

MARCONI RIBEIRO FURTADO JÚNIOR

**DESENVOLVIMENTO DE UMA PLATAFORMA DINAMOMÉTRICA PARA
ENSAIOS DE TRAÇÃO EM IMPLEMENTOS MONTADOS**

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

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2016

**Ficha catalográfica preparada pela Biblioteca Central da Universidade
Federal de Viçosa - Câmpus Viçosa**

T

F992d
2016 Furtado Júnior, Marconi Ribeiro, 1987-
Desenvolvimento de uma plataforma dinamométrica para
ensaios de tração em implementos montados / Marconi Ribeiro
Furtado Júnior. – Viçosa, MG, 2016.
ix, 70f. : il. (algumas color.) ; 29 cm.

Orientador: Haroldo Carlos Fernandes.
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Viçosa.
Inclui bibliografia.

1. Máquinas agrícolas. 2. Máquinas agrícolas - Tração.
3. Força de tração. 4. Implementos agrícolas. I. Universidade
Federal de Viçosa. Departamento de Engenharia Agrícola.
Programa de Pós-graduação em Engenharia Agrícola. II. Título.

CDD 22 ed. 631.3

MARCONI RIBEIRO FURTADO JÚNIOR

**DESENVOLVIMENTO DE UMA PLATAFORMA DINAMOMÉTRICA PARA
ENSAIOS DE TRAÇÃO EM IMPLEMENTOS MONTADOS**

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

APROVADA: 12 de setembro de 2016.

Denilson Eduardo Rodrigues

Luciano Baião Vieira

Mauri Martins Teixeira
(Coorientador)

Wagner da Cunha Siqueira

Haroldo Carlos Fernandes
(Orientador)

“SEJA VOCÊ QUEM FOR, SEJA QUAL FOR A POSIÇÃO SOCIAL QUE VOCÊ TENHA NA VIDA, A MAIS ALTA OU A MAIS BAIXA, TENHA SEMPRE COMO META MUITA FORÇA, MUITA DETERMINAÇÃO E SEMPRE FAÇA TUDO COM MUITO AMOR E COM MUITA FÉ EM DEUS, QUE UM DIA VOCÊ CHEGA LÁ. DE ALGUMA MANEIRA VOCÊ CHEGA LÁ.”

AYRTON SENNA

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Marconi e Simone; aos meus irmãos Breno e Mateus; e aos demais parentes que me incentivaram ao longo de mais essa caminhada.

À Deus, pela vida e pelos objetivos conquistados.

À Universidade Federal de Viçosa (UFV) e ao Departamento de Engenharia Agrícola, pela realização do Programa de Pós-Graduação.

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

Ao professor Haroldo Carlos Fernandes pela oportunidade, orientação e conselhos.

Aos professores coorientadores Fábio Lúcio Santos e Mauri Martins Teixeira, pelas contribuições e sugestões.

Aos amigos e colegas da mecanização, em especial a Anderson Cândido, Paulo Forastiere, Diego Nascimento, Daniel Leite e Philipe Leal, pela ajuda na fase de construção e avaliação do protótipo em campo.

Aos demais que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho.

BIOGRAFIA

MARCONI RIBEIRO FURTADO JÚNIOR, filho de Marconi Ribeiro Furtado e Simone Lorem Gomides Furtado, nasceu em Itapecerica, Minas Gerais, em 25 de agosto de 1987.

De 2003 a 2005, formou-se no ensino médio pelo Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, em Araxá, Minas Gerais.

De 2006 a 2010 graduou-se em Agronomia pela Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, Minas Gerais.

Em 2011, iniciou o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, em nível de Mestrado, área de concentração em Mecanização Agrícola, pelo Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

Em fevereiro de 2013, submeteu-se aos exames de defesa da dissertação, para a obtenção do título de *Magister Scientiae*.

Em 2013, iniciou o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, em nível de Doutorado, área de concentração em Mecanização Agrícola, pelo Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

Em setembro de 2016, submeteu-se aos exames de defesa de tese, para a obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

Sumário

RESUMO	viii
ABSTRACT.....	ix
INTRODUÇÃO GERAL.....	1
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	6

Capítulo I

Desenvolvimento e validação de um protótipo para ensaios de tração com implementos montados

Resumo:	8
Abstract:.....	9
1. Introdução.....	10
2. Material e métodos	13
2.1. Desenvolvimento do protótipo	13
2.1.1. Esclarecimento da tarefa.....	13
2.1.2. Projeto conceitual.....	13
2.1.3. Projeto detalhado	14
2.2. Construção do protótipo	15
2.3. Avaliação do protótipo.....	15
2.3.1. Caracterização do solo das áreas experimentais.....	18
2.3.1.1. Teor de água no solo	18
2.3.1.2. Densidade do solo.....	18
2.3.1.3. Resistência do solo à penetração	18
2.3.1.4. Textura do solo.....	19
2.3.2. Tratores	19
2.3.3. Instrumentação da coleta de dados	19
2.3.3.1. Velocidade de operação do trator	20
2.3.3.2. Força de tração	20
2.3.4. Execução dos experimentos	21
2.3.5. Análise e comparação dos resultados obtidos em cada método	21
3. Resultados e discussão	22
3.1. Desenvolvimento do protótipo	22

3.1.1. Esclarecimento da tarefa.....	22
3.1.2. Projeto conceitual.....	22
3.1.3. Projeto detalhado	26
3.2. Construção do protótipo	33
3.3. Avaliação do protótipo.....	34
3.3.1. Ensaio de campo com o escarificador.....	34
3.3.2. Ensaio de campo com a grade destorroadora-niveladora.....	36
4. Conclusões	40
5. Referências bibliográficas.....	41

Capítulo II

Análise operacional de um conjunto trator-escarificador em função da velocidade e da profundidade

Resumo:	45
Abstract:.....	46
1. Introdução.....	47
2. Material e métodos	49
2.1. Trator.....	49
2.2. Escarificador	50
2.3. Protótipo para a realização de ensaios em implementos montados	51
2.4. Caracterização do solo da área experimental	52
2.4.1. Teor de água no solo	52
2.4.2. Densidade do solo.....	52
2.4.3. Resistência do solo à penetração	52
2.4.4. Textura do solo.....	53
2.5. Instrumentação da coleta de dados	53
2.5.1. Velocidade operacional do trator (Vop).....	53
2.5.2. Rotação dos eixos motrizes no trator (n).....	54
2.5.3. Força de tração (Ft).....	55
2.5.4. Consumo horário de combustível (Ch).....	55
2.6. Cálculo dos parâmetros operacionais	56
2.6.1. Patinação dos rodados do trator (p).....	56
2.6.2. Potência na barra de tração (Pbt)	56

2.6.3. Consumo específico de combustível (C_e).....	56
2.6.4. Eficiência na barra de tração (E_{bt}).....	57
2.7. Execução do experimento.....	57
2.8. Análise dos resultados.....	57
3. Resultados e discussão.....	59
3.1. Caracterização da área experimental.....	59
3.2. Força de tração.....	60
3.3. Patinação dos rodados do trator.....	61
3.4. Potência na barra de tração.....	62
3.5. Consumo de combustível.....	62
3.5.1. Consumo horário.....	62
3.5.2. Consumo específico de combustível.....	64
3.6. Eficiência na barra de tração.....	65
4. Conclusões.....	66
5. Referências bibliográficas.....	67

RESUMO

FURTADO JÚNIOR, Marconi Ribeiro, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, setembro de 2016. **Desenvolvimento de uma plataforma dinamométrica para ensaios de tração em implementos montados.** Orientador: Haroldo Carlos Fernandes. Coorientadores: Fábio Lúcio Santos e Mauri Martins Teixeira.

O conhecimento da demanda de força para a tração de implementos agrícolas é essencial para o correto dimensionamento do conjunto trator-implemento e fornecer meios para estimar a potência necessária para a operação agrícola. A força de tração exigida por implementos montados ao sistema de levante hidráulico é obtida por meio do método indireto, também conhecido por método do comboio. Apesar de consagrado, esse método pode fornecer alguns erros experimentais em detrimento da elevada massa do trator que suporta o implemento, da eventual transferência de peso sofrida pelo mesmo e de desalinhamentos entre os tratores durante o procedimento de obtenção da força de tração. Objetivou-se com este trabalho desenvolver uma plataforma dinamométrica que permita obter de modo direto a força de tração exigida por implementos montados, propondo uma nova metodologia experimental para os ensaios a campo e garantindo maior precisão nas informações levantadas. Para o desenvolvimento do protótipo da plataforma dinamométrica foi utilizada metodologia apropriada para projeto de máquinas, constituída de fase informacional, projeto conceitual e detalhado, e a fase final de construção do protótipo. O resultado final do desenvolvimento foi uma plataforma dinamométrica constituída de um sistema convencional de levante hidráulico de três pontos, montado num chassi com rodas de sustentação e que apresenta engate para a conexão com o trator por meio da barra de tração. O sistema de levante da plataforma dinamométrica é acionado pelo controle remoto do trator ao qual está acoplado. As avaliações e comparações com outras metodologias mostraram que a plataforma dinamométrica desenvolvida é uma ferramenta confiável para a execução de ensaios com implementos montados, sendo uma metodologia rápida, segura e precisa.

ABSTRACT

FURTADO JÚNIOR, Marconi Ribeiro, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, September, 2016. **Development of a dynamometric platform for traction tests in mounted implements.** Adviser: Haroldo Carlos Fernandes. Co-advisers: Fábio Lúcio Santos and Mauri Martins Teixeira.

The knowledge of force demand to the traction of farm implements is essential for the correct dimensioning of tractor-implement set and provides means to estimate the power required for the farm operation. The traction force required by implements mounted in three hitch point system is obtained through the indirect method, also known as "comboio" method. Although consecrated, that method can provide some experimental errors in detriment of high mass of the tractor that support the implement, the possible weight transfer suffered by the tractor and misalignment between the tractors during the obtainment process of the traction force. The objective of this work was developed a dynamometric platform which permits the direct get of the traction force required by mounted implements, proposing a new experimental methodology for the field tests and ensuring the precision of sampling informations. For the development of dynamometric platform prototype was used appropriate methodology for machines design, constituted of informational phase, conceptual and detailed project, and finally the prototype construction. The final result of development was a dynamometric platform constituted of a frame with sustentation wheels and has coupling for the connection to the tractor through the drawbar. The lift system of dynamometric platform is actuated by the remote control of tractor to which it is attached. The evaluations and comparisons with other methods, showed that the developed torque platform is a reliable tool for performing assays mounted implements, with a rapid methodology, safe and precise.

INTRODUÇÃO GERAL

O conhecimento da força requerida para a tração dos implementos agrícolas é o ponto chave para o correto dimensionamento do conjunto trator-implemento. Na literatura científica existem modelos e estudos que permitem estimar a força e a potência exigida para a tração de diversos implementos agrícolas em função dos parâmetros relacionados à operação, sendo esses modelos gerados com base em dados obtidos a partir de experimentação ou de simulação computacional (IBRAHMI et al., 2015). A norma ASAE D497.7 da ASABE (2011) fornece um modelo genérico para uma vasta gama de implementos, sendo os parâmetros de entrada dependentes do tipo de implemento, da largura e da profundidade de trabalho, da velocidade operacional e do tipo de solo.

A realização de ensaios a campo com implementos e máquinas agrícolas visa obter o comportamento da força e da potência exigida em função das características da operação. A potência exigida pelo implemento é o produto entre a velocidade operacional e a força necessária para tracioná-lo, sendo que os ensaios são realizados, em sua forma mais básica, com o objetivo de determinar essas duas variáveis. Para ensaios de tração com implementos de arrasto é necessário instalar um transdutor de força entre o implemento e o trator, sendo mensurada a força de mesma direção e de sentido oposto ao deslocamento do conjunto. Entretanto, para implementos montados o ensaio torna-se um pouco mais laborioso, pois a conexão entre trator e implemento é realizada por meio de três pontos, o que presume maior complexidade em detrimento do modo com o qual as forças de reação à tração do implemento atuam nos pontos de acoplamento.

Sistemas dinamométricos baseados na instalação de células de carga em cada ponto de acoplamento já foram desenvolvidos e avaliados por alguns pesquisadores, porém a maior parte dessas propostas fornece modelos complexos, difíceis de serem calibrados e com compatibilidade reduzida para alguns implementos (BENTAHHER et al., 2008; SLIMARŽÍK et al., 2015).

Al-Jalil et al. (2001) desenvolveram e construíram um dinamômetro para os três pontos de acoplamento ao sistema de levante hidráulico, sendo constituído de um elemento na forma de “T” invertido, onde cada extremidade contém pontos para conexão do elemento com o trator (Figura 1). Em cada

ponto de conexão foi adicionado um extensômetro para determinar a força de tração requerida pelo implemento. Os pontos de conexão do implemento são ajustáveis, o que torna possível a utilização de implementos que possuam diferentes dimensões entre os pontos de acoplamento. O sistema proposto por esses autores necessita de calibração prévia, realizada mediante a utilização de um segundo trator que traciona o conjunto e a mensuração da força por meio de célula de carga posicionada no cabo de conexão entre os dois tratores.

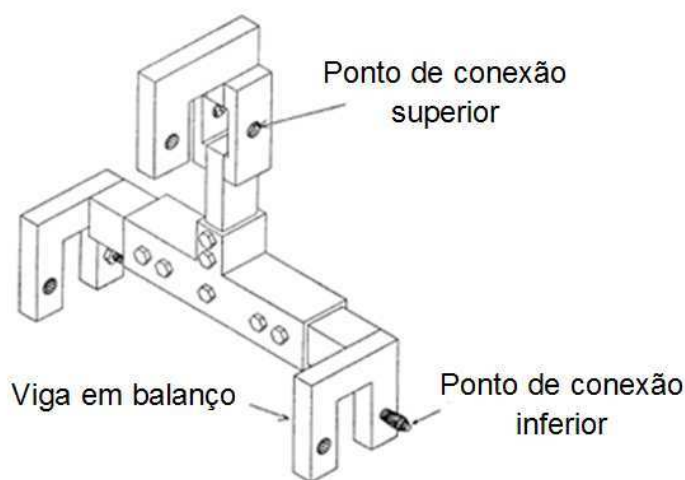


Figura 1. Representação gráfica do dinamômetro desenvolvido por Al-Jalil et al. (2001).

Dispositivos empregados na dinamometria do sistema de três pontos, semelhantes ao proposto por AL-Jalil et al. (2001), mensuram a força de tração em várias direções e em cada ponto de acoplamento. O conhecimento da força multidirecional atuando entre o trator e implemento é crucial para fabricantes de tratores e implementos agrícolas, pois amparados nessas informações torna-se possível conceber melhorias na estrutura de acoplamento de implementos e, dessa forma, melhorar o desempenho dos conjuntos mecanizados. Entretanto, a força de tração demandada por determinada máquina ou implemento agrícola é melhor representada pela força resultante do implemento, ou seja, aquela que apresenta mesma direção e sentido oposto ao deslocamento do trator.

Os dinamômetros existentes apresentam transdutores incorporados em cada ponto de conexão entre trator e implemento, o que pode acarretar em aumento do erro de medição da força de tração, em função do comportamento complexo dessa variável no sistema de três pontos. Atribui-se também a elevação do erro de medição ao fato que cada transdutor apresenta uma

sensibilidade e características de precisão particulares, o que dificulta o processo de calibração e gera erros cumulativos que podem distorcer os resultados experimentais. Os dados provenientes dos transdutores devem ser processados por algoritmos complexos, capazes de converter cada um dos valores de força em uma única componente, de igual sentido e direção oposta ao deslocamento do conjunto trator-implemento.

Para transpor esses obstáculos, alguns pesquisadores desenvolveram protótipos que determinam a força de tração de forma unidirecional, permitindo o conhecimento apenas da força demandada para tracionar os implementos agrícolas. Um desses protótipos foi desenvolvido e avaliado por Hunt (1954), constituído de um chassi instrumentado e adaptado para realização de ensaios em implementos montados, apresentado na Figura 2.



Figura 2. Vista lateral do sistema para determinação da força de tração de implementos montados proposto por Hunt (1954).

O chassi apresenta dois pneus laterais de sustentação, acoplamento à barra de tração do trator e sistema de levante hidráulico independente, onde o implemento em avaliação é acoplado. A força requerida para tracionar o implemento é registrada por um dinamógrafo associado ao cabeçalho do chassi. O controle da posição vertical do implemento e a coleta de dados são realizadas pelo pesquisador, que fica no posto de operação presente no chassi (Figura 3).



Figura 3. Utilização a campo do sistema proposto por Hunt (1954).

Outro conceito com mesmo propósito foi desenvolvido e testado por Askari et al. (2011), sendo constituído basicamente de duas estruturas que apresentam liberdade de movimentação no eixo de realização de força do trator. Essas estruturas assemelham-se a caixas (ou molduras), sendo uma posicionada internamente à outra e apoiada por uma série de rolamentos responsáveis por manter o alinhamento e reduzir o atrito entre as duas estruturas. Cada moldura apresenta três “links” de conexão, sendo a externa conectada ao implemento e a interna ao trator. A movimentação relativa entre as duas molduras é restringida por uma célula de carga, responsável por medir a força de tração exigida pelos implementos. A Figura 4 ilustra o esquema de funcionamento desse sistema dinamométrico e sua utilização em ensaio de tração com arado de aivecas.

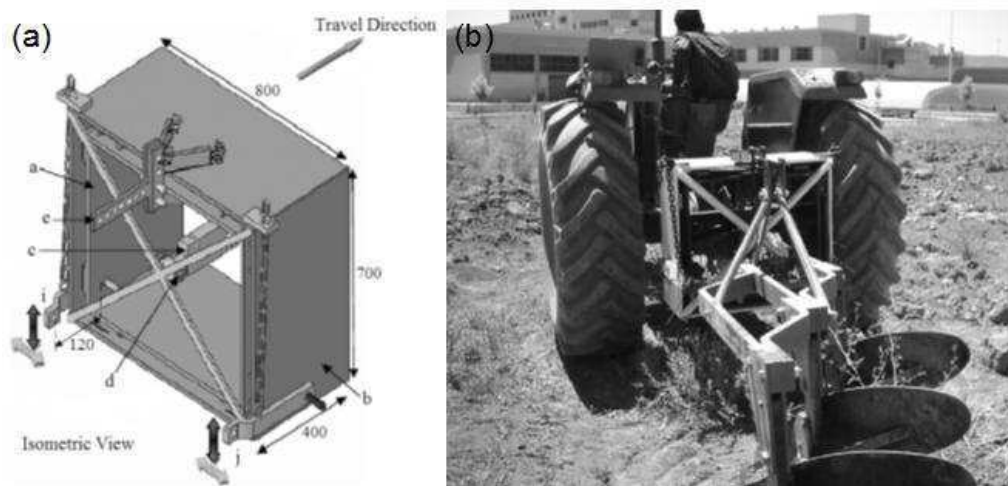


Figura 4. Vista isométrica do sistema proposto pelos autores (a) e sua utilização em ensaio de campo (b). Fonte: Askari et al.(2011).

