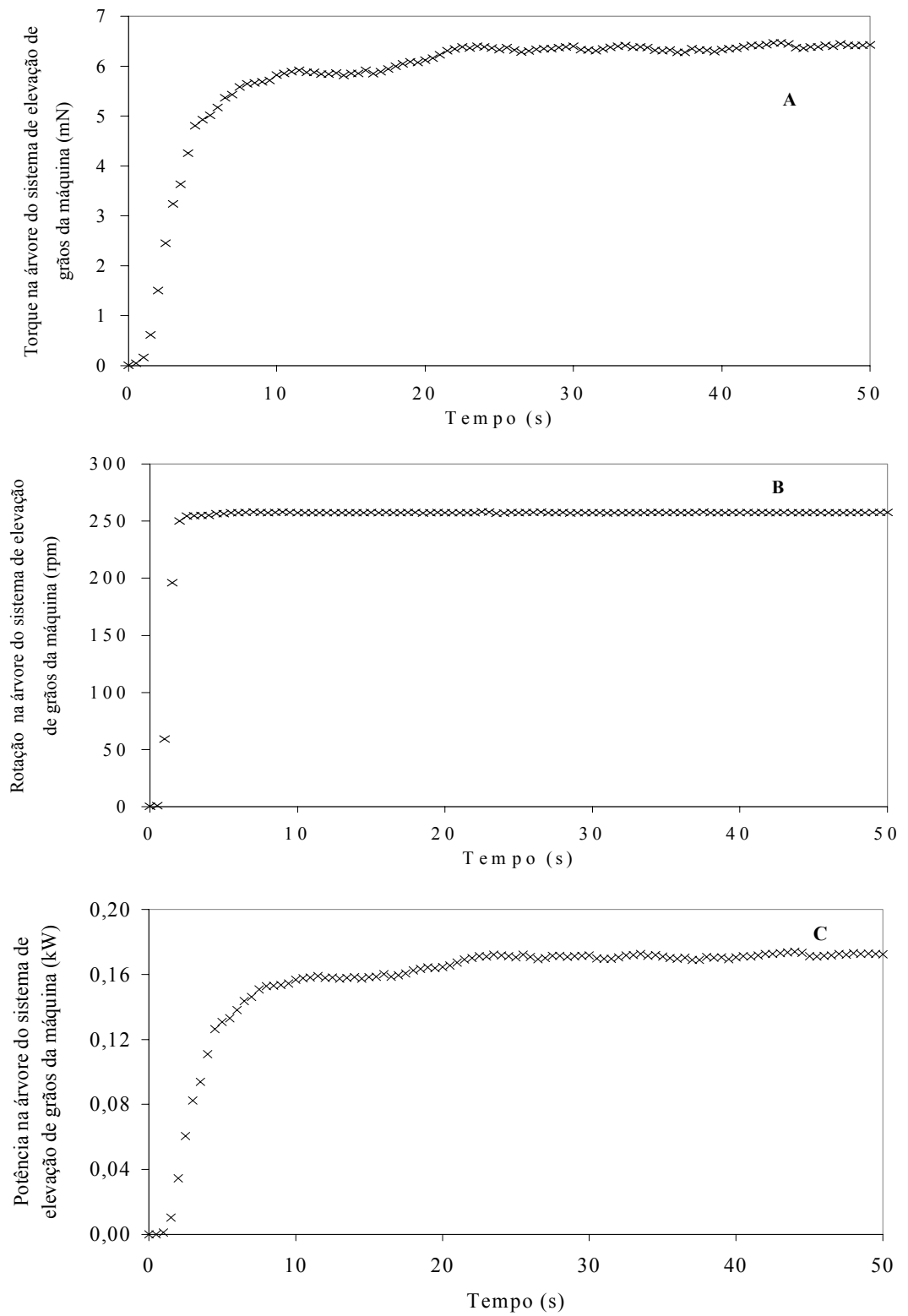


Figura 6. Torque (a), rotação (b) e potência (c) na árvore do sistema de elevação de grãos da máquina, determinados experimentalmente para a máquina trabalhando em vazio.

