

ZONAS DE TRABAJO DEL CONJUNTO DEL TRACTOR AGRÍCOLA CON IMPLEMENTO EN LOS ESQUEMAS DE TRACCIÓN 4x2 Y 4x4

WORK ZONES OF AN AGRICULTURAL TRACTOR WITH ATTACHMENT IN 4x2 AND 4x4 TRACTION SCHEMES

Eugenio Romantchik-Kriuchkova*, Álvaro Morelos-Moreno, C. Alberto Villaseñor-Pereá, Luciano Pérez-Sobrevilla

Posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua. Universidad Autónoma Chapingo. 56230. Chapingo. Estado de México. (eugenio.romantchik@gmail.com).

RESUMEN

El objetivo del presente estudio fue identificar las zonas de trabajo del conjunto tractor agrícola con implemento (caso de un tractor Massey Ferguson 592T, con una rastra de discos de tiro axial) para los esquemas de tracción 4x2 y 4x4, posiciones de la caja de cambio de velocidades 1ª, 2ª y 3ª y profundidades de trabajo de 5, 10 y 15 cm, en un suelo agrícola. Las fronteras de conexión/desconexión de la tracción delantera que dividen las zonas de trabajo fueron determinadas a partir del análisis de los diferentes índices de trabajo en cada posición de la transmisión y de profundidad. El tractor se instrumentó con una rueda de referencia, tres sensores de rotación de las ruedas, una celda de carga en la barra de tiro, un flujómetro de combustible y un sistema de adquisición de datos desarrollado en LabView. Con los parámetros medidos se calcularon los patinajes, la velocidad del tractor, la potencia de tracción, la productividad y el consumo específico de combustible, en función de la carga aplicada. Los límites de los índices se determinaron para cuando es más efectivo trabajar con el esquema 4x4 o 4x2. La conexión y desconexión oportunas de la tracción delantera, aumentan la productividad hasta 31 % y ahorran combustible hasta 16 % en diferentes regímenes de trabajo.

Palabras clave: Índices de trabajo, zonas de trabajo, fronteras de desconexión.

INTRODUCCIÓN

El desempeño del tractor 4x4 o 4x2 es resultado de las propiedades del suelo, de los parámetros de un implemento así como de la operación del tractor, su velocidad y la conexión o desconexión

ABSTRACT

The objective of this study was to identify the work zones of an agricultural tractor with attachment (the case of a Massey Ferguson 592T tractor, with an axial draw disk harrow) for the traction schemes 4x2 and 4x4, gear positions 1st, 2nd, and 3rd and working depths of 5, 10 and 15 cm in agricultural soil. Front traction engagement/disengagement borderlines that divide the work zones were determined through analysis of the different work indexes at each gear position and each depth. The tractor was equipped with a reference wheel, three wheel rotation sensors, a loadcell in the drawbar, a fuel flow meter and a data gathering system developed in LabView. With the measured parameters, slippage, tractor speed, traction power, productivity and specific fuel consumption were calculated in function of the applied load. Index limits were defined to determine when it is more effective to work with the 4x4 or 4x2 scheme. Timely engagement and disengagement of the front traction increases productivity up to 31 % and fuel savings of up to 16 % in different work regimes.

Key words: Work indexes, work zones, disengagement threshold.

INTRODUCTION

Performance of a 4x4 or 4x2 tractor is the result of soil properties and the parameters of an implement, as well as the operation of the tractor, its speed and the timely engagement and disengagement of traction devices: differentials and driving wheels. It is assessed with indexes of fuel consumption, slippage and productivity (Pérez, 2006a; 2006b). All of these indexes depend considerably on the total power applied to the transmission between the axles and to the differentials between the driving wheels and on how the power

* Autor responsable ♦ Author for correspondence.

Recibido: febrero, 2014. Aprobado: diciembre, 2014.

Publicado como ARTÍCULO en *Agrociencia* 49: 53-67. 2015.

oportuna de los medios de tracción: diferenciales y las ruedas motrices, y se evalúa con los índices de gastos de combustible, patinaje y productividad (Pérez, 2006a; 2006b). Todos estos índices dependen considerablemente de la potencia total aplicada a la caja de transferencia entre los ejes y a los diferenciales entre las ruedas motrices, y como ésta es distribuida a cada rueda para transformarse a la fuerza de tracción (Vantsevich, 2007; Andreev *et al.*, 2010). Las evaluaciones de los agregados agrícolas se realizan en campo bajo condiciones de trabajo real y proporcionan información acerca de los indicadores de la calidad del trabajo, índices y parámetros del desempeño y funcionamiento técnico, así como los índices técnico-económicos (Gaytán *et al.*, 2005).

La ventaja esencial del esquema de tracción 4x4 es el incremento de hasta 35 % de la fuerza de tracción, debido a que utiliza su peso total y los patinajes disminuyen, comparado con el esquema de tracción 4x2, donde solo se usa la carga dinámica del eje trasero (ASABE EP496.3, 2006). El valor de economía del combustible muestra un máximo con el menor patinaje de las ruedas, (Zoz *et al.*, 2002). Por esto es necesario determinar el comportamiento de estos factores en pruebas de tractores.

Gaytán *et al.* (2005), Romantchik *et al.* (2009), Mayans *et al.* (2009) and Mayans *et al.* (2010) investigaron el trabajo del conjunto agrícola de los tractores con diferentes máquinas en el esquemas 4x4 y 4x2 separado y con máxima potencia, pero no compararon los índices para los dos esquemas de tracción de un tractor. Kolator y Białobrzewski (2011) desarrollaron un modelo para simular el desempeño de un tractor 4x2 con un cultivador acoplado en el enganche de tres puntos en diferentes tipos de suelo. Los indicadores estimados fueron la eficiencia del tractor, la eficiencia de tracción, el consumo específico de combustible y la productividad, y encontraron que la eficiencia del tractor varía significativamente a los cambios de la fuerza de tracción de 0 a 7 kN para diferentes posiciones de la transmisión.

En condiciones de campo, Gaytán *et al.* (2005) evaluaron cuatro agregados agrícolas combinando dos tractores 4x2 con tracción en las ruedas traseras: New Holland 6610 4x4 y John Deere 5715T 4x4 con multiarado y una rastra de tiro, comparando los índices y parámetros técnicos, agrotécnicos y económicos, en las posiciones de la caja de cambios correspondientes a patinajes entre 15 y 20 %. Pérez (2006a, 2006b) evaluó el comportamiento de la

es distribuida a cada rueda for transformation to traction force (Vantsevich, 2007; Andreev *et al.*, 2010). Evaluations of farm attachments carried out in the field under actual work conditions provide information on indicators of work quality, performance indexes and parameters, and technical operation, as well as on technical-economic indexes (Gaytán *et al.*, 2005).

The essential advantage of the 4x4 traction scheme is an increase of up to 35 % of the traction force due to the use of the tractor's total weight and a reduction in slippage, compared with the 4x2 traction scheme, in which only the dynamic load of the rear axle is used (ASABE EP496.3, 2006).

The value of fuel savings is at its maximum when slippage is at its minimum (Zoz *et al.*, 2002). For this reason, it is necessary to determine the behavior of these factors in testing tractors.

Gaytán *et al.* (2005), Romantchik *et al.* (2009), Mayans *et al.* (2009) and Mayans *et al.* (2010) studied the work of an agricultural tractor with different attachments in the 4x4 and 4x2 schemes separately and with maximum power, but they did not compare the indexes for the two tractor traction schemes. Kolator and Białobrzewski (2011) developed a model to simulate the performance of a 4x2 tractor with a cultivator coupled on a three-point hitch in different soil types. The estimated indicators were tractor efficiency, traction efficiency, specific fuel consumption and productivity. They found that tractor efficiency varies significantly with changes in traction force, from 0 to 7 kN for different gear positions.