Objetivou-se com este trabalho desenvolver e avaliar uma plataforma dinamométrica para realização de ensaios de tração em implementos montados, e que permita determinar de modo uniaxial a força demandada para tracionar os implementos, fornecendo maior precisão e confiabilidade dos dados coletados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AL-JALIL, H. F.; KHDAIR, A.; MUKAHAL, W. Design and performance of an adjustable three-point hitch dynamometer. **Soil and Tillage Research**, v. 62, n. 3–4, p. 153-156, 2001.

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL AND BIOLOGICAL ENGINEERS: **Agricultural Machinery Management Data: ASAE D497.7**. ASABE Standard. St. Joseph, Michigan. 2011.

ASKARI, M.; KOMARIZADE, M. H.; NIKBAKHT, A. M.; NOBAKHT, N.; TEIMOURLOU, R. F. A novel three-point hitch dynamometer to measure the draft requirement of mounted implements. **Research in Agricultural Engineering**, Praha, v. 57, n. 4, p. 128-136, 2011.

BENTAHER, H. et al. Three-point hitch-mechanism instrumentation for tillage power optimization. **Biosystems Engineering**, v. 100, n. 1, p. 24-30, 2008.

HUNT, D. R. **Instrumentation of a mounted implement dynamometer**. Retrospective Theses and Dissertations. Paper 16064. 1954.

IBRAHMI, A.; BENTAHER, H.; HAMZA, E.; MAALEJ, A.; MOUAZEN, A. M. Study the effect of tool geometry and operational conditions on mouldboard plough forces and energy requirement: Part 2. Experimental validation with soil bin test. **Computers and Electronics in Agriculture**, v. 117, p. 268-275, 2015.

SLIMAŘÍK, D.; DOSTÁL, P.; POLCAR, A. Static Testing of Draft Sensor for Three Point Hitch Dynamometer Utilization. **Acta Univ. Agric. Silvic. Mendelianae Brun**, v. 63, n. 3, p. 5, 2015.

Capítulo I

Desenvolvimento e validação de uma plataforma dinamométrica
para ensaios de tração em implementos montados

Desenvolvimento e validação de uma plataforma dinamométrica para ensaios de tração em implementos montados

Resumo: O conhecimento da demanda de potência de implementos agrícolas é essencial para selecionar o trator adequado e estimar a quantidade de energia necessária para realizar uma operação agrícola específica. A demanda de potência de determinado implemento agrícola pode ser determinada a partir de ensaios a campo, onde o conjunto trator-implemento está sujeito a condições reais de operação. No caso de implementos de arrasto os ensaios são de simples execução, sendo necessário apenas a instalação de uma célula de carga intermediando a conexão entre trator e implemento. Entretanto, para testar implementos montados é necessário a aplicação de outras metodologias em função da complexidade e das interações das forças que atuam no sistema de acoplamento. A metodologia mais comum empregada nesses casos é a utilização de um trator que serve apenas de suporte para o implemento, e esse conjunto trator-implemento é tracionado por outro trator, sendo determinada a força de tração para tracionar esse conjunto. Posteriormente, apenas a força necessária para tracionar o trator suporte (sem o implemento) é determinada para corrigir a força medida no passo anterior, obtendo apenas a força específica para tracionar o implemento. Essa técnica é conhecida como “comboio” e pode fornecer alguns erros experimentais devido a elevada massa do trator suporte e do desalinhamento entre os tratores. Objetivou-se com este trabalho desenvolver e validar um protótipo para ensaio de implementos montados, propondo uma nova metodologia experimental para os ensaios de campo. O protótipo constitui-se de um sistema convencional de levante hidráulico de três pontos, montado em um chassi com rodas de sustentação e que apresenta engate para conexão com o trator, através da barra de tração. O sistema de controle remoto do trator coordena o levante de três pontos do trator, que conecta o implemento a ser ensaiado. Os testes de validação mostraram que o protótipo é uma ferramenta válida para execução de ensaios com implementos montados, sendo uma forma precisa, segura e rápida para essas avaliações.

Palavras-chave: patinagem, consumo de combustível, força de tração, eficiência energética.

Development and validation of a dynamometric platform for traction tests in mounted implements

Abstract: The knowledge of the power demand of agricultural implements is essential to select the tractor size and define the energy input necessary to realize a specific operation in farm. The power demand of a determinate agricultural implement can be determined through field tests, where the tractor-implement set are subject to real conditions of operation. In case of towed implements the field tests are simple to execute, being only necessary the install a load cell between the tractor and implement. However, to test mounted implements is necessary to apply another methodologies in function of the complexity and interaction of the forces which act in system hitch. The most common methodology used in this case is the utilization of a tractor as support for the implement, and this tractor-implement set is pulled by another tractor, being determined the force required to pull this set. After, only the force necessary to pull the support tractor (without the implement) is measured to correct the force determined in previous step, getting the specific force required by the implement. This technique is known as “comboio” and can provide some experimental errors due to the high mass of the support tractor and the misalignment of the tractors. The objective of this study was to develop and validate a prototype for testing on mounted implements, proposing a new experimental methodology for the field tests. The prototype constitutes of a conventional three point hydraulic system mounted in a frame with support wheels and a single hitch to connect to the tractor, through the drawbar. The remote control system of the tractor moves the three points of the prototype system, which connects the implement tested. Validation tests showed which the prototype is a valid tool to perform field experiments with mounted implements being a precise way, secure and fast to realize these evaluations.

Keywords: slip, fuel consumption, traction force, energetic efficiency

1. Introdução

O trator agrícola é uma máquina complexa composta de elementos, mecanismos e sistemas que, atuando concomitantemente, disponibilizam a potência do motor de combustão interna para a realização de operações pertinentes ao processo de produção agropecuária. Constitui-se da principal fonte de potência na agricultura, sendo caracterizada como uma máquina versátil e que fornece meios para operar com diversos implementos e máquinas agrícolas.

A função básica e mais importante de um trator é tracionar implementos e máquinas agrícolas que estejam nele acopladas. A eficiência durante o desempenho dessa função é condicionada a uma série de fatores, tais como a configuração do dispositivo de tração (pneus/esteiras), a carga vertical aplicada ao eixo motriz e às condições da superfície trafegada. Esses fatores, juntamente com a força de tração exercida pelo trator, determinam o percentual de patinagem apresentado pelos dispositivos de tração.

A patinagem pode ser entendida como a diferença percentual entre as velocidades periférica e translacional do dispositivo de tração, sendo a principal responsável pelo decréscimo da eficiência dos tratores agrícolas. A redução da eficiência em detrimento do fenômeno de patinagem pode transcender o valor de 50%, dependendo da condição de operação da máquina (SIMIKIĆ et al., 2014; ROŞCA et al., 2014; OSINENKO et al., 2015). A baixa eficiência em tração implica em consumo desnecessário de combustível devido ao fato que boa parte da potência gerada e fornecida pelo motor é perdida através da patinagem, o que pode aumentar os custos associados à determinada operação e contribuir para a poluição da atmosfera em função das emissões dos motores que operam com derivados do petróleo (RANJBARIAN et al., 2015; KARPARVARFARD; RAHMANIAN-KOUSHKAKI, 2015).

A eficiência em tração pode ser otimizada a partir da correta adequação do implemento ao trator agrícola, evitando dessa forma elevados percentuais de patinagem. Para essa adequação é crucial o conhecimento da força demandada para tracionar o implemento, principalmente para àqueles que operam abaixo da superfície e mobilizam ou revolvem o solo. A função desses implementos é obtida mediante a atuação de elementos de mobilização que; para romper, pulverizar ou revolver o solo; necessitam de força de tração externa proporcionada pelo trator.

Durante a operação do conjunto trator-implemento, cada elemento de mobilização apresenta uma componente de força com mesma direção e sentido contrário ao deslocamento do trator, cuja magnitude será dependente da geometria e configuração do elemento, das características do solo e da condição operacional (teor de água solo, profundidade, cobertura do solo, topografia, etc...). As características mecânicas do solo, e suas complexas interações com outros fatores, exercem influência na dinâmica do dispositivo de tração e na força necessária para o acionamento dos elementos de mobilização que constituem o implemento, sendo de suma importância o estudo dessas relações (MACLAURIN, 2014; OSINENKO et al., 2015).

O estudo da força necessária para a operação de determinada ferramenta de mobilização do solo pode ser realizado por meio de ensaios em laboratório ou a campo. Os ensaios em laboratório são geralmente conduzidos em caixas de solo, que são estruturas complexas dotadas de sistemas que permitem fornecer e mensurar a força necessária para tracionar a ferramenta de mobilização junto ao solo (NADERI-BOLDAJI et al., 2014; TAGAR et al., 2015). A realização de ensaios a campo visa a obtenção de informações sobre o comportamento do implemento em condições reais de operação e constitui-se de uma ferramenta extremamente útil para o processo de adequação do conjunto trator-implemento.

O principal parâmetro avaliado nos ensaios a campo é a força necessária para tracionar o implemento, caracterizada como uma força de mesma direção e sentido oposto ao deslocamento do conjunto formado por trator e implemento. Para determinar a força necessária para a operação com implementos acoplados à barra de tração do trator, denominados implementos de arrasto, deve-se posicionar um transdutor de força intermediando a conexão entre trator e implemento (MONTEIRO et al., 2013). A partir dos resultados obtidos nestes ensaios é possível elaborar modelos matemáticos para a estimativa da força e potência necessárias ao acionamento de diversos implementos (SAHU; RAHEMAN, 2008; MEHTA et al., 2011). Um conjunto destes modelos está disponível em ASABE (2011), onde os parâmetros de entrada são: largura e profundidade de trabalho, velocidade operacional e textura do solo.

A força de tração requerida para o acionamento de implementos montados ao sistema de levante hidráulico pode ser obtida experimentalmente

empregando-se um método indireto, também conhecido como método do comboio. Nesse método são utilizados dois tratores, sendo um responsável apenas por suportar e abaixar/levantar o implemento do solo, e outro por tracionar por meio de um cabo de aço o trator que suporta o implemento (SIMIKIĆ et al., 2014). Entre os dois tratores posiciona-se um transdutor para medir a força de tração. Numa primeira etapa mede-se a força de tração requerida para tracionar o conjunto trator-implemento em operação e na segunda etapa do processo determina-se a força para tracionar apenas o trator que suporta o implemento, de modo que a diferença entre as leituras corresponda a força exigida apenas para a tração do implemento ensaiado.

Apesar de ser uma prática consagrada e bastante utilizada, o método indireto apresenta alguns pontos desfavoráveis, tais como: maior demanda de mão-de-obra, maior área para estabilização do conjunto, maior tempo para execução de manobras e a necessidade de dois tratores. Além disso, o dinamismo das forças resultantes da tração do implemento pode culminar na alteração do peso em cada eixo do trator em condição dinâmica, o que pode influenciar na resistência ao rolamento dos pneus do trator que suporta o implemento e ocasionar erros durante a determinação da força exigida pelo implemento (PORTEŠ et al., 2013).

Diante dos fatos relatados, pode-se inferir que a determinação da força necessária para tracionar determinado implemento montado, pelo método do comboio, apresenta variações em função da dinâmica do trator de apoio. Dessa forma, objetivou-se com este trabalho desenvolver uma plataforma dinamométrica que permita a realização ensaios em implementos montados sem a necessidade de utilização do método indireto, visando a maior segurança e precisão acerca das informações levantadas.

2. Material e métodos

Este trabalho foi desenvolvido a partir do projeto, construção e avaliação de uma plataforma dinamométrica para realização de ensaios de tração em implementos montados. Os procedimentos foram realizados no Laboratório de Mecanização Agrícola, do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa – Minas Gerais.

2.1. Desenvolvimento do protótipo

Foi utilizada a metodologia proposta por Pahl e Beitz (2005), sendo esta adaptada ao desenvolvimento da plataforma dinamométrica e norteada pelas etapas apresentadas nos tópicos seguintes.

2.1.1. Esclarecimento da tarefa

Amparado no conhecimento prévio do objetivo e da função global a qual se destina a plataforma dinamométrica, foi elaborada uma lista dos requisitos e características desejáveis e indispensáveis do protótipo a ser concebido, com o intuito de criar parâmetros para orientar a tomada de decisão nos passos subsequentes do desenvolvimento.

2.1.2. Projeto conceitual

A função global do protótipo da plataforma dinamométrica foi dividida em funções menos complexas (subfunções), com a intenção de simplificar a busca por soluções. O arranjo e as interações entre as subfunções foram apresentados em formato de diagrama (estrutura de funções).

Para organizar e apresentar o conjunto de soluções encontradas para cada subfunção foi empregado o método da matriz morfológica, que se constitui basicamente de um quadro cujas linhas da primeira coluna alojam as subfunções e nas linhas das colunas adjacentes são esboçadas as possíveis soluções para que elas sejam cumpridas.

A partir da matriz morfológica foram estabelecidas soluções globais constituídas da combinação das soluções propostas para a realização de cada subfunção. As soluções globais obtidas foram submetidas a uma análise técnica com o intuito de pontuá-las em relação ao atendimento dos requisitos do protótipo e as demais características importantes para sua concepção, sendo nesta análise estabelecidos critérios pontuáveis e pesos de acordo com

a importância de cada. A solução global com maior pontuação na análise técnica foi desenvolvida e detalhada na próxima etapa do desenvolvimento do protótipo.

2.1.3. Projeto detalhado

Nessa fase foi concebido o conceito a partir da solução global selecionada, sendo elaboradas de forma detalhada as geometrias e dimensões das peças constituintes da montagem do final do protótipo. As peças foram engendradas no programa computacional Autodesk Inventor 2015 (licença estudantil fornecida pela empresa distribuidora), onde foram inseridas informações sobre os materiais utilizados e os limites e tolerâncias utilizados no processo de fabricação. O produto final foi uma montagem virtual do protótipo em desenvolvimento visando à orientação no processo construtivo.

O efeito da cinemática e dos esforços gerados pela dinâmica dos componentes foi estudado com o intuito de determinar os parâmetros posição, velocidade, aceleração, momento e força envolvidos nos componentes do protótipo em desenvolvimento. Foi realizada uma análise de tensões e deformações para averiguar se as geometrias e os materiais selecionados suportam os esforços provenientes da operação com o protótipo. Ambos os estudos foram realizadas com o programa computacional Autodesk Inventor 2015.

A análise de tensões foi baseada na teoria da energia de distorção máxima, ou Teoria de von Mises, que pressupõe que o escoamento de determinado material ocorre quando a energia associada à alteração da geometria de um corpo submetido a esforço multiaxial, for igual ou superior à energia em que é observado o escoamento de um corpo de prova em ensaio de tração uniaxial. A tensão de von Mises considera o estado tridimensional de tensões normais e cisalhantes (Figura 1) atuando em um cubo elementar e que pode ser obtida pela equação 1, assumindo-se que $T_{xy} = T_{yx}$, $T_{yz} = T_{zy}$ e $T_{zx} = T_{xz}$.

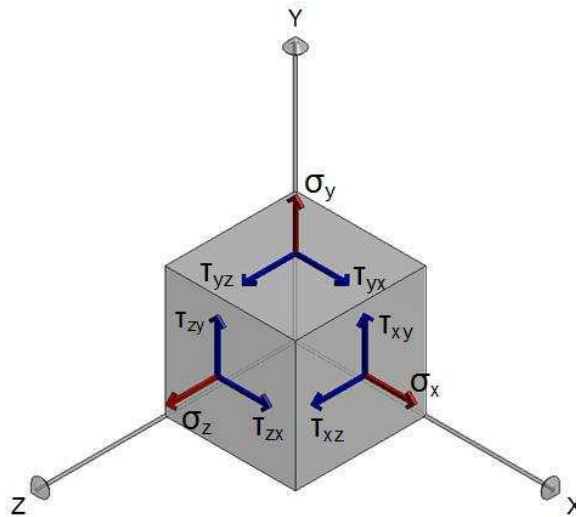


Figura 1. Componentes do estado tridimensional de tensões.

$$\sigma_{VM} = \left\{ 0,5 \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (1)$$

em que,

σ_{VM} = tensão de von Mises (kPa);

σ_x = tensão normal no eixo x (kPa);

σ_y = tensão normal no eixo y (kPa);

σ_z = tensão normal no eixo z (kPa); e,

T_{xy} , T_{yz} e T_{xz} = tensões cisalhantes nos planos (kPa).

2.2. Construção do protótipo

O protótipo foi construído na oficina mecânica do Laboratório de Mecanização Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. As dimensões e geometrias do protótipo virtual, provenientes da fase de desenvolvimento, foram utilizadas para orientar os processos construtivos. Foram obedecidas as dimensões, limites e tolerâncias estabelecidas no projeto de modo a otimizar a ajustagem mecânica dos componentes do protótipo e garantir seu correto funcionamento.

2.3. Avaliação do protótipo

Foram realizados experimentos a campo com a finalidade de obter a força necessária para a tração de implementos montados em condições reais de operação, utilizando a plataforma dinamométrica desenvolvida e o método do comboio, o qual serviu como base para comparação entre os resultados

obtidos com as duas metodologias de ensaio. Nos experimentos foram utilizados dois implementos para preparo de solo, constituídos de elementos responsáveis por mobilizar o solo em período antecedente ao plantio. Os implementos utilizados foram: um escarificador e uma grade destorroadora-niveladora, cujas principais especificações estão apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1. Especificações dos implementos agrícolas utilizados na validação do protótipo

Implemento	EM	NEM	EEM	LTI	MI
Escarificador	Haste	5	0,5 m	2,5 m	314 kg
Grade	Disco	24	0,2 m	2,4 m	538 kg

EM = elemento de mobilização, NEM = número de elementos de mobilização, EEM = espaçamento entre os elementos de mobilização, LTI = largura total do implemento e MI = massa do implemento.