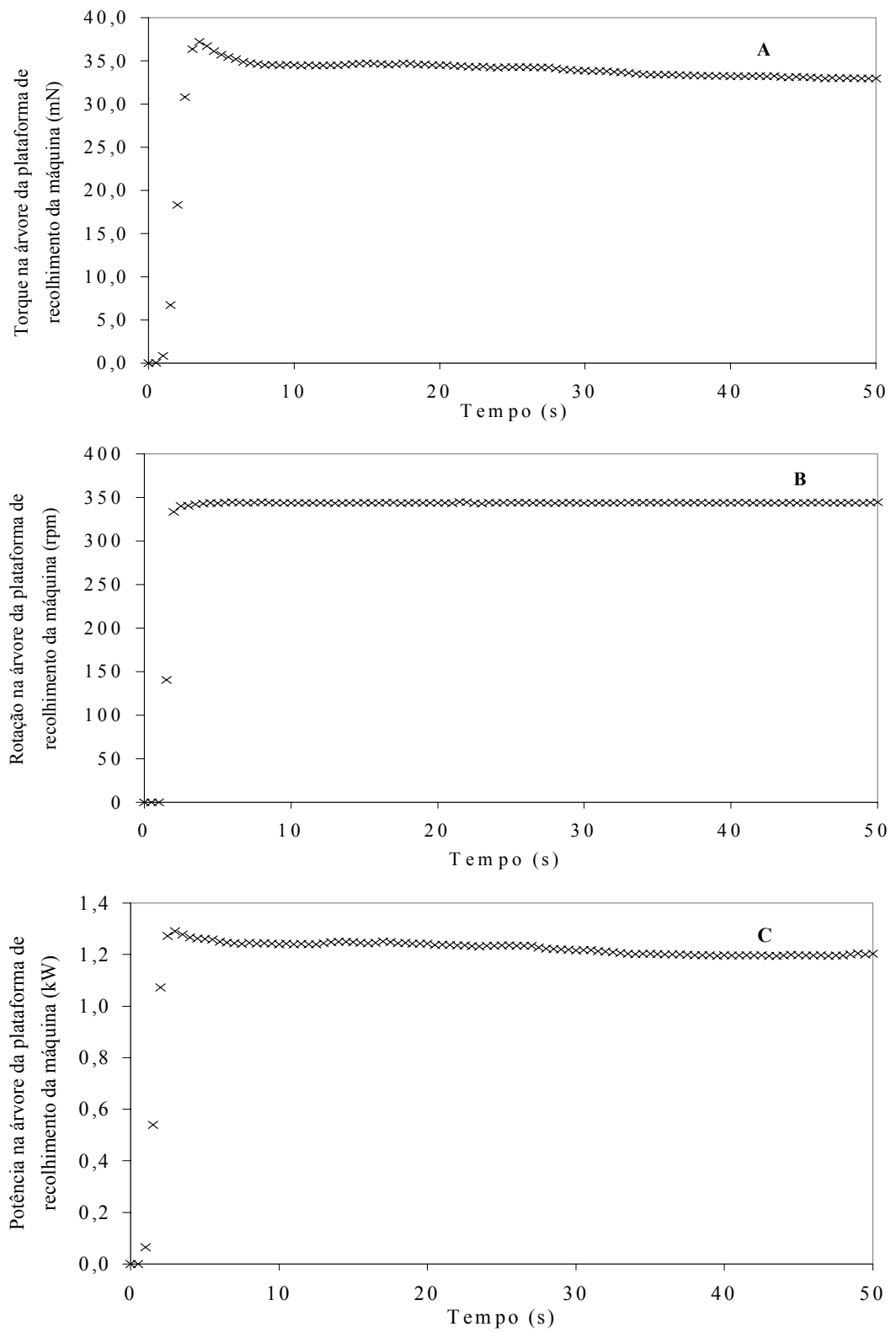


Figura 7. Torque (a), rotação (b) e potência (c) na árvore da plataforma de recolhimento da máquina, determinados experimentalmente para a máquina trabalhando em vazio.

Demanda de potência em condições de campo

Nas Figuras 8, 9 e 10, são apresentados os valores da potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina e na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento, em função da taxa de alimentação de palhada da máquina.

Os dados de potência, demandada no eixo cardan de acionamento da máquina e na plataforma de recolhimento, apresentaram comportamento linear crescente com a taxa de alimentação da colhedora.

A maior potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina e na plataforma foi, respectivamente, 26,94 e 2,50 kW para a condição de 15 linhas na leira e velocidade de deslocamento de 5 km h⁻¹. Nesta condição, a taxa de alimentação de palhada foi 1,42 kg s⁻¹ (Figuras 8 e 9).

Na Figura 10, são apresentados os valores da potência exigida no eixo de acionamento do sistema de elevação de grãos, em função da taxa de alimentação de grãos no elevador. Os dados de potência no sistema de elevação de grãos apresentaram comportamento linear crescente, em função da taxa de alimentação de grãos.

Para a potência exigida no sistema de elevação, o valor máximo foi 0,32 kW, para o tratamento com 15 linhas na leira e velocidade de deslocamento de 5 km h⁻¹ e taxa de alimentação de grãos de 1,52 kg s⁻¹.

As leiras formadas por 15 linhas apresentaram os maiores valores de potência exigida, independentemente da velocidade de deslocamento da máquina, para os três mecanismos avaliados. Quanto maior o número de linhas na leira, maior será o volume de palhada presente na plataforma de recolhimento e no sistema de trilha. O volume de grãos, que alimenta o sistema de elevação, também aumenta em função do incremento no número de linhas. Com o aumento do volume de palhada e de grãos, ocorre um carregamento maior, em todos os mecanismos, e um aumento na resistência oferecida.

Com um carregamento pleno dos mecanismos internos e um incremento repentino do volume de palhada, que alimenta a máquina, a exigência de potência será bruscamente aumentada. Nestas condições, torna-se fundamental que, quando ocorrem sobrecargas instantâneas, a máquina seja capaz de processar o material sem que ocorra embuchamentos. O desempenho de colhedoras, em condições de máxima sobrecarga, torna-se um importante fator (BURROUGH, 1954), pois, permite que a operação de colheita seja realizada de forma contínua, sem a ocorrência de paradas e outras interrupções.