Under field conditions, Gaytán *et al.* (2005) evaluated four farm implements combining two 4x2 tractors with rear wheel traction drive: New Holland 6610 4x4 and John Deere 5715T 4x4 with a multi-plow and harrow. They compared the technical, agro-technical and economic indexes in the gear positions corresponding to slippage between 15 and 20 %. Pérez (2006a, 2006b) assessed the traction behavior of a 4x2 tractor operated under different tilling conditions and load levels on the drawbar. They found that the highest values of traction force and slippage and the lowest traction efficiency of the tractor were obtained in intensively tilled soils (with four and five passes with the harrow), which had the lowest values of moisture content, resistance to penetration, residue cover, dry matter content and bulk density.

tracción de un tractor 4x2 operando bajo diferentes condiciones de labranza y niveles de carga en la barra de tiro, y encontró que los valores más altos de fuerza de tracción y de patinaje y la menor eficiencia de tracción del tractor se obtuvieron en los suelos intensivamente labrados (con cuatro y cinco pasadas de rastra), los cuales presentaron los valores más bajos de contenido de humedad, resistencia a la penetración, cobertura de residuos, contenido de materia seca y densidad aparente.

Mayans *et al.* (2009) y Mayans *et al.* (2010) determinaron la potencia de tracción y potencia a la toma de fuerza del conjunto formado por un tractor 4x2 y una sembradora y, además, evaluaron los índices de trabajo como el consumo de combustible, patinaje de las ruedas motrices, consumo de combustible y potencia efectiva por metro de ancho de trabajo en función de la fuerza de tracción. La distribución de potencia mecánica entre las ruedas motrices depende también de la discrepancia cinemática entre los ejes motrices, que es resultado de cambio de la carga vertical por la fuerza de tracción, la presión en las ruedas, el movimiento en la curva, etc. (Sahay y Tewari, 2004, Vantsevich, 2008, Morelos *et al.*, 2009). Ahora, en los tractores se emplean diversos tipos de sistemas de transmisión para controlar la distribución de par entre las ruedas de tracción y por lo tanto mejorar el rendimiento de la tracción (Molari *et al.*, 2012; Patterson *et al.*, 2013).

En los tractores agrícolas se ha introducido el mecanismo de desconexión automática del eje delantero para las condiciones de transporte a velocidades altas y al tomar una curva (Wiley y Turner, 2008). Según AGCO (2005), la desconexión de la tracción delantera se debe realizar al alcanzar la velocidad de 20 km h⁻¹, para mejorar la maniobrabilidad y disminuir el desgaste de los neumáticos, pero no indica las condiciones de los índices de trabajo para cambiar la configuración de tracción. IDAE (2005) menciona que la elección del esquema de tracción adecuado permite un ahorro de combustible de 5 a 10 %, pero no da información del comportamiento de los índices de trabajo para seleccionar el esquema de tracción.

Morelos *et al.* (2009) compararon dos esquemas calculando los patinajes en las ruedas y las fuerzas de tracción en el tractor con tracción en dos ruedas (4x2) y en las cuatro ruedas (4x4) en función del radio de giro y el ángulo de dirección. Ellos reportan que al incrementar el ángulo de dirección, aumenta la fuerza de tracción y el patinaje en la rueda interior para el

Mayans *et al.* (2009) and Mayans *et al.* (2010) determined traction and take-off power of the set formed by a 4x2 tractor and a seeder. They also evaluated work indexes such as fuel consumption, driving wheel slippage, and effective power per meter of work width in function of traction force. Distribution of mechanical power between the driving wheels also depends on the kinematic discrepancy between the driving axles, which is the result of the change in vertical load by the traction force, wheel pressure, movement in curves, etc. (Sahay and Tewari, 2004, Vantsevich, 2008, Morelos *et al.*, 2009). In tractors today, different types of transmission systems are used to control torque splitting between the driving wheels and, therefore, improve traction yield (Molari *et al.*, 2012; Patterson *et al.*, 2013).

The mechanism of automatic disengagement of the front axle has been introduced in farm tractors for high speed transport and taking curves (Wiley and Turner, 2008). According to the AGCO (2005), at the speed of 20 km h⁻¹, the front traction should be disengaged to improve maneuverability and decrease tire wear, but it does not indicate the conditions of work indexes to change traction configuration. IDAE (2005) mentioned that the election of the suitable traction system could result in fuel savings of 5 to 10 %, but it did not provide information on the behavior of the work indexes for selection the traction scheme.

Morelos *et al.* (2009) compared wheel slippage and traction forces in tractors with two wheel traction (4x2) and those with four wheel traction (4x4) in function of the turning radius and steering angle. They report that when the steering angle increases, traction force and slippage of the inner tire in the 4x2 scheme and of the rear tires in the 4x4 scheme increases. They also determined the optimal conditions for disengaging the front drive shaft for the 4x4 scheme before the parasitic torque moment of the central axle load appears.

Thus, because the force and traction power of the tractor have different values in the 4x2 and 4x4 traction schemes, other work indexes are affected and also have diverse values in the same load conditions or working depth. Al-Janobi (1997) compared farm tractor performance in the 4x2 and 4x4 modes based on traction force and efficiency; he found that the highest values of traction efficiency were 47 % for the 4x2 mode and 70 % for the 4x4 mode.

esquema 4x2 y aumenta en las ruedas traseras para el esquema 4x4; además determinaron las condiciones óptimas para desconectar el eje delantero motriz antes de aparecer el momento de torsión parásito que se carga en el eje central.

Así como la fuerza y la potencia de tracción del tractor presentan valores diferentes en los esquemas de tracción 4x2 y 4x4 (ASABE EP496.3, 2006), los otros índices de trabajo son afectados y también presentan valores diversos en las mismas condiciones de carga aplicada o profundidad de trabajo. Al-Janobi (1997) comparó el desempeño de un tractor agrícola en los modos 4x2 y 4x4 a partir de la fuerza de tracción y eficiencia de tracción, y encontró que los valores máximos de la eficiencia de tracción fueron 47 % para el modo 4x2 y de 70 % para el modo 4x4.

En consecuencia, el objetivo del presente estudio fue evaluar los índices de trabajo de un conjunto agrícola y delimitar las zonas de trabajo de los esquemas de tracción 4x2 y 4x4 del tractor agrícola Massey Ferguson 592T con una rastra de discos de tiro axial, en tres niveles de profundidad y en tres posiciones de la caja de transmisión.

MATERIALES Y MÉTODOS

Condiciones del experimento

El experimento fue realizado en una parcela de 120 x 150 m, ubicada en Chapingo, Estado de México, 19° 29' 31" N y 98° 51' 21" O, a 2326 msnm. Las mediciones de los parámetros se realizaron en una distancia lineal de 30 m, en un suelo agrícola con 64.6 % de arena, 6.8 % de limo y 28.6 % de arcilla, clasificado como textura franco arcillo arenoso. El contenido de humedad fue 9.3 % en el perfil de 0 a 20 cm de profundidad, y los valores de resistencia a la penetración fueron 37.5, 175.9 y más de 500 kPa, a los 5, 10 y 15 cm de profundidad, respectivamente.

En el estudio se usó un tractor Massey Ferguson 592T con potencia a la toma de fuerza de 68.4 kW, un peso estático de 47.8 kN distribuido en los ejes delantero y trasero en 35.5 y 64.5 %, respectivamente, y con opción de conexión y desconexión del eje delantero. Se usó una rastra de discos de tiro axial, de 28 cuerpos de 0.6 m de diámetro, repartidos en dos ejes portadiscos con un ancho de trabajo de 2.9 m. La regulación de la profundidad de trabajo de los discos de la rastra se realizó a partir de la posición del seguro que regula la elevación de las ruedas de transporte.

El diseño experimental fue un arreglo factorial 2x3x3 y los factores fueron: dos esquemas 4x2 y 4x4, tres posiciones de la caja de velocidad 1ª, 2ª, 3ª (V1, V2, V3) y tres profundidades de trabajo

Consequently, the objective of this study was to evaluate the work indexes of a tractor-implement set and delimit the work zones of the 4x2 and 4x4 traction schemes of a Massey Ferguson 592T farm tractor with an axial draw disk harrow at three depths and three gear positions.