As condições de operação com os implementos foram variadas no experimento de acordo com os parâmetros fornecidos pela norma D497.7 da ASABE (2011), que também serviu como base para comparação dos resultados obtidos com a utilização do protótipo. A referida norma utiliza um modelo de estimativa genérico (Equação 2) onde são variados os parâmetros de entrada de acordo com o implemento utilizado, com as características da operação e com as condições de solo. Os parâmetros utilizados pelo modelo de acordo com os implementos utilizados na avaliação do protótipo estão apresentados na Tabela 2.

$$D = F_i [A + B (S) + C (S)^2] W T \quad (2)$$

em que,

D = força requerida pelo implemento (N);

F_i = parâmetro dependente da textura do solo (adimensional): Textura fina = 1, Textura média = 2 e Textura grossa = 3;

A, B e C = parâmetro específico do implemento/máquina (adimensional);

S = velocidade operacional (km h^{-1});

W = largura do implemento/máquina ou número de elementos ativos; e,

T = profundidade de operação (cm).

Tabela 2. Parâmetros para estimativa da força de tração para os implementos utilizados de acordo com a ASAE (2011)

	Largura	Máquina			Solo			Er
		A	B	C	F ₁	F ₂	F ₃	
Grade de discos (tandem)								
Primeira passada	m	309	16	0	1,00	0,88	0,78	50
Segunda passada	m	216	11,2	0	1,00	0,88	0,78	30
Escarificador								
Ponta estreita	haste	91	5.4	0	1,00	0,88	0,78	30

Er = Margem de erro do modelo (%).

Os tratamentos utilizados na avaliação da plataforma dinamométrica foram constituídos da combinação entre os parâmetros da Tabela 3, segundo o delineamento inteiramente casualizado, com quatro repetições.

Tabela 3. Relação entre os fatores utilizados para compor os tratamentos dos experimentos de avaliação do protótipo

Implemento	Velocidade (km h ⁻¹)	Profundidade (cm)
Escarificador	4,0	10
	4,0	18
	4,0	25
Grade (primeira passada)	2,7	5
	3,8	5
	4,4	5
Grade (segunda passada)	4,4	10
	6,3	10
	8,4	10

Observação: Foi utilizado a abertura máxima das seções da grade.

Os tratamentos foram executados em parcelas com 20 m de comprimento e 3 m de largura, resultando numa área útil de 60 m². Para cada parcela foram utilizados 15 m adicionais para estabilizar a operação do conjunto mecanizado antes do início da coleta de dados. Os experimentos foram realizados em condições de solo que refletem a realidade das operações com os implementos utilizados. A coleta de dados com a grade destorroadora-niveladora foi realizada em solo previamente arado, numa profundidade de 30 cm. O escarificador foi utilizado em solo agrícola não mobilizado com resíduos culturais, como é o usual para sua operação. As características físicas, mecânicas e texturais dos solos utilizados foram obtidas de acordo com os tópicos seguintes.

2.3.1. Caracterização do solo das áreas experimentais

A caracterização do solo é fundamental para a compreensão do seu estado de campo e para a previsão do comportamento das forças de tração desenvolvidas, a coleta de solo na área experimental foi de acordo com metodologia descrita pela Embrapa (2011).

2.3.1.1. Teor de água no solo

Foi utilizado o método gravimétrico padrão, com base na massa de solo seco em estufa à temperatura de 105 – 110 °C até atingir massa constante, conforme EMBRAPA (2011). Foram realizadas amostragens em cinco pontos da área experimental, sendo em cada ponto coletadas amostras em três faixas de profundidade (0 - 10, 10 - 20 e 20 - 30 cm).

2.3.1.2. Densidade do solo

Foi determinada a partir da coleta de cinco pontos na área experimental e em cada ponto três faixas de profundidade (0 - 10, 10 - 20 e 20 - 30 cm), utilizando-se o método do anel volumétrico (EMBRAPA, 2011).

2.3.1.3. Resistência do solo à penetração

Foi obtida com um penetrômetro modelo PENETROLOG, marca FALKER® (Figura 2). A coleta de dados foi realizada no dia da execução do experimento, em trinta pontos dentro da pista de testes. A obtenção dos valores de resistência à penetração do solo foi apresentada em forma de gráficos, na camada de 0 a 30 cm de profundidade e expressos em kPa.



Figura 2. Penetrômetro utilizado na coleta de dados.

2.3.1.4. Textura do solo

A análise da composição textural foi realizada nos Laboratórios de Análises Físicas e Químicas de Solo do Departamento de Solos da Universidade Federal de Viçosa, segundo a metodologia descrita pela Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária – EMBRAPA (2011). A amostragem foi realizada no dia da execução do experimento, coletando-se dez amostras área experimental.

2.3.2. Tratores

Para tracionar os implementos foi utilizado um trator John Deere® (Figura 3), modelo 5705 4x2 com tração dianteira auxiliar (TDA), com potência nominal de 62,56 kW (85 cv) no motor a 2250 rpm, o qual recebeu instrumentação necessária para a condução do trabalho. Para suportar os implementos durante a execução dos experimentos, utilizando-se o método do comboio, foi utilizado um trator, marca Valtra-Valmet®, modelo 800, 4x2 com tração dianteira auxiliar (TDA) e potência nominal de 58,88 kW (80 cv) no motor a 1900 rpm.



Figura 3. Trator John Deere modelo 5705.

2.3.3. Instrumentação da coleta de dados

O trator de tração foi instrumentado para monitoramento da força de tração e da velocidade de operação. Os transdutores utilizados para monitorar esses parâmetros foram conectados a um sistema de aquisição de dados, marca Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), modelo Spider 8®, gerenciado pelo software HBM Catman® 2.2 instalado em um computador portátil embarcado no trator.

2.3.3.1. Velocidade de operação do trator

Foi utilizado um radar de efeito Doppler, marca Dickey John[®], modelo Radar II (Figura 4). O radar possui faixa de medição entre 0,53 e 96,6 km h⁻¹, precisão de $\pm 3\%$ para a faixa de velocidade que engloba a utilizada na condução do experimento. Antes da realização do experimento o radar foi calibrado, resultando numa frequência de 59,95 mHz para cada 1 m s⁻¹.



Figura 4. Radar utilizado para medição da velocidade.

2.3.3.2. Força de tração

A força necessária para a tração dos implementos utilizados foi mensurada com uma célula de carga, marca Alfa Instrumentos, com capacidade para 50 kN, sensibilidade de 2 mV V⁻¹ e erro combinado inferior a 0,03%. A célula de carga foi instalada no local da barra de tração do trator empregando-se um suporte projetado especificamente para essa finalidade, conforme ilustrado na Figura 5.



Figura 5. Célula de carga e suporte para instalação no trator.

2.3.4. Execução dos experimentos

O sistema de aquisição de dados foi configurado para uma taxa de aquisição de 50 Hz. O sistema era iniciado no momento em que o trator começava a percorrer os 15 m relativos à estabilização da operação e interrompido ao final da parcela de 20 m, sendo os dados salvos em planilha eletrônica para posterior processamento. Os dados referentes ao período de estabilização do trator foram excluídos e para cada parcela foi obtido a média aritmética das leituras fornecidas pelo sistema de aquisição. Ao final dos experimentos foram elaboradas planilhas eletrônicas contendo os resultados obtidos para cada implemento e para cada metodologia avaliada.

2.3.5. Análise e comparação dos resultados obtidos em cada método

Os dados obtidos nos experimentos foram analisados por meio de regressão linear simples e os modelos para estimativa da força de tração dos implementos em função das variáveis estudadas foram selecionados com base na significância dos coeficientes de regressão (utilizando-se o teste t), no coeficiente de determinação e na falta de ajuste, adotando um nível de 5% de significância. Para ajustar os modelos e realizar os procedimentos estatísticos foi utilizado o programa computacional R (R DEVELOPMENT CORE TEAM, 2012).

Os resultados obtidos para cada implemento foram apresentados em gráficos contendo os modelos ajustados para cada metodologia de coleta de dados (metodologia do comboio e do protótipo desenvolvido) e para comparação adicional foram contrastados com os valores estimados pela norma D497.7 da ASABE (2011).

3. Resultados e discussão

3.1. Desenvolvimento do protótipo

3.1.1. Esclarecimento da tarefa

A prospecção de informações na fase de esclarecimento da tarefa resultou na lista de requisitos básicos do protótipo, que serviu como base para o desenvolvimento e orientou as decisões nos passos seguintes. No Quadro 1 estão apresentados de forma sumarizada os requisitos do protótipo.

Quadro 1. Resumo dos requisitos do protótipo indicando seu nível de importância. I = Indispensável e D = Desejável.

Requisitos	Importância
Resistência mecânica	I
Fácil acoplamento ao trator	D
Estabilidade	D
Segurança	I
Baixo custo	D
Leitura precisa da força de tração	I
Fácil regulagem do implemento ensaiado	D
Determinação unidirecional da força de tração	I
Fácil manutenção	D
Fácil operação	I
Simplicidade mecânica	D
Baixo peso	I
Boa capacidade de manobra	D
Materiais facilmente encontrados no mercado	I

3.1.2. Projeto conceitual

O desmembramento da função global em subfunções mais simples permitiu a elaboração da estrutura de funcionamento (Figura 6) básico do protótipo e facilitou a busca por soluções para atender a cada uma das funções que perfazem o seu objetivo geral.

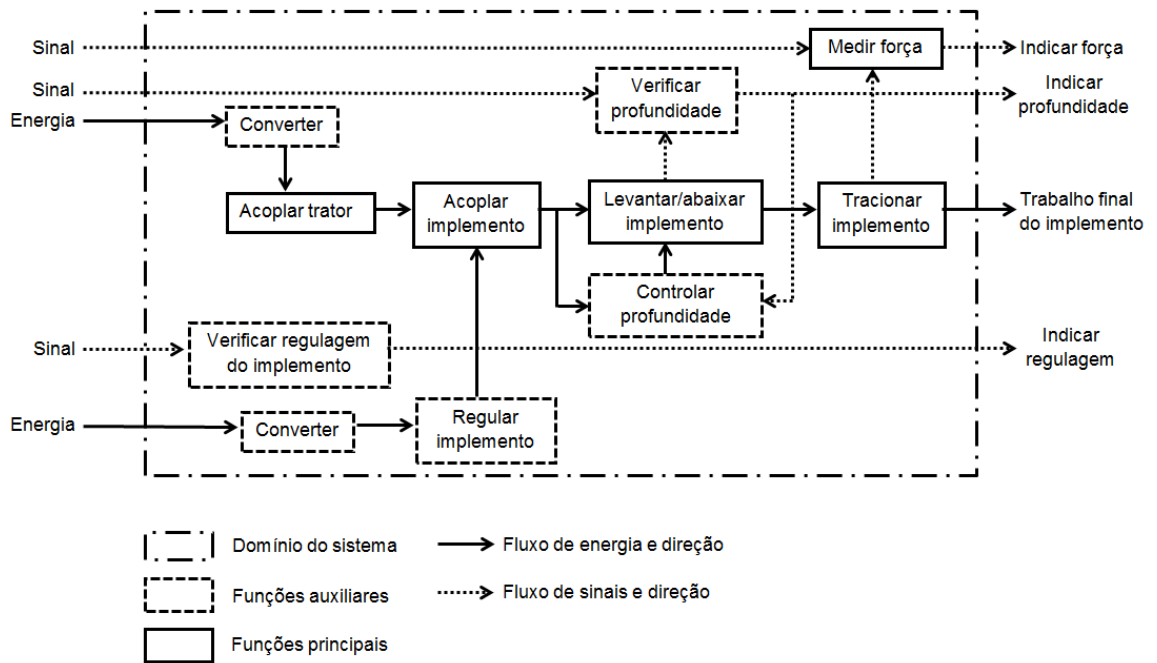


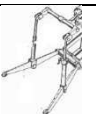

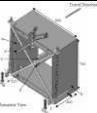

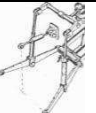


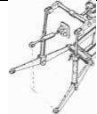









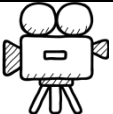











Figura 6. Estrutura de funções do protótipo para ensaio de implementos montados.

As possíveis soluções encontradas para as subfunções que compõem a estrutura de funcionamento da plataforma dinamométrica estão apresentadas na matriz morfológica (Quadro 2).

Quadro 2. Matriz morfológica com as soluções para a realização de cada subfunção.

Subfunções		Soluções			
		1	2	3	4
1	Acoplamento ao trator	 Montado	 Arrasto	 Semimontado	 Acoplado ao chassi
2	Acoplamento implemento	 Estruturas articuladas	 Estrutura fixa	 Sistema convencional	 Chassi com rodas
3	Abaixar e levantar implemento	 Cabo de aço e carretel enrolador	 Levante hidráulico do trator	 Pistão hidráulico Controle remoto	 Roda de terra e engrenagem
4	Verificar regulagem	 Sensor de posição	 Potenciômetro	 Inspeção visual	 Câmera
5	Regular implemento	 Manual	 Eletrônico	 Hidráulico independente	
6	Verificar profundidade	 Câmera	 Inspeção visual	 Sensor de posição	
7	Controlar profundidade	 Manual alavanca	 Controlador eletrônico	 Roda de profundidade	 Manual – controle remoto
8	Medir força	 Analógico	 Célula de carga e visor	 Célula de carga e computador	

No Quadro 3 estão apresentados os resultados do estudo prévio realizado pelo corpo técnico, onde foi obtida de forma consensual duas combinações de soluções para atender o objetivo geral do protótipo. Essas duas soluções foram analisadas com base nos critérios técnicos e econômicos estabelecidos na lista de requisitos, sendo atribuído para cada critério um peso específico para ponderar as pontuações de cada solução, conforme apresentado na Tabela 4.

Quadro 3. Combinação de soluções para compor a função global



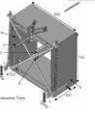













Subfunções	Soluções globais propostas	
	1	2
Acoplamento ao trator	 Montado	 Arrasto
Acoplamento implemento	 Estruturas articuladas	 Chassi com rodas
Abaixar/levantar implemento	 Levante hidráulico do trator	 Pistão hidráulico Controle remoto
Verificar regulagem	 Inspeção visual	 Inspeção visual
Regular implemento	 Manual	 Manual
Verificar profundidade	 Sensor de posição	 Inspeção visual
Controlar profundidade	 Roda de profundidade	 Manual – controle remoto
Medir força	 Célula de carga e visor	 Célula de carga e computador

Tabela 4. Critérios de avaliação, peso e notas máximas atribuídas para escolha da melhor solução global.

Critérios de avaliação	Peso	Base	Nota
Resistência mecânica	0,10	100	10
Fácil acoplamento ao trator	0,10	100	10
Estabilidade	0,04	100	4
Segurança	0,03	100	3
Baixo custo	0,05	100	5
Leitura precisa da força de tração	0,15	100	15
Fácil regulagem do implemento ensaiado	0,11	100	11
Determinação unidirecional da força de tração	0,15	100	15
Fácil manutenção	0,03	100	3
Fácil operação	0,05	100	5
Simplicidade mecânica	0,02	100	2
Baixo peso	0,06	100	6
Boa capacidade de manobra	0,06	100	6
Materiais facilmente encontrados no mercado	0,05	100	5
Total	1,00	-	100

A proposta de solução global que obteve maior nota na análise técnica foi a número dois, com 89,5 pontos (Tabela 5).

Tabela 5. Resultado da avaliação técnica das propostas de soluções globais

Critérios de avaliação	Solução 1	Solução 2
Resistência mecânica	7,8	8,3
Fácil acoplamento ao trator	7,1	8,6
Estabilidade	4,1	3,6
Segurança	2,0	2,4
Baixo custo	3,7	4,2
Leitura precisa da força de tração	13,8	14,7
Fácil regulagem do implemento ensaiado	9,0	10,3
Determinação unidirecional da força de tração	15	15
Fácil manutenção	3	3
Fácil operação	3,8	4,4
Simplicidade mecânica	2	2
Baixo peso	5,5	4,2
Boa capacidade de manobra	5,3	4,8
Materiais facilmente encontrados no mercado	4	4
Total	86,1	89,5

3.1.3. Projeto detalhado

Foi elaborada uma montagem virtual do protótipo com base nas premissas estabelecidas na fase de projeto conceitual, sendo determinado de forma detalhada as dimensões e geometrias das peças constituintes do protótipo.

O protótipo virtual é composto de um chassi com dois pneus laterais de sustentação e um cabeçalho para acoplamento à barra de tração do trator. O chassi dá sustentação aos componentes responsáveis por acoplar e controlar a movimentação vertical e tracionar o implemento ensaiado (Figura 7). Esses componentes foram elaborados conforme elementos padronizados do sistema de levante hidráulico de tratores agrícolas disponíveis no mercado, com intuito de reduzir os custos e garantir sua resistência mecânica.

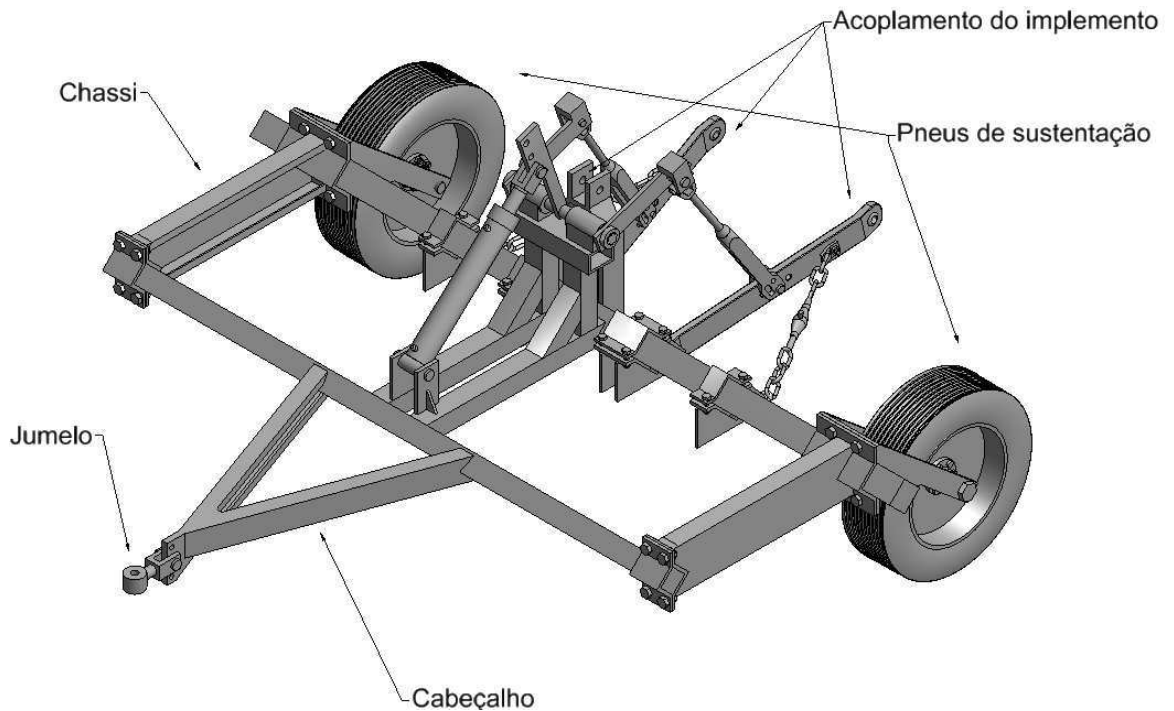


Figura 7. Vista isométrica superior/esquerda do protótipo virtual concebido na fase de projeto conceitual, indicando parte de seus componentes.