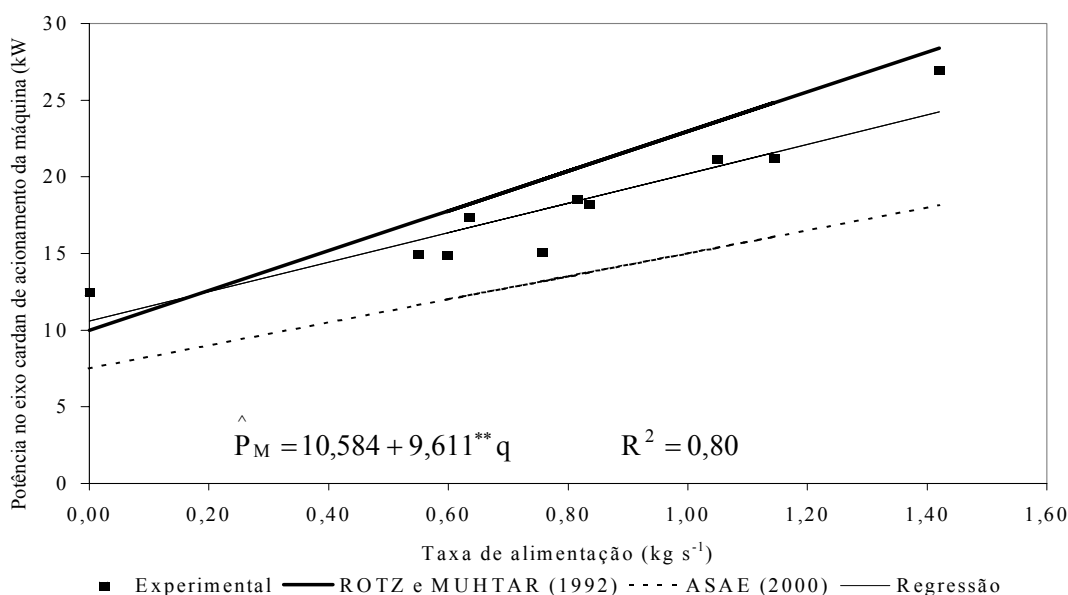
O incremento na taxa de alimentação ocasiona um acúmulo de material, na entrada da esteira transportadora da plataforma. Este excesso de material é prensado,

pelas paletas da esteira, contra a base da plataforma e transportado até à entrada do cilindro trilhador, resultando um aumento do torque requerido e, conseqüentemente, da potência exigida neste mecanismo.

O aumento da taxa de alimentação também acarreta numa resistência adicional, no sistema de trilha, causada pelo preenchimento de palhada do espaço entre o cilindro e o côncavo. Este preenchimento origina um aumento do torque, para vencer a resistência e o atrito entre a palhada e o cilindro, assim como e também para promover a separação do grãos das vagens. Para taxas de alimentação elevadas, essa resistência aumenta, bruscamente causando o embuchamento da máquina.

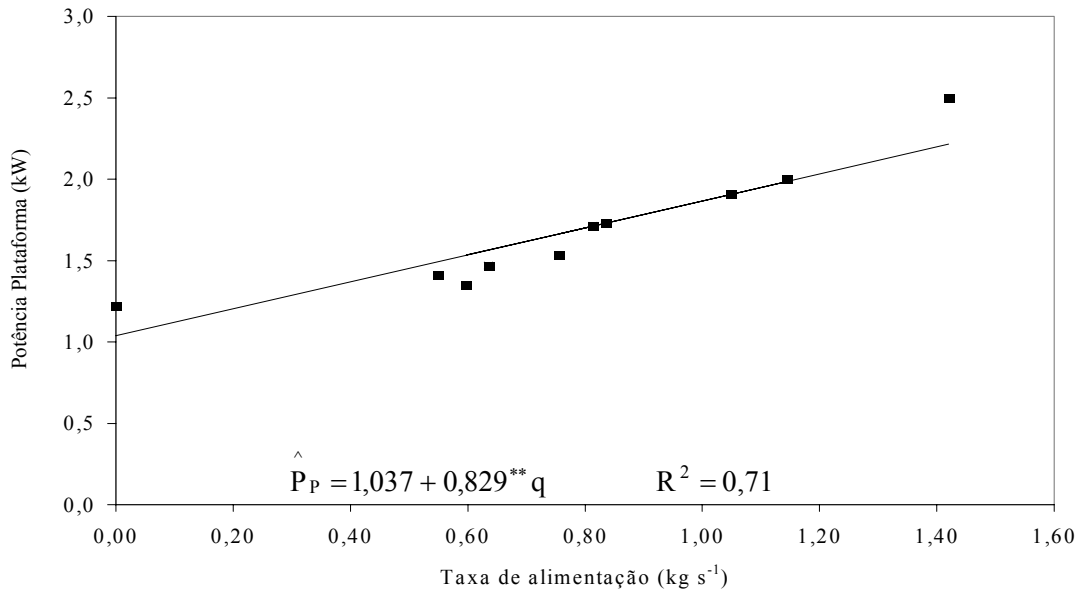
Comparando os valores de potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina, obtidos experimentalmente, com aqueles estimados a partir das equações propostas por ROTZ e MUHTAR (1992) e pela ASAE (2000), verifica-se que os dados experimentais são melhor estimados pelo modelo de ROTZ e MUHTAR (1992).

