



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA CHAPINGO

INGENIERIA AGRÍCOLA Y USO INTEGRAL DEL AGUA

**TRACCIÓN DEL TRACTOR MF-592T 4WD
Y 2WD CON UNA RASTRA DE DISCOS**

TESIS

**QUE COMO REQUISITO PARCIAL
PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA AGRÍCOLA
Y USO INTEGRAL DEL AGUA**

PRESENTA:

ALVARO MORELOS MORENO

**JULIO DE 2009
CHAPINGO, ESTADO DE MÉXICO**



**TRACCIÓN DEL TRACTOR MF-592T 4WD
Y 2WD CON UNA RASTRA DE DISCOS**

Tesis realizada por el **Ingeniero Álvaro Morelos Moreno** bajo la dirección del comité asesor indicado, aprobada por el mismo y aceptada como requisito parcial para obtener el grado de:

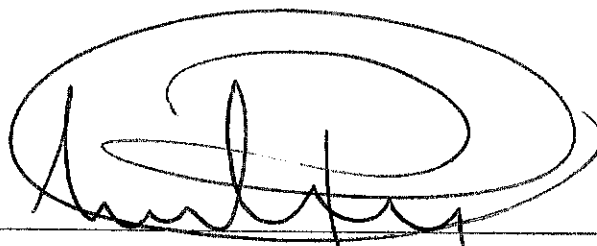
MAESTRO EN INGENIERÍA AGRÍCOLA Y USO INTEGRAL DEL AGUA

DIRECTOR:



Dr. Eugenio Romantchik Kriuchkova

ASESOR:



Dr. Carlos Alberto Villaseñor Perea

ASESOR:



M.I. Juan Gabriel Ochoa Bijarro

DEDICATORIAS

Dedico este trabajo a:

- DIOS mi padre y a la Virgen María de Guadalupe.
- Mis padres: Herminia Moreno Carmona y Miguel Morelos Segura.
- Mis hermanos: Noemí, Rossio, Yolanda, Hortencia, Lucia, Estela, Telésforo, Carlos, Juan y Julio.
- Dora Alicia Rodríguez Trejo, Novi Sulistyosari y la Chinita.

AGRADECIMIENTOS

Mis sinceros agradecimientos a:

A la Universidad Autónoma Chapingo y al Posgrado de Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, por darme la oportunidad de realizar mis estudios de maestría en Mecanización Agrícola, en sus instalaciones.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), por ser beneficiario de las becas de posgrado que proporcionan.

Al Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA), por el apoyo en los equipos de medición y la calibración de los mismos en sus instalaciones.

Al Dr. Eugenio Romantchik Kriuchkova, Dr. Jose Guadalupe Gaytán Ruelas, y Dr. Carlos Alberto Villaseñor Perea, por el apoyo y los consejos bien fundamentados para la realización del presente trabajo.

Al M.I. Juan G. Ochoa Bizarro, M.I. Marco Antonio Audelo Benitez, y Dr. Ramón Jiménez Regalado, investigadores del CENEMA por su apoyo brindado.

Al Dr. Martín Cadena Zapata, por sus sugerencias y recomendaciones.

A José Melchor García, Armando Reyes Amador y Antelmo Sáenz, por su apoyo en todo el proceso de investigación y en el trabajo de campo.

A los Departamentos de Ingeniería Mecánica Agrícola e Ingeniería en Irrigación de la UACH, por el apoyo económico para la adquisición del equipo de medición.

BIOGRAFÍA

El autor del presente trabajo, Álvaro Morelos Moreno es de nacionalidad mexicana, originario del Estado de Puebla.

Realiza sus estudios de licenciatura en Ingeniería Mecánica Agrícola en la Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro, en Saltillo Coahuila, y en 2000 le es otorgado el título de Ingeniero Mecánica Agrícola.

De 2003 a 2006 se desempeña como investigador en el Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA) en proyectos de mecanización agrícola y en la prueba de Potencia de tracción a la barra de tiro en tractores agrícolas.

En 2006 toma un curso de capacitación “Farm machinery testing for farm mechanization” en Tokio Japón, auspiciado por la Agencia de Cooperación Técnica de Japón (JICA).

En 2006 ingresa a la Maestría en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, en el área de Mecanización Agrícola, en la Universidad Autónoma Chapingo, donde realiza el tema de investigación sobre índices de trabajo de un agregado tractor-rastra, en los esquemas 2WD y 4WD del tractor, en tres niveles de profundidad y tres posiciones de la transmisión, bajo la dirección del Dr, Eugenio Romantchik Kriuchkova, para obtener el grado de Maestro en Ingeniería.

TRACCIÓN DEL TRACTOR MF-592T 4WD Y 2WD CON UNA RASTRA DE DISCOS

TRACTION IN THE TRACTOR MF-592T 4WD AND 2WD WITH A DISK HARROW

Álvaro Morelos Moreno¹, Eugenio Romantchik Kriuchkova²

Resumen

En los tractores con tracción en las cuatro ruedas (4WD) la fuerza de tracción es incrementada por el aprovechamiento del peso total del tractor, comparado con los tractores con tracción en las ruedas traseras (2WD) donde solamente la carga dinámica del eje trasero puede generar fuerza de tracción. En algunos regímenes de trabajo, el consumo de combustible y el patinaje de las ruedas disminuyen, y aumenta la velocidad de avance. La potencia de tracción y la productividad son incrementadas permitiendo realizar en el tiempo oportuno las actividades del proceso de producción agrícola, para obtener los rendimientos más altos y disminuir los costos de producción.

En este trabajo es comparado el desempeño del tractor en sus esquemas 2WD y 4WD, con una rastra de discos de tiro excéntrica en tres niveles de profundidad y tres posiciones de la transmisión.

A partir de la cuantificación de la velocidad de avance, patinaje de las ruedas, consumo de combustible y fuerza de tracción a la barra de tiro, se concluyó que el tractor presenta mejores índices de trabajo cuando la fuerza de tracción y la velocidad de trabajo, son menores a un valor definido en la configuración 2WD y mayores a dicho valor en la configuración 4WD.

Palabras clave: Tractor, rastra de discos, fuerza de tracción, potencia de tracción, velocidad de avance, patinaje de la rueda neumática.

Abstract

In four wheel drive tractors (4WD) the drawbar pull is increased since all the gross tractor weight is used, whereas in two wheel drive tractors (2WD) only the dynamic rear axle load can generate the traction force. In some work regimes, the fuel consumption and the tyre wheel slip are decreased while the travel speed is raised. The drawbar power and the productivity are increased for performing the farming production process activities in the optimum time, in order to obtain the highest crop yields and reduce production costs.

In this work the tractor performance is compared in the 2WD and 4WD schemes, pulling an offset disk harrow at three depth levels and three transmission settings.

Based on the quantification of travel speed, tyre wheel slip, fuel consumption and drawbar pull, it was found that the tractor offers better work parameters when the drawbar pull and travel speed are less than a defined value for the 2WD scheme and higher than said value for the 4WD scheme.

Key words: Tractor, disks harrow, drawbar pull, drawbar power, travel speed, tyre wheel slip.

¹ Autor de la tesis.

² Director de la tesis.

¹ Thesis autor.

² Thesis advisor.

ÍNDICE DE CONTENIDO

<i>DEDICATORIAS</i>	<i>i</i>
<i>AGRADECIMIENTOS</i>	<i>ii</i>
<i>BIOGRAFÍA</i>	<i>iii</i>
<i>Resumen</i>	<i>iv</i>
<i>Abstract</i>	<i>iv</i>
1. <i>INTRODUCCIÓN</i>	1
2. <i>ANTECEDENTES</i>	3
3. <i>HIPÓTESIS</i>	4
4. <i>OBJETIVOS</i>	4
5. <i>REVISIÓN DE LITERATURA</i>	5
6. <i>MATERIALES Y MÉTODOS</i>	49
7. <i>ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIONES</i>	78
8. <i>CONCLUSIONES</i>	94
9. <i>RECOMENDACIONES</i>	95
10. <i>BIBLIOGRAFÍA</i>	95
11. <i>ANEXOS</i>	99

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 5.1.	Desarrollo histórico de los tractores MFWD y 4WD (Paul and Wilks, 1989).....	6
Tabla 5.2	Eficiencia de tracción máxima en base al patinaje (ASAE EP496.3, 2006).	35
Tabla 5.3	Valor de los cocientes CI y Bn (ASAE EP497.5, 2006).....	38
Tabla 5.4	Características esenciales de los diferentes tipos de diferenciales.	43
Tabla 5.5	Conexión y desconexión del diferencial y de la doble tracción, en función del ángulo de dirección y de la velocidad de avance (AGCO, 2004).....	46
Tabla 5.6	Parámetros para estimar la fuerza de tracción en la rastra de discos de tiro excéntrico (ASAE EP497.5, 2006).	47
Tabla 6.1	Principales distancias del tractor.....	51
Tabla 6.2	Radios de las cuatro ruedas del tractor y quinta rueda.	52
Tabla 6.3	Presión de inflado de las ruedas del tractor.	52
Tabla 6.4	Distribución del peso del tractor.	53
Tabla 6.5	Localización del centro de gravedad.	54
Tabla 6.6	Dimensiones de la rastra.	55
Tabla 6.7	Contenido de humedad del suelo.	57
Tabla 6.8	Humedad a capacidad de campo y punto de marchitamiento permanente.....	57
Tabla 6.9	Resistencia a la penetración del suelo.....	59
Tabla 6.10	Designación de las terminales analógicas y digitales.....	65
Tabla 6.11	Calibración de la celda de carga.	70
Tabla 7.1	Índices de trabajo obtenidos en campo (valor promedio).	78
Tabla 7.2	Diferencia de patinaje.	80
Tabla 7.3	Diferencia de fuerza de tracción.....	82
Tabla 7.4	Reducción de consumo de combustible.	86
Tabla 7.5	Fuerza y potencia de tracción que demanda la rastra de discos (medida vs calculada con Ecuación 5.37).....	93

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 5.1	Comparación de la fuerza de tracción a la barra de tiro y el costo del tractor 2WD y 4WD (Paul and Wilks, 1989).	8
Figura 5.2.	Comparación de la distribución de la presión de la rueda trasera con el suelo en un tractor 2WD y 4WD (Paul and Wilks, 1989).	9
Figura 5.3	Compresión vs profundidad del suelo (Chudakov, 1977).	10
Figura 5.4	Curva de resistencia del suelo al desplazamiento (Chudakov, 1977). ..	12
Figura 5.5	Deformación normal del neumático (Chudakov, 1977).	13
Figura 5.6	Carga normal aplicada vs deformación normal del neumático.	14
Figura 5.7	Deformación tangencial (circular) del neumático.	15
Figura 5.8	Deformación lateral (transversal) del neumático.	15
Figura 5.9	Deformación angular del neumático.	17
Figura 5.10	Estados de operación de una rueda (Macmillan 2002).	19
Figura 5.11	Movimiento de la rueda en diferentes condiciones de patinaje (Macmillan 2002).	20
Figura 5.12	Fuerzas que actúan en la rueda conducida deformable sobre una superficie horizontal no deformable.	21
Figura 5.13	Rueda motriz en reposo.	24
Figura 5.14	Rueda motriz en acción.	25
Figura 5.15	Relaciones de potencia en los tractores agrícolas en función de la configuración y tipo de suelo (ASAE D497.5, 2006).	34
Figura 5.17	Esquema de circulación de la potencia parásita (Chudakov, 1977).	36
Figura 5.18	Fuerzas y velocidades básicas de una rueda motriz sobre un suelo deformable (ASAE S296.5, 2009).	39
Figura 5.19	Principio de operación de un diferencial de patinaje limitado sobre un suelo removido (Paul and Wilks, 1989).	40
Figura 5.20	Diagrama del flujo del torque en un diferencial de patinaje limitado (Paul and Wilks, 1989).	41

Figura 5.21	Diagrama del flujo del torque en un diferencial de patinaje limitado (Paul and Wilks, 1989).	42
Figura 5.22	Condiciones para realizar el cambio de la configuración del tractor.	44
Figura 6.1	Plano de la parcela donde se realizó el trabajo (Google Earth, 2009). .	50
Figura 6.2	Principales distancias del tractor.	51
Figura 6.3	Radios de las cuatro ruedas del tractor y quinta rueda.	52
Figura 6.4	Distribución del peso del tractor.	53
Figura 6.5	Localización del centro de gravedad.	54
Figura 6.6	Dimensiones de la rastra.	55
Figura 6.7	Triángulo de texturas y textura del suelo de la parcela.	56
Figura 6.8	Quinta rueda instalada en el tractor.	60
Figura 6.9	Disposición de la quinta rueda en el tractor.	61
Figura 6.10	Estructura para fijar los encoders en las ruedas delanteras.	61
Figura 6.11	Acoplamiento del encoder y alineación con el eje de la rueda delantera.	62
Figura 6.12	Estructura para fijar los encoders en las ruedas traseras.	62
Figura 6.13	Acoplamiento del encoder y alineación con el eje de la rueda trasera. .	63
Figura 6.14	Circuito acondicionador de señales de los encoders, montado en una tarjeta de prototipos (Protoboard).	64
Figura 6.15	Tarjeta NI Daq 6008.	64
Figura 6.16	Estructura del programa de adquisición de datos para los encoders. ...	66
Figura 6.17	Interfaz gráfica de adquisición de datos para los encoders.	67
Figura 6.18	Estructura para el ascenso-descenso del brazo de la rastra.	68
Figura 6.19	Estructura de ascenso-descenso montada en los brazos inferiores.	68
Figura 6.20	Estructura del programa de adquisición de datos para la fuerza de tracción.	69
Figura 6.21	Calibración de la celda de carga.	69
Figura 6.22	Conexión del medidor de combustible en el tractor.	71
Figura 6.23	Medidor de combustible marca Kent.	72
Figura 6.24	Conexión de la línea de retorno de la bomba de inyección al depósito. .	72
Figura 6.25	Arreglo para el trayecto de medición y el cambio de configuración.	73