A energia responsável por controlar a movimentação vertical do implemento advém de um pistão hidráulico conectado ao sistema de controle remoto do trator, ao qual o protótipo irá se acoplar. O pistão é conectado por meio de um pino em uma conexão fixa presente no chassi formando uma junta de revolução. O acionamento do pistão coordena a movimentação do mecanismo responsável por levantar e abaixar os braços inferiores de acoplamento com o implemento (Figuras 8 e 9).

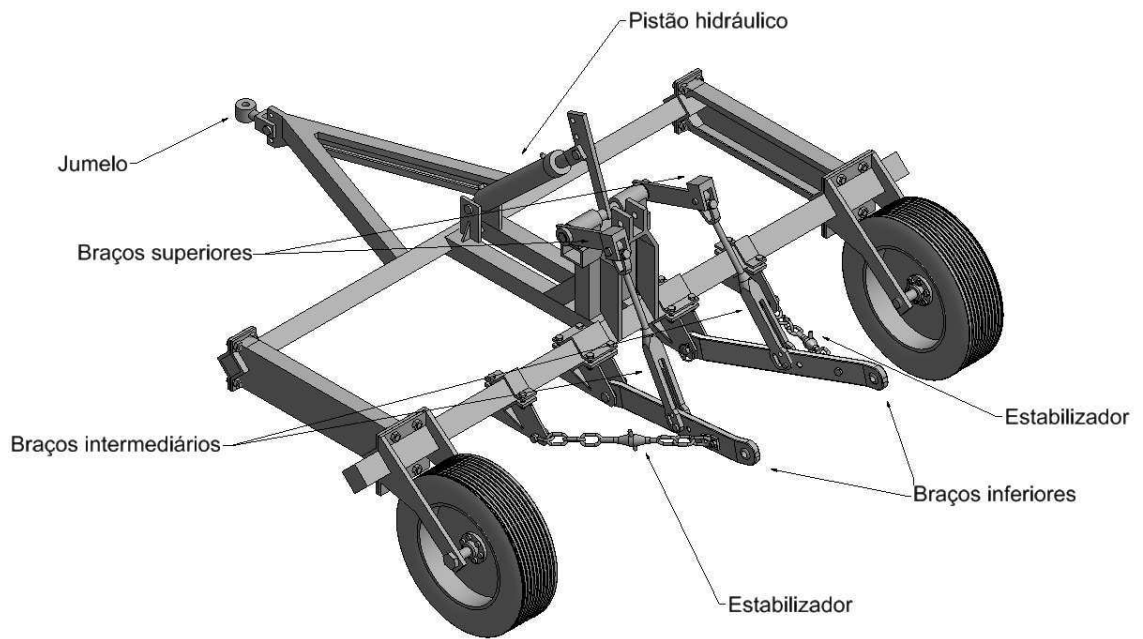


Figura 8. Vista isométrica superior/esquerda e componentes.

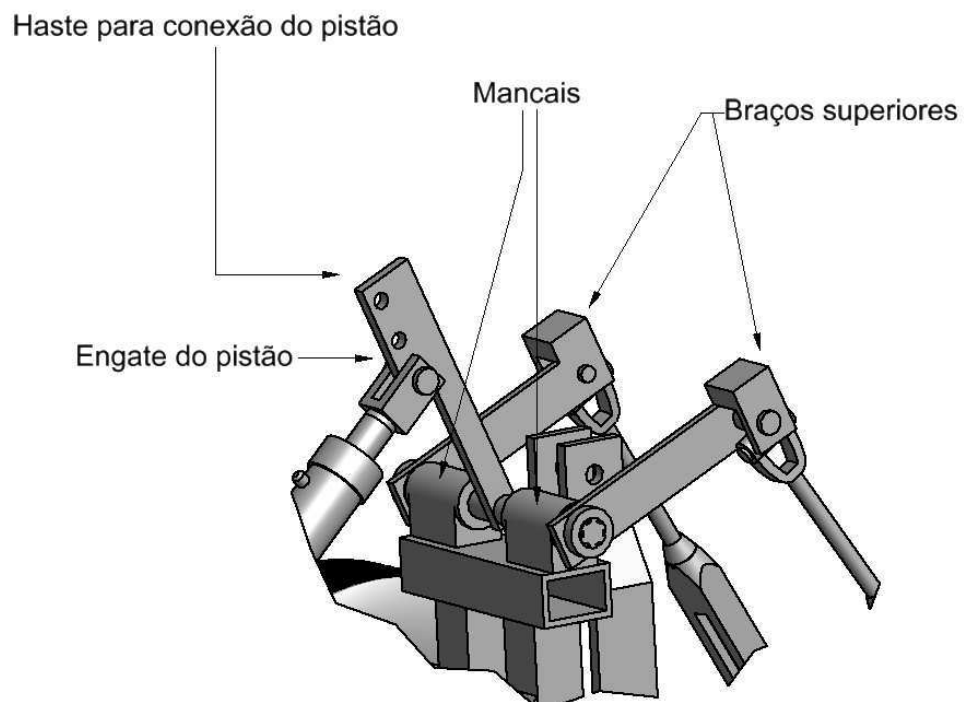


Figura 9. Detalhe do mecanismo de revolução responsável por coordenar o movimento dos braços superiores do sistema de levante hidráulico do protótipo.

As Figuras 10 e 11 apresentam as dimensões básicas do protótipo após sua concepção assistida por computador.

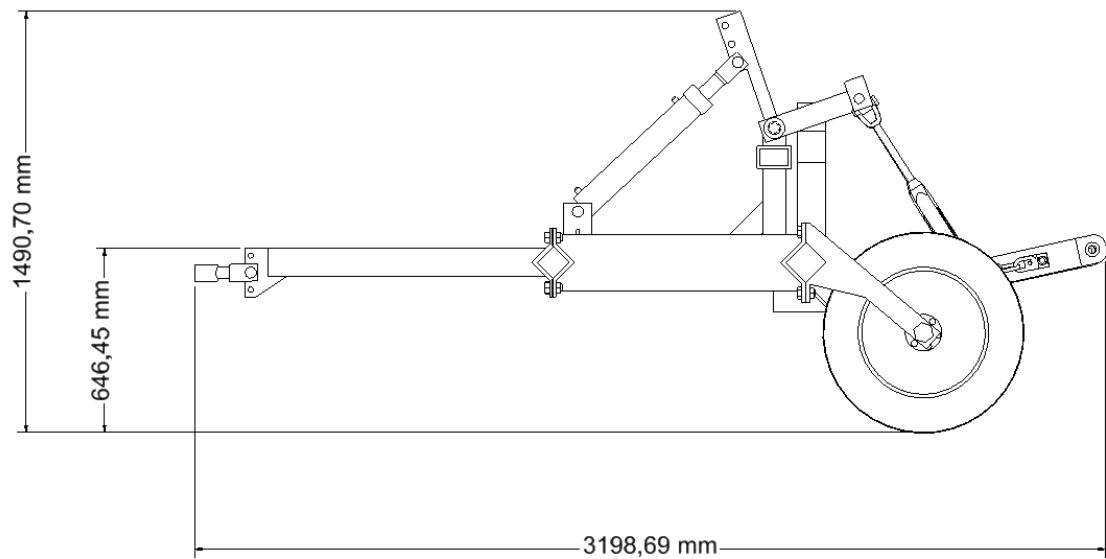


Figura 10. Vista lateral do protótipo com suas dimensões.

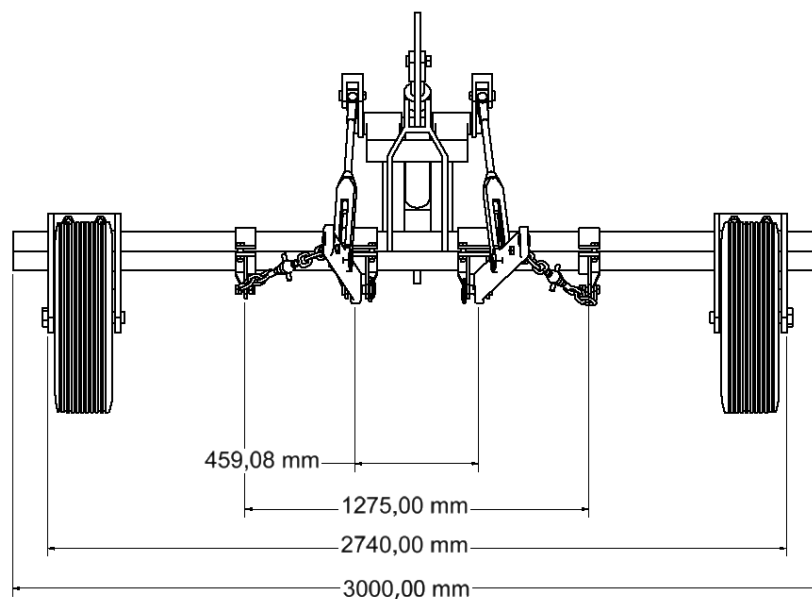


Figura 11. Vista posterior do protótipo indicando suas principais dimensões.

A simulação dinâmica levou em consideração as características do sistema hidráulico de tratores comercializados no Brasil na faixa de 80 cv de potência, que apresentam em média capacidade de levante de 20 kN e velocidade angular dos braços superiores de 15 graus s^{-1} . As Figuras 12 e 13 apresentam, respectivamente, um esboço do posicionamento inicial e final dos

elementos que compõe o mecanismo do sistema de levante hidráulico do protótipo, sendo esse intervalo utilizado na simulação dinâmica.

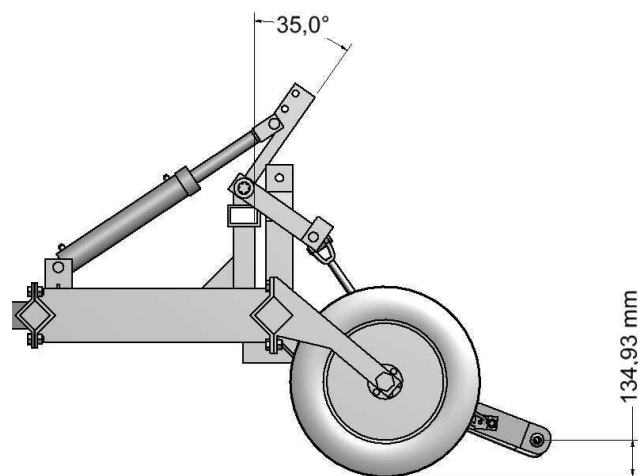


Figura 12. Vista lateral do protótipo indicando uma aproximação da posição dos elementos do sistema de levante hidráulico na posição inicial (totalmente abaixado).

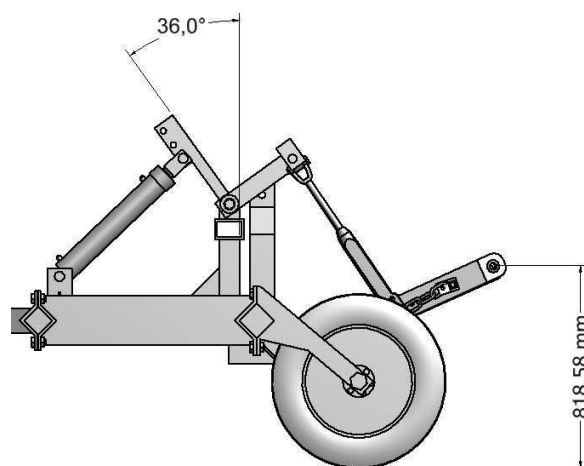


Figura 13. Vista lateral do protótipo indicando uma aproximação da posição dos elementos do sistema de levante hidráulico na posição final (totalmente levantado).

A Figura 14 ilustra o comportamento da força necessária ao pistão e a altura de levante das juntas de conexão do implemento (olhal) em função do ângulo de rotação do mecanismo que coordena a movimentação dos braços superiores do sistema de levante hidráulico do protótipo. A força máxima exigida do pistão e a amplitude de movimentação das juntas de conexão com o implemento foram 58 kN e 734 mm, respectivamente.

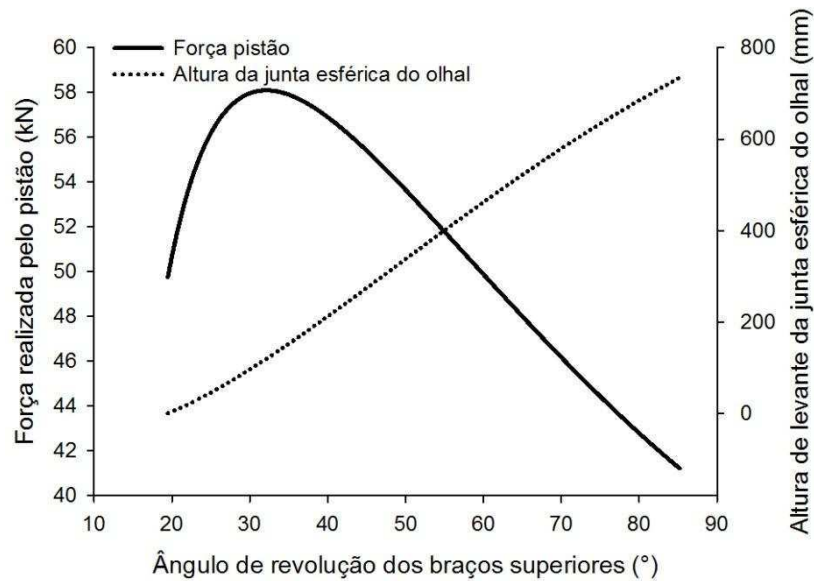


Figura 14. Resultado da simulação dinâmica indicando o comportamento da força exigida do pistão e amplitude de movimentação vertical da junta esférica em função do ângulo de revolução do mecanismo.

Na simulação dinâmica também foi analisado a força resultante nos mancais do mecanismo que coordena a movimentação dos braços superiores, nos pinos da conexão braços superiores e dos braços inferiores com o chassi, cujos resultados são apresentados na Figura 15.

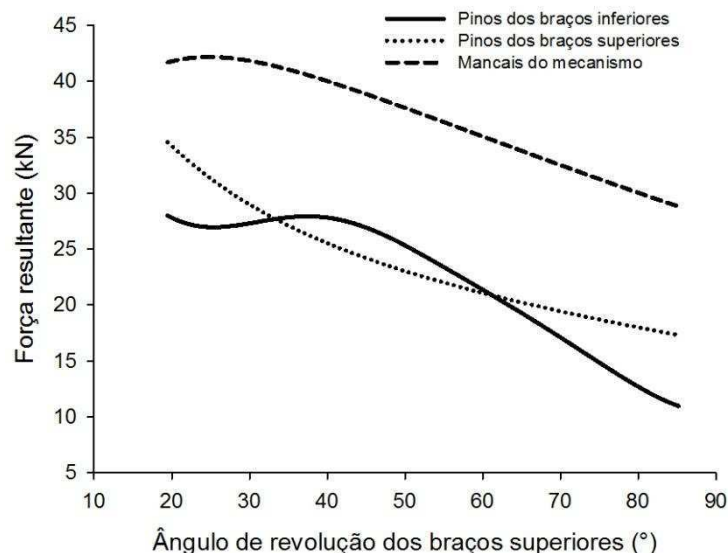


Figura 15. Força resultante obtida na simulação para os componentes do sistema de levante hidráulico do protótipo: mancais, pinos dos braços superiores e pinos dos braços inferiores.

Com base nos resultados da simulação dinâmica, foi executada uma análise de tensões nos componentes do sistema de levante hidráulico do

protótipo. A análise de tensões foi baseada no limite de escoamento de aços carbonos de média resistência, que oscila entre 195 a 265 MPa e foi o material designado para as peças na fase de projeto detalhado. Em detrimento do chassi e dos componentes do sistema de levante hidráulico serem peças comerciais, a análise de tensões foi voltada apenas para os demais componentes projetados especificamente para o protótipo.

Observa-se na Figura 16 o resultado da análise de tensões realizada para o mecanismo de acionamento do sistema de levante hidráulico de três pontos do protótipo, sendo utilizada na simulação uma carga vertical de 20 kN (10 kN em cada braço superior). A análise indicou que o material e a geometria dos componentes do mecanismo são capazes de suportar os esforços aos quais serão submetidos, visto que a carga aplicada na simulação transcende o peso dos implementos a serem utilizados.

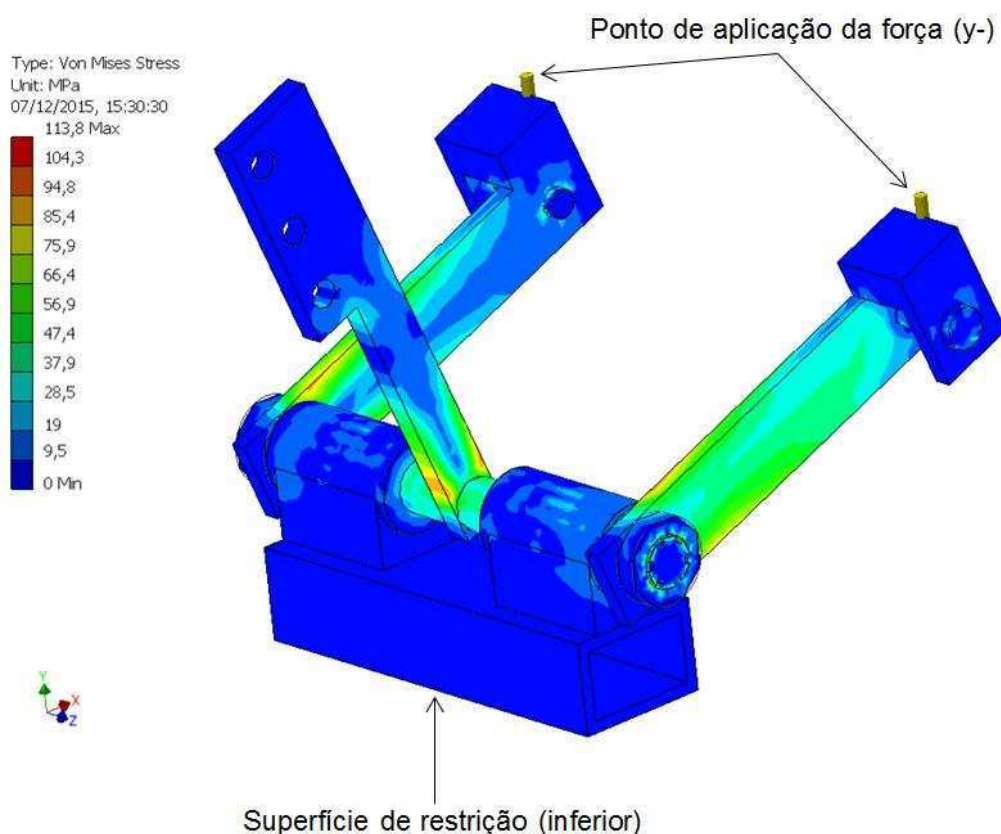


Figura 16. Análise de tensões do mecanismo responsável por controlar o sistema de levante hidráulico.