Em condições de campo, observou-se que a alimentação do sistema de elevação de grãos não é contínua nem uniforme. Este comportamento é atribuído ao fato de a alimentação do sistema de elevação ser influenciada pelo tempo de permanência dos grãos no sistema de trilha e na caixa de peneiras. Um retardamento da chegada dos grãos ao sistema de elevação faz com que o elevador trabalhe em vazio e demande menor potência para seu funcionamento. Com o transporte da massa de grãos contida na peneira, ocorre um excesso de produto no elevador de grãos, aumentando, repentinamente, a exigência de potência.



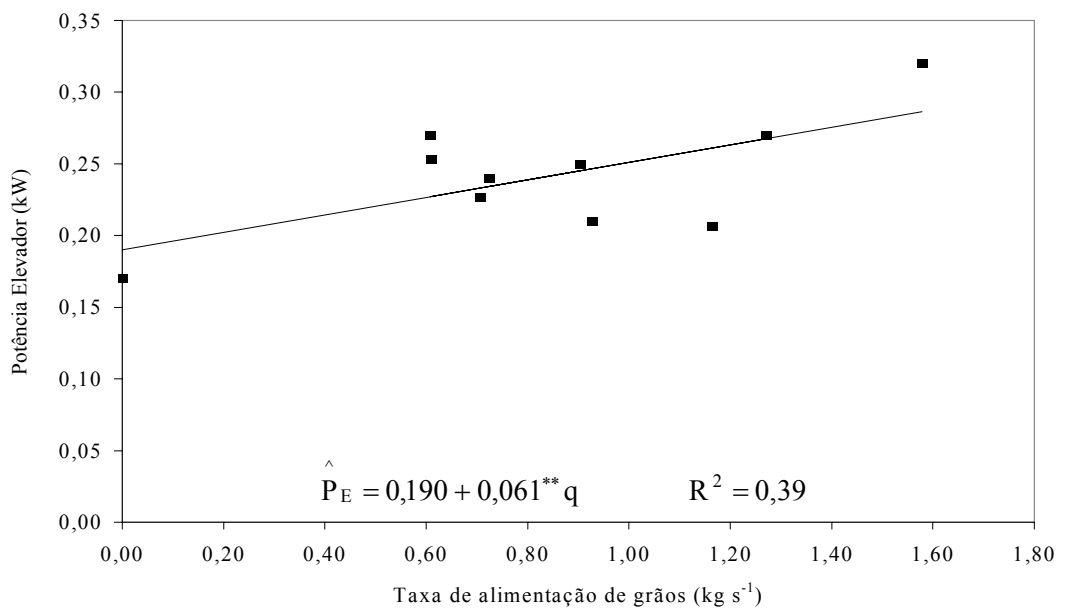
** Significativo a 1% de probabilidade, pelo teste t

Figura 8. Estimativa da potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, em função da taxa de alimentação da colhedora.



** Significativo a 1% de probabilidade, pelo teste t

Figura 9. Estimativa da potência requerida na plataforma de recolhimento, em função da taxa de alimentação da colhedora.



** Significativo a 1% de probabilidade, pelo teste t

Figura 10. Estimativa da potência requerida no sistema de elevação de grãos, em função da taxa de alimentação da colhedora.

As leiras constituídas de 15 linhas apresentaram maiores valores de capacidade de colheita que as demais. O maior valor da capacidade de colheita foi 5,46 t h⁻¹, para a condição de 15 linhas na leira e velocidade de deslocamento de 5 km h⁻¹.

Os valores máximos de capacidade de colheita significam maior quantidade de grãos colhidos, e com a necessidade de capacidades operacionais cada vez maiores, torna-se fundamental o conhecimento do limite de processamento das máquinas de colheita. Entretanto, a realização da etapa de colheita próximo ao limite de processamento das máquinas requer a avaliação das perdas qualitativas e quantitativas do produto colhido.

A partir dos dados da potência demandada no eixo cardan de acionamento da máquina e da capacidade de colheita, determinou-se o consumo específico de energia da máquina.

As leiras constituídas de 15 linhas apresentaram menores valores de consumo específico que as demais. O menor valor do consumo específico foi $4,96 \text{ kWh t}^{-1}$, para a condição de 15 linhas na leira e velocidade de deslocamento de 5 km h^{-1} . O consumo específico médio de energia foi $6,20 \text{ kWh t}^{-1}$.

CONCLUSÕES

1. A potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos em vazio foi de 12,50, 1,22 e 0,17 kW, respectivamente.

2. A potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos apresentou resposta linear, em função da taxa de alimentação.

3. Os valores máximos de potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma e no sistema de elevação, em condições operacionais, foram 26,94, 2,50 e 0,32 kW, respectivamente.