MATERIALS AND METHODS

Experimental conditions

The experiment was conducted in a 120 x 150 m plot, located in Chapingo, State of Mexico, 19° 29' 31" N and 98° 51' 21" W, at 2326 masl. Parameters were measured on 30 m linear distance in an agricultural soil containing 64.6 % sand, 6.8 % silt and 28.6 % clay, with a sandy clay loam texture. Moisture content was 9.3 % in a 0 to 20 cm deep profile. Values of resistance to penetration were 37.5, 175.9 and above 500 kPa at the depths of 5, 10 and 15 cm, respectively.

The study used a Massey Ferguson 592T tractor with take-off power of 68.4 kW, static weight of 47.8 kN, 35.5 and 64.5 %, in the front and rear axles, respectively, with the option of engagement and disengagement of the front axle. An axial draw disk harrow with 28 disks 0.6 m in diameter distributed on two arms with a work width of 2.9 m was used. Working depth of the disks was regulated by the position of the pin that regulates the elevation of the transport wheels.

The experimental design was a 2x3x3 factorial array, and the factors were two schemes 4x2 and 4x4, three gear positions, 1st, 2nd, 3rd (V1, V2, V3) and three work depths (5, 10 and 15 cm) with three replications each. The data were analyzed statistically with the Tukey test ($p \leq 0.05$).

Instrumentation

A fifth wheel was constructed with a tire (0.42 m diameter) to determine the real working speed using three Autonics E50S8 rotation sensors with 100 pulses per revolution to quantify the revolutions of the fifth wheel and of the rear tractor wheels. Traction force values were determined with a 50 kN loadcell (Sensortronics, type S, Model 60001) installed between the tractor draw bar and the harrow hitch. The calibration equation of the traction force (F), in kN, in function of voltage (V), in mV, was $F = 25.12 V + 0.25$, with $r^2 = 0.99$.

A signal circuit conditioner was constructed to synchronize the quantification of the rotation sensor pulses. A NI-Daq 6008 data card was used to record and send the wheel pulses and loadcell measurements to the computer using a real-time data gathering program developed in LabView, version 8.0. The data

(5, 10 y 15 cm), con 3 repeticiones cada uno. Los datos fueron analizados estadísticamente con la prueba de Tukey ($p \leq 0.05$).

Instrumentación

Una quinta rueda fue construida con una rueda neumática (0.42 m diámetro) para determinar la velocidad real de trabajo y se usaron tres sensores de rotación marca Autonics E50S8 de 100 pulsos por revolución para cuantificar las revoluciones de la quinta rueda y de las ruedas traseras del tractor. Los valores de fuerza de tracción fueron determinados con una celda de carga de 50 kN marca Sensortronics, tipo S, Modelo 60001 instalada entre la barra de tiro del tractor y el enganche de la rastra. La ecuación de calibración de la fuerza de tracción (F), en kN, en función del voltaje (V), en mV, fue $F = 25.12 V + 0.25$, con un $r^2 = 0.99$.

Un circuito acondicionador de señales se construyó para sincronizar la cuantificación de los pulsos de los sensores de rotación. Una tarjeta de adquisición de datos NI-Daq 6008 se usó para registrar y enviar los pulsos de las ruedas y las mediciones de la celda de carga a la computadora a partir de un programa de adquisición de datos en tiempo real desarrollado en LabView versión 8.0. El programa de adquisición de datos tuvo dos ventanas, una para la interfaz gráfica para desplegar en tiempo real las mediciones de las revoluciones y otra para los algoritmos de la estructura del programa. Las mediciones de la celda de carga fueron registradas a una frecuencia de 60 pulsos s^{-1} . El programa generó dos archivos, uno con las revoluciones de las ruedas del tractor y de la quinta rueda, y otro con los valores de fuerza de tracción.

Los valores de consumo horario de combustible se determinaron con un flujómetro analógico Omega, serie FLR 1000ST con un rango de caudal 0-30 $l h^{-1}$ y una precisión de $\pm 1 \%$, y el tiempo de medición se registró con un cronómetro Seiko con una precisión $\pm 1 s$. El flujómetro fue instalado entre el filtro primario de combustible y la bomba de cebado, y la línea de retorno de la bomba de inyección fue conectada en el filtro secundario de combustible, para evitar la medición repetida.

Determinación de los índices de trabajo

Los índices de trabajo evaluados fueron los patinajes de las ruedas traseras, la potencia de tracción, el consumo horario y específico de combustible, y la capacidad de campo teórica en función de la carga aplicada o fuerza de tracción para dos esquemas, tres velocidades y tres profundidades. De acuerdo con OECD (2012) y PAES (2001), los patinajes de las ruedas motrices traseras a partir de las revoluciones de las ruedas sin carga y con carga se calcularon con la ecuación 1:

gathering program consisted of two windows, one for the graphic interface to display the measurements of the revolutions in real time, and the other for the algorithms of the program structure. Loadcell measurements were recorded at a frequency of 60 pulses s^{-1} . The program generated two files, one with revolutions of the tractor wheels and of the fifth wheel, and another with traction force values.

Hourly fuel consumption values were determined with an Omega, series FLR 1000ST, analogous flowmeter with a flow range of 0-30 $L h^{-1}$ and a precision of $\pm 1 \%$. Measurement time was recorded with a Seiko chronometer with a precision of $\pm 1 s$. The flowmeter was installed between the primary fuel filter and the priming pump; the injection pump return line was connected to a secondary filter to avoid repetition of measurements.

Determination of work indexes

The evaluated work indexes were rear wheel slippage, traction power, hourly and specific fuel consumption, and theoretical field capacity in function of the applied load or traction force for the two schemes, three transmission speeds and three depths. According to the OECD (2012) and PAES (2001), slippage of the rear driving wheels based on the revolutions of the wheels with and without load were calculated with equation (1):

$$\delta_t = \frac{n_t - n'_t}{n_t} * 100 \quad (1)$$

where δ_t is rear tractor wheel slippage (%), n_t and n'_t are revolutions of the tractor wheels with and without load, respectively.

Considering, in equation (1), the relationship between the radii of the tractor wheels without load and with load and the fifth wheel, r_t and r_5 , in m, the revolutions of the wheels, including the fifth wheel (n_5), in s^{-1} , and that the sensor encoder of revolutions gives 100 pulses s^{-1} , slippage is calculated with equation (2):

$$\delta_t = \frac{p_t - p_5 \frac{r_5}{r_t}}{p_t} 100 \quad (2)$$

where p_t and p_5 are the pulses of the rear tractor wheels with load and of the fifth wheel (adim).

Work speed was calculated based on the revolutions and radius of the fifth wheel with equation (3):

$$\delta_t = \frac{n_t - n'_t}{n_t} * 100 \quad (1)$$

donde δ_t es el patinaje de las ruedas traseras del tractor (%), n'_t y n_t son las revoluciones de las ruedas del tractor sin y con carga, respectivamente.

Al considerar en la ecuación (1) la relación entre los radios de las ruedas del tractor sin carga, con carga y de la quinta rueda (r'_t , r_t y r_5), en m, las revoluciones de las ruedas, incluyendo la quinta rueda (n_5), en s^{-1} , y que el encoder del sensor de revoluciones da 100 pulsos s^{-1} , el patinaje se calculó con la ecuación 2:

$$\delta_t = \frac{p_t - p_5 \frac{r_5}{r'_t}}{p_t} 100 \quad (2)$$

donde p_t y p_5 son los pulsos de las ruedas traseras del tractor con carga y de la quinta rueda (adim).

La velocidad de trabajo se calculó a partir de las revoluciones y radio de la quinta rueda con la ecuación 3:

$$v = \frac{7.2\pi p_5 r_5}{100t} \quad (3)$$

donde v es la velocidad de trabajo ($km\ h^{-1}$), t es el tiempo de medición (s).