Figura 6.26	Arreglo para realizar las repeticiones.	73
Figura 6.27	Arreglo para cambiar la profundidad en cada repetición.	74
Figura 6.28	Arreglo para cambiar la transmisión, la configuración y la profundidad.	75

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1	Curva de retención de humedad de la parcela.	58
Gráfico 2	Resistencia a la penetración del suelo.	59
Gráfico 3	Curva de calibración de la celda de carga.	70
Gráfico 4	Patinaje de las ruedas traseras en función de la fuerza de tracción.	80
Gráfico 5	Patinaje de las ruedas traseras en función de la profundidad de trabajo.	81
Gráfico 6	Patinaje de las ruedas traseras en función de la configuración del tractor.	81
Gráfico 7	Fuerza de tracción en función de la profundidad de trabajo.	83
Gráfico 8	Fuerza de tracción en función de la velocidad de avance.	84
Gráfico 9	Fuerza de tracción en función de la configuración del tractor.	84
Gráfico 10	Consumo de combustible en función de la fuerza de tracción.	86
Gráfico 11	Consumo de combustible en función de la profundidad de trabajo.	87
Gráfico 12	Consumo de combustible en función de la configuración del tractor.	87
Gráfico 13	Velocidad de avance y capacidad de campo teórica en función de la fuerza de tracción.	89
Gráfico 14	Velocidad de avance y capacidad de campo teórica en función de la profundidad de trabajo.	89
Gráfico 15	Velocidad de avance y capacidad de campo teórica en función de la configuración del tractor.	90
Gráfico 16	Potencia de tracción en función de la fuerza de tracción.	91
Gráfico 17	Potencia de tracción en función de la profundidad de trabajo.	92
Gráfico 18	Potencia de tracción en función de la configuración del tractor.	92

1. INTRODUCCIÓN

El tractor agrícola es una máquina autopropulsada que involucra el proceso de tracción, su función principal es tirar (jalar, remolcar) o empujar a otra máquina o implemento. Los parámetros de tracción cuando el tractor tira a un implemento agrícola, pueden ser expresados en términos de fuerza (torque del motor y fuerza de tiro), velocidad (rotacional en el motor y de avance en las ruedas), potencia (del motor y de tracción), cantidades adimensionales (patinaje en las ruedas y eficiencia de tracción) y consumo de combustible (horario y específico) (Macmillan, 2002).

La operación eficiente de los tractores agrícolas se basa en maximizar la eficiencia del combustible del motor y tren de potencia, en maximizar la eficiencia de tracción de los elementos de tracción, y en seleccionar la velocidad de avance óptima para un sistema tractor-implemento (Zoz y Grisso, 2003).

Los tractores agrícolas representan un elemento clave en la mecanización del campo agrícola, ya que proporcionan la potencia necesaria a las máquinas agrícolas para la preparación de los suelos, las labores culturales, el control de malezas y la cosecha de los cultivos (Goering and Hansen, 2004).

La mecanización agrícola tiene tres objetivos primarios:

- Reducir el carácter pesado de las labores agrícolas para facilitar su realización.
- Incrementar la productividad de los trabajadores del proceso de producción agrícola.
- Incrementar la calidad y ejecución oportuna de la actividad agrícola.

La productividad agrícola es incrementada con la implementación de la mecanización agrícola. Aun cuando el mejoramiento de semillas, fertilizantes, herbicidas y otras aportaciones a la agricultura han jugado un papel en el aumento de la productividad, la mecanización ha sido el mejor contribuidor en el incremento de la productividad por hora de una labor.

Hay un tiempo óptimo para la ejecución de las operaciones agrícolas críticas como lo son la preparación del suelo, la siembra, el trasplante y la cosecha. Los rendimientos de los cultivos tienden a ser más altos cuando estas operaciones críticas son realizadas en el tiempo oportuno (Goering and Hansen, 2004; Cadena et al, 2003). Los agricultores que cuentan con máquinas agrícolas de alta capacidad, pueden llevar a cabo las operaciones críticas de forma rápida y en el tiempo oportuno. Por ejemplo, los arados acoplados a los tractores modernos pueden remover el suelo a mayor profundidad y más completamente que un arado de madera tirado por animales de tiro.

El sistema de transmisión del tractor es una combinación de la caja de engranajes para cambiar la velocidad del vehículo, el eje trasero con frenos, la toma de potencia, el mando de unidades auxiliares como bombas hidráulicas y el eje delantero en el caso de tractores de doble tracción (Renius and Resch, 2005).

Al principio el tractor avanza con el eje delantero no embragado y la fuerza de tracción del tractor es mínima, posteriormente la fuerza de tracción es incrementada hasta que el eje delantero se embraga (Zebrowski, 2006).

La fuerza de tiro neta o fuerza de tracción, indica la fuerza que la rueda o el tractor puede generar sobre las principales fuerzas de resistencia al movimiento, la cuales son la resistencia a la rodadura, obstáculo y resistencia de dirección, y resistencia a la pendiente. Coeficientes de fuerza de tracción demasiado bajos, indican que la rueda se encuentra trabajando próxima a sus límites y obviamente aumenta el patinaje para generar más fuerza de tiro para compensar alguna extra resistencia (Saarilahti, 2002).

Aun cuando la literatura son mencionadas las ventajas y desventajas de las diferentes configuraciones del tractor, no hay información que proporcione valores específicos de patinaje, consumo de combustible, fuerza de tracción, condiciones del

suelo, torque, ángulo de dirección y radio de giro, distribución del peso, etc., para bloquear o desbloquear el diferencial y para conectar o desconectar el eje delantero.

2. ANTECEDENTES

Domier et al. en 1970, comparan un tractor 2WD con ruedas 18.4-38 de capas diagonales, un tractor 4WD con ruedas 18.4-38 de capas diagonales y un tractor de orugas de acero, reportan un incremento de 8% en la eficiencia tractiva del tractor de orugas sobre el tractor 4WD.

Esch et al. en 1986, comparan un tractor de oruga de caucho con un tractor 4WD equipado con ruedas 20.8-38 de capas diagonales y reportan un incremento de 7 a 12% en la eficiencia tractiva del tractor de orugas.

Turner en 1995, compara la eficiencia de entrega de potencia en tractores de 2 y 4 orugas con tractores 4WD equipados con ruedas radiales, reporta eficiencias de entrega de potencia equivalentes para las máquinas correctamente instaladas.

Shell et al. en 1997, comparan la eficiencia de entrega de potencia de un tractor de orugas con un tractor 4WD de potencia similar en condiciones de suelo en Texas, y encuentran muy poca diferencia entre los dos tractores, pero encuentran que el tractor de orugas fue menos afectado por las condiciones del suelo que el tractor 4x4.

Cadena et al. en 2001, comparan el desempeño, la calidad de trabajo y consumo de combustible, en implementos de labranza vertical con implementos de labranza convencional, en condiciones de suelo semiárido (Cadena et al, 2004). No menciona la configuración del tractor utilizado.

Catalán, compara el desempeño de dos tractores John Deere en sus configuraciones 2WD Y 4WD, mide la velocidad teórica y real, el patinaje y la fuerza de tracción. No mide consumo de combustible, ni menciona bajo que condiciones de configuración se desempeña mejor el tractor.

3. HIPÓTESIS

En un tractor 4WD con opción de conexión y desconexión del eje delantero, existe una fuerza de tracción y una velocidad de trabajo, en las cuales las dos configuraciones del tractor presentan índices de trabajo equivalentes. Cuando la fuerza de tracción y la velocidad de trabajo son menores a su valor de equilibrio, el tractor presenta un mejor desempeño en su configuración 2WD, y si la fuerza de tracción y la velocidad de trabajo exceden a su valor de equilibrio, el tractor presenta un mejor desempeño en su configuración 4WD.

4. OBJETIVOS

1. Cuantificar los índices de trabajo que presenta el desempeño de un tractor Masey Fergusson 592 Turbo en sus esquemas 2WD y 4WD, con una rastra de 28 discos de tiro excéntrico, en tres niveles de profundidad y tres posiciones de la transmisión, en un suelo franco arcillo arenoso.
2. Medir la fuerza de tracción a la barra de tiro, determinar el patinaje de las ruedas motrices, el consumo de combustible y la velocidad de avance en todas las variantes definidas.
3. Analizar la fuerza de tracción, el patinaje, la velocidad de avance, y el consumo de combustible.

5. REVISIÓN DE LITERATURA

5.1 GENERALIDADES DEL TRACTOR AGRÍCOLA

Los tractores a cuatro ruedas se dividen en tractores de tracción en las ruedas traseras (2WD, two wheel drive) y en tractores de tracción en las cuatro ruedas (4WD, four wheel drive).

Tractores 2WD. En este tipo de tractores, las ruedas del eje frontal son solo de dirección y presentan un deslizamiento negativo, es decir, oponen resistencia a las ruedas traseras que son de mando. El rango de potencia de tracción es de 4 a 150 kW y requiere una distribución de masa del 80% en el eje trasero para maximizar la tracción. Tienen una potencia de salida de tracción del 45 al 50% de la potencia nominal del motor. La mayor desventaja que presentan consiste en que no pueden trabajar bajo condiciones de humedad y en terrenos inundados. Se considera que 1 kW de potencia del motor requiere de 0.25 litros de combustible/hora (New Holland, 2008).

Tractores 4WD. En este tipo de tractores, las ruedas del eje delantero cumplen la doble función de dirección y tracción, por lo que presentan un deslizamiento positivo del 1 al 6%, es decir, jalan a las ruedas del eje trasero y no oponen resistencia. Este efecto permite incrementar la fuerza de tracción, la eficiencia de tracción, la eficiencia del combustible del motor y la eficiencia del tren de potencia del tractor (New Holland, 2008).

Desde la década de 1920, fueron diseñados y fabricados diferentes modelos de tractores con tracción mecánica en las ruedas delanteras (MFWD, Mechanical Front Wheel Drive). Sin embargo, debido a los altos costos de fabricación, su producción en grandes cantidades fue posible hasta después de la segunda guerra mundial (Paul and Wilks, 1989).

Tabla 5.1. Desarrollo histórico de los tractores MFWD y 4WD (Paul and Wilks, 1989).

Año	Firma	Desarrollo o innovación
1915	John Deere	Tractor “Dain” de tres ruedas, con tracción en todas las ruedas
1923	Lanz	Tractor “Ackerbulldog”, primer tractor con tracción mecánica en las ruedas delanteras y dirección articulada.
1929	Four drive	Tractor estándar “E 15-25” con tracción mecánica en las ruedas delanteras y ejes con caballete o estructura vertical de soporte.
1930	Massey-Harris	Tractor estándar “de propósito general” con tracción mecánica en las ruedas delanteras y dirección Ackerman.
1948	Böhringer	Vehículo “Unimog” con tracción mecánica en las ruedas delanteras y velocidad máxima de 50 km h ⁻¹ .
1949	MAN	Tractor “Ackerdiesel” con tracción mecánica en las ruedas delanteras, opcional.
1949	Fendt	Tractor “Dieselross” con tracción mecánica en las ruedas delanteras, opcional.
1965	Same	Primer compañía de tractores en introducir la “entrada central” en el eje delantero.
1969	John Deere	Introducción de un “eje motriz de asistencia en las ruedas delanteras” del tractor.
1973	Deutz	Introducción de la versión “Intrac” de Trac Design (tractores con las cuatro ruedas del mismo tamaño).
1973	Daimler-Benz	Introducción de la versión “MB-Trac” de Trac Design (tractores con las cuatro ruedas del mismo tamaño).
1982	John Deere y ZF	Nueva generación de ejes motrices delanteros con ángulos de dirección de 50 grados.
1987	Fendt y Sige	Introducción de ejes controlados electrónicamente (conexión del eje delantero y bloqueo del diferencial).

El continuo desarrolló de los tractores MFWD, impulsó el diseño del concepto de tracción en las cuatro ruedas (4WD). Con la introducción de nuevos diseños y mejoras en el tractor, el aumento del ángulo de dirección de hasta 55°, el aumento de la potencia del motor, la producción masiva de los tractores 4WD incrementó considerablemente a partir de 1978 (Tabla 5.1).

Ventajas de la tracción en las cuatro ruedas del tractor

En comparación con los modelos de tracción sencilla o tracción en las ruedas traseras (2WD), la ventaja esencial de los tractores 4WD es el incremento considerable de la fuerza de tracción (Paul and Wilks, 1989).

En los tractores 4WD, el 100% del peso del tractor es utilizado para la generación de la fuerza de tracción; mientras que en los tractores 2WD, solamente la carga dinámica en el eje trasero puede generar la fuerza de tracción (Ecuación 5.1). Bajo las mejores condiciones, el mayor porcentaje de carga en el eje trasero es el 80% del peso total.

$$F = k \cdot W \quad (5.1)$$

Donde

F fuerza de tracción que desarrolla el tractor, kN;

k coeficiente de tracción, adimensional;

W carga en el eje motriz, kN.

También al utilizar todo el peso del tractor, se logra el mejoramiento significativo del efecto de multi-paso, el cual implica que la rueda trasera sigue la huella dejada por la rueda delantera, lo que aumenta el coeficiente de tracción con una reducción simultánea de la resistencia al avance (Paul and Wilks, 1989). En comparación con

los tractores 2WD, los tractores 4WD ofrecen el 35% aproximadamente más fuerza de tracción (Figura 5.1).