4. A máxima capacidade de colheita foi $5,46 \text{ t h}^{-1}$.

5. O consumo específico médio de energia foi $6,20 \text{ kWh t}^{-1}$.

AGRADECIMENTOS

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pela bolsa concedida e às Indústrias Reunidas Colombo Ltda., pelo auxílio à pesquisa e suporte financeiro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. **ASAE Standards EP497.4**. St. Joseph, Michigan, p.349-357, 2000.

BURROUGH, D. E. Power requirements of combine drives. **Agricultural Engineering**, v.35, n.1, p.15-18, 1954.

FERNANDES, H. C. **Desenvolvimento e avaliação do desempenho de uma máquina trilhadora de feijão**. 1993. 51p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

GARCIA, R. F. **Simulação do comportamento dinâmico de uma colhedora de feijão**. 2002. 86p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

MANTILLA, E. N.; RAMOS, J. N. Metodología de cálculo de órganos trilladores del tipo cilindro cóncavo. **Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias**. La Habana, Cuba. v.7, n.2., p.75-79. 1998.

MOREIRA, R. F. **Desenvolvimento de um cortador/enleirador de feijão e avaliação do efeito da velocidade de operação no seu desempenho**. 1997. 60p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

ROTZ, C. A.; MUHTAR, H. A. Rotary power requirements for harvesting and handling equipment. **Applied Engineering in Agriculture**. v.8. n.6, p.751-757, 1992.

SOUZA, C. M. A. **Avaliação e simulação de desempenho de uma colhedora de fluxo axial para feijão (*Phaseolus vulgaris* L.)**. 2001a. 113p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

SOUZA, L. H. de. **Avaliação do desempenho de uma recolhadora-trilhadora de feijão (*Phaseolus vulgaris* L.) na Zona da Mata de Minas Gerais**. 2001b. 58 p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

RESUMO E CONCLUSÕES

O presente trabalho foi realizado nos Laboratórios de Mecanização Agrícola e de Projeto de Máquinas e Visão Artificial, Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, bem como no Laboratório de Automação Agropecuária da Embrapa Milho e Sorgo, Sete Lagoas, MG e na localidade denominada Varginha, município de Porto Firme, MG.

Este trabalho foi desenvolvido com os seguintes objetivos: implementar e validar um modelo de simulação de uma colhedora de feijão, utilizando a técnica de simulação de sistemas mecânicos, assim como avaliar a demanda de potência dos mecanismos de recolhimento, trilha, separação, limpeza e elevação do produto.

O modelo de simulação foi implementado, utilizando-se o programa computacional *visualNastran 4D 2001 R2*, versão 6.4. A máquina simulada foi uma colhedora de arrasto marca MIAC, modelo *Double Master*, com sistema de trilha em fluxo axial. Os resultados do modelo desenvolvido foram comparados com os dados obtidos em testes experimentais, realizados em laboratório e em condições de campo.

Em laboratório, com a máquina operando em vazio, foram determinados o torque e a rotação no eixo cardan de acionamento da máquina, na árvore de acionamento do sistema de elevação de grãos e na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento. Determinou-se, separadamente, a potência requerida na TDP e no sistema de elevação de grãos e, posteriormente, na TDP e na árvore de acionamento da plataforma de recolhimento. A potência requerida na TDP foi determinada, no eixo cardan de acionamento da máquina. Em condições de campo, além das determinações realizadas em laboratório, determinou-se a velocidade de deslocamento da máquina, a quantidade de produto colhido e o tempo necessário para colhê-lo, a capacidade de colheita e o consumo específico de energia. Os testes de campo foram realizados, sendo adotado o esquema fatorial 3x3, com três constituições de leira (9, 12 e 15 linhas) e três velocidades de deslocamento (3, 4 e 5 km h⁻¹), instalado segundo o delineamento

inteiramente casualizado, com três repetições. Os dados obtidos foram submetidos à análise de regressão linear.

Por meio das análises de dados e interpretações dos resultados obtidos, nas condições em que o trabalho foi desenvolvido, conclui-se que:

- O modelo de simulação de sistemas mecânicos foi implementado e validado, comparando os valores obtidos em testes experimentais com os valores obtidos na simulação.

- Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina operando em vazio, o modelo apresentou erros médios de 19,91, 1,55 e 3,21% para a potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente.

- Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina colhendo feijão em uma área com produtividade de 1545 kg ha⁻¹, o modelo apresentou erros médios de 18,18, 11,26 e 17,04% para a potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente.

- Comparando-se os valores simulados com os experimentais, para a máquina colhendo feijão em uma área com produtividade média de 1500 kg ha⁻¹ e variação de ± 300 kg ha⁻¹, o modelo apresentou erros médios de 20,39, 16,76 e 13,16% para os valores máximos de potência requerida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, respectivamente.

- Comparando-se os valores do erro médio encontrado para a potência simulada com os valores obtidos por outros modelos para cálculo de demanda de potência, o modelo desenvolvido apresentou menores valores de erro médio, sendo, então, considerado satisfatório para simular a potência demandada pela máquina.

- A potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos em vazio foi 12,50, 1,22 e 0,17 kW, respectivamente.