La potencia de tracción (P , kW) es el producto de la fuerza de tracción (FT , kN) y la velocidad de sistema tractor-implemento en la dirección de avance, y se calculó con la ecuación 4 (Mayans *et al.*, 2010; Gonzaga do Vale *et al.*, 2011):

$$P = \frac{FTv}{3.6} \quad (4)$$

Para determinar el consumo horario de combustible se midió el volumen de combustible que consume el motor por unidad de tiempo y se calculó con la ecuación 5 (Mayans *et al.*, 2010; Gonzaga do Vale *et al.*, 2011):

$$G_h = \frac{3600 * G}{t} \quad (5)$$

donde G_h es el consumo horario de combustible ($L\ h^{-1}$), G es el combustible consumido (L).

$$v = \frac{7.2\pi p_5 r_5}{100t} \quad (3)$$

where v is work speed ($km\ h^{-1}$), t is measurement time (s).

Traction power (P , kW) is the product of traction force (FT , kN) and the speed of the forward advancing tractor-implement system, calculated with equation (4) (Mayans *et al.*, 2010; Gonzaga do Vale *et al.*, 2011):

$$P = \frac{FTv}{3.6} \quad (4)$$

To determine hourly fuel consumption, the volume of fuel consumed by the engine was measured per unit of time and was calculated with equation (5) (Mayans *et al.*, 2010; Gonzaga do Vale *et al.*, 2011):

$$G_h = \frac{3600 * G}{t} \quad (5)$$

where G_h is the hourly fuel consumption ($L\ h^{-1}$), G is fuel consumed (L).

Specific fuel consumption, according to IDAE (2005) and OECD (2012), is a work index used to measure energy efficiency of the tractor. It is defined as the amount of fuel consumed in mass units to perform a unit of work ($kW\ h^{-1}$) and was calculated with equation (6):

$$g_e = \frac{\rho * G_h}{P} \quad (6)$$

where g_e is specific fuel consumption ($kg\ kW^{-1}\ h^{-1}$) and ρ is fuel density ($kg\ L^{-1}$).

Theoretical field capacity is the useful work that can be obtained if the tractor-implement system works without interruption at a given operating speed, using the theoretical work width of the implement (ASABE D497.6, 2009). This index of work for the worked area and the volume of tilled soil was calculated with equation (7) (Silveira, 2001):

$$C_c = \frac{v * b * \varepsilon}{10} \quad (7)$$

El consumo específico de combustible según IDAE (2005) y OECD (2012) es un índice de trabajo usado para medir la eficiencia energética del tractor, se define como la cantidad de combustible consumido en unidades de masa para realizar una unidad de trabajo (kW h^{-1}) y se calculó con la ecuación (6):

$$g_e = \frac{\rho * G_h}{P} \quad (6)$$

donde g_e es el consumo específico de combustible ($\text{kg kW}^{-1} \text{h}^{-1}$), ρ es la densidad del combustible (kg L^{-1}).

La capacidad de campo teórica es el trabajo útil que se puede obtener si el sistema tractor- implemento trabajara sin interrupciones en una velocidad de operación dada, usando el ancho de trabajo teórico del implemento (ASABE D497.6, 2009). Este índice de trabajo para la superficie trabajada y el volumen de suelo removido se calculó con la ecuación 7 (Silveira, 2001):

$$C_c = \frac{v * b * \varepsilon}{10} \quad (7)$$

donde C_c es la capacidad de campo teórica (ha h^{-1}), b es el ancho de trabajo de la rastra (m), ε es la eficiencia de la rastra de discos de tiro axial (adim).

Los parámetros y coeficientes utilizados para calcular los índices de trabajo, son los siguientes: $r_s=0.204$ m; $r_t'=0.75$ m; $\rho=0.839$ kg L^{-1} (Nebraska OECD, 2005); $b=2.9$ m; $\varepsilon=0.8$ (ASABE D497.6, 2009).

Determinación de las zonas de trabajo

Después de medir los parámetros de los experimentos (pulsos de las ruedas, fuerza en tiempo real y flujo de combustible), se calcularon y graficaron los índices de trabajo: patinaje, potencia, gastos de combustible horario y específico y capacidad de campo en función de la carga para diferentes velocidades, profundidades de trabajo y para dos esquemas 4x4 y 4x2. En los gráficos, para su claridad, se presentan solo las curvas de 1ª y 3ª velocidad, pero los datos de la 2ª velocidad se tomaron en cuenta en el análisis de los resultados. Para una posición definida de la transmisión existió una fuerza de tracción, en la cual los dos esquemas de tracción presentaron los índices de trabajo iguales (puntos 1 y 3). Trazando una línea por estos puntos (1 y 3) de intersección en las diferentes posiciones de la transmisión (1ª y 3ª) se obtiene la línea (AB) y su ecuación (tomando en cuenta las coordenadas de los puntos 1 y 3) que define la división entre las zonas de trabajo

where C_c is the theoretical field capacity (ha h^{-1}), b is work width of the harrow (m), ε is the efficiency of the axial draw disk harrow (adim).

The parameters and coefficients used to calculate the work indexes are the following: $r_s=0.204$ m; $r_t'=0.75$ m; $\rho=0.839$ kg L^{-1} (Nebraska OECD, 2005); $b=2.9$ m; $\varepsilon=0.8$ (ASABE D497.6, 2009).

Determination of work zones

After measuring the experiment parameters (wheel pulses, real time force and fuel flow), work indexes were calculated and graphed: slippage, power, hourly and specific fuel consumption and field capacity, in function of the load for different speeds, working depths and for the two schemes 4x4 and 4x2. For clarity, the graphs present only the curves for 1st and 3rd gear, but the data for 2nd gear were taken into account in the analysis of results. For a definite position of the transmission, there was a traction force in which the two traction schemes had equal work indexes (points 1 and 3). Drawing a line through these points (1 and 3) intersecting at different positions of the transmission (1st and 3rd), the line (AB) is obtained as well as its equation (taking into account the coordinates of points 1 and 3) that define the division between work zones of the traction schemes 4x2 and 4x4. The work zone is a definite region in which the tractor has the best work indexes for the same load applied in its 4x4 or 4x2 scheme, reflected in the reduction of slippage, fuel consumption, in traction power, and in increased in productivity.

RESULTS AND DISCUSSION

Traction force

Since traction force is the main parameter in comparing the indexes, traction force measurements were assessed first. Figure 1 shows the changes in traction force per meter of working width of the axial draw harrow in function of working speed. The values of traction force calculated with the ASABE (D497.6, 2009) equation for different gear speeds and 5, 10 and 15 cm working depth.

With the field measurements of the applied load in function of working speed at three working depths and three gear positions, the ASABE (EP 496.3, 2006) model was adjusted for the minimum value of the mean square root of the error of 0.0492, and the following equation was obtained: $FT = (289,3 + 16.7 v + 0.001 v^2) * b * h / 1000$, which can predict the

de los esquemas de tracción 4x2 y 4x4. La zona de trabajo es una región definida en la cual el tractor presenta los mejores índices de trabajo para la misma carga aplicada en su esquema 4x4 o 4x2, lo que se refleja en la reducción del patinaje de las ruedas, de los consumos de combustible, de la potencia de tracción y en el incremento de la productividad.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Fuerza de tracción

Como la fuerza de tracción es el principal parámetro de comparación de los índices, primero se evaluaron las mediciones de la fuerza de tracción. En la Figura 1 se muestran los cambios de la fuerza de tracción por metro de ancho de trabajo de la rastra de tiro axial en función de la velocidad de trabajo. Los valores de la fuerza de tracción calculados con la ecuación de ASABE (D497.6, 2009) para diferentes velocidades y 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo.