O suporte que realiza a conexão dos braços inferiores ao chassi do protótipo também foi estudado na análise de tensões, em função dos grandes esforços aos quais é submetido durante o processo de tração do implemento.

Nos resultados de tal análise não foi evidenciado risco de quebra ou escoamento desses componentes quando submetidos a um esforço de tração do implemento de 40 kN, conforme apresentado na Figura 17.

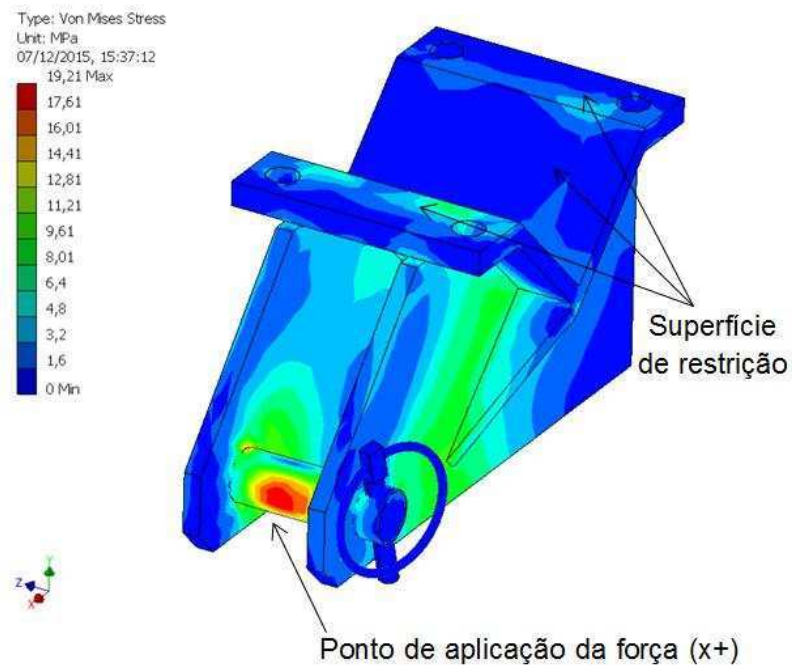


Figura 17. Análise de tensões da conexão dos braços inferiores com o chassi do protótipo.

3.2. Construção do protótipo

Na Figura 18 observa-se o protótipo após a fase de construção e acabamento, indicando o modo de acoplamento da célula de carga através do suporte na barra de tração.



Figura 18. Versão final do protótipo e suporte para conexão com a barra de tração.

3.3. Avaliação do protótipo

3.3.1. Ensaio a campo com o escarificador

A área experimental era cultivada no sistema de plantio direto, sendo a textura do solo classificada como argilosa. Na Tabela 6 são apresentados os valores médios de densidade e de teor de água do solo nas três camadas amostradas.

Tabela 6. Valores médios de densidade e teor de água do solo (b.s.) em função da camada de solo avaliada.

Camada (cm)	Densidade (g cm ⁻³)	Teor de água (%)
0 – 10	1,42	15,59
10 – 20	1,43	17,13
20 – 30	1,44	21,44

Na Figura 19 é apresentada a resistência média do solo à penetração, obtida em função da profundidade.

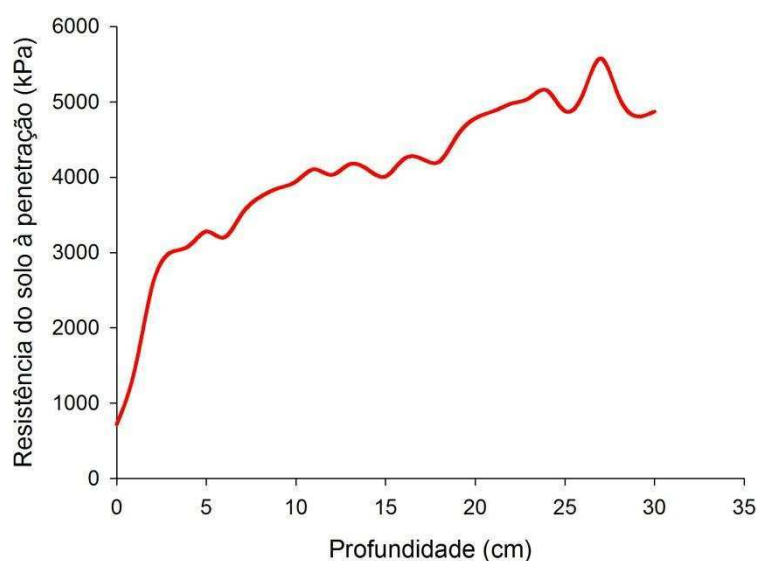


Figura 19. Resistência média do solo à penetração em função da profundidade.

Na Figura 20 tem-se um comparativo entre os modelos gerados para descrever a força de tração exigida pelo escarificador em função da profundidade, obtida com o protótipo e com o método do comboio, juntamente com os resultados fornecidos pela equação da ASAE (2011), que apresenta margem de erro de 30%.

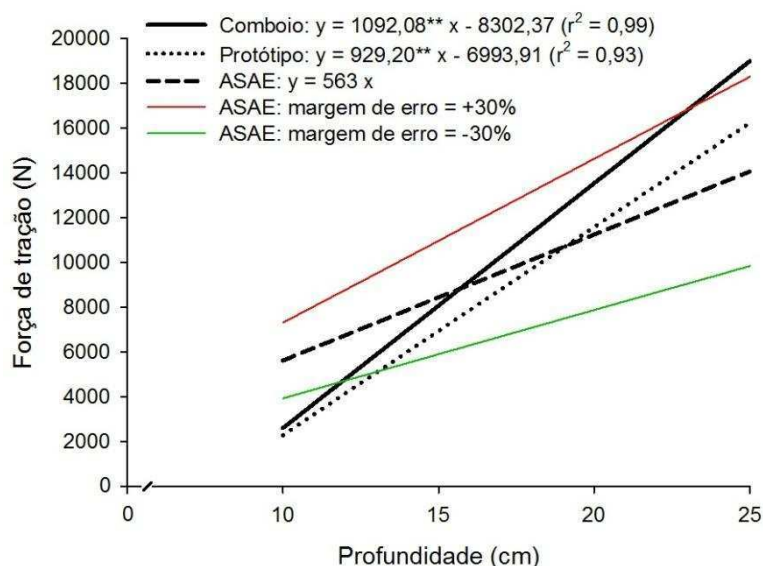


Figura 20. Modelos ajustados para descrever o comportamento da força de tração obtida com o protótipo e com o método do comboio, em adição o modelo de estimativa da ASAE (2011). ** = Significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t.

O modelo estimado para o protótipo apresentou menor coeficiente angular que o do comboio, o que faz com que os resultados obtidos na maior profundidade sejam maiores para esse método. Esse comportamento pode ser explicado pela elevada massa do trator que suporta o implemento durante a realização do comboio, onde foi observado uma força de 1532 N para tracionar apenas o trator (sem o implemento acoplado). Já para tracionar apenas o protótipo foi necessária uma força de 467 N, o que corresponde a três vezes menos a força para tracionar o trator no método do comboio. Outro fator que provavelmente influenciou nos resultados foi a transferência de peso proporcionado pela dinâmica entre trator e implemento, pois quanto maior a exigência de tração do escarificador maior será a transferência de peso para o trator, o que proporciona acréscimo na resistência ao rolamento dos pneus do mesmo.

Os modelos obtidos com o protótipo e com o comboio exibiram desvios em relação à estimativa fornecida pela equação da ASAE (2011), considerando que a margem de erro estipulada é de +/- 30%. Na Tabela 7 é apresentada a matriz de correlação entre os valores obtidos em campo, utilizando o protótipo e o comboio, com os estimados pela ASAE (2011).

Tabela 7. Coeficientes de correlação de Pearson para os valores de força de tração obtidos com os três métodos. p = p valor.

	ASAE (2011)	Comboio	Protótipo
ASAE (2011)	-	0,99 p < 0,00	0,96 p < 0,00
Comboio	0,99 p < 0,00	-	0,94 p < 0,00
Protótipo	0,96 p < 0,00	0,94 p < 0,00	-

Os valores de força de tração observados com a utilização do protótipo mostrou forte correlação com os valores estimados pela ASAE (2011) e com os provenientes do método do comboio, o que caracteriza o protótipo é uma ferramenta válida para realização de ensaio de tração em implementos montados.

Os resultados obtidos com o protótipo e com o comboio assemelham-se aos encontrados por Karparvarfard e Rahmanian-Koushkaki (2015), onde os autores avaliaram o efeito da profundidade e da velocidade na demanda energética durante operação de escarificação em solo argiloso. Esses autores observaram que, para a velocidade de 4,0 km h⁻¹, a profundidade teve efeito linear e positivo na força exigida para a tração do escarificador. O aumento da profundidade proporciona incremento na área de solo mobilizada para cada haste do escarificador, o que culmina em maior demanda energética para suplantar as forças de coesão e adesão do solo, tendência essa que é comum para implementos agrícolas de mobilização de solo (MANUWA, 2009; MOITZI, et al., 2013; IBRAHMI et al., 2015)

3.3.2. Ensaio de campo com a grade destorroadora-niveladora

A área utilizada para o ensaio com a grade destorroadora-niveladora foi arada uma semana antes da execução do experimento e a caracterização do solo foi realizada antes desse processo. Na Tabela 8 são apresentados os valores médios de densidade e teor de água do solo para as camadas amostradas.

Tabela 8. Valores médios de densidade e teor de água do solo (b.s.) em função da camada avaliada.

Camada (cm)	Densidade (g cm ⁻³)	Teor de água (%)
0 – 10	1,15	22,32
10 – 20	1,21	20,00
20 – 30	1,27	18,11

Na Figura 21 é apresentada a resistência média do solo à penetração, obtida em função da profundidade.

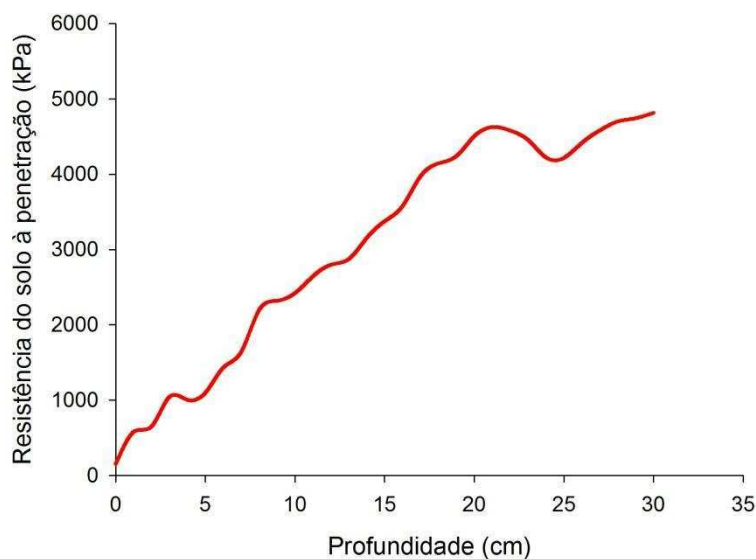


Figura 21. Resistência do solo à penetração em função da profundidade do solo.

Na figura 22 observam-se os modelos gerados para estimar a força de tração exigida na primeira gradagem em função da velocidade de operação, utilizando-se o protótipo e o comboio, além de apresentar os valores estimados pela equação da ASABE (2011). Na Figura 23 tem-se a mesma análise, porém para a segunda gradagem.

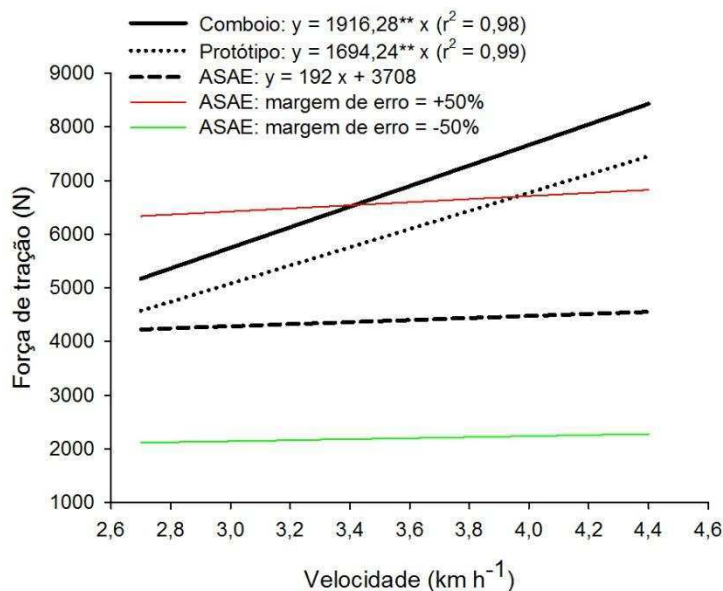


Figura 22. Modelos ajustados para descrever o comportamento da força de tração, na primeira gradagem, obtida com o protótipo e com o método do comboio, em adição o modelo de estimativa da ASABE (2011). ** = Significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t.

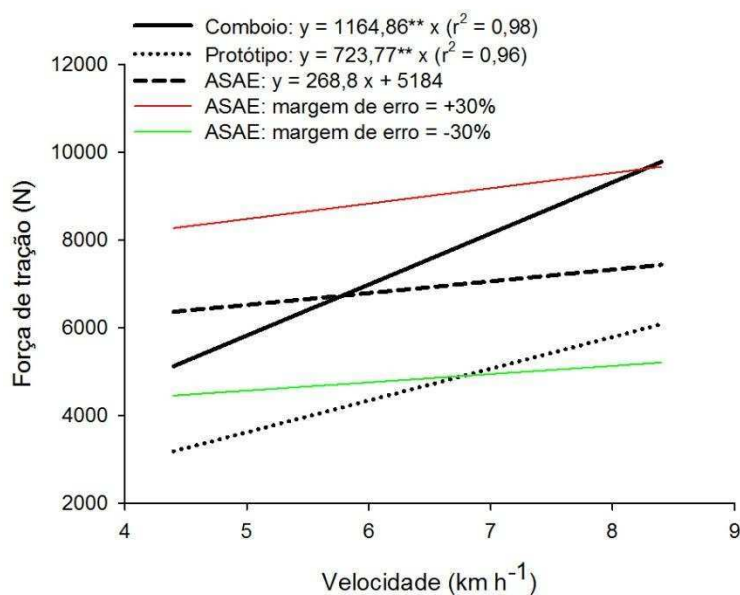


Figura 23. Modelos ajustados para descrever o comportamento da força de tração, na segunda gradagem, obtida com o protótipo e com o método do comboio, em adição o modelo de estimativa da ASABE (2011). ** = Significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t.

Os modelos ajustados para o protótipo e comboio apresentaram efeito linear e positivo da velocidade na força de tração exigida pela grade na primeira e na segunda passada. A força de tração obtida com o método do comboio apresenta valores superiores aos obtidos com o protótipo ao longo de todas as velocidades avaliadas, o que novamente pode ser explicado pela elevada massa do trator que suporta o implemento durante a execução do comboio.

A margem de erro fornecida pelo modelo da ASABE (2011) é de 50 e 30% para a primeira e segunda gradagem, respectivamente, sendo observados alguns desvios dos modelos gerados para o protótipo e comboio na faixa de velocidade utilizada no experimento. Na Tabela 9 é apresentada a matriz de correlação entre os valores obtidos a campo, utilizando o protótipo e o comboio, com os estimados pela ASABE (2011).

Tabela 9. Coeficientes de correlação de Pearson para os valores de força de tração obtidos com os três métodos, para a primeira e a segunda gradagem. p = p valor.

Primeira gradagem			
	ASAE (2011)	Comboio	Protótipo
ASAE (2011)	-	0,64 p < 0,03	0,67 p < 0,02
Comboio	0,64 p < 0,03	-	0,92 p < 0,00
Protótipo	0,67 p < 0,02	0,92 p < 0,00	-
Segunda gradagem			
	ASAE (2011)	Comboio	Protótipo
ASAE (2011)	-	0,68 p < 0,02	0,85 p < 0,00
Comboio	0,68 p < 0,02	-	0,86 p < 0,00
Protótipo	0,85 p < 0,00	0,86 p < 0,00	-

Os dados obtidos com o protótipo apresentaram correlação forte e positiva com os provenientes do método do comboio e com os valores estimados pela equação da ASABE (2011), o que reforça a validade do protótipo para a execução de ensaios de tração em implementos montados.

Para as duas passadas da grade foram observados maiores valores de tração para o método do comboio em todas as velocidades avaliadas, o que ressalta a tendência da elevada massa do trator que suporta em superestimar a força demandada pelo implemento. Na condição de solo para execução da primeira e segunda passada da grade a força média para tracionar apenas o trator no método do comboio foi de 4078 N, enquanto que para tracionar o protótipo a média foi apenas de 491 N. A força para tracionar apenas o trator no comboio é muito elevada, o que condiciona maior resistência ao rolamento e maior esforço para manter o movimento uniforme, mascarando a força para tracionar apenas o implemento.

Os resultados obtidos com o método do protótipo assemelham-se aos encontrados por Arvidsson et al. (2004), onde os autores avaliaram a demanda energética durante a operação de gradagem em solo argiloso com umidade próxima ao do presente trabalho. As grades são implementos que dependem da velocidade para realizar uma operação de modo adequado, pois quanto maior este parâmetro maior é o ataque dos discos no solo e mais eficiente o trabalho, entretanto é exigido mais força para a tração (KHEIRALLA et al., 2004; ROUL et al., 2009).