- A potência exigida no eixo cardan de acionamento da máquina, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos apresentou resposta linear, em função da taxa de alimentação. Os valores máximos de potência, exigida pela máquina no eixo cardan de acionamento, na plataforma de recolhimento e no sistema de elevação de grãos, em condições de operação, foram 26,94, 2,50 e 0,32 kW, respectivamente.

- A máxima capacidade de colheita foi 5,46 t h⁻¹.

- O consumo específico médio de energia foi 6,20 kWh t⁻¹.

APÊNDICE

APÊNDICE 1

Equação para o cálculo do torque requerido para acionamento da plataforma de recolhimento

Cálculo da máxima tensão existente nas correntes da plataforma de recolhimento

$$P = [2 \cdot M \cdot f_m \cdot \cos \alpha \cdot c + (W \cdot f_w \cdot \cos \alpha \cdot c + W \cdot \sin \alpha \cdot c + Q) \cdot FS] \cdot F_1 \cdot F_2 \quad (1)$$

em que

- P - máxima tensão na corrente, N;
- M - peso dos elementos móveis do transportador, N m⁻¹;
- W - peso do material transportado, N m⁻¹;
- Q - tensão induzida pela ação de carregamento e outros atritos diversos no transportador, N;
- c - distância entre centros do transportador, m;
- α - ângulo de inclinação do transportador, graus;
- f_m - coeficiente de atrito da corrente, adimensional;
- f_w - coeficiente de atrito do material, adimensional;
- FS - fator de serviço;
- F₁ - fator de correção da velocidade do transportador, adimensional; e
- F₂ - fator de correção do número de correntes, adimensional.

O fator de serviço é calculado por

$$FS = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \quad (2)$$

em que

- f₁ - fator da frequência de choque na corrente;
- f₂ - fator da característica do carregamento;
- f₃ - fator da condição de operação (condições atmosféricas); e
- f₄ - fator da jornada de operação diária.

O peso dos elementos móveis do transportador é calculado por

$$M = g \cdot (m_{co} \cdot n_{co} + m_{pr} \cdot n_p + m_{pl} \cdot n_p + m_o) \quad (3)$$

em que

- m_{co} - massa da corrente, kg m⁻¹;
- n_{co} - número de correntes;
- m_{pr} - massa da paleta recortada, kg m⁻¹;
- m_{pl} - massa da paleta lisa, kg m⁻¹;
- n_p - número de paletas;
- m_o - massa de outros componentes móveis do transportador, kg; e
- g - aceleração da gravidade, m² s⁻¹.

O peso do material transportado foi calculado, a partir da taxa de alimentação de palhada e da velocidade linear da corrente do transportador por

$$W = \frac{q_p}{v} \cdot g \quad (4)$$

em que

q_p - taxa de alimentação de palhada, kg s^{-1} ; e
 v - velocidade linear da corrente, m s^{-1} .

A velocidade da corrente é calculada pela equação

$$v = \frac{N_d \cdot p \cdot n}{60000} \quad (5)$$

em que

N_d - número de dentes da engrenagem de acionamento;
 p - passo da corrente, mm; e
 n - rotação da engrenagem de acionamento, rpm.

Substituindo a equação 5 em 4, tem-se

$$W = 60000 \cdot \frac{q_p}{N_d \cdot p \cdot n} \cdot g \quad (6)$$

O peso do material transportado em uma paleta foi obtido, dividindo-se o peso do material contido nas paletas pelo número de paletas

$$W_5 = \frac{W}{n_p} \quad (7)$$

em que

W_5 - peso do material transportado em uma paleta, N;

A tensão devido à ação de carregamento, como também o atrito em todas as partes do transportador, foram calculados por

$$Q = W_5 \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_p} \quad (8)$$

em que

J - fator de correção, adimensional;
 d - diâmetro da engrenagem de acionamento, m; e
 e_p - espaçamento entre paletas, m.

Substituindo a equação 7 em 8, tem-se

$$Q = \frac{W}{n_p} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_p} \cdot g = W \cdot \frac{1}{n_p} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_p} \cdot g \quad (9)$$

Substituindo a equação 9 em 1, tem-se

$$P = \left[2 \cdot M \cdot f_m \cdot \cos\alpha \cdot c + \left(W \cdot f_w \cdot \cos\alpha \cdot c + W \cdot \sin\alpha \cdot c + W \cdot \frac{1}{n_p} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_p} \cdot g \right) \cdot FS \right] \cdot F_1 \cdot F_2 \quad (10)$$

Isolando o termo W e substituindo a equação 3 em 10, tem-se

$$P = [2 \cdot g \cdot (m_{co} \cdot n_{co} + m_{pr} \cdot n_p + m_{pl} \cdot n_p + m_o) \cdot f_m \cdot \cos \alpha \cdot c + W \cdot (f_w \cdot \cos \alpha \cdot c + \sin \alpha \cdot c + \frac{1}{n_p} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_p} \cdot g) \cdot FS] \cdot F_1 \cdot F_2 \quad (11)$$

O torque requerido no eixo do transportador foi obtido, a partir da Equação 12.

$$T = P \cdot r \quad (12)$$

em que

T - torque no eixo do transportador, mN; e
r - raio de ação da tensão P, m.