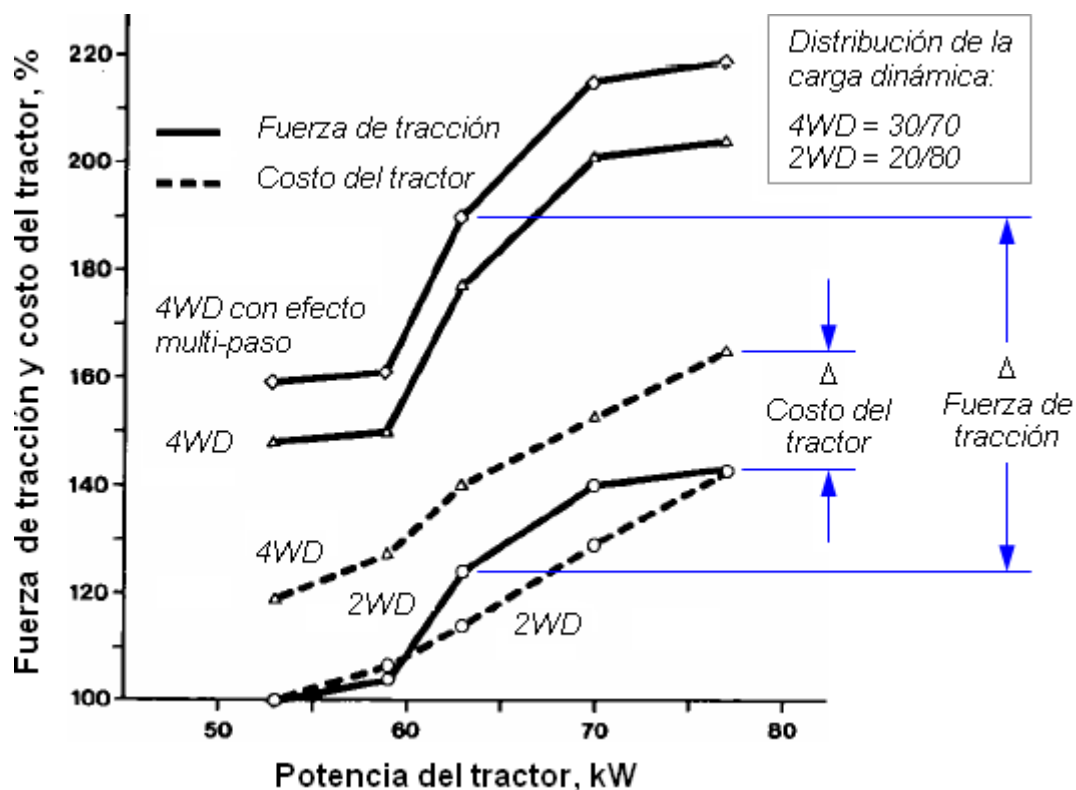


Figura 5.1 Comparación de la fuerza de tracción a la barra de tiro y el costo del tractor 2WD y 4WD (Paul and Wilks, 1989).

En los tractores 4WD, el peso del tractor requerido para la generación de una fuerza específica de tracción, es más bajo debido a que la eficiencia de tracción es mejorada. El peso del tractor puede ser distribuido igualmente entre las ruedas de los dos ejes. Sin embargo, en un tractor 2WD las ruedas traseras causan una mayor compactación del suelo que en un tractor 4WD de modelo similar. Aun utilizando un tractor 2WD más grande para obtener la misma presión con el suelo en las ruedas traseras que en un tractor 4WD, la compactación del suelo es más alta debido a la mayor carga en la rueda. Como las ruedas en el eje trasero de los tractores 2WD y 4WD de modelo similar, tienen el mismo tamaño, la compactación del suelo causada en la versión 2WD es mucho mayor (Figura 5.2).

<i>Fuerza de tracción a la barra de tiro = 9.5 kN. Igual presión de contacto con el suelo.</i>		
	2WD	4WD
<i>Carga en el eje trasero:</i>	20 kN	12.6 kN
<i>Carga en la rueda:</i>	10 kN	6.3 kN

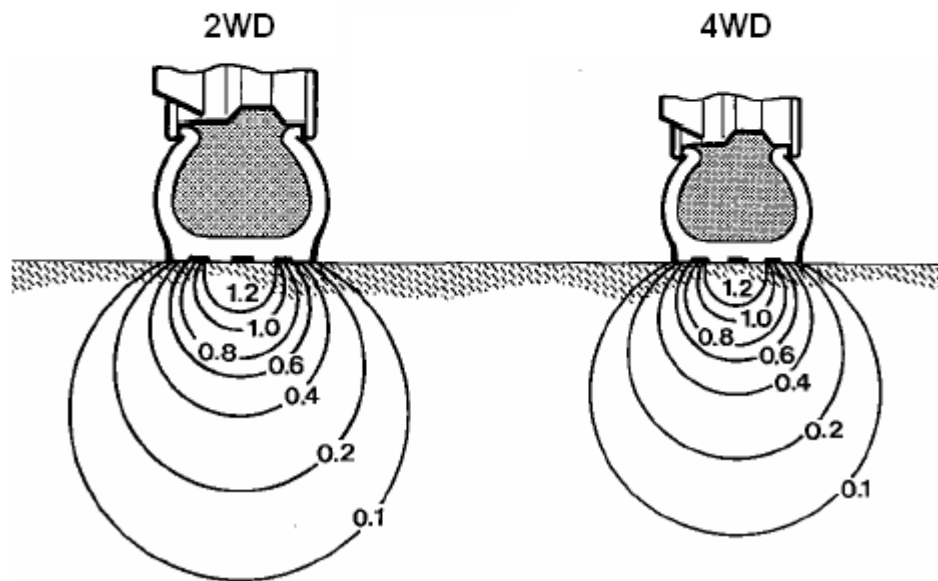


Figura 5.2. Comparación de la distribución de la presión de la rueda trasera con el suelo en un tractor 2WD y 4WD (Paul and Wilks, 1989).

Dependiendo de las condiciones, un tractor con doble tracción puede probablemente trabajar con un implemento que usa un tractor de más potencia sin doble tracción. Reduce el patinaje hasta un 50%, el consumo de combustible hasta en un 20% y la compactación del suelo. Incrementa el torque a la barra de tiro en un 25% y mejora el desempeño en terrenos húmedos (New Holland, 2008). Sin embargo no menciona las condiciones de consumo de combustible.

5.2 PROPIEDADES FÍSICO-MECÁNICAS DEL SUELO

Al accionar los órganos motrices del vehículo en movimiento sobre el terreno, el suelo se somete a la compresión (compactación) y desplazamiento en diferentes direcciones; es decir, se crean en el suelo tensiones normales y tangenciales cuyo

valor y su distribución en las capas deformables del suelo depende de las cargas que actúan y de las condiciones de su aplicación, y de las propiedades físicas y del estado del suelo (Chudakov, 1977).

La profundidad de la rodada hecha por las ruedas en movimiento, el valor de la resistencia al rodamiento y la fuerza de adherencia entre la rueda – suelo, son afectados por la facultad del suelo de resistir las cargas. Las propiedades mecánicas de resistencia del suelo a la compresión y al desplazamiento, influyen en las cualidades de tracción (adherencia de la rueda con el suelo). La resistencia del suelo a la compresión varía con la profundidad, donde las tres secciones reflejan las particularidades de la acción recíproca entre las cargas exteriores (q_p) y las fuerzas internas de resistencia del suelo (Figura 5.3).

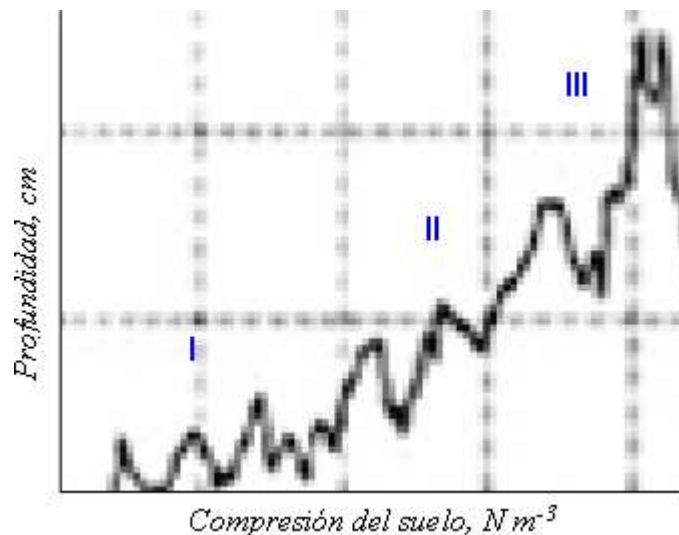


Figura 5.3 Compresión vs profundidad del suelo (Chudakov, 1977).

En la sección I, la curva de asentamiento asemeja una recta inclinada, tiene lugar la compactación del suelo. En la sección II, la compactación del suelo aumenta con mayor rapidez que la carga exterior, el suelo además de compactarse, en el surgen focos de desplazamiento locales, a medida que crece la carga exterior las tensiones de desplazamiento en algunos lugares son mayores que la fricción y adherencia

internas entre las partículas del suelo, dando lugar a que el crecimiento paulatino de la compactación sea mas intensivo.

En la sección III, comienza el desplazamiento plástico del suelo, toda la masa compactada que toma parte en la deformación sufre desplazamiento, se interrumpe la compactación el suelo por debajo de las ruedas y es expulsado hacia los lados, la curva de asentamiento asemeja una línea vertical, el asentamiento del suelo aumenta sin elevarse la carga exterior.

Los índices de resistencia mecánica del suelo que definen la resistencia del suelo a la compresión son el coeficiente de la compresión volumétrica del suelo y la capacidad portante límite del suelo que determina la magnitud de la presión específica para la cual el asentamiento del suelo comienza a crecer sin que aumente en lo sucesivo la carga vertical exterior:

La resistencia del suelo al desplazamiento está condicionada por la fuerza de cohesión molecular de las partículas del suelo, y el rozamiento entre las partículas. La cohesión, es la capacidad de retención entre partículas del mismo cuerpo o sustancia. Esta se presenta en suelos arcillosos. En terrenos con estructura granular, arenosos y areno-limosos, las fuerzas de cohesión son insignificantes.

El rozamiento interno entre las partículas del suelo surge por la ligazón entre las partículas durante su desplazamiento. Aparece al accionar sobre el suelo presiones normales y depende de su valor. Los rozamientos internos más considerables se presentan en suelos arenosos y areno-limosos compuestos de partículas rugosas.

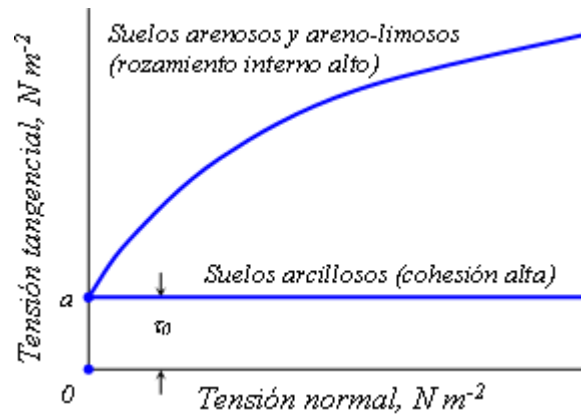


Figura 5.4 Curva de resistencia del suelo al desplazamiento (Chudakov, 1977).

En la Figura 5.4, la curva se inicia en el punto a donde la presión normal sobre el suelo es igual a cero ($\sigma_a = 0 \text{ N m}^{-2}$) y la tensión tangencial igual a τ_0 ($\tau_a = \tau_0 \text{ N m}^{-2}$, por las fuerzas moleculares de cohesión).

El crecimiento de la resistencia del suelo al desplazamiento es debido al rozamiento entre las partículas del suelo. En terrenos arenosos secos ($\tau_0 = 0 \text{ N m}^{-2}$), la resistencia al desplazamiento se determina por el valor de las ordenadas de la curva en relación al eje de las abscisas trazado desde el punto a . En suelos muy arcillosos el rozamiento entre las partículas es insignificante, por lo que la curva es una recta paralela al eje de las abscisas trazada desde el punto a .

El desarrollo de las deformaciones del suelo depende de la magnitud de la carga, la naturaleza de la carga, la velocidad de aplicación de la carga, la duración de aplicación de la carga (Chudakov, 1977).

Al aplicar la carga de forma uniforme, la deformación del suelo disminuye. Si la carga es aplicada en tiempo breve, el esfuerzo sobre el suelo dura menos que el tiempo necesario para el desarrollo completo de la deformación correspondiente a la carga dada. En suelos arcillosos, la profundidad de la rodada de las ruedas disminuye al aumentar la velocidad de avance.

5.3 PROPIEDADES FÍSICO-MECÁNICAS DEL NEUMÁTICO

Deformación del neumático.

Con la aplicación de cargas externas, el neumático sufre deformaciones relacionadas entre si. Se consideran cuatro tipos de deformaciones del neumático: radial (normal), circular (tangencial), transversal (lateral), y angular (Chudakov, 1977).

Deformación radial (normal). Es la disminución de la distancia desde el eje de la rueda hasta la superficie de apoyo, en comparación con el radio libre (r_0) del neumático sin carga, debida a la acción de la carga normal (G_r) aplicada en la rueda.

Entre el neumático y la superficie de apoyo se crea la superficie de contacto sobre la que accionan las reacciones normales del camino, que equilibran la carga transmitida por la rueda (Figura 5.5). La deformación radial en un punto se determina por la diferencia entre el radio libre de la rueda y el radio del punto correspondiente.

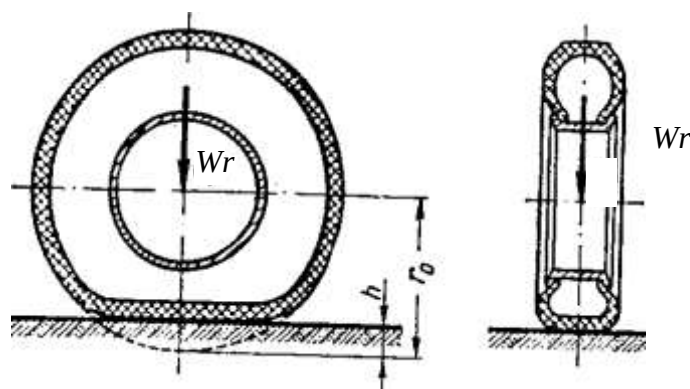


Figura 5.5 Deformación normal del neumático (Chudakov, 1977).