4. Conclusões

- O protótipo mostrou-se como ferramenta eficaz para a realização de ensaios em implementos montados.
- A força de tração obtida com o método do comboio foi maior que a obtida com o protótipo em todas as situações avaliadas, sendo possível inferir que o método do comboio superestima os resultados.
- Os dados obtidos com o protótipo apresentam tendência semelhante aos estimados pela ASABE e aos obtidos com o método do comboio.
- O protótipo desenvolvido pode substituir com êxito a metodologia do comboio para ensaio de implementos montados.

5. Referências bibliográficas

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL AND BIOLOGICAL ENGINEERS: **Agricultural Machinery Management Data: ASAE D497.7**. ASABE Standard. St. Joseph, Michigan. 2011.

ARVIDSSON, J.; KELLER, T.; GUSTAFSSON, K. Specific draught for mouldboard plough, chisel plough and disc harrow at different water contents. **Soil and Tillage Research**, v. 79, n. 2, p. 221-231, 2004.

EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Solos. **Manual de métodos de análise de solo**. 2 ed. Rio de Janeiro, 2011. 230p.

IBRAHMI, A.; BENTAHER, H.; HBAIEB, M.; MOUAZEN, A. M. Study the effect of tool geometry and operational conditions on mouldboard plough forces and energy requirement: Part 1. Finite element simulation. **Computers and Electronics in Agriculture**, v. 117, p. 258-267, 2015.

KARPARVARFARD, S. H.; RAHMANIAN-KOUSHKAKI, H. Development of a fuel consumption equation: Test case for a tractor chisel-ploughing in a clay loam soil. **Biosystems Engineering**, v. 130, p. 23-33, 2015.

KHEIRALLA, A. F.; YAHYA, A.; ZOHADIE, M.; ISHAK, W. Modelling of power and energy requirements for tillage implements operating in Serdang sandy clay loam, Malaysia. **Soil and Tillage Research**, v. 78, n. 1, p. 21-34, 2004.

MACLAURIN, B. Using a modified version of the Magic Formula to describe the traction/slip relationships of tyres in soft cohesive soils. **Journal of Terramechanics**, v. 52, n. 0, p. 1-7, 2014.

MANUWA, S. I. Performance evaluation of tillage tines operating under different depths in a sandy clay loam soil. **Soil and Tillage Research**, v. 103, n. 2, p. 399-405, 2009.

MEHTA, C. R.; SINGH, K.; SELVAN, M. M. A decision support system for selection of tractor–implement system used on Indian farms. **Journal of Terramechanics**, v. 48, n. 1, p. 65-73, 2011.

MOITZI, G.; HAAS, M.; WAGENTRISTL, H.; BOXBERGER, J.; GRONAUER, A. Energy consumption in cultivating and ploughing with traction improvement system and consideration of the rear furrow wheel-load in ploughing. **Soil and Tillage Research**, v. 134, n. 0, p. 56-60, 2013.

MONTEIRO, L. D. A.; ALBIERO, D.; LANÇAS, K. P.; BUENO, A. V.; MASIERO, F. C. Energetic efficiency of an agricultural tractor in function of tire inflation pressure. **Engenharia Agrícola**, v. 33, p. 758-763, 2013.

NADERI-BOLDAJI, M.; ALIMARDANI, R.; HEMMAT, A.; SHARIFI, A.; KEYHANI, A.; TEKESTE, M. Z.; KELLER, T. 3D finite element simulation of a single-tip horizontal penetrometer–soil interaction. Part II: Soil bin verification of the model in a clay-loam soil. **Soil and Tillage Research**, v. 144, p. 211-219, 2014.

OSINENKO, P. V.; GEISSLER, M.; HERLITZIUS, T. A method of optimal traction control for farm tractors with feedback of drive torque. **Biosystems Engineering**, v. 129, p. 20-33, 2015.

PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J. E.; GROTE, K. H. **Projeto na Engenharia: Fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e Aplicações**. São Paulo, v 6: Edgard Blucher, 2005.

PORTEŠ, P.; BAUER, F.; ČUPERA, J. Laboratory-experimental verification of calculation of force effects in tractor's three-point hitch acting on driving wheels. **Soil and Tillage Research**, v. 128, n. 0, p. 81-90, 2013.

R DEVELOPMENT CORE TEAM. R: A language and environment for statistical computing. 2012. Vienna: R Foundation for Statistical Computing.

RANJBARIAN, S.; ASKARI, M.; JANNATKHAH, J. Performance of tractor and tillage implements in clay soil. **Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences**, ISSN 1658-077X.

ROȘCA, R.; CÂRLESCU, P.; ȚENU, I. A semi-empirical traction prediction model for an agricultural tyre, based on the super ellipse shape of the contact surface. **Soil and Tillage Research**, v. 141, p. 10-18, 2014.

ROUL, A. K.; RAHEMAN, H.; PANSARE, M. S.; MACHAVARAM, R. Predicting the draught requirement of tillage implements in sandy clay loam soil using an artificial neural network. **Biosystems Engineering**, v. 104, n. 4, p. 476-485, 2009.

SAHU, R. K.; RAHEMAN, H. A decision support system on matching and field performance prediction of tractor-implement system. **Computers and Electronics in Agriculture**, v. 60, n. 1, p. 76-86, 2008.

SIMIKIĆ, M.; DEDOVIĆ, N.; SAVIN, L.; TOMIĆ, M.; PONJIČAN, O. Power delivery efficiency of a wheeled tractor at oblique drawbar force. **Soil and Tillage Research**, v. 141, n. 0, p. 32-43, 2014.

TAGAR, A. A.; CHANGYING, J.; ADAMOWSKI, J.; MALARD, J.; QI, C. S.; QISHUO, D.; ABBASI, N. A. Finite element simulation of soil failure patterns under soil bin and field testing conditions. **Soil and Tillage Research**, v. 145, p. 157-170, 2015.

Capítulo II

Análise operacional de um conjunto trator-escarificador em função da velocidade e da profundidade

Análise operacional de um conjunto trator-escarificador em função da velocidade e da profundidade

Resumo: Escarificadores são implementos agrícolas constituídos de hastes que penetram e mobilizam o solo, sendo muito utilizados no cultivo mínimo. Objetivou-se com este trabalho avaliar o efeito da velocidade e da profundidade de trabalho das hastes no desempenho operacional de um conjunto trator-escarificador. Os tratamentos constituíram-se da combinação de três velocidades (4,0; 5,0 e 8,0 km h⁻¹) com três profundidades de trabalho das hastes (10,0; 18,0 e 25,0 cm). Foi utilizado um escarificador montado, conectado a um protótipo desenvolvido especificamente para a realização de ensaios com implementos com essa forma de acoplamento. O protótipo apresenta a função de converter o modo de acoplamento de montado para arrasto e também fornece meios para determinar a força de tração. Para tracionar o sistema protótipo-implemento foi utilizado um trator agrícola com tração dianteira auxiliar (TDA), com 85 cv (63 kW) de potência nominal no motor. Os parâmetros avaliados foram: força de tração, potência na barra de tração, consumo de combustível, patinagem dos rodados do trator e eficiência na barra de tração. A velocidade e a profundidade de escarificação apresentaram efeito linear e positivo nos parâmetros avaliados, exceto para o consumo específico, que apresentou efeito linear e negativo. A máxima força de tração foi de 15,9 kN e foi observada na combinação entre a maior velocidade e a maior profundidade. Nesse ponto também foram obtido os valores máximos de: eficiência na barra de tração (31%), consumo de combustível (10,0 L h⁻¹), patinagem (25,3%) e potência demandada na barra de tração (20 kW). Os resultados sugerem que quanto maior a força necessária para tração maior será a potência, a patinagem, o consumo de combustível e a eficiência na barra de tração.

Palavras-chave: patinagem, consumo de combustível, força de tração, eficiência energética.

Operational analysis of a tractor-chisel plow set as function of speed and depth

Abstract: Minimum tillage is a soil conservationist practice, aiming maximum cover of soil and minimum mobilization. Chisel plow is the main implement used to prepare the soil before sowing in this system cultivate. The implement is constituted of stems that operate in subsoil and your function is to break the soil aggregates. The objective with this work is to evaluate the effect of speed and depth of chiseling in operational performance of a tractor-chisel set. The treatments constituted by the combination of three speeds (4.0; 5.0 e 8.0 km h⁻¹) with three work depth of the stems (10.0; 18.0 e 25.0 cm). Was used a full mounted chisel plow, connected to a prototype developed to test implements with this hitch system. The prototype presents the function of convert the hitch mode from mounted to towed and provides means to determine the traction force. To pull the prototype-chisel system was used a farm tractor with mechanical front wheel drive assist (MFWD) and 85 hp (63 kW) of rated engine power. The evaluated parameters were: drawbar force, drawbar power, fuel consumption, slip and drawbar efficiency. Speed and depth had linear and positive effect in the evaluated parameters, except for the especific fuel consumption, where the effect was negative. Maximum drawbar force was 15.9 kN, observed at the combination of higher speed and most deep operation. In this point was also obtained the higher value of drawbar efficiency (35%), hourly fuel consumption (10.0 L h⁻¹), slip (25.3%) and drawbar power (20 kW). The results suggest which higher force demand provides higher values of power, slip, fuel consumption and drawbar efficiency.

Keywords: slip, fuel consumption, traction force, energetic efficiency

1. Introdução

As práticas conservacionistas de cultivo visam à mínima mobilização do solo e a manutenção de cobertura vegetal, no intuito de reduzir o potencial de erosão hídrica e eólica do solo. A cobertura vegetal, juntamente com a menor fragmentação do solo, proporciona redução da velocidade de escoamento superficial da água e minimiza o arraste de partículas em função dos ventos. A utilização de práticas conservacionistas também propicia melhoria das características físicas e biológicas do solo, aumenta a retenção de água e eventualmente diminui a evapotranspiração do sistema solo-planta, eventos que podem conduzir a melhor produtividade da cultura explorada (BUSARI et al., 2015; TERAVEST et al., 2015; TUZZIN DE MORAES et al., 2016).

O cultivo mínimo é uma vertente conservacionista de manejo do solo que utiliza como principal ferramenta o escarificador, implemento agrícola projetado para realizar o cultivo primário em profundidades de 10 a 45 cm. Esse implemento é composto por hastes com ponteiros substituíveis que, tracionadas sob a superfície, promovem a ruptura e fragmentação do solo, com mínima inversão e manutenção de resíduo vegetal como cobertura. A qualidade da operação de escarificação é condicionada à umidade do solo, sendo que baixos valores dessa variável promovem melhoria na ruptura e fragmentação do solo, porém proporciona acréscimo da força de tração exigida pelo implemento e pode atuar como fator limitante para condições de operação mais profundas (SRIVASTAVA et al., 2006; RANJBARIAN et al., 2015)

A força exigida para a tração dos escarificadores é função do número de hastes, da profundidade de trabalho, da velocidade operacional e da textura do solo. O conhecimento da demanda de tração é crucial para o processo de adequação entre trator e implemento, sendo possível observar na literatura científica estudos a respeito do comportamento da força de tração em função dos parâmetros operacionais para diversos implementos, incluindo o escarificador. Esses estudos geralmente propõem métodos e parâmetros para estimar a força exigida para a tração de implementos agrícolas, baseando-se em informações empíricas ou em modelagem numérica assistida por computador (SAHU; RAHEMAN, 2008; ROUL et al., 2009; UCGUL et al., 2014).

A ASABE (2011), fornece em sua norma ASAE D497.7 um modelo genérico para estimativa da força de tração, fundamentado em parâmetros de

entrada específicos para cada implemento e alimentado com características básicas da operação. Esse modelo proposto apresenta margem de erro variando de 15 a 50%, dependendo do implemento e da condição operacional, sendo os parâmetros ajustados com base em experimentação em solo americano, o que indica a necessidade de validação em outras regiões e condições de solo.

A demanda de força e potência do implemento determina o desempenho dos tratores agrícolas durante a operação, principalmente no que diz respeito à eficiência de tração. A patinação dos dispositivos de tração é o fator mais influente na eficiência de tração dos tratores agrícolas, sendo caracterizada como discrepância entre a velocidade periférica e a translacional de um dispositivo de tração. A patinação é dependente da configuração dos dispositivos de tração, da carga vertical aplicada ao eixo motriz e das condições da superfície trafegada, podendo em algumas situações de operação ultrapassar o valor de 50% (MACLAURIN, 2014; DAMANAUSKAS; JANULEVIČIUS, 2015; TAGHAVIFAR; MARDANI, 2015).

A eficiência de tração associa-se com a competência do trator agrícola em utilizar o combustível para desenvolver trabalho mecânico nas diversas operações por ele realizadas. Valores reduzidos de eficiência de tração culminam em menor aproveitamento da energia proveniente da queima do combustível, proporcionando consumo desnecessário e elevação dos custos inerentes a operação, além de aumentar as emissões de gases potencialmente nocivos à atmosfera oriundos da combustão de combustíveis fósseis (TANGÖZ et al., 2015; RASHED et al., 2016; WANG et al., 2016).

Com base na importância da utilização do escarificador para os sistemas conservacionistas de cultivo e na necessidade de melhorar a eficiência do uso da energia nas atividades agrícolas, objetivou-se com este trabalho avaliar a influência da velocidade e da profundidade de escarificação nos parâmetros operacionais de um trator agrícola.

2. Material e métodos

O trabalho foi conduzido no campo experimental “Diogo Alves de Mello”, pertencente ao Departamento de Fitotecnia da Universidade Federal de Viçosa (UFV), localizada no município de Viçosa, Minas Gerais.

Os tratamentos constituíram-se da combinação entre três velocidades operacionais (4,0; 5,0 e 8,0 km h⁻¹) e três profundidades de trabalho das hastes do escarificador (0,10; 0,18 e 0,25 m), segundo delineamento inteiramente casualizado, com quatro repetições. Os tratamentos foram executados em parcelas com 20 m de comprimento por 3 m de largura, resultando numa área útil de 60 m². Para cada parcela foram utilizados 15 m adicionais para estabilizar a operação do conjunto mecanizado antes do início da coleta de dados. Os experimentos foram realizados em condições de solo que refletem a realidade da operação com o escarificador.

2.1. Trator

Foi utilizado um trator John Deere[®] (Figura 1), modelo 5705 4x2 com tração dianteira auxiliar (TDA) e potência de 62,56 kW (85 cv) no motor a 2250 rpm. As principais especificações do trator estão apresentadas na Tabela 1.



Figura 1. Trator John Deere[®] modelo 5705 utilizado no experimento.

Tabela 1. Especificações do trator John Deere® modelo 5705.

Especificações	
Potência do motor na rotação nominal	63 kW
Potência da TDP na rotação nominal do motor	53 kW
Rotação de potência máxima	2400 rpm
Faixa de rotação com potência constante	2000 – 2400 rpm
Torque máximo	330 Nm
Rotação de torque máximo	1600 rpm
Número de cilindros do motor	4
Cilindrada	4500 cm ³
Aspiração	Turboalimentado
Relação peso/potência	498,29 kW N ⁻¹

Na execução do experimento o trator estava equipado com pneus Pirelli® TM 95 18.4-30 no eixo traseiro e Goodyear® Dyna Torque II 12.4-24 no eixo dianteiro, sendo ambos calibrados para a pressão de 96,53 kPa (14 psi) e desprovidos de lastro líquido. Os raios de rolamento dos pneus dianteiros e traseiros são de 0,54 e 0,71 m, respectivamente. Na Tabela 2 estão apresentadas as especificações fornecidas pelos fabricantes dos pneus.

Tabela 2. Especificações dos pneus utilizados no experimento.

Pneu	Banda de rodagem	Largura da seção	Diâmetro externo (mm)	Diâmetro do aro (mm)	Carga máxima (Kg)	Nº de lonas
18.4 – 30	R1	0,4674	1551,9	760,0	2815	10
12.4 – 24	R1	0,3150	1163,3	609,6	1200	6

A relação das marchas utilizadas no experimento e suas respectivas velocidades teóricas estão apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3. Marchas e velocidades teóricas utilizadas no experimento.

Marcha	Rotação do motor (rpm)	Velocidade (km h ⁻¹)
3ª A	2150	4,0
1ª B	2150	5,0
2ª B	2150	8,0

2.2. Escarificador

Foi utilizado um esscarificador da marca Massey Ferguson®, modelo 226, com 5 hastes espaçadas em 0,5 m, fornecendo uma largura de trabalho teórica de 2,5 m (Figura 2). O implemento é acoplado ao trator por meio do sistema de levante hidráulico de três pontos (montado) e apresenta massa de 314 kg.



Figura 2. Escarificador utilizado no experimento.

2.3. Protótipo para a realização de ensaios em implementos montados

Em função de o escarificador avaliado ser montado ao sistema de levante hidráulico do trator, foi utilizado um protótipo para ensaios de implementos montados, o qual permite que o modo de acoplamento seja convertido para arrasto.

O protótipo é composto de um chassi com dois pneus laterais de sustentação e com cabeçalho para acoplamento à barra de tração do trator. O chassi dá sustentação aos componentes responsáveis por acoplar e controlar a movimentação vertical e tracionar o implemento ensaiado. Esses componentes foram elaborados conforme elementos padronizados do sistema de levante hidráulico de tratores agrícolas disponíveis no mercado, no intuito de reduzir os custos e garantir sua resistência mecânica. Para o controle da movimentação vertical do implemento foi empregado um pistão hidráulico conectado ao sistema de controle remoto do trator ao qual o protótipo irá se acoplar. O pistão é conectado por meio de um pino em uma conexão fixa presente no chassi formando uma junta de revolução. O pistão hidráulico coordena a movimentação do mecanismo responsável por levantar e abaixar os braços inferiores de conexão com o implemento (Figura 3).