O torque no eixo de acionamento da plataforma foi obtido, multiplicando-se o torque calculado, por meio da Equação 12, pela relação de transmissão.

$$T = P \cdot r \cdot r_t \quad (13)$$

em que

r_t - relação de transmissão, adimensional.

Finalmente, substituindo a equação 11 em 13 e manipulando a equação resultante, tem-se

$$T = [2 \cdot g \cdot (m_{co} \cdot n_{co} + m_{pr} \cdot n_p + m_{pl} \cdot n_p + m_o) \cdot f_m \cdot \cos \alpha \cdot c + W \cdot (f_w \cdot \cos \alpha \cdot c + \sin \alpha \cdot c + \frac{1}{n_p} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_p} \cdot g) \cdot FS] \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot r \cdot r_t \quad (14)$$

ou seja,

$$T = 2 \cdot g \cdot (m_{co} \cdot n_{co} + m_{pr} \cdot n_p + m_{pl} \cdot n_p + m_o) \cdot f_m \cdot \cos \alpha \cdot c \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot r \cdot r_t + W \cdot (f_w \cdot \cos \alpha \cdot c + \sin \alpha \cdot c + \frac{1}{n_p} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_p} \cdot g) \cdot FS \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot r \cdot r_t \quad (15)$$

A Equação 15 é do tipo

$$T = k_1 + k_2 \cdot q_p \quad (16)$$

$$T = (k_1 + k_2 \cdot q_p) \cdot k \quad (17)$$

A constante k , introduzida na equação 17, incorpora o torque requerido nos demais componentes, que são acionados pelo mesmo eixo de acionamento da plataforma.

As constantes k_1 e k_2 são calculadas por

$$k_1 = 2 \cdot g \cdot (m_{co} \cdot n_{co} + m_{pr} \cdot n_p + m_{pl} \cdot n_p + m_o) \cdot f_m \cdot \cos \alpha \cdot c \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot r \cdot r_t \quad (18)$$

$$k_2 = W \cdot (f_w \cdot \cos \alpha \cdot c + \sin \alpha \cdot c + \frac{1}{n_p} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_p} \cdot g) \cdot FS \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot r \cdot r_t \quad (19)$$

Dados para cálculo das constantes k_1 e k_2

$$FS = 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 2,52$$

$$c = 0,60 \text{ m}$$

$$\alpha = 30 \text{ graus}$$

$$f_m = 0,50$$

$$f_w = 0,50$$

$$F_1 = 1,82$$

$$F_2 = 1,2$$

$$m_{co} = 4,42 \text{ kg m}^{-1}$$

$$n_{co} = 3 \text{ correntes}$$

$$m_{pr} = 1,50 \text{ kg}$$

$$m_{pl} = 1,10 \text{ kg}$$

$$n_p = 5 \text{ paletas}$$

$$m_o = 25,50 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$$

$$N_d = 9 \text{ dentes}$$

$$p = 44 \text{ mm}$$

$$n = 201,15$$

$$J = 2$$

$$d = 0,127 \text{ m}$$

$$e_p = 0,152 \text{ m}$$

$$r = 0,065 \text{ m}$$

$$r_t = 0,596$$

Utilizando os dados acima e encontrando os valores de k_1 e k_2 , a Equação 17 pode ser escrita como

$$T = (23,43 + 4,28q_p) \cdot k \tag{20}$$

APÊNDICE 2

Equação para o cálculo do torque requerido para acionamento do sistema de elevação de grãos

Cálculo da máxima tensão existente na corrente do sistema de elevação

$$P = W_2 + W_3 + (W_4 + Q) \cdot FS \quad (1)$$

em que

- P - máxima tensão na corrente, N;
- W_2 - peso total da corrente de um dos lados de sustentação, N;
- W_3 - peso total dos canecos de um dos lados de sustentação, N;
- W_4 - peso do material dentro dos canecos ao longo da corrente, N;
- Q - tensão induzida pela ação de carregamento e outros atritos diversos no elevador, N; e
- FS - fator de serviço.

O fator de serviço é calculado por

$$FS = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \quad (2)$$

em que

- f_1 - fator da frequência de choque na corrente;
- f_2 - fator da característica do carregamento;
- f_3 - fator da condição de operação (condições atmosféricas); e
- f_4 - fator da jornada de operação diária.

O peso total da corrente e dos canecos, de um dos lados de sustentação, é obtido por

$$W_2 = g \cdot m_{co} \cdot h \quad (3)$$

$$W_3 = g \cdot m_{ca} \cdot n_{ca} \quad (4)$$

em que

- m_{co} - massa da corrente, kg m^{-1} ;
- m_{ca} - massa de um caneco, kg caneco^{-1} ;
- n_{ca} - número de canecos;
- h - altura do elevador, m; e
- g - aceleração da gravidade, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$.

O peso do material transportado foi calculado, a partir da taxa de alimentação de grãos e da velocidade linear da corrente do elevador por

$$W_4 = \frac{q_g \cdot h}{v} \cdot g \quad (5)$$

em que

- q_g - taxa de alimentação de grãos, kg s^{-1} ; e
- v - velocidade linear da corrente, m s^{-1} .