En la deformación del neumático disminuye el volumen ocupado por aire, esta variación con el volumen total del aire es insignificante, por lo que la deformación no

ejerce influencia en la presión de aire en el neumático. La Ecuación 5.2 representa la relación entre la carga normal aplicada y la deformación del neumático. El cambio de carga normal aplicada en la rueda provoca el cambio del radio y por consecuencia el patinaje.

$$\lambda_n = \frac{W_r}{h} \quad (5.2)$$

donde:

λ_n coeficiente de rigidez del neumático en dirección normal, N mm⁻¹;

W_r carga normal aplicada en la rueda, N;

h deformación normal del neumático, mm.

El valor del coeficiente de rigidez del neumático es afectado por la presión de aire del neumático (es proporcional a la presión) y por las dimensiones y estructura del neumático (es proporcional a la rigidez de la capa exterior). Entre la deformación normal del neumático y la carga normal aplicada no existe una proporcionalidad directa. A medida que crece la carga aplicada, la deformación aumenta cada vez más lentamente, por lo que solamente hay un determinado valor del coeficiente de rigidez para una gama de variación de carga pequeña.

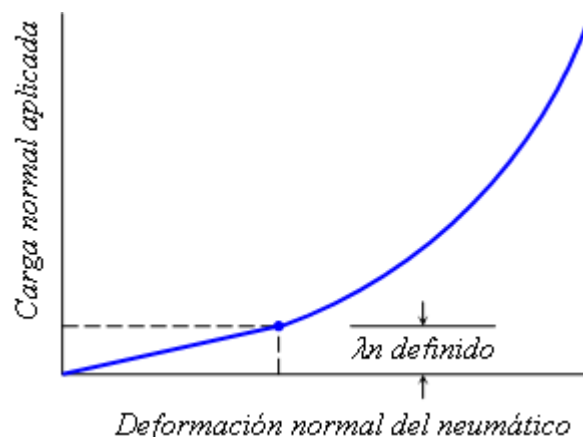


Figura 5.6 Carga normal aplicada vs deformación normal del neumático.

Deformación tangencial (circular). Parte de la deformación circular que se produce por la acción de los momentos de rotación y fuerzas circulares sobre las ruedas. su valor es mucho menor que la deformación normal. Las deformaciones circulares surgen al mismo tiempo que las deformaciones normales y acompañan a éstas. La rigidez tangencial del neumático es la relación entre el momento de rotación aplicado y el ángulo de torsión del neumático generado (Figura 5.7).

Deformación lateral (transversal). Es de gran importancia por la dirigibilidad del vehículo. Si una rueda en posición vertical cargada con una fuerza radial y que se mueve en el plano de su rotación en la dirección (V), se le aplica una fuerza lateral a lo largo del eje de la rueda (Z_r), el perfil del neumático de la rueda y el área de contacto se deformarán, y se genera un ángulo de desvío lateral de la rueda (δ) entre la dirección inicial (V) y la dirección de desvío lateral (V') (Figura 5.8).

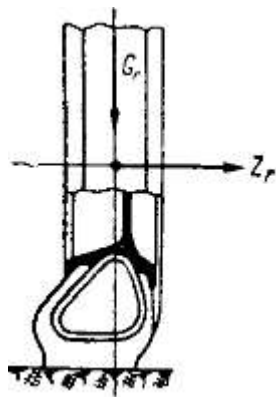


Figura 5.7 Deformación tangencial (circular) del neumático.

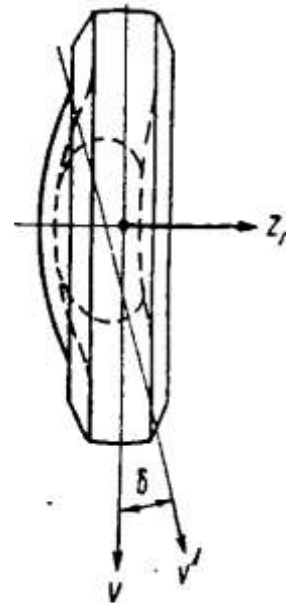


Figura 5.8 Deformación lateral (transversal) del neumático.

La Ecuación 5.3 determina la dependencia lineal entre los ángulos de desvío y las fuerzas laterales que actúan sobre la rueda, y es válida únicamente hasta que el desvío tiene lugar sin resbalamiento lateral del neumático.

$$k_{des} = \frac{Z_r}{\delta} \quad (5.3)$$

donde:

- k_{des} coeficiente de resistencia al desvío lateral, N grado⁻¹;
- Z_r fuerza lateral aplicada a lo largo del eje de la rueda, N;
- δ ángulo de desvío lateral del neumático, grados.

Los ángulos de desvío lateral no deben exceder de 3 - 5 grados para neumáticos de coches y deben ser mucho menores de 3 - 5 grados para neumáticos de tractores y camiones. Al incrementar el ángulo de desvío lateral comienza el resbalamiento lateral del neumático se incrementa hasta convertirse en el derrape, cuando la fuerza de adherencia entre el neumático y el camino se utiliza completamente.

La resistencia de los neumáticos al desvío lateral dependen de la estructura y medidas del neumático, del lastre (ruedas rellenas con agua aumenta la resistencia al desvío lateral) y de la presión de aire en el neumático (a mayor presión de aire mayor resistencia al desvío lateral).

Deformación angular. Esta deformación surge cuando a la rueda cargada con la fuerza normal se le aplica un momento (M) paralelo a la superficie de contacto del neumático con el suelo. La deformación angular es el ángulo de desviación (ψ) entre la línea central de la banda de rodamiento (a - a) y la línea desviada (b - b).

La relación del momento (M) al ángulo de desviación (ψ) caracteriza la rigidez angular del neumático. La deformación angular del neumático provoca que la rueda se desvíe de la dirección de su marcha sin resbalamiento aparente de los elementos del protector. El incremento del momento provoca el comienzo del resbalamiento del neumático y el incremento del ángulo de desviación (Figura 5.9).

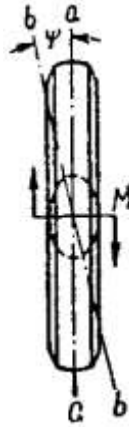


Figura 5.9 Deformación angular del neumático.

Factores que afectan el desempeño de una rueda

Los factores que afectan el desempeño de una rueda simple son los siguientes (Macmillan, 2002):

Carga vertical o peso en la rueda. Es la fuerza vertical cuya proyección pasa por el eje de la rueda.

Velocidad de avance (salida). Es la velocidad lineal de la rueda conducida, existe una pérdida en el movimiento debido al patinaje de la rueda.

Radio de la rueda. Es definido en términos de la distancia recorrida por revolución entre 2π bajo algunas condiciones cero definidas, usualmente la fuerza de tracción es cero, el torque de frenado es cero y es definida la superficie.

Patinaje de la rueda. Es la medida proporcional por la cual la velocidad de avance real de la rueda disminuye o excede la velocidad teórica.

Torque de entrada. Es el esfuerzo de entrada circular en la rueda motriz el cual es convertido en esfuerzo de salida lineal (fuerza de tracción), existe una pérdida de esfuerzo debida a la resistencia al avance.

Resistencia al avance o a la rodadura. Es la fuerza opuesta al movimiento de la rueda y que se origina a partir de la energía no recuperable consumida en la interfase rueda-suelo. Esta fuerza actúa paralela a la superficie.

Fuerza de tracción. Es la reacción horizontal en la rueda motriz por el suelo en el área de contacto, es igual y opuesta a la fuerza horizontal generada por la rueda sobre el suelo.

Potencia de tracción. Es la fuerza horizontal en el eje generada por una rueda motriz.

Potencia de remolque. Es la fuerza empleada para mover una rueda libre sobre la superficie y es igual y opuesta a la resistencia al avance.

Estados de operación de una rueda

Las ruedas del tractor pueden trabajar bajo las siguientes condiciones (Figuras 5.10 y 5.11) (Macmillan, 2002):

Rueda remolcada. Cuando las ruedas delanteras del tractor o las ruedas de un implemento agrícola son jaladas con un torque de oposición externa de cero, el parámetro desconocido es la resistencia al avance.

Rueda autopropulsada. La rueda es accionada con un torque de entrada externo para sobrellevar su propia resistencia al avance y propulsarla sobre la superficie sin desarrollar una fuerza de tracción. Esta condición se aproxima a la rueda motriz de un tractor sin fuerza de tracción (si es subestimada la resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras), el parámetro desconocido es la resistencia al avance.

Rueda conducida. La rueda es accionada con un torque de entrada externo y es requerida para desarrollar una fuerza de tracción como en las ruedas motrices de un tractor, el parámetro desconocido es el patinaje de la rueda. El caso extremo es cuando debido al patinaje total la rueda no avanza hacia adelante.

Rueda frenada. La rueda es accionada contra un torque externo como cuando se frena o cuando es usada para generar un torque para operar una máquina remolcada tal como una sembradora, el parámetro desconocido es el patinaje de la rueda. El caso extremo es cuando la rueda no gira, solamente se desliza hacia adelante.

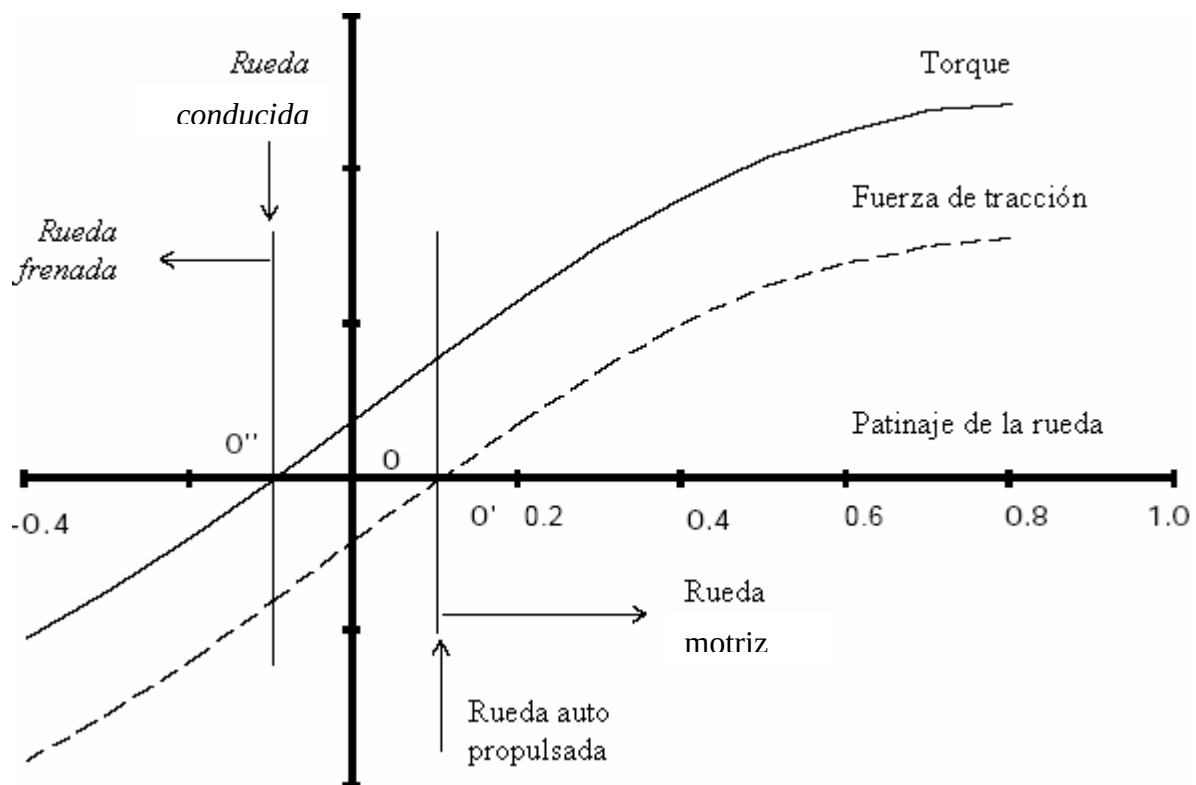


Figura 5.10 Estados de operación de una rueda (Macmillan 2002).

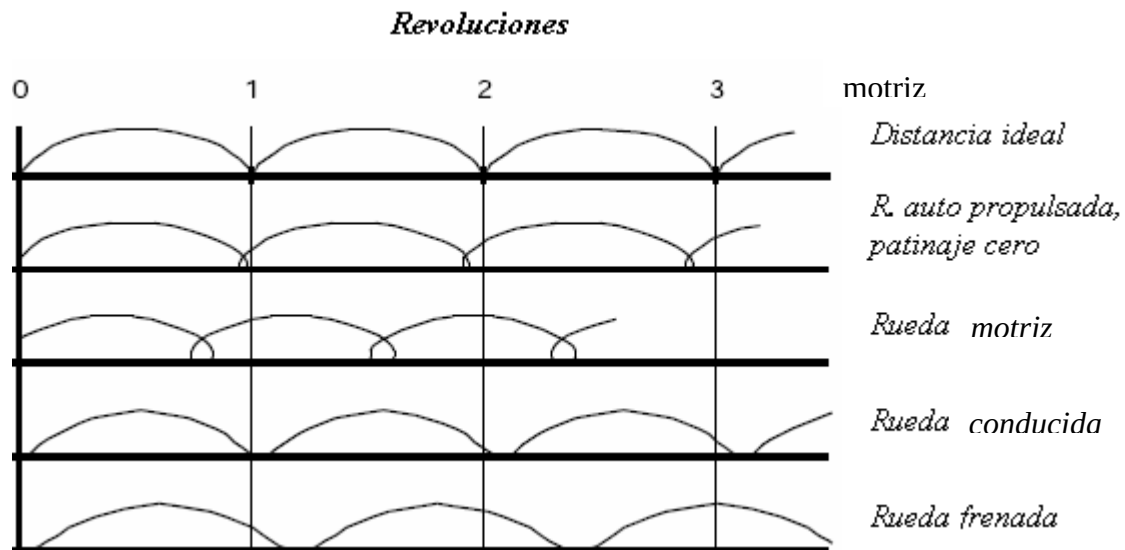


Figura 5.11 Movimiento de la rueda en diferentes condiciones de patinaje (Macmillan 2002).