Con las mediciones en campo de la carga aplicada en función de la velocidad de trabajo, en tres niveles de profundidad de trabajo y en tres posiciones de la transmisión, se ajustó el modelo de ASABE (EP 496.3, 2006) para el valor mínimo del cuadrado medio del error de 0.0492, y se obtuvo la siguiente ecuación: $FT = (289,3 + 16,7 v + 0,001 v^2) * b * h / 1000$, que puede predecir las fuerzas de tracción en campo con desviaciones de hasta $\pm 4,79 \%$ en los tres niveles de carga evaluados.

traction forces in the field with deviations of up to $\pm 4,79 \%$ at the three levels of load evaluated.

Work indexes

Figures 2, 3, 4 and 5 show the changes in average values of the work indexes in the 4x2 and 4x4 traction schemes, for the gear positions of 1st and 3rd evaluated in function of traction force.

Slippage

Figure 2 presents the rear tractor wheel slippage calculated with equation (2). Slippage and traction force are cause-effect parameters that increase in the two traction schemes when working depth (h) increases. With light loads, rear wheel slippage was up to 35 % greater in the 4x4 scheme (for $FT=4\text{kN}$, $V1$ and $h=5\text{cm}$ $\delta_{t4x4} = 8 \%$, $\delta_{t4x2} = 5,2 \%$).

When the load is increased, rear wheel slippage is equal in the two traction schemes (points 1 and 3), and when the load was incremented even more, rear wheel slippage in the 4x4 scheme was up to 45 % less than in the 4x2 scheme (for $FT=16\text{ kN}$, $V1$ and $h=15\text{ cm}$ $\delta_{t4x4} = 13 \%$ and $\delta_{t4x2}=20 \%$). The front traction disengagement threshold was defined by the equation $\delta t = 1,9 FT - 4,5$, in which the tractor wheels skidded equally in the two traction schemes and the different gear positions (line AB).

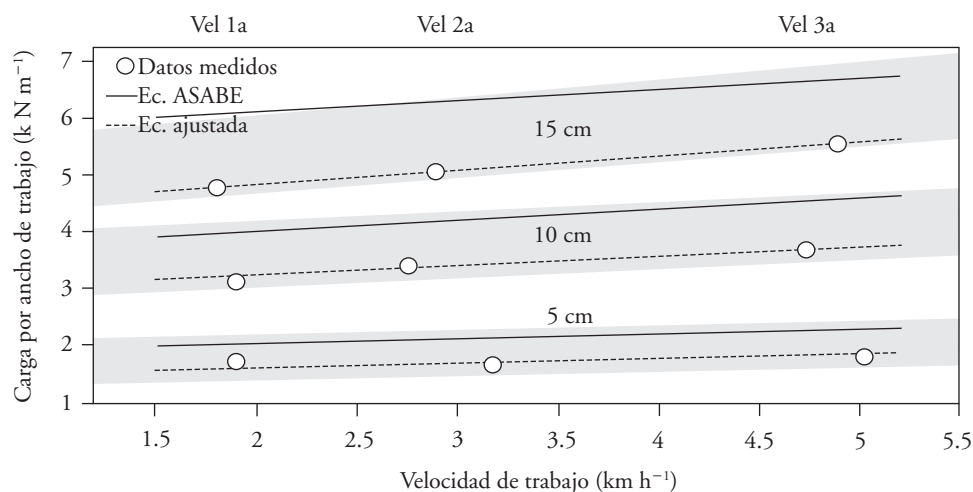


Figura 1. Fuerza de tracción por metro de ancho de trabajo en función de la velocidad de trabajo.

Figure 1. Traction force per meter of working width in function of work speed.

Índices de trabajo

En las Figuras 2, 3, 4 y 5 se muestran los cambios de los valores promedios de los índices de trabajo en los esquemas de tracción 4x2 y 4x4, para la posición en la caja de cambio de velocidades 1ª y 3ª, evaluados en función de la fuerza de tracción.

Patinaje

En la Figura 2 se presentan los patinajes de las ruedas traseras del tractor calculados con la ecuación (2). Los patinajes y las fuerzas de tracción son parámetros causa-efecto que aumentan en los dos esquemas de tracción al incrementar la profundidad de trabajo (h). En cargas bajas el patinaje de las ruedas traseras fue mayor en el esquema 4x4 hasta 35 % (para: $FT=4\text{ kN}$, $V1$ y $h=5\text{ cm}$ $\delta_{t\ 4x4} = 8\%$, $\delta_{t\ 4x2} = 5.2\%$).

Al incrementar la carga, el patinaje de las ruedas traseras llegan a ser iguales en los dos esquemas de tracción (puntos 1 y 3), y al aumentar aún más la carga, los patinajes de las ruedas traseras fueron menores hasta 45 % en el esquema 4x4, comparados con el esquema 4x2 (para: $FT=16\text{ kN}$, $V1$ y $h=15\text{ cm}$ $\delta_{t\ 4x4} = 13\%$ y $\delta_{t\ 4x2}=20\%$). La frontera de desconexión de la tracción delantera se definió por la ecuación, $\delta_t=1.9\ FT-4.5$, en la cual el tractor presentó los mismos patinajes de las ruedas en los dos esquemas de tracción para las diferentes posiciones de velocidad (línea AB).

Power

Figure 3 presents the values of tractor traction power calculated with equation (4). Traction power depends on working speed, and traction force increased in the two traction schemes when working depth increased, but to a greater degree in the 4x4 scheme due to higher speeds compared with the 4x2 scheme.

The front traction disengagement threshold was defined by the equation $PT=9.58 * FT-54.23$, in which the tractor developed the same traction power in the two traction schemes and the different gear positions. In this case, for the load of 4 kN in 1st gear, traction power in the 4x4 scheme was 26 % greater than in the 4x2 scheme, but for the load of 16 kN in 1st gear, traction power was 27 % greater in the 4x2 scheme.

Fuel consumption

Figure 4 shows the hourly fuel consumption values of the tractor engine calculated with equation (5). When working depth increased, traction force and slippage increased fuel consumption in both traction schemes, but to a lesser degree in the 4x4 scheme because slippage was less than with the 4x2 scheme.

The front traction disengagement threshold was defined by the equation $Gh=1.75\ FT-4.7$, in which

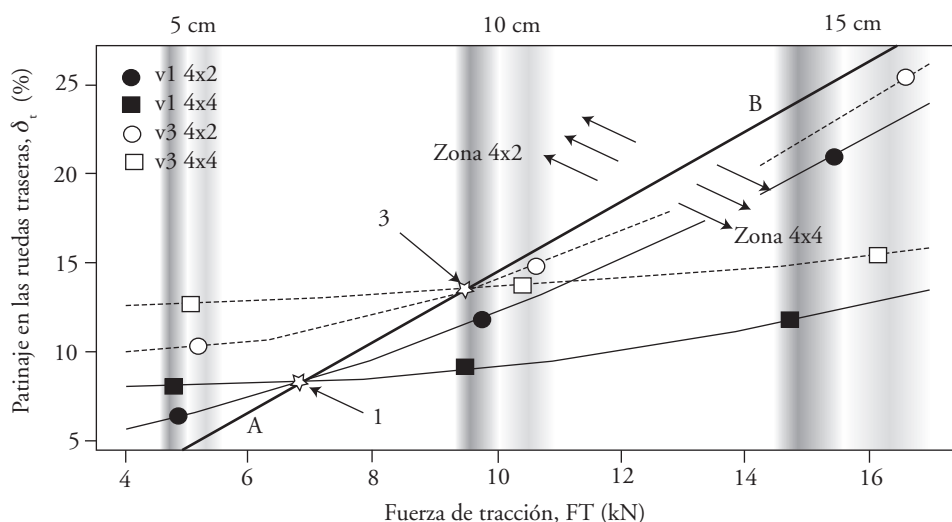


Figura 2. Patinaje de las ruedas traseras en función de la carga aplicada.

Figure 2. Rear wheel slippage in function of the applied load.

Potencia

En la Figura 3 se presentan los valores de la potencia de tracción del tractor calculados con la ecuación (4). La potencia de tracción dependiente de la velocidad de trabajo y la fuerza de tracción aumentó en los dos esquemas de tracción al incrementar la profundidad de trabajo, pero en mayor grado en el esquema 4x4 debido a las velocidades mayores, comparados con el esquema 4x2.