A velocidade da corrente é calculada pela equação

$$v = \frac{N_d \cdot p \cdot n}{60000} \quad (6)$$

em que

- N_d - número de dentes da engrenagem de acionamento;
- p - passo da corrente, mm; e
- n - rotação da engrenagem de acionamento, rpm.

Substituindo a equação 6 em 5, tem-se

$$W_4 = 60000 \cdot \frac{q_g \cdot h}{N_d \cdot p \cdot n} \cdot g \quad (7)$$

O peso do material transportado em um caneco foi obtido pelo quociente entre o peso do material, contido nos canecos ao longo da corrente, pelo número de canecos.

$$W_5 = \frac{W_4}{n_{ca}} = 60000 \cdot \frac{q_g \cdot h}{N_d \cdot p \cdot n \cdot n_{ca}} \cdot g \quad (8)$$

em que

- W_5 - peso do material transportado em um caneco, N;

A tensão devido à ação de carregamento, como também o atrito em todas as partes do elevador, foram calculados por

$$Q = W_5 \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_c} \quad (9)$$

em que

- J - fator de correção, adimensional;
- d - diâmetro da engrenagem de acionamento, m; e
- e_c - espaçamento entre canecos, m.

Substituindo a equação 8 em 9, tem-se

$$Q = 60000 \cdot \frac{q_g \cdot h}{N_d \cdot p \cdot n \cdot n_{ca}} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_c} \cdot g \quad (10)$$

Substituindo as equações 3, 4, 5, 7 e 10 em 1, tem-se

$$P = (g \cdot m_{co} \cdot h) + (g \cdot m_{ca} \cdot n_{ca}) + \left[\left(60000 \frac{q_g \cdot h}{N_d \cdot p \cdot n} \cdot g \right) + \left(60000 \frac{q_g \cdot h}{N_d \cdot p \cdot n \cdot n_{ca}} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_c} \cdot g \right) \right] \cdot FS \quad (11)$$

Isolando o termo g e manipulando a Equação 11, tem-se

$$P = \left[(m_{co} \cdot h) + (m_{ca} \cdot n_{ca}) + 60000 \cdot \frac{q_g \cdot h}{N_d \cdot p \cdot n} \cdot \left(1 + \frac{1}{n_{ca}} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_c} \right) \cdot FS \right] \cdot g \quad (12)$$

O torque requerido no eixo do sistema de elevação de grãos foi obtido, a partir da Equação 13.

$$T = P \cdot r \quad (13)$$

em que

T - torque no eixo do sistema de elevação, mN; e
r - raio de ação da tensão P, m.

O torque no eixo de acionamento do sistema de elevação foi obtido, multiplicando-se o torque, calculado pela Equação 13, pela relação de transmissão.

$$T = P \cdot r \cdot r_t \quad (14)$$

em que

r_t - relação de transmissão, adimensional.

Finalmente, substituindo a Equação 12 em 14 e manipulando-se a equação resultante, tem-se

$$T = \left[(m_{co} \cdot h) + (m_{ca} \cdot n_{ca}) + 60000 \cdot \frac{q_g \cdot h}{N_d \cdot p \cdot n} \cdot \left(1 + \frac{1}{n_{ca}} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_c} \right) \cdot FS \right] \cdot g \cdot r \cdot r_t \quad (15)$$

ou seja,

$$T = (m_{co} \cdot h + m_{ca} \cdot n_{ca}) \cdot g \cdot r \cdot r_t + \left[60000 \cdot \frac{q_g \cdot h}{N_d \cdot p \cdot n} \cdot \left(1 + \frac{1}{n_{ca}} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_c} \right) \cdot FS \right] \cdot g \cdot r \cdot r_t \quad (16)$$

A Equação 16 é do tipo

$$T = k_1 + k_2 \cdot q_g \quad (17)$$

As constantes k_1 e k_2 são calculadas por

$$k_1 = (m_{co} \cdot h + m_{ca} \cdot n_{ca}) \cdot g \cdot r \cdot r_t \quad (18)$$

$$k_2 = \left[60000 \cdot \frac{h}{N_d \cdot p \cdot n} \cdot \left(1 + \frac{1}{n_{ca}} \cdot \frac{12 \cdot J \cdot d}{e_c} \right) \cdot FS \right] \cdot g \cdot r \cdot r_t \quad (19)$$

Dados para cálculo das constantes k_1 e k_2

$$FS = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 1,728$$

$$m_{co} = 2,55 \text{ kg m}^{-1}$$

$$m_{ca} = 0,51 \text{ kg caneco}^{-1}$$

$$n_{ca} = 24 \text{ canecos}$$

$$h = 3,6 \text{ m}$$

$$g = 9,81 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$$

$$N_d = 9 \text{ dentes}$$

$$p = 44 \text{ mm}$$

$$n = 118,22 \text{ rpm}$$

$$J = 1$$

$$d = 0,127 \text{ m}$$

$$e_c = 0,152 \text{ m}$$

$$r = 0,064 \text{ m}$$

$$r_t = 0,4679$$

Utilizando os dados acima e encontrando os valores de k_1 e k_2 , a Equação 17 pode ser escrita como

$$T = 6,29 + 3,32 \cdot q_g \quad (20)$$