5.4 TRABAJO DE LA RUEDA CONDUcida

La rodadura de una rueda conducida se puede presentar en las siguientes situaciones: rueda rígida sobre una superficie rígida, rueda rígida sobre una superficie deformable, rueda deformable sobre una superficie rígida, y rueda deformable sobre una superficie deformable. Se describen las más importantes.

Rueda deformable sobre una superficie no deformable

La rueda está cargada con una fuerza vertical y se mueve uniformemente por un tramo horizontal impulsada por la fuerza de empuje.

Durante la rodadura de la rueda los elementos delanteros del neumático que entran en contacto con el suelo, se cargan y se deforman, los elementos traseros dejan de hacer contacto con el suelo, se descargan y restablecen su forma.

Si el neumático tuviera una elasticidad ideal, la energía utilizada para la deformación en un aparte de su circunferencia retornaría por completo a la rueda al restablecerse

la forma del neumático en la otra parte de su circunferencia, los elementos del neumático al restablecer su forma ejercerían por la energía acumulada una presión sobre el camino para crear un momento que contribuiría a la rodadura de la rueda.

En la práctica, debido al frotamiento dentro del neumático y al área de contacto del neumático con el suelo, parte de la energía empleada para la deformación del neumático no se recupera y se transforma en calor que se disipa.

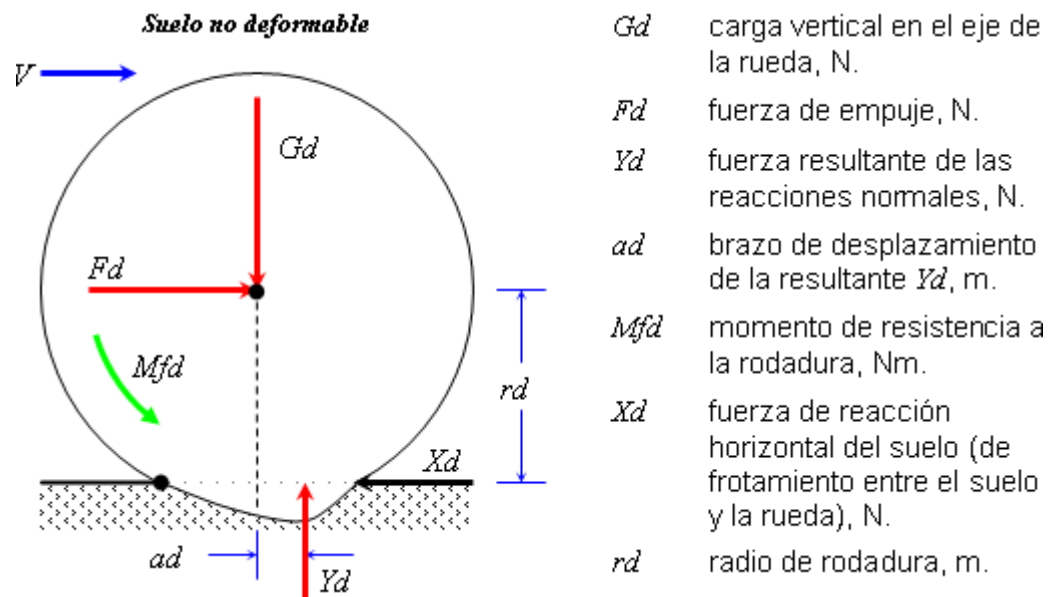


Figura 5.12 Fuerzas que actúan en la rueda conducida deformable sobre una superficie horizontal no deformable.

Las reacciones normales que actúan sobre la rueda en marcha son mayores en la mitad delantera del área de contacto con el suelo, lo cual implica que la fuerza resultante de las reacciones normales se desplace hacia delante de la proyección vertical del centro de la rueda (Figura 5.12).

Si las pérdidas en el neumático aumentan, incrementa el valor del brazo de desplazamiento de la resultante de las reacciones normales y el momento de resistencia a la rodadura es (Ecuación 5.4):

$$M_{fd} = Y_d \cdot a_d = G_d \cdot a_d \quad (5.4)$$

donde:

M_{fd} momento de resistencia a la rodadura, Nm;

Y_d fuerza resultante de las reacciones normales, N;

a_d brazo de desplazamiento de la resultante Y_d , m;

G_d carga vertical en el eje de la rueda, N.

El momento de rotación necesario para vencer la resistencia a la rodadura se crea por la fuerza de impulsión y la fuerza de reacción horizontal del suelo.

Los factores que causan pérdidas de energía por el frotamiento interno en el neumático son la masa de elementos del neumático deformables (> masa expuesta > frotamiento interno), rigidez de la cubierta del neumático (> rigidez de la cubierta > frotamiento interno), presión del aire en el neumático (< presión del aire > frotamiento interno).

La disminución de la presión en el neumático aumenta la deformación del neumático, retarda la recuperación de su forma, aumenta la resistencia a la rodadura en caminos pavimentados.

Rueda deformable sobre una superficie deformable

Ocurre deformación del terreno y del neumático. El consumo de potencia de la deformación del terreno influye más en el balance total de pérdidas para el rodamiento de la rueda, influye menos en el gasto de potencia para la deformación del neumático.

La fuente principal para la disminución de la resistencia a la rodadura es la reducción de la deformación del terreno (reducción de la profundidad de la rodada creada por las ruedas en movimiento). Otra opción para disminuir la resistencia a la rodadura se

debe incrementa el área de contacto del neumático con el suelo, reducir la presión de aire en el neumático.

La disminución de la presión de aire en el neumático incrementa las pérdidas en el neumático y reduce las pérdidas totales para la rodadura de la rueda (en tractores se usan neumáticos de baja presión). La presión de aire en el neumático afecta la resistencia a la rodadura en función de las condiciones del terreno.

La elección de la presión del aire en los neumáticos debe considerar los factores de resistencia a la rodadura; el incremento de la presión de aire en el neumático es limitado para conservar las propiedades elásticas del neumático. La reducción de la presión de aire en el neumático es limitada por la magnitud permitida de la deformación normal del neumático.

A menor presión del aire en el neumático incrementa la deformación radial y reduce la capacidad de carga admitida. A veces la reducción de la presión de aire en el neumático es limitada a causa de la posibilidad de que el neumático gire al transmitir elevados esfuerzos periféricos.

5.5 TRABAJO DE LA RUEDA MOTRIZ

Cuando la rueda motriz está en reposo (Figura 5.13), el suelo opone una reacción vertical en la misma magnitud que el peso aplicado al neumático, y pasa por el eje de la rueda.

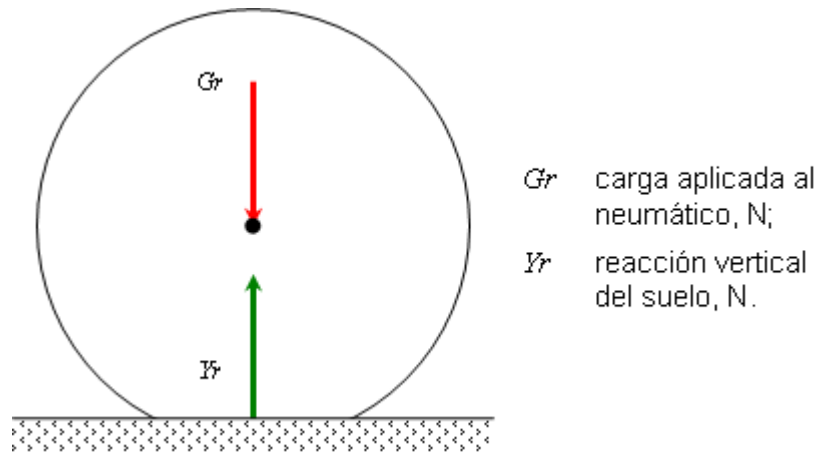


Figura 5.13 Rueda motriz en reposo.

Al aplicar un momento de impulsión al eje de la rueda motriz se produce la rodadura de la rueda (Figura 5.14). El bastidor del vehículo opone una fuerza de reacción a la impulsión al centro de la rueda motriz y en sentido contrario al movimiento de avance.

La rodadura produce la deformación del neumático y la deformación del suelo. La reacción vertical que opone el suelo al peso aplicado a la rueda motriz se desplaza longitudinalmente del centro de la rueda hacia delante.

El suelo opone una reacción horizontal en la misma magnitud a la fuerza de reacción, en el fondo de la rodada a una distancia igual al radio de rodadura y en el mismo sentido del movimiento de avance.

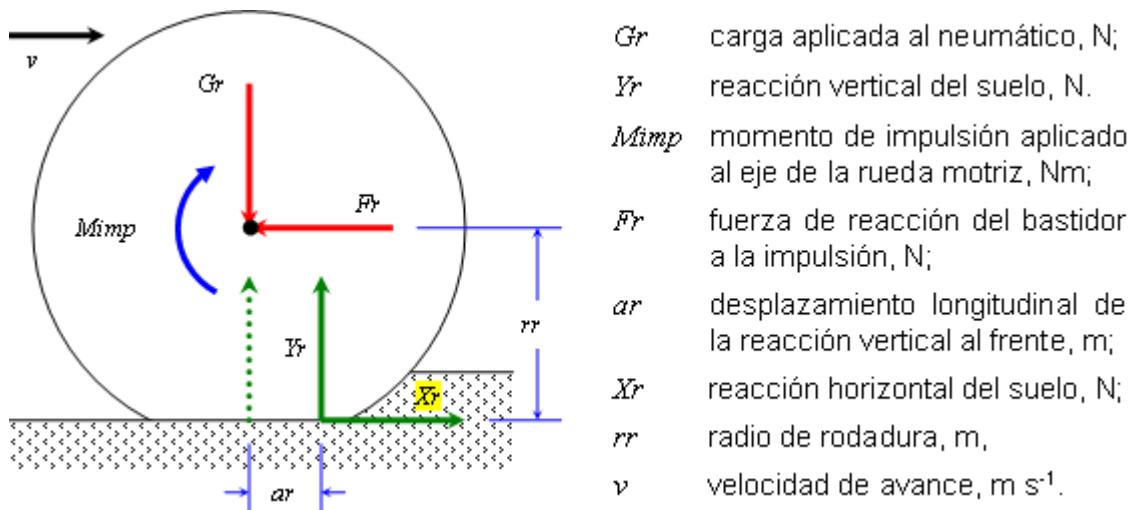


Figura 5.14 Rueda motriz en acción.

La reacción vertical que opone el suelo al peso aplicado a la rueda motriz, y el brazo o desplazamiento longitudinal producen un momento de resistencia a la rodadura de la rueda (Ecuación 5.5).

$$M_{fr} = Y_r \cdot ar \quad (5.5)$$

La reacción horizontal que opone el suelo a la fuerza de reacción, y el radio de rodadura producen un momento que también es de resistencia a la rodadura (Ecuación 5.6).

$$M_{gr} = X_r \cdot rr \quad (5.6)$$

El balance de potencias desarrolladas por las fuerzas y momentos que actúan en la rueda motriz en condiciones de marcha estable es (Ecuaciones 5.7 y 5.8):

$$M_{imp} \cdot \omega_r = M_{fr} \cdot \omega_r + M_{gr} \cdot \omega_r \quad (5.7)$$

$$M_{imp} \cdot \omega_r = M_{fr} \cdot \omega_r + X_r \cdot rr \cdot \omega_r \quad (5.8)$$

Si el movimiento de la rueda motriz se diera sin resbalamiento ni deformaciones tangenciales, la velocidad teórica de avance estaría definida en función del radio dinámico y la velocidad angular de rotación (Ecuación 5.9):

$$v_t = r_r \cdot \omega_r \quad (5.9)$$

El balance de potencias en rueda motriz estaría representado por (Ecuación 5.10):

$$M_{imp} \cdot \omega_r = M_{fr} \cdot \omega_r + X_r \cdot v_t \quad (5.10)$$

Como la velocidad teórica de avance se determina con el radio teórico y la velocidad angular de rotación, entonces se considera el radio dinámico de rodadura como el radio teórico (Ecuación 5.11):

$$v_t = r_t \cdot \omega_r \quad r_r = r_t \quad (5.11)$$

La velocidad real de avance de la rueda motriz debido al patinaje siempre es menor que la velocidad teórica, y el radio real de rodadura es menor que el radio teórico (Ecuación 5.12):

$$v < v_t \quad r < r_r \quad (5.12)$$

La relación entre la velocidad de avance y el radio de rodadura está dada por (Ecuación 5.13):

$$v = r \cdot \omega_r \quad (5.13)$$

La potencia transmitida por la rueda motriz al bastidor es mayor que la potencia trasferida del motor a la rueda motriz, debido a las pérdidas de rodadura y el resbalamiento.