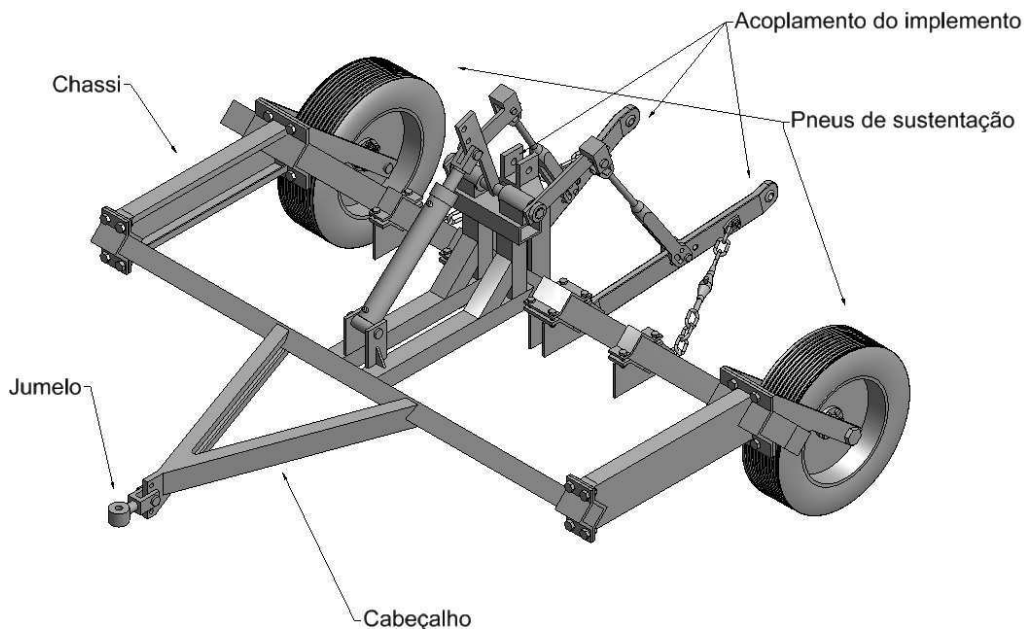


Figura 3. Vista isométrica superior/esquerda do protótipo virtual concebido na fase de projeto conceitual, indicando parte de seus componentes.

2.4. Caracterização do solo da área experimental

2.4.1. Teor de água no solo

Foi utilizado o método gravimétrico padrão, com base na massa de solo seco em estufa à temperatura de 105 – 110 °C até atingir massa constante (EMBRAPA, 2011). As amostras foram coletadas em cinco pontos da área experimental, sendo em cada ponto retiradas amostras em três faixas de profundidade (0 – 10, 10 – 20 e 20 – 30 cm).

2.4.2. Densidade do solo

Foi determinada a partir da coleta de cinco pontos na área experimental e em cada ponto em três faixas de profundidade (0 – 10, 10 – 20 e 20 – 30 cm). Utilizou-se o método do anel volumétrico (EMBRAPA, 2011)

2.4.3. Resistência do solo à penetração

A coleta de dados foi realizada no dia da execução do experimento, em trinta pontos dentro da área experimental, sendo utilizado um penetrômetro modelo PENETROLOG, da marca FALKER® (Figura 4). A obtenção dos valores de resistência do solo à penetração foi apresentada em forma de gráfico, para a camada de 0 a 30 cm de profundidade e expressos em kPa.



Figura 4. Penetrômetro utilizado na coleta de dados.

2.4.4. Textura do solo

A amostragem foi realizada no dia da execução do experimento, coletando-se dez amostras área experimental. As amostras foram acondicionadas em embalagem adequada e encaminhadas para o Laboratório de Análises Físicas e Químicas de Solo do Departamento de Solos da Universidade Federal de Viçosa.

2.5. Instrumentação da coleta de dados

Os parâmetros operacionais de interesse foram monitorados por transdutores conectados a um sistema de aquisição de dados, da marca Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), modelo Spider 8[®], gerenciado pelo software HBM Catman[®] 2.2 instalado em um computador portátil embarcado no trator. O sistema de aquisição de dados foi ajustado para operar com taxa de aquisição de 50 Hz (50 dados por segundo). Os dados coletados foram salvos em planilha eletrônica e posteriormente processados.

2.5.1. Velocidade operacional do trator (V_{op})

Utilizou-se um radar da marca Dickey John[®], modelo Radar II (Figura 5), que possui faixa de medição entre 0,53 e 96,6 km h⁻¹ e precisão de $\pm 3\%$ para a faixa de velocidade que engloba a utilizada no experimento. Antes da realização do experimento o radar foi calibrado, resultando numa frequência de 59,95 mHz para cada 1 m s⁻¹.



Figura 5. Radar utilizado para mensurar a velocidade.

2.5.2. Rotação dos eixos motrizes no trator (n)

Foi monitorada com o auxílio de transdutores indutivos tubulares posicionados em cada uma das rodas por meio de suportes. A alteração do campo magnético (indução) dos transdutores ocorre pela passagem de aletas equidistantes dispostas na periferia de uma coroa circular afixada concentricamente dentro da calota do rodado, servindo assim como sistema referencial.

Os transdutores utilizados foram da marca Autonics, modelo PRCM 18 (Figura 6), com distância de detecção de 5 mm e 18 mm de diâmetro. O sistema referencial (coroa circular) possui 45 aletas, dessa forma a frequência de 45 Hz corresponde a um regime de rotação de 1 rps nos eixos motrizes (45 Hz rps).



Figura 6. Sensor indutivo utilizado para a determinação da velocidade angular dos rodados.

2.5.3. Força de tração (F_t)

A força necessária para tracionar o escarificador foi determinada com uma célula de carga da marca Alfa Instrumentos, com capacidade para 50 kN, sensibilidade de 2 mV V^{-1} e erro combinado inferior a 0,03%. A célula de carga foi instalada no local da barra de tração do trator através de um suporte projetado especificamente para essa finalidade (Figura 7).



Figura 7. Célula de carga e suporte para instalação no trator.

2.5.4. Consumo horário de combustível (C_h)

O medidor de fluxo de combustível (fluxômetro) utilizado foi da marca FLOWMATE M-III®, modelo LSF41C (Figura 8). O consumo foi obtido com base na frequência de rotação dos rotores que constituem o mecanismo medidor, sendo que a calibração prévia resultou num fluxo de $3,59 \text{ L h}^{-1} \text{ Hz}^{-1}$.

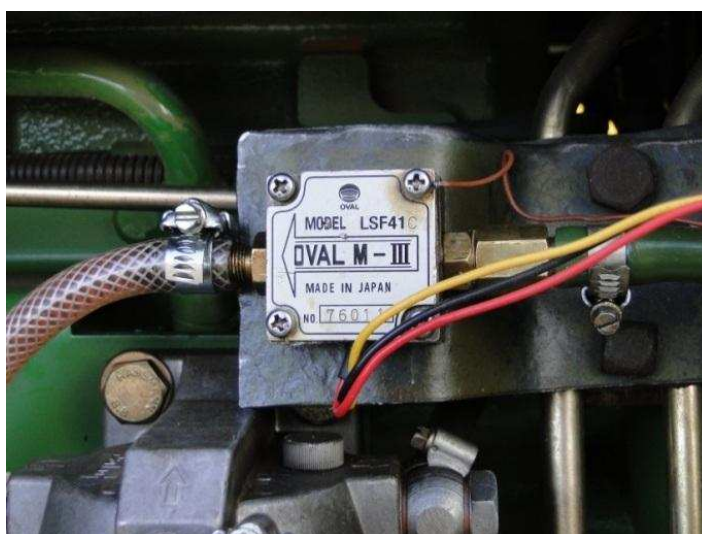


Figura 8. Fluxômetro utilizado para determinar o consumo de combustível do trator.

2.6. Cálculo dos parâmetros operacionais

A partir das informações adquiridas pelos transdutores, foram calculados os demais parâmetros operacionais. A seguir serão apresentados os procedimentos e metodologias para obtenção desses parâmetros.

2.6.1. Patinagem dos rodados do trator (p)

Foi obtida a partir da diferença percentual entre a velocidade translacional (velocidade operacional do trator) e rotacional dos rodados do trator, de acordo com a Equação 1.

$$p = \frac{2 \pi n r_r - V_{op}}{2 \pi n r_r} 100 \quad (1)$$

em que

p = patinagem dos rodados do trator (%);

n = rotação do eixo motriz (rps);

r_r = raio de rolamento do pneu (m); e,

V_{op} = velocidade operacional do trator (m s⁻¹).

2.6.2. Potência na barra de tração (P_{bt})

É o produto entre a velocidade operacional e a força medida na barra de tração do trator, calculado pela Equação 2.

$$P_{bt} = F V_{op} \quad (2)$$

em que

P_{bt} = potência na barra de tração (kW);

F = força de tração média (kN); e,

V_{op} = velocidade operacional do trator (m s⁻¹).

2.6.3. Consumo específico de combustível (Ce)

O consumo horário necessário para produzir uma unidade de potência na barra de tração por hora de trabalho, foi calculado pela Equação 3.

$$C_e = \frac{C_h}{P_{bt}} \quad (3)$$

em que

C_e = consumo específico de combustível ($L h^{-1} kW^{-1}$);

C_h = consumo horário de combustível ($L h^{-1}$); e,

P_{bt} = potência na barra de tração (kW).

2.6.4. Eficiência na barra de tração (Ebt)

Foi calculada como a relação entre a potência determinada na barra de tração e a potência nominal do trator, conforme Equação 4.

$$E_{bt} = \frac{P_{bt}}{P_{nm}} \quad (4)$$

em que

E_{bt} = eficiência na barra de tração (adm);

P_{bt} = potência na barra de tração (kW); e,

P_{nm} = potência nominal do motor (kW).

2.7. Execução do experimento

O sistema de aquisição de dados foi configurado para operar numa taxa de aquisição de 50 Hz. O sistema era iniciado no momento em que o trator começava a percorrer os 15 m relativos à estabilização da operação e interrompido ao final da parcela de 20 m, sendo os dados salvos em planilha eletrônica para posterior processamento. Os dados referentes ao período de estabilização do trator foram excluídos e para cada parcela foi obtido à média aritmética das leituras fornecidas pelo sistema de aquisição. Ao final dos experimentos foram elaboradas planilhas eletrônicas contendo os resultados obtidos.

2.8. Análise dos resultados

Os dados obtidos no experimento foram analisados por meio da metodologia de superfície de resposta, onde os parâmetros operacionais avaliados foram descritos por modelos de regressão, ajustados em função da

velocidade e da profundidade de operação das hastes do escarificador. Os modelos foram selecionados com base no coeficiente de determinação, no comportamento do fenômeno estudado e na significância dos coeficientes de regressão com a utilização do teste t.

Para a realização dos procedimentos estatísticos foi utilizado o programa computacional R (R DEVELOPMENT CORE TEAM, 2012).

3. Resultados e discussão

3.1. Caracterização da área experimental

A área experimental era cultivada no sistema de plantio direto e havia sido dessecada em momento anterior a execução do experimento. A textura do solo foi classificada como argilosa e na Tabela 4 estão apresentados os valores médios de densidade e teor de água do solo nas três camadas amostradas.

Tabela 4. Valores médios de densidade e de teor de água em função da camada de solo avaliada.

Camada (cm)	Densidade (g cm ⁻³)	Teor de água (%)
0 – 10	1,42	15,59
10 – 20	1,43	17,13
20 – 30	1,44	21,44

Na Figura 9 é apresentado o comportamento da resistência do solo à penetração em função da profundidade.

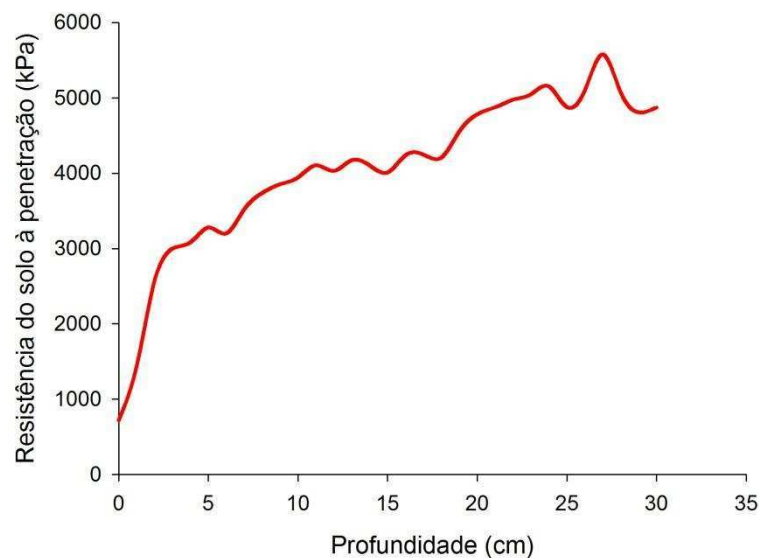


Figura 9. Resistência do solo à penetração em função da profundidade.

A resistência do solo à penetração aumentou de acordo com a profundidade, o que é comum observar para solos agrícolas, independentemente do sistema de cultivo adotado (PEREIRA et al., 2002; DAS et al., 2014; MCPHEE et al., 2015). Os valores encontrados assemelham-se aos encontrados por Gozubuyuk et al. (2014), onde os autores avaliaram as propriedades físicas de um solo argiloso e conduzido no sistema de plantio direto, condição semelhante ao do presente trabalho.

3.2. Força de tração

A profundidade de atuação das hastes e a velocidade operacional apresentaram efeito linear e positivo na força de tração exigida pelo escarificador, conforme a equação ajustada e sua respectiva superfície de resposta, apresentadas na Figura 10.

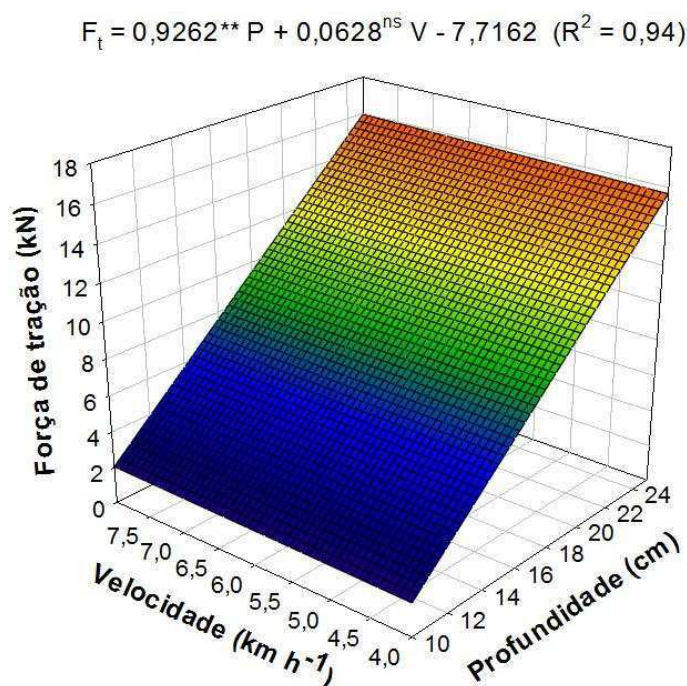


Figura 10. Equação ajustada e superfície de resposta para descrever a força (F_t) para tracionar o escarificador em função da velocidade (V) e da profundidade de operação (P). ** = significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t e ^{ns} = não significativo.

A profundidade apresentou efeito mais pronunciado (significativo) sobre a força necessária para tracionar o escarificador, de modo que o incremento de uma unidade (1 cm) culmina numa adição média de 0,9262 kN na força de tração. O aumento da profundidade de atuação das hastes condiciona o acréscimo da seção de solo mobilizado, elevando a demanda energética para romper as forças de coesão e adesão do solo, o que é comum de ser observado em implementos cujos elementos ativos são tracionados abaixo da superfície do solo (MOITZI et al., 2013; MARI et al., 2015; UGCUL et al., 2015).

A força de tração exigida pelo escarificador sofreu pouca influência da velocidade operacional, sendo que o aumento de uma unidade (1 km h⁻¹) nesse fator proporcionou elevação de 0,0628 kN na força de tração. Apesar do fator ajustado no modelo apresentar-se como não significativo, o valor encontrado é

próximo aos encontrados na literatura científica (ASABE, 2011; MOEENIFAR et al., 2014; RANJBARIAN et al., 2015).

3.3. Patinagem dos rodados do trator

A profundidade de atuação das hastes e a velocidade operacional apresentaram efeito linear e positivo no percentual médio de patinagem dos rodados motrizes do trator, conforme a equação ajustada e sua respectiva superfície de resposta, apresentadas na Figura 11.

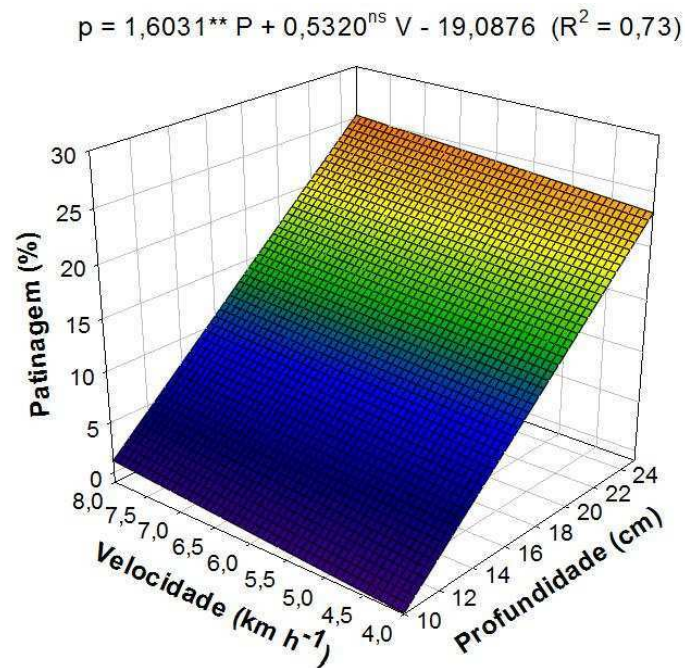


Figura 11. Equação ajustada e superfície de resposta para descrever a patinagem dos rodados (p) do trator em função da velocidade (V) e da profundidade de operação (P). ** = significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t e ns = não significativo.

A patinagem é dependente da força desenvolvida pelo trator, sendo possível observar que o comportamento desses dois fatores apresenta tendência semelhante. O solo é responsável por suportar os esforços provenientes dos rodados e garantir que o trator desloque-se em sentido oposto a força de tração por ele desenvolvida, sendo crucial para esse processo a coesão/adesão entre as partículas do solo e a aderência do rodado com superfície. O aumento da força de tração eleva os esforços transmitidos ao solo e proporciona a redução deste em fornecer um meio adequado ao processo de tração, contribuindo dessa forma para acréscimo no percentual de patinagem dos rodados do trator.

Os resultados obtidos apresentam comportamento análogo aos encontrados por Karparvarfard e Rahmanian-Koushkaki (2015), onde os

autores avaliaram o efeito da velocidade e da profundidade de operação de um escarificador com ponta estreita, semelhante ao encontrado utilizado no presente trabalho.