La frontera de desconexión de la tracción delantera fue definida por la ecuación $PT=9.58 * FT-54.23$, en la cual el tractor desarrolló la misma potencia de tracción en los dos esquemas de tracción para las diferentes posiciones de velocidad. En este caso, para la carga de 4 kN y la 1ª velocidad, la potencia de tracción fue mayor en 26 % en el esquema de tracción 4x4 que en 4x2, y para la carga de 16 kN y la 1ª velocidad la potencia de tracción fue mayor en 27 % en el esquema de tracción 4x2.

Consumo de combustible

En la Figura 4 se muestran los valores del consumo horario de combustible del motor del tractor calculados con la ecuación (5). Al aumentar la profundidad de trabajo, la fuerza de tracción y los patinajes, aumentó el gasto de combustible del motor en

the tractor consumed the same amount of fuel in the two traction schemes and the different gear positions. In this case, for the 4 kN load in 1st gear, hourly fuel consumption in the 4x4 scheme was 14 % higher than in the 4x2 scheme, and for the 16 kN load in 1st gear fuel consumption was 16 % higher in the 4x2 traction scheme. IDAE (2005) reported a change in fuel consumption that varied from 5 to 10 %.

Figure 5 presents the values of specific fuel consumption of the tractor calculated with equation (6); these values were above $480 \text{ g kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$ (very low fuel yield). This was attributed to the fact that the engine load dropped notably during operation in most cases, coinciding with Pérez (2006b). When working depth increased, specific fuel consumption decreased in both traction schemes, but to a higher degree in the 4x4 scheme due to the higher values of traction force, compared with the 4x2 scheme. The front traction disengagement threshold is defined by line AB, obtained with the equation $ge=-0.26 * FT + 3.13$, in which the tractor reached the same fuel efficiency in the two traction schemes and the different gear positions.

In this case, for the 4 kN load in 1st gear, specific fuel consumption was 14 % higher in the 4x4 traction scheme than in the 4x2 scheme, and for the load of 16 kN in 1st gear, the rate of fuel consumption was 45 % higher in the 4x2 traction scheme

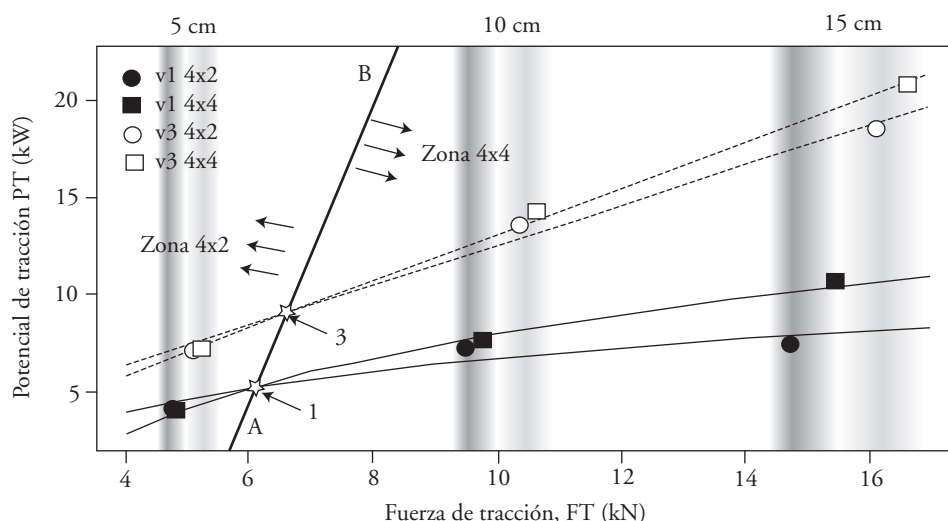


Figura 3. Potencia de tracción del tractor en función de la carga aplicada.

Figure 3. Tractor traction power in function of the applied load.

los dos esquemas de tracción, pero en menor grado en el esquema 4x4 debido a los patinajes menores, comparados con el esquema 4x2.

La frontera de desconexión de la tracción delantera fue definida por la ecuación: $Gh=1.75 FT-4.7$, en la cual el tractor consumió la misma cantidad de combustible en los dos esquemas de tracción, para las diferentes posiciones de velocidad. En este caso, para la carga de 4 kN y la 1ª velocidad, el consumo horario de combustible fue mayor en 14 % en el esquema de tracción 4x4 que en 4x2, y para la carga de 16 kN y la 1ª velocidad el consumo de combustible fue mayor en 16 % en el esquema de tracción 4x2. IDAE (2005) reportó un cambio de consumo de combustible que varió de 5 a 10 %.

En la Figura 5 se presentan los valores del consumo específico de combustible del tractor calculados con la ecuación (6), y fue superior a $480 \text{ g kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$ (rendimiento muy bajo de combustible), lo cual fue atribuido a que el régimen del motor bajó notablemente durante el trabajo en carga en la mayoría de los casos, lo cual concuerda con lo señalado por Pérez (2006b). Al aumentar la profundidad de trabajo el consumo específico de combustible disminuyó en los dos esquemas de tracción, pero en mayor grado en el esquema 4x4 debido a los valores mayores de potencia de tracción, comparados con el esquema 4x2. La frontera de desconexión de la tracción delantera

Productivity or field capacity

Figure 6 shows the values for theoretical field capacity of the tractor-implement system calculated with equation (7). When the load increased and working speed decreased, productivity decreased in both traction schemes, but this reduction was less in the 4x4 scheme due to the higher speeds, relative to the 4x2 scheme. The front traction disengagement threshold was defined by the equation $C_c=1.9 FT-13.9$, in which the tractor has the same productivity in the two traction schemes and the different gear positions.

In this case, for the 4 kN load in 1st gear, theoretical field capacity was 8 % higher in the 4x4 traction scheme than in the 4x2 scheme, and for the 16 kN load in 1st gear, theoretical field capacity was 31 % higher in the 4x4 traction scheme.

Work zones

Figure 7 shows the disengagement thresholds of the front wheel traction for the different work indexes in function of the applied load. These indexes divided the tractor work zones in the 4x2 and 4x4 traction schemes. It was also observed that between the 6.5 and 9.0 kN loads at 6 and 11 cm working depth, the tractor had similar work indexes in the

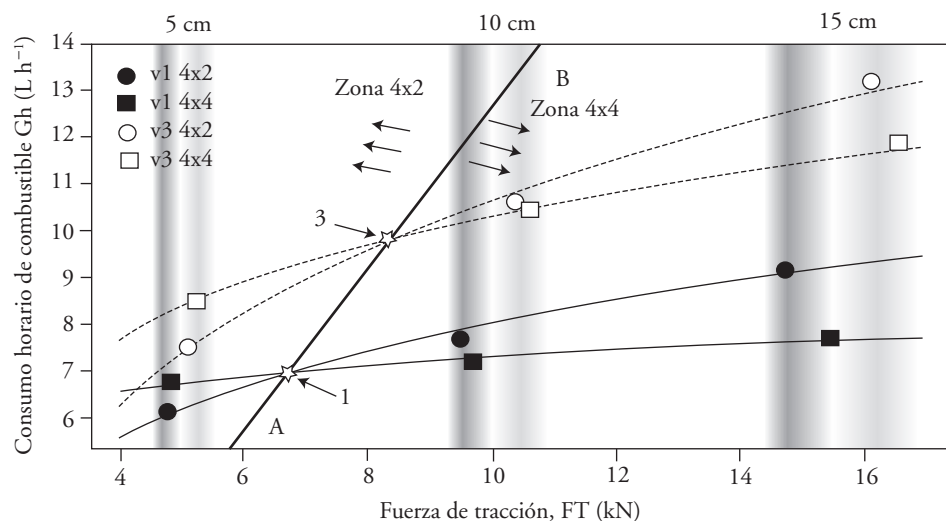


Figura 4. Consumo horario de combustible en función de la carga aplicada.