El rendimiento de la rueda motriz es la relación entre la potencia transmitida por la rueda motriz al bastidor y la potencia trasferida del motor a la rueda motriz, y se expresa como (Ecuación 5.14):

$$\eta_r = \frac{X_r \cdot v}{M_{imp} \cdot \omega_r} \quad (5.14)$$

La reacción horizontal del suelo se despeja de (5.8) en condiciones de marcha estable (Ecuación 5.15):

$$X_r = \frac{M_{imp} - M_{fr}}{r_r} \quad (5.15)$$

Substituyendo (5.15) en (5.14), obtenemos (Ecuación 5.16):

$$\eta_r = \frac{M_{imp} - M_{fr}}{M_{imp}} \cdot \frac{v}{v_t} \quad (5.16)$$

El primer cociente de (5.16) se define como el rendimiento que considera las pérdidas por la rodadura de la rueda motriz (Ecuación 5.17):

$$\eta_{fr} = \frac{M_{imp} - M_{fr}}{M_{imp}} \quad (5.17)$$

El segundo cociente de (5.16) se define como el rendimiento que considera las pérdidas por el patinaje de la rueda motriz (Ecuación 5.18):

$$\eta_\delta = \frac{v}{v_t} \quad (5.18)$$

Substituyendo (5.17) y (5.18) en (5.16), obtenemos el rendimiento de la rueda motriz (Ecuación 5.19):

$$\eta_r = \eta_{fr} \cdot \eta_\delta \quad (5.19)$$

Notación empleada:

M_{fr}	momento de resistencia a la rodadura de la rueda, Nm;
M_{gr}	momento de resistencia a la rodadura de la rueda, Nm;
X_r	reacción horizontal del suelo, N;
Y_r	reacción vertical del suelo, N;
ar	desplazamiento longitudinal de la reacción vertical hacia delante, m;
rr	radio dinámico de rodadura, m;
r	radio real de la rueda, m;
rt	radio teórico de la rueda, m;
v	velocidad real de avance, m s ⁻¹ ;
vt	velocidad teórica de avance, m s ⁻¹ ;
ωr	velocidad angular de rotación de la rueda motriz, rad s ⁻¹ .
η_r	rendimiento de la rueda motriz, decimal;
η_{fr}	rendimiento que considera las pérdidas por la rodadura de la rueda motriz, decimal;
η_δ	rendimiento que considera las pérdidas por el patinaje de la rueda motriz, decimal.

5.6 PARÁMETROS DE LA RUEDA MOTRIZ

Radio de la rueda neumática

La rueda presenta diferentes tipos de radios cuando está en movimiento, debido a las diferentes deformaciones que experimenta, los cuales son importantes para calcular ciertos índices de tracción, sin embargo, solamente el radio cinemático y el radio cinético, están en función del patinaje y de las fuerzas de tracción, respectivamente (Zoz and Grisso, 2003). Se describen los siguientes radios de la rueda con neumático: radio libre (r_0), radio estático (r_{est}), radio dinámico, de fuerza (r_r), radio de rodadura, cinemático (r).

Radio libre (r_0). El radio libre es el radio exterior de la rueda sin carga, varía en función de la presión del aire en el neumático, para propósitos prácticos se considera de magnitud constante.

Radio estático (r_{est}). El radio estático es la distancia desde el eje de la rueda inmóvil cargada con una fuerza normal hasta la superficie de su apoyo. Su valor depende del valor de la carga normal aplicada sobre la rueda, de la presión del aire en el neumático, de la naturaleza de la superficie de apoyo de la rueda (generalmente se mide sobre una superficie dura). Al incrementar la carga normal y disminuir la presión del aire en el neumático, disminuye el radio estático de la rueda.

Radio dinámico o de fuerza (r_r). El radio dinámico de la rueda en marcha es la distancia desde el eje de la rueda hasta las resultantes de las reacciones longitudinales del suelo que actúan sobre la rueda (Chudakov, 1976).

En un suelo duro a baja velocidad es aproximadamente igual al radio estático, y en un suelo deformable es mayor que la distancia desde el eje de la rueda hasta la superficie no deformada y menor que la distancia desde el eje de la rueda hasta el fondo de la rodadura.

El radio dinámico o cinético está definido por las fuerzas, es la distancia entre el centro de la rueda y la línea de acción de la fuerza de tracción en la interface rueda-superficie, solo puede obtenerse mediante cálculos que son muy complejos (Zoz and Grisso, 2003).

Radio de rodadura, cinemático o de trabajo (r). El radio de rodadura es el radio de una rueda ficticia la cual gira con una velocidad angular definida y sin resbalamiento y que tenga la misma velocidad de avance de una rueda real. El radio cinemático determina el camino recorrido por la rueda al dar una vuelta (Chudakov, 1976).

En las propiedades mecánicas del neumático, principalmente en la adherencia, el perfil de la rueda ejerce una influencia considerable. Los tractores utilizan neumáticos con estrías de gran tamaño en la superficie exterior para asegurar una buena adherencia entre los neumáticos y el camino en dirección longitudinal y transversal, y la auto limpieza del perfil en terrenos al marchar sobre suelo deformable.

El radio cinemático es el radio de rodada desarrollado debido al patinaje de la rueda, es un radio virtual que solamente puede ser calculado y su magnitud puede variar entre cero e infinito, se comporta inversamente proporcional al patinaje de la rueda, es decir, disminuye a medida que el patinaje incrementa, se puede determinar a partir de la distancia cubierta por una revolución de la rueda dividida por 2π (Zoz and Grisso, 2003).

El patinaje

El patinaje o reducción de avance, se expresa como la unidad menos la relación de avance (OECD, 2009; Macmillan, 2002; Besselink, 2005; ASAE S296.5, 2009; ASAE D496.3, 2006). Su magnitud depende de la condición cero especificada. El patinaje y la reducción de avance son utilizados en ocasiones como sinónimos y con frecuencia son expresados en por ciento.

La relación de avance o relación de velocidad, es el cociente de dividir la distancia recorrida por revolución de la rueda motriz bajo condiciones de operación entre la distancia recorrida por revolución de la rueda motriz bajo la condición cero especificada (ASAE S296.5, 2009).

La condición cero, es la condición utilizada para especificar el radio de rodadura. Existen cuatro situaciones posibles de condición cero: 1) condición de auto propulsión sobre una superficie no deformable, la cual es recomendada para datos de circunferencia de la rodada, 2) condición de auto propulsión sobre una superficie

de prueba, 3) condición de rueda conducida sobre una superficie no deformable, 4) condición de rueda conducida sobre una superficie de prueba

La elección de la condición cero determina la reducción de avance definida para una fuerza de tracción cero y un torque cero. Para definir la resistencia a la rodadura, la condición cero utilizada debe ser siempre definida (ASAE S296.5, 2009).

De esta manera, el patinaje de las ruedas motrices sobre la superficie del suelo para un número dado de revoluciones (Ecuación 5.20) y una distancia dada (Ecuación 5.21), se determina como sigue:

$$s = \left(1 - \frac{l}{l_0}\right) \cdot 100 \quad (5.20)$$

$$s = \left(1 - \frac{n_0}{n}\right) \cdot 100 \quad (5.21)$$

donde:

s patinaje, por ciento;

l_0, l distancia recorrida para un número dado de revoluciones de la rueda sin carga y con carga, m;

n_0, n número de revoluciones para una distancia dada de la rueda sin carga y con carga, adimensional;

El patinaje también puede ser determinado a partir la velocidad de avance (Ecuación 5.22), velocidad angular (Ecuación 5.23), radio de la rueda (Ecuación 5.24) como sigue:

$$s = \left(1 - \frac{v}{v_0}\right) \cdot 100 \quad (5.22)$$

$$s = \left(1 - \frac{\omega}{\omega_0}\right) \cdot 100 \quad (5.23)$$

$$s = \left(1 - \frac{r}{r_0}\right) \cdot 100 \quad (5.24)$$

donde:

v_0, v velocidad de avance de la rueda sin carga y con carga, m s⁻¹;

ω_0, ω velocidad angular de la rueda sin carga y con carga, rad s⁻¹;

r_0, r radio de la rueda sin carga y con carga, m;

Nota. La condición sin carga ocurre cuando la rueda es conducida con cero fuerza de tracción y la condición con carga se da cuando la rueda desarrolla fuerza de tracción sobre la superficie del suelo.

Importancia del patinaje

Mantener el promedio correcto de patinaje de las ruedas es un factor importante para obtener un rendimiento óptimo de tracción (New Holland, 2008). El patinaje mal ajustado implica:

- desgaste prematuro de las llantas,
- baja eficiencia en la operación del tractor, y
- fallas mecánicas en los componentes de los sistemas que están relacionados con la transmisión de potencia del tractor, ejemplo, diferencial, mandos finales, transmisión, etc.
- la potencia disponible se reduce de manera considerable cuando el patinaje de las ruedas está por debajo del mínimo recomendado. (New Holland, 2008)

Eficiencia de tracción del tractor

Los tractores utilizan motores de combustión interna para accionar las máquinas agrícolas. Se presentan pérdidas de potencia al transmitir la potencia a través de las

ruedas motrices, el eje de la toma de fuerza y el sistema hidráulico (ASAE D496.3, 2006).

La Figura 5.15 muestra el desempeño de la potencia mecánica máxima que puede ser obtenida en un tractor en sus diferentes configuraciones de tracción y en diferentes tipos de suelo.

La **eficiencia de tracción de un dispositivo motriz** (rueda, oruga), es el cociente de dividir la potencia de salida entre la potencia de entrada (ASAE S296.5, 2009), y puede ser estimada cuando el patinaje es conocido (Ecuación 5.25).

$$TE = \frac{NT \cdot V}{T \cdot \omega} = (1 - s) \cdot \frac{NT}{GT} \quad (5.25)$$

donde:

TE eficiencia de tracción, decimal;

GT fuerza de tracción bruta, N;

NT fuerza de tracción neta, N;

s patinaje, decimal.

V velocidad de avance de la rueda, m s^{-1} ;

T momento de impulsión de la rueda, N m;

ω velocidad angular de la rueda, rad s^{-1} ;

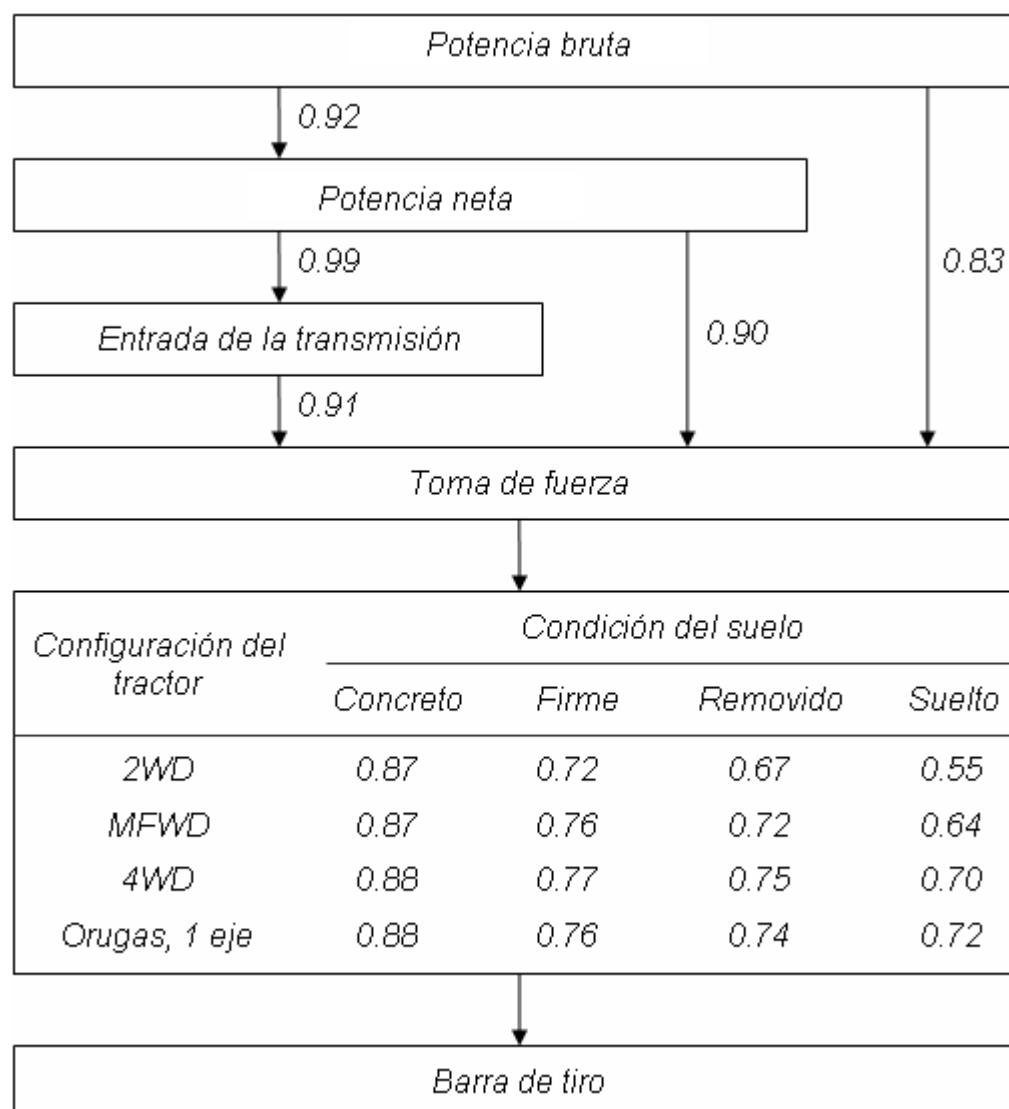


Figura 5.15 Relaciones de potencia en los tractores agrícolas en función de la configuración y tipo de suelo (ASAE D497.5, 2006).

El **desempeño del tractor agrícola**, consiste en la suma de las eficiencias de tracción de las ruedas motrices (ASAE S496.3, 2006). En un tractor 2WD, la fuerza de tracción neta disponible es igual a la fuerza desarrollada por las ruedas traseras menos la resistencia al avance de las ruedas delanteras.