3.4. Potência na barra de tração

A velocidade e a profundidade de trabalho apresentaram efeito linear, significativo e positivo na potência na barra de tração do trator avaliado (Figura 12). A potência é o produto entre a força na barra de tração e a velocidade operacional, o que explica os fatores terem apresentado efeito linear nessa variável resposta.

$$P_{bt} = 0,8731^{**} P + 1,4475^{**} V - 13,3651 \quad (R^2 = 0,87)$$

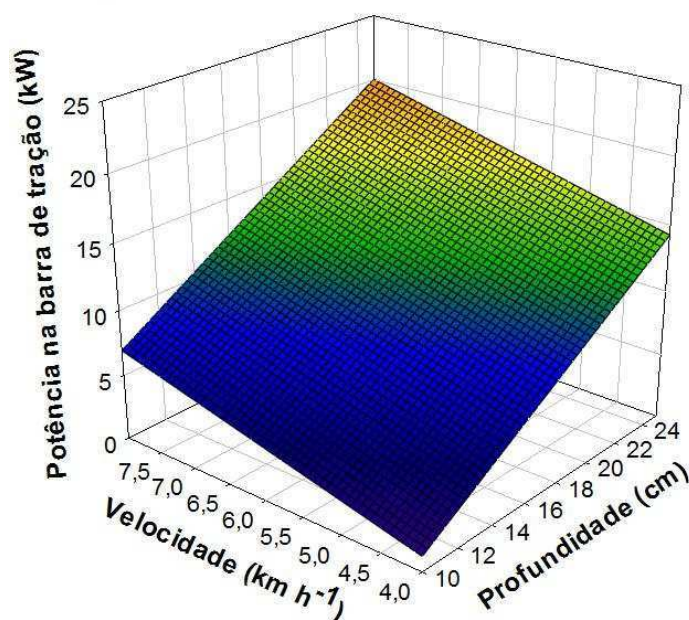


Figura 12. Equação ajustada e superfície de resposta para descrever a potência na barra de tração (P_{bt}) em função da velocidade (V) e da profundidade de operação (P). ** = significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t.

O aumento de uma unidade na profundidade e na velocidade, proporcionam incremento de 0,8731 e 1,4475 kW na potência na barra de tração, respectivamente. Os valores encontrados são inferiores aos obtidos por Karparvarfard e Rahmanian-Koushkaki (2015), onde os autores avaliaram um escarificador operando em condições de solo argiloso.

3.5. Consumo de combustível

3.5.1. Consumo horário

Analisando a equação ajustada e sua respectiva superfície de resposta (Figura 13) é possível identificar que os fatores velocidade e profundidade

apresentaram efeito linear no consumo horário de combustível. O maior consumo ocorreu na combinação entre a maior profundidade (25 cm) e a maior velocidade operacional (8,0 km h⁻¹), superando o valor de 10,00 L h⁻¹. A menor taxa de consumo horário foi observada na combinação entre a menor velocidade (4,0 km h⁻¹) e a menor profundidade (10 cm), com valor aproximado de 4,50 L h⁻¹. O consumo horário foi duas vezes superior quando da condição de menor potência

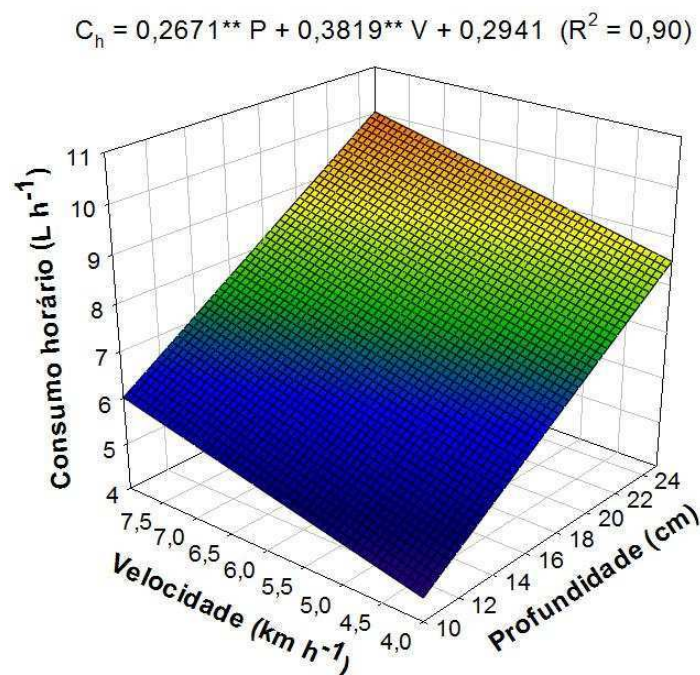


Figura 13. Equação ajustada e superfície de resposta para descrever o consumo horário de combustível (C_h) em função da velocidade (V) e da profundidade de operação (P). ** = significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t.

A profundidade e a velocidade apresentaram efeito positivo no consumo horário, sendo que o acréscimo de uma unidade em cada uma dessas variáveis correspondeu a um aumento de 0,2671 e 0,3819 L h⁻¹, respectivamente. O consumo de combustível está diretamente associado com a potência desenvolvida pelo trator na barra de tração, o que pode ser explicado pelo aumento da demanda de torque no motor em detrimento da maior potência desenvolvida na barra de tração, sendo necessário dessa forma uma maior taxa de alimentação de combustível para assegurar o desempenho da operação.

Segundo equação de predição fornecida pela ASABE (2011), o consumo do trator seria de aproximadamente 12,00 L h⁻¹ para a condição de maior potência desenvolvida na barra de tração, o que se aproxima dos valores

encontrados no trabalho. Os valores observados para o consumo horário de combustível assemelham-se aos encontrados por Spagnolo (2012) e Leite (2015), ao avaliarem as características operacionais de um trator agrícola semelhante ao utilizado nesse trabalho.

3.5.2. Consumo específico de combustível

Este parâmetro apresentou redução com o aumento da velocidade e da profundidade de escarificação, sendo esse comportamento decorrente da elevação da potência exigida para tracionar o implemento nessas condições (Figura 14). O consumo específico apresenta tendência inversa à potência na barra de tração, de modo que o aumento da potência condiciona a redução nos valores de consumo específico. O consumo específico é uma medida da performance de conversão de energia do motor e a redução nesse parâmetro indica maior eficiência na utilização do combustível, pois é necessário menos combustível para produzir uma unidade de potência na barra de tração. Os resultados são próximos aos fornecidos pela equação de predição da ASABE (2011) e aos encontrados experimentalmente por Furtado Júnior (2013).

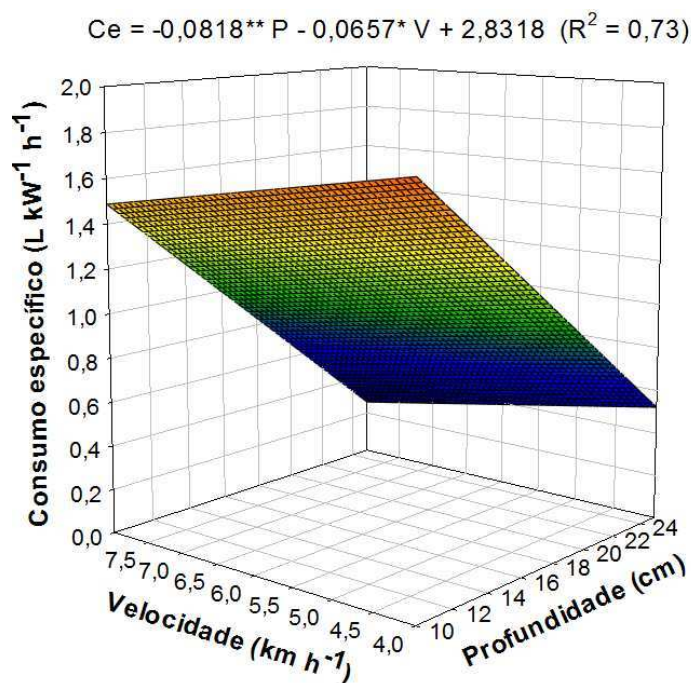


Figura 14. Equação ajustada e superfície de resposta para descrever o consumo específico de combustível (C_e) em função da velocidade (V) e da profundidade de operação (P). ** = significativo ao nível de 1% e * = significativo ao nível de 5 % pelo teste t.

3.6. Eficiência na barra de tração

É um parâmetro que determina a parcela da potência nominal do motor que está sendo utilizada para produzir potência na barra de tração, apresentado a mesma tendência observada para esse parâmetro. Assim como para a potência, a velocidade e a profundidade de operação apresentaram efeito linear e positivo na eficiência na barra de tração, conforme apresentado na Figura 15.

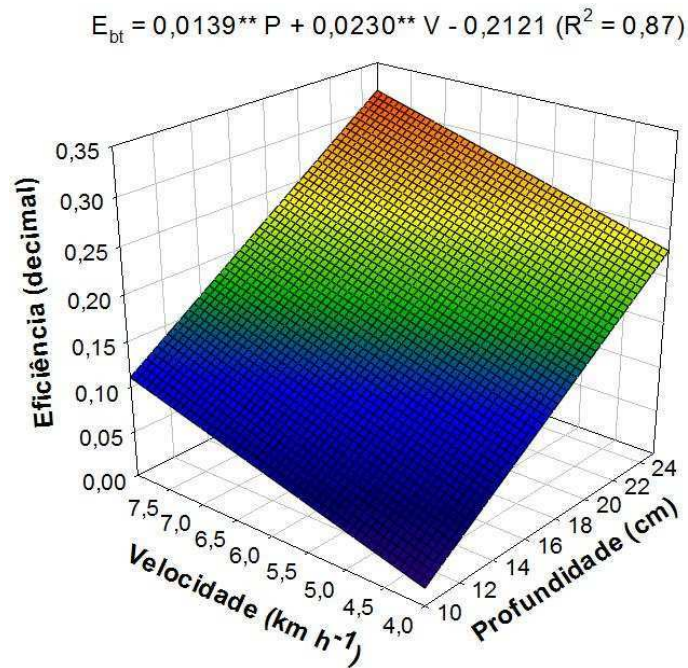


Figura 15. Equação ajustada e superfície de resposta para descrever a eficiência na barra de tração (E_{bt}) em função da velocidade (V) e da profundidade de operação (P). ** = significativo ao nível de 1% pelo teste t .

O aumento da velocidade e da profundidade condiciona a elevação da potência na barra de tração, o que eleva a fração da potência nominal utilizada na barra de tração, culminando em maiores valores de eficiência. A máxima eficiência na barra de tração foi próxima a 0,32 e ocorreu na combinação entre a maior velocidade e a maior profundidade operacional, sendo convertido na ocasião 32% da potência do motor em potência útil na barra de tração.

4. Conclusões

- O aumento da profundidade de operação das hastes proporcionou elevação da força necessária para a tração do escarificador, o que propiciou elevação da potência na barra de tração, da patinação dos rodados e consumo horário de combustível.

- A velocidade exerceu menos influência que a profundidade nos parâmetros operacionais do conjunto trator e implemento.

- A operação com maior profundidade e velocidade proporcionou consumo mais eficiente de combustível em decorrência da redução do consumo específico.

- A maior eficiência na barra de tração foi obtida com a combinação entre a maior velocidade e a maior profundidade de trabalho.

- O protótipo para ensaio de implementos montados apresentou-se como ferramenta válida para as avaliações realizadas.

5. Referências bibliográficas

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL AND BIOLOGICAL ENGINEERS: **Agricultural Machinery Management Data: ASAE D497.7**. ASABE Standard. St. Joseph, Michigan. 2011.

BUSARI, M. A.; KUKAL, S. S.; KAUR, A.; BHATT, R.; DULAZI, A. A. Conservation tillage impacts on soil, crop and the environment. **International Soil and Water Conservation Research**, v. 3, n. 2, p. 119-129, 2015.

DAMANAUSKAS, V.; JANULEVIČIUS, A. Differences in tractor performance parameters between single-wheel 4WD and dual-wheel 2WD driving systems. **Journal of Terramechanics**, v. 60, p. 63-73, 2015.

DAS, A.; LAL, R.; PATEL, D. P.; IDAPUGANTI, R. G.; LAYEK, J.; NGACHAN, S. V.; GHOSH, P. K.; BORDOLOI, J.; KUMAR, M. Effects of tillage and biomass on soil quality and productivity of lowland rice cultivation by small scale farmers in North Eastern India. **Soil and Tillage Research**, v. 143, p. 50-58, 2014.

EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Solos. **Manual de métodos de análise de solo**. 2 ed. Rio de Janeiro, 2011. 230p.

FURTADO-JÚNIOR, M. R. **Análise operacional de um trator agrícola em função da pressão interna dos pneus e inclinação da linha de tração**. 2013. 126 Mestrado (Mestrado). Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, Minas Gerais.

GOZUBUYUK, Z.; SAHIN, U.; OZTURK, I.; CELIK, A.; ADIGUZEL, M. C. Tillage effects on certain physical and hydraulic properties of a loamy soil under a crop rotation in a semi-arid region with a cool climate. **CATENA**, v. 118, p. 195-205, 2014.

KARPARVARFARD, S. H.; RAHMANIAN-KOUSHKAKI, H. Development of a fuel consumption equation: Test case for a tractor chisel-ploughing in a clay loam soil. **Biosystems Engineering**, v. 130, n. 0, p. 23-33, 2015.

LEITE, D. M. **Desempenho de um conjunto trator-grade em função da velocidade do trator, pressão interna e tipo de construção dos pneus.** 2015. 97. Mestrado (Doutorado). Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, Minas Gerais.

MACLAURIN, B. Using a modified version of the Magic Formula to describe the traction/slip relationships of tyres in soft cohesive soils. **Journal of Terramechanics**, v. 52, n. 0, p. 1-7, 2014.

MARI, I. A.; JI, C.; CHANDIO, F. A.; ARSLAN, C.; SATTAR, A.; AHMAD, F. Spatial distribution of soil forces on moldboard plough and draft requirement operated in silty-clay paddy field soil. **Journal of Terramechanics**, v. 60, p. 1-9, 2015.

MCPHEE, J. E.; AIRD, P. L.; HARDIE, M. A.; CORKREY, S. R. The effect of controlled traffic on soil physical properties and tillage requirements for vegetable production. **Soil and Tillage Research**, v. 149, p. 33-45, 2015.

MOEENIFAR, A.; MOUSAVI-SEYEDI, S. R.; KALANTARI, D. Influence of tillage depth, penetration angle and forward speed on the soil/thin-blade interaction force. **CIGR Journal**, v. 16, n. 1, p. 6, 2014.

MOITZI, G.; HAAS, M.; WAGENTRISTL, H.; BOXBERGER, J.; GRONAUER, A. Energy consumption in cultivating and ploughing with traction improvement system and consideration of the rear furrow wheel-load in ploughing. **Soil and Tillage Research**, v. 134, n. 0, p. 56-60, 2013.

PEREIRA, J. O.; SIQUEIRA, J. A. C.; URIBE-OPAZO, M. A.; SILVA, S. D. L. Resistência do solo à penetração em função do sistema de cultivo e teor de água do solo. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 6, p. 171-174, 2002.

R DEVELOPMENT CORE TEAM. R: A language and environment for statistical computing. 2012. Vienna: R Foundation for Statistical Computing.

RANJBARIAN, S.; ASKARI, M.; JANNATKHAH, J. Performance of tractor and tillage implements in clay soil. **Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences**, Article in press, 2015.

RASHED, M. M.; KALAM, M. A.; MASJUKI, H. H.; MOFIJUR, M.; RASUL, M. G.; ZULKIFLI, N. W. M. Performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with palm, jatropha, and moringa oil methyl ester. **Industrial Crops and Products**, v. 79, p. 70-76, 2016.

ROUL, A. K.; RAHEMAN, H.; PANSARE, M. S.; MACHAVARAM, R. Predicting the draught requirement of tillage implements in sandy clay loam soil using an artificial neural network. **Biosystems Engineering**, v. 104, n. 4, p. 476-485, 2009.

SAHU, R. K.; RAHEMAN, H. A decision support system on matching and field performance prediction of tractor-implement system. **Computers and Electronics in Agriculture**, v. 60, n. 1, p. 76-86, 2008.

SPAGNOLO, R. T.; VOLPATO, C. E. S.; BARBOSA, J. A.; PALMA, M. A. Z., BARROS, M. M. Fuel consumption of a tractor in function of wear, of ballasting and tire inflation pressure. **Engenharia Agrícola**, v. 32, p. 131-139, 2012.

SRIVASTAVA, A. K.; GOERING, C. E.; ROHRBACH, R. P. **Engineering principles of agricultural machines**. American Society of Agricultural Engineers, 2006.

TAGHAVIFAR, H.; MARDANI, A. Net traction of a driven wheel as affected by slippage, velocity and wheel load. **Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences**, v. 14, n. 2, p. 167-171, 2015.

TANGÖZ, S.; AKANSU, S. O.; KAHRAMAN, N.; MALKOÇ, Y. Effects of compression ratio on performance and emissions of a modified diesel engine fueled by HCNG. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 40, n. 44, p. 15374-15380, 2015.

TERAVEST, D.; CARPENTER-BOGGS, L.; THIERFELDER, C.; REGANOLD, J. P. Crop production and soil water management in conservation agriculture, no-till, and conventional tillage systems in Malawi. **Agriculture, Ecosystems & Environment**, v. 212, p. 285-296, 2015.

TUZZIN DE MORAES, M.; DEBIASI, H.; CARLESSO, R.; RODRIGUES DA SILVA, V.; BONINI DA LUZ, F. Soil physical quality on tillage and cropping systems after two decades in the subtropical region of Brazil. **Soil and Tillage Research**, v. 155, p. 351-362, 2016.

UCGUL, M.; FIELKE, J. M.; SAUNDERS, C. Three-dimensional discrete element modelling of tillage: Determination of a suitable contact model and parameters for a cohesionless soil. **Biosystems Engineering**, v. 121, n. 0, p. 105-117, 2014.

UCGUL, M.; FIELKE, J. M.; SAUNDERS, C. Defining the effect of sweep tillage tool cutting edge geometry on tillage forces using 3D discrete element modelling. **Information Processing in Agriculture**, v. 2, n. 2, p. 130-141, 2015.

WANG, Z.; ZHAO, Z.; WANG, D.; TAN, M; HAN, Y.; LIU, Z.; DOU, H. Impact of pilot diesel ignition mode on combustion and emissions characteristics of a diesel/natural gas dual fuel heavy-duty engine. **Fuel**, v. 167, p. 248-256, 2016.