Figure 4. Hourly fuel consumption in function of the applied load.

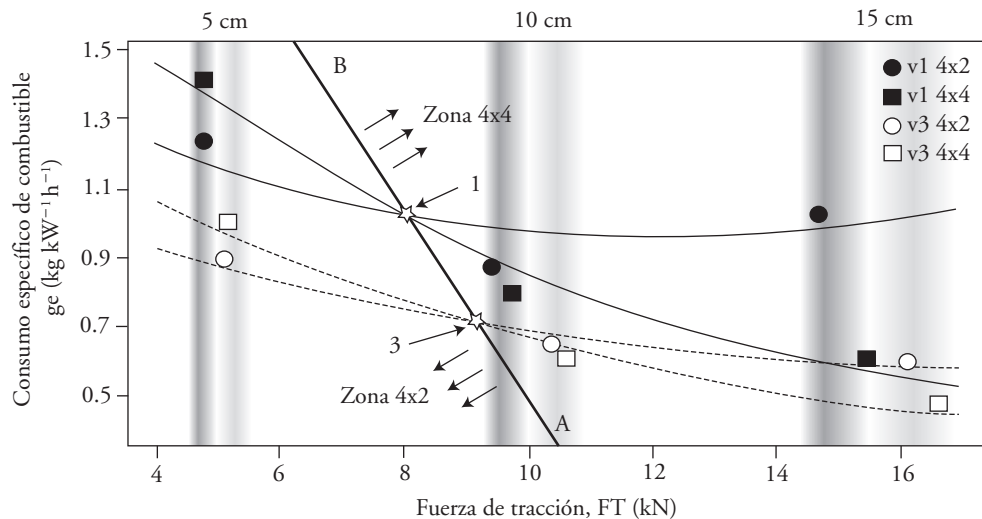


Figura 5. Consumo específico de combustible en función de la carga aplicada.
Figure 5. Specific fuel consumption in function of the applied load.

está definida por la línea AB, obtenida con la ecuación $g_e = -0.26 \cdot FT + 3.13$, en la que el tractor presentó la misma eficiencia del combustible en los dos esquemas de tracción, para las diferentes posiciones de velocidad.

En este caso, para la carga de 4 kN y la 1ª velocidad el consumo de combustible específico fue mayor en 14 % en el esquema de tracción 4x4 que en 4x2, y para la carga de 16 kN y la 1ª velocidad el consumo de combustible fue mayor en 45 % en el esquema de tracción 4x2.

Productividad o capacidad de campo

En la Figura 6 se muestran los valores de la capacidad de campo teórica del sistema tractor-implemento calculados con la ecuación (7). Al aumentar la carga y disminuir la velocidad de trabajo, la productividad disminuyó en los dos esquemas de tracción, pero dicha reducción fue menor en el esquema 4x4 debido a las velocidades incrementadas, en comparación al esquema 4x2. La frontera de desconexión de la tracción delantera fue definida por la ecuación $C_c = 1.9 \cdot FT - 13.9$, en la cual el tractor presenta la misma productividad en los dos esquemas de tracción para las diferentes posiciones de velocidad.

En este caso, para la carga de 4 kN y la 1ª velocidad la capacidad de campo teórica fue mayor en 8 % en el esquema de tracción 4x4 que en 4x2, y para

two traction schemes, except for slippage, whose range extended to 15 kN load and 14 cm working depth. Tractor efficiency was better in both schemes when the applied load and working depth were not in the respective indicated ranges.

In Figure 7, when analyzing the behavior of hourly fuel consumption and field capacity for the 4x2 traction scheme, in function of the traction force, the work zone can be defined from a minimum load of 6.0 kN to a load of 10.1 kN, and a criterion for engagement/disengagement is proposed: traction force with the value 8 ± 2 kN. In this way, the tractor should work in the 4x2 scheme with a traction force lower than the defined criterion and in the 4x4 scheme with a higher value.

CONCLUSIONS

For the different work indexes, the zone division borderlines and the thresholds of front wheel traction engagement / disengagement were determined in function of traction force.

The Massey Ferguson 592T tractor, working with an axial draw disk harrow, had better work indexes in the 4x2 traction scheme when the applied loads were lower than the disengagement load of the front axle, and the 4x4 traction scheme, when those loads were higher. In this way, fuel savings of up to 16 % were achieved, traction power and productivity improved

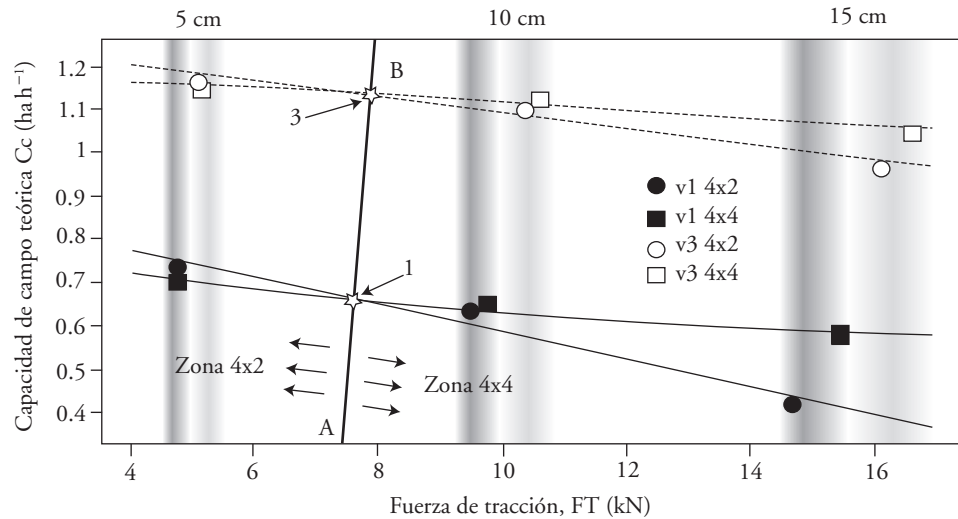


Figura 6. Cambio en la capacidad de campo teórica en función de la carga aplicada.
Figure 6. Change in the theoretical field capacity in function of the applied load.

la carga de 16 kN y la 1ª velocidad la capacidad de campo teórica fue mayor en 31 % en el esquema de tracción 4x4.

Zonas de trabajo

En la Figura 7 se muestran las fronteras de desconexión de la tracción de las ruedas delanteras para los diferentes índices de trabajo en función de la carga aplicada, los que dividieron las zonas de trabajo del tractor en los esquemas de tracción 4x2 y 4x4. También se observó que entre 6.5 y 9.0 kN de carga y entre 6 y 11 cm de profundidad de trabajo, el tractor presentó índices de trabajo similares en los dos esquemas de tracción, excepto para los patinajes, cuyo rango se amplió hasta 15 kN de carga y 14 cm de profundidad de trabajo. La eficiencia del tractor fue mejor en los esquemas 4x2 y 4x4, cuando la carga aplicada y la profundidad de trabajo fueron diferentes a los rangos indicados, respectivamente.

En la Figura 7 al analizar el comportamiento del gastos horarios de combustible y la capacidad de campo para el esquema de tracción 4x2, en función de la fuerza de tracción, la zona de trabajo puede ser definida desde una carga mínima de 6.0 kN hasta una carga de 10.1 kN y se propone un criterio de conexión/desconexión, que es la fuerza de tracción con el valor de 8 ± 2 kN. Así, el tractor debe trabajar en el esquema 4x2 con la fuerza de tracción menor al criterio definido y en el esquema 4x4 con el valor mayor.

27 and 31 %, and rear wheel slippage and specific fuel consumption were reduced 35 and 45 %, respectively.

—End of the English version—

—*—

CONCLUSIONES

Para diferentes índices de trabajo se determinaron las fronteras de división de las zonas y de conexión/desconexión de la tracción de las ruedas delanteras en función de la fuerza de tracción.