La máxima eficiencia de tracción es obtenida de acuerdo a los siguientes rangos de patinaje en diferentes tipos de suelo (Tabla 5.2):

Tabla 5.2 Eficiencia de tracción máxima en base al patinaje (ASAE EP496.3, 2006).

Tipo de suelo	Rango de patinaje
Concreto	4 – 8%
Suelo firme	8 – 10%
Suelo removido	11 – 13%
Suelos suelto o arenoso	14 – 16%

El desempeño de la potencia de tracción depende principalmente de la potencia del motor, de la distribución de peso sobre las ruedas motrices, del tipo de enganche del implemento y de la superficie del suelo (ASAE D497.5, 2006).

Las ecuaciones del desempeño de la rueda para neumáticos, son utilizadas para definir las especificaciones de diseño, para predecir el desempeño del tractor y para simular la productividad del tractor. Las siguientes ecuaciones han sido desarrolladas para neumáticos con capas diagonales en vehículos y tractores agrícolas y forestales, y maquinaria pesada para movimiento de tierras. Su aplicación está limitada a las siguientes condiciones de las ruedas:

- cociente b/d de 0.1 a 0.7,
- deflexión del radio estático del 10 al 30% de la sección de alto de la rueda no deflectada, y
- cociente W/bd de 15 a 55 kN m^{-2} .

La existencia de discordancia cinemática empeora los índices de tracción del tractor, debido a que las ruedas delanteras y trasera funcionan con diferente patinaje, por lo que las cualidades de adherencia de las ruedas retardadas se aprovechan en menor grado que las cualidades de adherencia de las ruedas adelantada se aprovechan en menor grado (Figura 5.17). La fuerza tangencial de tracción (F_t) es negativa en las ruedas delanteras (ruedas adelantadas), y positiva en las ruedas traseras (ruedas atrasadas), con sus velocidades de avance y patinajes respectivos (Ecuación 5.26).

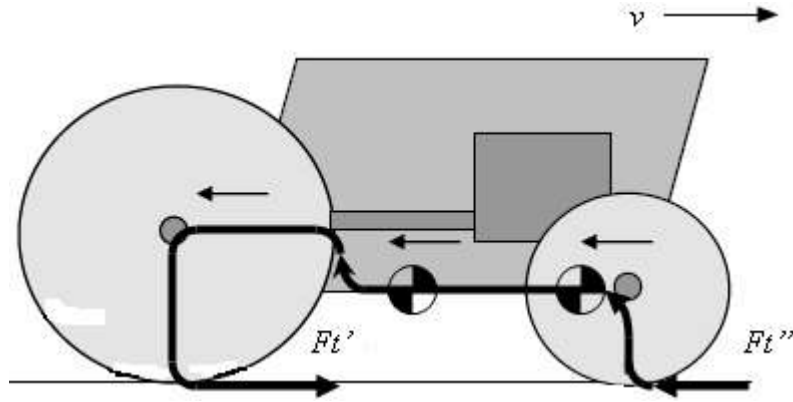


Figura 5.16 Esquema de circulación de la potencia parásita (Chudakov, 1977).

$$s'' = 1 - \frac{v'}{v''} \cdot (1 - s') \quad (5.26)$$

donde:

s', s'' patinaje de las ruedas traseras y delanteras, decimal;

v', v'' velocidad avance de las ruedas traseras y delanteras, m s^{-1} .

Resistencia al avance, es la diferencia entre la fuerza de tracción bruta y la fuerza de tracción neta, e implica todas las pérdidas de tracción de un elemento motriz (rueda, oruga) que no son atribuidos a la reducción de avance o patinaje (ASAE S296.5, 2009), está dado por (Ecuación 5.27).

$$MR = GT - NT = W \cdot \rho \quad (5.27)$$

El cociente de resistencia al avance (Ecuación 5.28), es el resultado de dividir la resistencia al avance entre la carga dinámica en la rueda (ASAE S296.5, 2009).

$$\rho = \frac{MR}{W} = \frac{1}{Bn} + 0.04 + \frac{0.5s}{\sqrt{Bn}} \quad (5.28)$$

Substituyendo (5.28) en (5.27), obtenemos (Ecuación 5.29).

$$MR = GT - NT = W \cdot \left(\frac{1}{Bn} + 0.04 + \frac{0.5s}{\sqrt{Bn}} \right) \quad (5.29)$$

El coeficiente Bn esta dado por (Ecuación 5.30).

$$Bn = \left(\frac{CI \cdot b \cdot d}{W} \right) \cdot \left(\frac{1 + 5 \frac{\delta}{h}}{1 + 3 \frac{b}{d}} \right) \quad (5.30)$$

donde:

- MR resistencia al avance, kN;
- GT fuerza de tracción bruta, kN;
- NT fuerza de tracción neta, kN;
- W carga dinamica en la rueda en unidades de fuerza, es normal a la superficie del suelo, kN;
- ρ cociente de resistencia al avance, adimensional.
- Bn cociente, adimensional;
- CI índice de cono o resistencia a la penetración, kPa;
- b sección de ancho de la rueda sin carga, m;
- d diámetro total de la rueda sin carga, m;
- h sección de alto de la rueda sin carga, m;
- δ deflexión del neumático, m;
- s patinaje, decimal.

Cuando el cociente $W/bd \cong 30 \text{ kN m}^{-2}$, los valores de CI y Bn para las ruedas motrices de tractores agrícolas sobre la superficie de suelos no altamente compactables son como sigue (Tabla 5.3):

Tabla 5.3 Valor de los cocientes CI y Bn (ASAE EP497.5, 2006).

Suelo	Índice de cono (CI), kPa	Bn, adimensional
Duro	1800	80
Firme	1200	55
Arado	900	40
Suave	450	20

La fuerza de tracción neta (Figura 5.18), es la fuerza paralela a la dirección de avance, desarrollada por el elemento motriz (rueda, oruga) y transmitida al tractor (ASAE S296.5, 2009) y esta dada por (Ecuación 5.31):

$$NT = W \cdot (\nabla + 0.04 - \rho) \quad (5.31)$$

Donde se utiliza la variable ∇ para un mejor entendimiento, la cual equivale a (Ecuación 5.32):

$$\nabla = 0.88(1 - e^{-0.1Bn})(1 - e^{-7.5s}) \quad (5.32)$$

Susbtituyendo (5.32) en (5.31), obtenemos (Ecuación 5.33):

$$NT = W \cdot \left(0.88(1 - e^{-0.1Bn})(1 - e^{-7.5s}) - \frac{1}{Bn} - \frac{0.5s}{\sqrt{Bn}} \right) \quad (5.33)$$

donde:

e base de logaritmo natural, adimensional.

La fuerza de tracción bruta, es la suma de la fuerza de tracción neta y la resistencia al avance. Su valor puede ser calculado a partir del balance de energía: $GT = NT(1 - s)/TE$ (ASAE S296.5, 2009).

$$GT = W \cdot (\nabla + 0.04) \quad (5.34)$$

Substituyendo 5.32 en 5.34 obtenemos (Ecuación 5.35):

$$GT = W \cdot \left(0.88(1 - e^{-0.1Bn})(1 - e^{-7.5s}) + 0.04 \right) \quad (5.35)$$

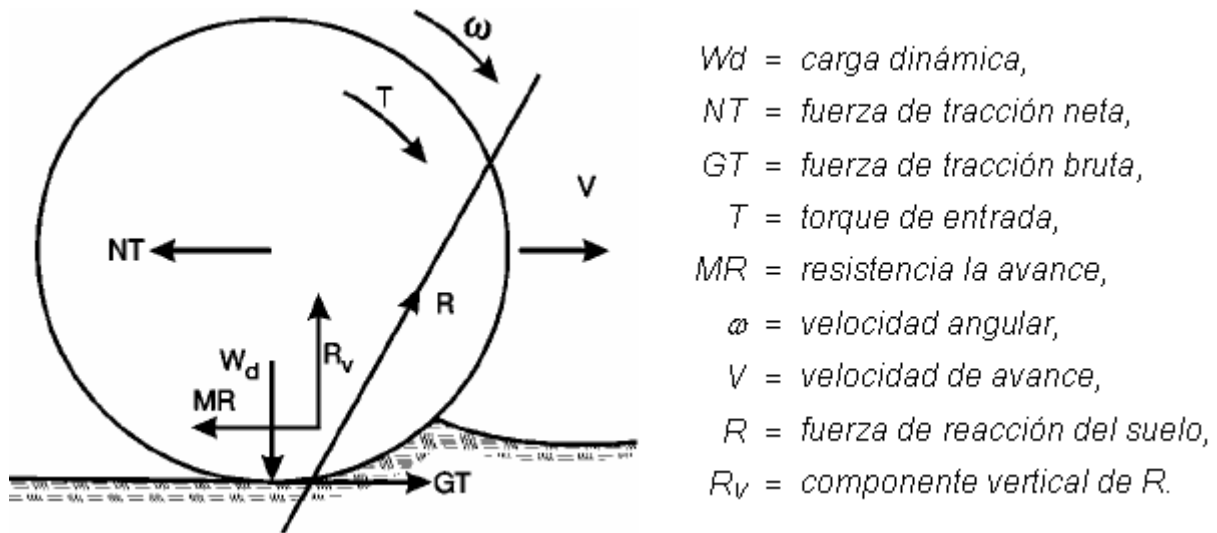


Figura 5.17 Fuerzas y velocidades básicas de una rueda motriz sobre un suelo deformable (ASAE S296.5, 2009).

5.7 CONEXIÓN Y DESCONEXIÓN DEL DIFERENCIAL Y DE LA DOBLE TRACCIÓN

El diferencial

El diferencial es requerido en los ejes motrices para permitir diferentes velocidades de rotación de las dos ruedas motrices, durante la transmisión del torque de entrada. En un diferencial abierto (desbloqueado), el torque de entrada es dividido equitativamente entre las dos ruedas motrices. El torque total transmisible en el eje es ajustado en base a la rueda que tiene el coeficiente de tracción más bajo sobre el suelo. Los diferenciales abiertos son usados en vehículos donde los coeficientes de tracción no son diferentes en las dos ruedas. La mayoría de los vehículos para asfalto están equipados con diferenciales abiertos.

Los tractores que deben producir una fuerza de tracción alta en las actividades agrícolas, utilizan diferenciales de patinaje limitado con una relación de bloqueo de aproximadamente 45% (Ecuación 5.36).

$$S = \frac{T_D - T_I}{T_E} \cdot 100 \quad (5.36)$$

Donde

S relación de bloqueo del diferencial, %;

T_D torque en la rueda derecha, Nm;

T_I torque en la rueda izquierda, Nm;

T_E torque de entrada al diferencial, Nm;

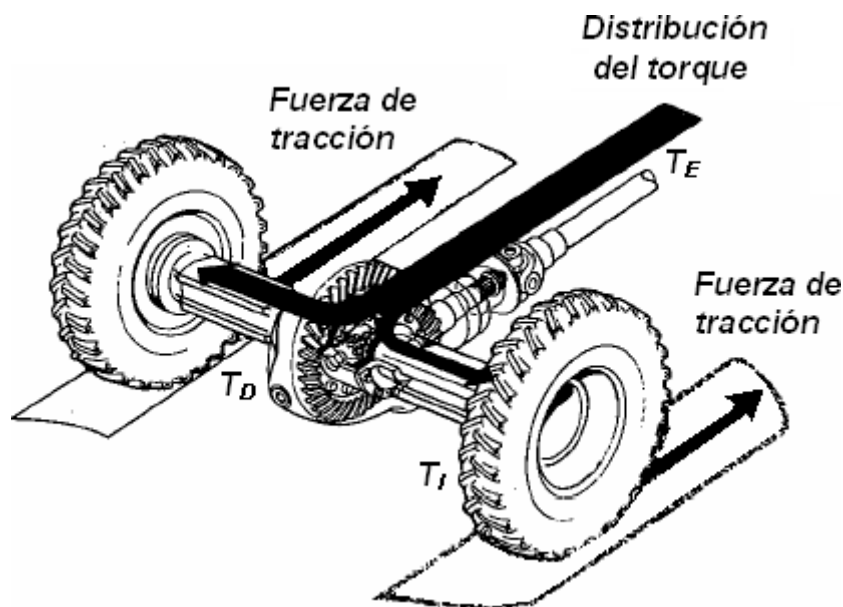
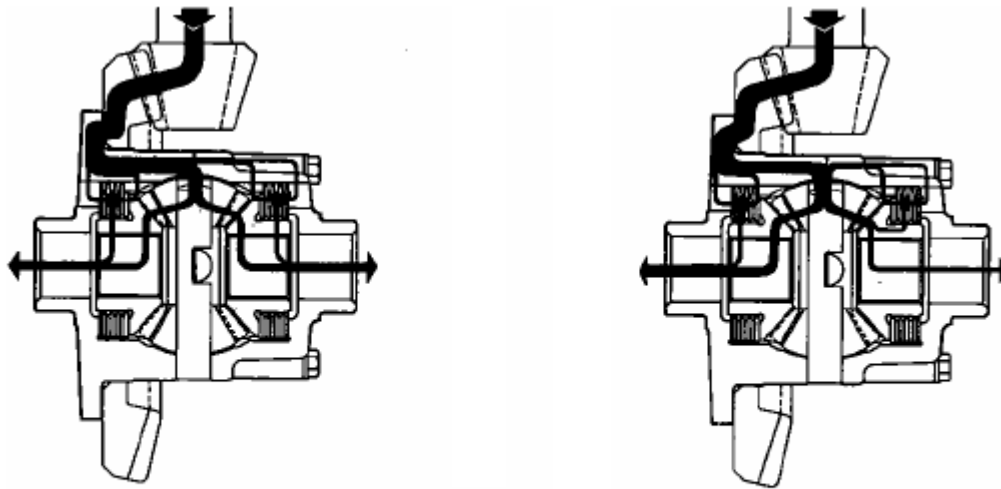


Figura 5.18 Principio de operación de un diferencial de patinaje limitado sobre un suelo removido (Paul and Wilks, 1989).