El tractor Massey Ferguson 592T al trabajar con la rastra de discos de tiro axial presentó mejores índices de trabajo en el esquema de tracción 4x2, cuando las cargas aplicadas fueron menores a la carga de desconexión del eje delantero, y en el esquema de tracción 4x4, cuando tales cargas fueron mayores. De esta formase obtuvo un ahorro de combustible de hasta 16 %, mejoró la potencia de tracción y la productividad hasta 27 y 31 %, y se redujeron los patinajes de las ruedas traseras y el consumo específico de combustible hasta 35 y 45 %, respectivamente.

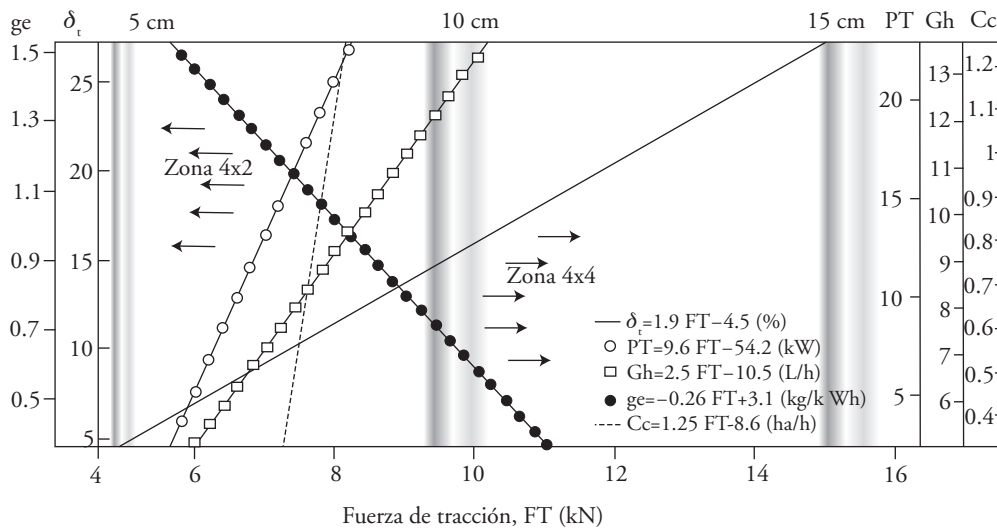


Figura 7. Zonas de trabajo del tractor MF-592T en los esquemas de tracción 4x2 y 4x4.
Figure 7. Work zones of the MF592T tractor in the traction schemes 4x2 and 4x4.

LITERATURA CITADA

- AGCO. 2005. Fendt 800 Vario TMS. Fendt Marktoberdorf. Kaufbeuren, Alemania. 32 p.
- Al-Janobi, A. 1997. Field comparison of tractive performance of an FWA tractor on sandy loam soil. *Misr J. Agric. Eng.* 14(1): 27-32.
- Andreev A. F., V. I. Kabanau, and V. V. Vantsevich. 2010. *Drive-line Systems of Ground Vehicles, Theory and Design*. CRC Press, USA. 758 p.
- ASABE D497.6. 2009. Agricultural Machinery Management Data. *In: ASABE STANDARDS 2010*. Am. Soc. Agric. Biol. Eng. pp: 339-348.
- ASABE EP496.3. 2006. Agricultural Machinery Management. *In: ASABE STANDARDS 2010*. Am. Soc. Agric. Biol. Eng. pp: 333-338.
- Gaytán R., J. G., F. Gómez M., N. Chávez A. y J. A. Capulín Q. 2005. Evaluación comparativa de los tractores NH 6610 y JD 5715T en los aspectos técnicos, agrotécnicos y económicos. *Ciencias Téc. Agropec.* 14(4): 14-23.
- Gonzaga do Vale W., R. Ferreira G., D. Corrêa J., G. Amaral G. y E. Fernandes S. 2011. Desempenho operacional e energético de um trator agrícola durante a operação de roçagem. *J. Sol-Gel Sci. Technol.* 4(2): 68 - 75.
- IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía). 2005. *Ahorro de Combustible en el Tractor Agrícola*. Madrid, España. 38 p.
- Kolator, B., and I. Białobrzewski. 2011. A simulation model of 2WD tractor performance. *Comp. Electron. Agric.* 76: 231-239.
- Mayans C., P. R., J. R. Soca C., y G. J. López C., 2009. Balance de potencia del conjunto formado por el tractor New Holland 6610s y la sembradora v-20. *Ciencias Téc. Agropec.* 18(4): 1-7.
- Mayans C., P. R., J. R. Soca C., G. J. López C., y E. Romantchik K. 2010. Determinación de la fuerza de tracción y potencia a la barra de tiro del tractor New Holland 6610s. *Ciencias Téc. Agropec.* 19(1): 63-69.
- Molari G., L. Bellentani, A. Guarnieri, M. Walker, and E. Sedoni. 2012. Performance of an agricultural tractor fitted with rubber tracks. *Biosys. Eng.* 111: 57-63.
- Morelos M., A., E. Romantchik K., J. G. Gaytán R., y C. A. Villaseñor P. 2009. Fuerzas de tracción de las ruedas del tractor en los esquemas 4x2 y 4x4 al tomar una curva. *Ing. Agric. Biosis.* 1(2): 77-84.
- Nebraska OECD (Organisation for Economic Co-operation and Development). 2005. Summary of OECD, Test 2238 - Nebraska Summary 482, John Deere 6715 Diesel 16 Speed. Institute of Agriculture and Natural Resources. University of Nebraska-Lincoln. 3 p.
- OECD (Organisation for Economic Co-operation and Development). 2012. Code 2: OECD Standard Code for the Official Testing of Agricultural and Forestry Tractor Performance. Paris, Francia. 91 p.
- PAES (Philippine Agricultural Engineering Standard). 2001. 119: Agricultural Machinery - Four Wheel Tractor - Methods of Test. 35 p.
- Patterson, M. S., J. P. Gray, G. Bortolin, and V. V. Vantsevich. 2013. Fusion of driving and braking tire operational modes and analysis of traction dynamics and energy efficiency of a 4x4 loader. *J. Terramec.* 50(2): 133-152.
- Pérez, M. 2006a. Rendimiento de un tractor agrícola en función del sistema de labranza y la carga. I. Características de la tracción. *Bioagro* 18(1): 49-55.
- Pérez, M. 2006b. Rendimiento de un tractor agrícola en función del sistema de labranza y la carga. II. Consumo de combustible y resistencia a la rodadura. *Bioagro* 18(1): 57-62.

- Romantchik E. K., I. Sandoval A. N. Chávez A., J. Gaytán R., y P. Mayans C. 2009. Resistencia traccional del subsolador en función del ancho de trabajo. *Ing. Agríc. Biosis*. 1: 49-53.
- Sahay, C. S., and V. K. Tewari. 2004. Computer simulation of tractor single-point drawbar performance, *Biosys. Eng.* 88(4): 419-248.
- Silveira, G. M. 2001. Sistema informativo de operação em campo, baseado na aquisição automática de dados. *Rev. Bras. Eng. Agríc. Amb., Campina Grande* 5(2): 365-368.
- Vantsevich, V. V. 2007. Multi-wheel drive vehicle energy/fuel efficiency and traction performance: Objective function analysis. *J. Terramec*. 44(3): 239-253.
- Vantsevich, V. V. 2008. Power losses and energy efficiency of multi-wheel drive vehicles: A method for evaluation. *J. Terramec*. 45(3): 89-101.
- Wiley J. C., and Turner R. J. 2008. Power Hop Instability of Tractors. ASABE. Distinguished Lecture Series No. 32. ASABE Publication Number 913C0108. Am. Soc. Agric. Biol. Eng. St. Joseph, Mich. USA. 64 p.
- Zoz, F. M., R. J. Turner, and L. R. Shell. 2002. Power delivery efficiency: a valid measure of belt and tire tractor performance. *Trans. ASAE* 45(3): 509-518.