La Figura 5.19 presenta la definición de la relación de bloqueo al variar la adherencia de las ruedas motrices, donde la reacción al torque de transmisión difiere cuando el coeficiente de tracción (agarre de la rueda) no es el mismo en las dos ruedas

motrices. Si un diferencial normal fuera instalado, la rueda derecha giraría, la rueda izquierda dejaría de girar y el tractor se detendría.

La Figura 5.20 muestra un diferencial de patinaje limitado y el flujo de la potencia a través de las partes componentes del diferencial en condiciones de tracción, iguales y diferentes.



Cuando el tractor avanza en línea recta y con iguales coeficientes de adherencia en las 2 ruedas motrices.

Cuando el tractor gira a la izquierda o con diferentes coeficientes de adherencia en las 2 ruedas motrices.

Figura 5.19 Diagrama del flujo del torque en un diferencial de patinaje limitado (Paul and Wilks, 1989).

La Figura 5.21 indica a detalle la relación entre la fuerza de tracción disponible en el eje total y el coeficiente de tracción bajo de la rueda con menor adherencia, de acuerdo a la relación de bloqueo instalada. En este modelo teórico, se asume que hay un coeficiente de tracción constante alto $\mu_{\text{alto}} = 1$ en la rueda con mayor adherencia. Consecuentemente un máximo de fuerza de tracción del 100% puede ser transmitido a las dos ruedas $\mu_{\text{alto}} = \mu_{\text{bajo}} = 1$. Si el coeficiente de tracción es reducido en la rueda con menor adherencia μ_{bajo} a un 50%, en el caso de un diferencial abierto donde la relación de bloqueo es nula $S = 0$, el eje motriz solo puede transmitir el 50% de la fuerza de tracción. Si la relación de bloqueo es del 20%, ya ha sido alcanzado el 61% de la fuerza de tracción en el eje. Si la relación de bloqueo es del 40%, la fuerza de tracción teórica en el eje sería del 87%, en este

caso, el coeficiente de tracción de la rueda con mayor adherencia $\mu\text{-alto}$ tendría que ser mayor a 1. Cuando el coeficiente de tracción es máximo $\mu\text{-alto} = 1$, se obtiene una fuerza de tracción de aproximadamente el 75%.

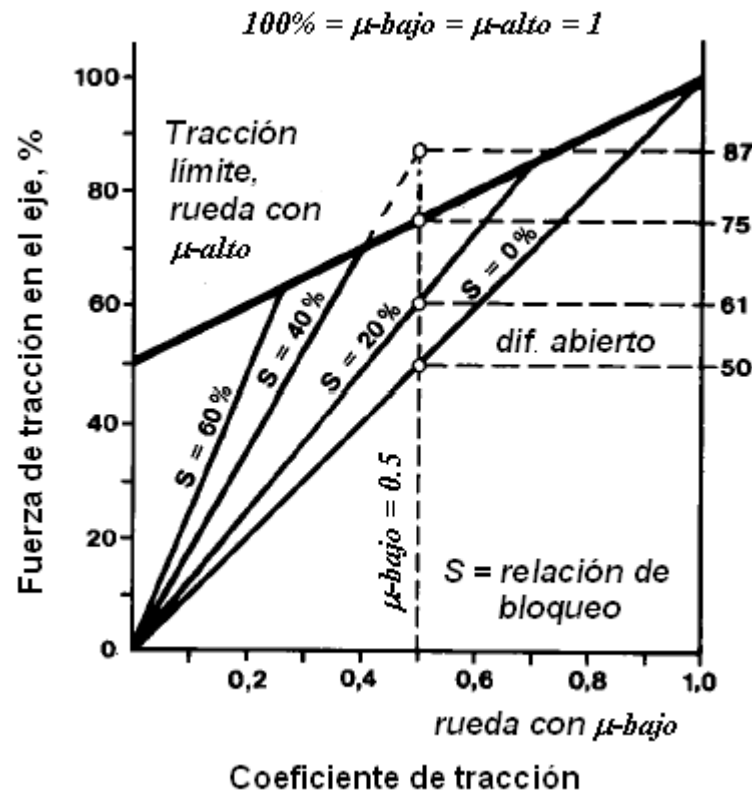


Figura 5.20 Diagrama del flujo del torque en un diferencial de patinaje limitado (Paul and Wilks, 1989).

Con el uso del diferencial de patinaje limitado, la fuerza de tracción de un eje bajo condiciones de distribución del torque puede ser incrementada considerablemente, estando disponible la tracción mínima en la rueda con menor adherencia $\mu\text{-bajo}$.

La principal desventaja del diferencial de patinaje limitado consiste en que del lado donde la relación de bloqueo es instalada, el coeficiente de tracción en la rueda con menor adherencia es nulo $\mu\text{-bajo} = 0$, por lo que la fuerza de tracción del eje es cero (Figura 5.21). Otra desventaja de este sistema, consiste en que independiente de las condiciones de tracción en las ruedas, es generado un torque de bloqueo (cuando el

torque pasa a través del diferencial). Lo que resulta en torques remanentes entre las ruedas, los cuales desgastan los neumáticos y dañan el suelo.

Los diferenciales bloqueables son bloqueados y desbloqueados cuando las condiciones así lo requieren. Las características esenciales de los diferentes tipos de diferenciales, son descritas en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4 Características esenciales de los diferentes tipos de diferenciales.

Sistema	Ventajas	Limitaciones
Diferencial abierto.	No se detiene.	Fuerza de tracción baja cuando hay distribución de torque.
Diferencial de patinaje limitado.	La fuerza de tracción incrementa en condiciones diferentes de adherencia.	Anulación de torques al tomar una curva.
Diferencial bloqueado con embrague de fricción.	Bloqueo total con bajo costo. Actúan fuerzas bajas.	Cambio no limitado de carga.
Diferencial bloqueado con embrague multi-disco.	Bloqueo total con carga intercambiable. Protección a sobrecarga.	Actúan fuerzas bajas.
Sistema de sobregiro.	Bloqueo total con cambio automático.	Al tomar una curva, el torque es transmitido a la rueda interior. Reconexión del diferencial cuando los ángulos de dirección altos dependen del sistema.

La Figura 5.22 muestra las condiciones para realizar el bloqueo y desbloqueo del diferencial, y la conexión y desconexión del eje delantero.

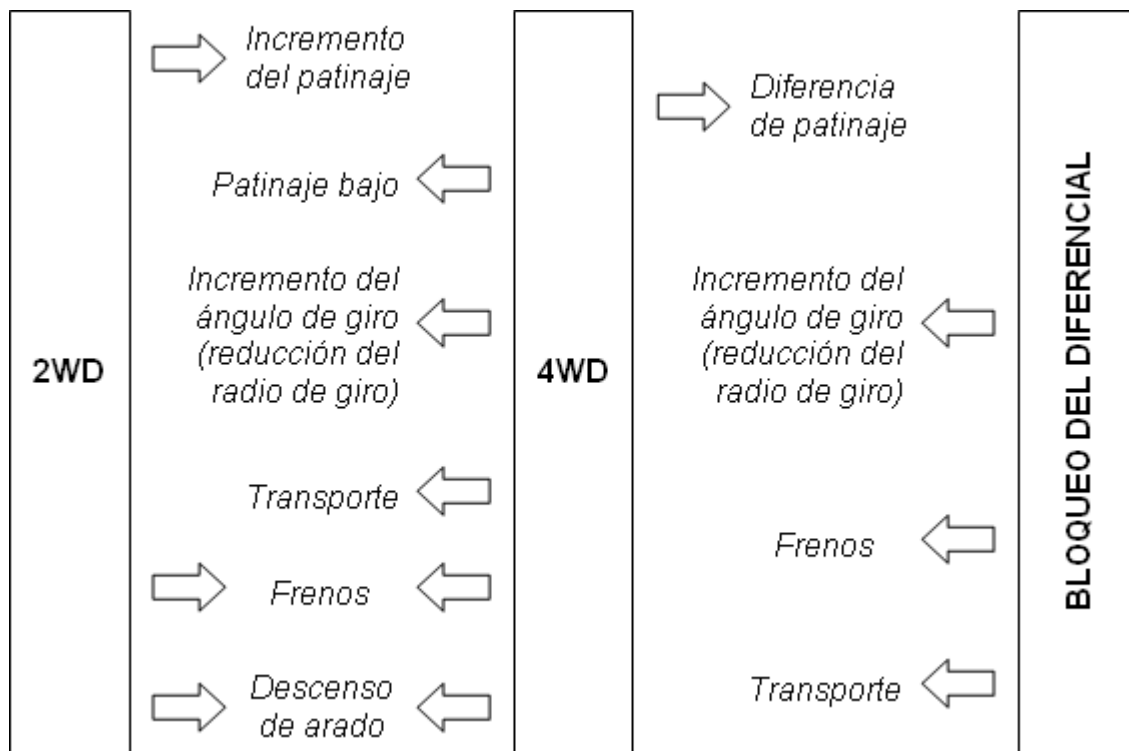


Figura 5.21 Condiciones para realizar el cambio de la configuración del tractor.

Condiciones para la conexión del eje delantero (2WD → 4WD)

Las condiciones para la conexión del eje delantero son las siguientes:

Cuando el patinaje incrementa debido a que la resistencia que opone el suelo incrementa, es necesario conectar el eje delantero para desarrollar más fuerza de tracción y así vencer la resistencia del suelo. De esta manera aumenta la velocidad de avance y por consecuencia también la productividad.

Condiciones para la desconexión del eje delantero (4WD → 2WD)

Si el patinaje es bajo, el flujo de la potencia del motor a las ruedas pasa por más elementos de la transmisión, el consumo de combustible se incrementa, por lo que es necesario cambiar al modo 2WD, con el cual se puede vencer la resistencia del suelo y reducir el consumo de combustible.

Cuando el patinaje del eje trasero es mayor al patinaje del eje delantero, debido a que las ruedas traseras desarrollan más fuerza de tracción que las ruedas delanteras, es generado un momento parásito en el eje central, el cual produce daños a la transmisión, acelera el desgaste de los neumáticos y daña al suelo.

El traslado del tractor del garaje al campo sobre asfalto o suelo firme, al jalar un implemento de arrastre enganchado a la barra de tiro, y el giro en las cabeceras del terreno y otras maniobras necesarias, requieren aproximadamente del 4 al 10% de la potencia de tracción desarrollada, la cual es suficiente con la proporcionada por el tractor en su versión 2WD. En estas condiciones, no es recomendable operar el tractor en su configuración 4WD, debido a que el flujo de la potencia del motor a las ruedas motrices pasa por más elementos de la transmisión, cuyo funcionamiento requiere un mayor consumo de combustible.

Condiciones para el bloqueo del diferencial

En un tractor 2WD y trabajando en línea recta, el diferencial del eje trasero debe ser bloqueado cuando la diferencia de los patinajes de las ruedas traseras es mayor al 5%, y cuando la diferencia de los coeficientes de adherencia en la interfase rueda-suelo de las ruedas traseras es mayor en un 20%.

En un tractor 4WD y trabajando en línea recta, el diferencial del eje delantero debe ser bloqueado cuando la diferencia de los patinajes de las ruedas delanteras es mayor al 5%, y cuando la diferencia de los coeficientes de adherencia en la interfase rueda-suelo de las ruedas delanteras es mayor en un 20%.

AGCO en sus tractores Fendt Vario, presenta un sistema inteligente del automatismo de la tracción total y del bloqueo del diferencial, que alivia claramente al conductor en las cabeceras del terreno. De acuerdo al escalonamiento seleccionado se conectan y desconectan automáticamente la doble tracción y el bloqueo del diferencial con independencia del ángulo de la dirección o de la velocidad de avance (Tabla 5.5). Este sistema permite una óptima transmisión de la fuerza de tracción en situaciones

extremas con una maniobrabilidad plena, menor desgaste de los neumáticos y poco daño al suelo, y el operador se desempeña mejor (AGCO, 2004). Sin embargo, no menciona el comportamiento de la fuerza de tracción en tales condiciones de giro o velocidad.

Tabla 5.5 Conexión y desconexión del diferencial y de la doble tracción, en función del ángulo de dirección y de la velocidad de avance (AGCO, 2004).

	Angulo de dirección grados	Velocidad de avance km h ⁻¹
Bloqueo del diferencial	< 15	> 15
Desbloqueo del diferencial	> 15	< 15
Conexión de la doble tracción	< 25	> 15
Desconexión de la doble tracción	> 25	< 15

5.8 FUERZA DE TRACCIÓN DE LA RASTRA UTILIZADA

La fuerza de tracción a la barra de tiro del tractor requerida para jalar implementos de labranza y siembra que trabajan a bajas profundidades, está en función del ancho del implemento y de la velocidad con la cual es jalado. En los implementos que operan a profundidades más altas, la fuerza de tracción también depende de la textura del suelo, de la profundidad y de la geometría del implemento (ASAE EP497.5, 2006).

La fuerza de tracción de un implemento es calculada como sigue (Ecuación 5.37):

$$F = Si \cdot (A + B \cdot v + C \cdot v^2) \cdot b \cdot z \quad (5.37)$$

donde:

F fuerza de tracción a la barra de tiro, kN;

S parámetro de ajuste de la textura del suelo, adimensional;

- i = 1 para textura fina, 2 para textura media y 3 para textura gruesa;
 A, B, C parámetro de ajuste del implemento, km h^{-1} (Tabla 5.6);
 v velocidad de avance del tractor, km h^{-1} ;
 b ancho de trabajo del implemento, m;
 z profundidad de trabajo del implemento, m.

Tabla 5.6 Parámetros para estimar la fuerza de tracción en la rastra de discos de tiro excéntrico (ASAE EP497.5, 2006).

Implemento	Parámetros						
	del implemento				de textura del suelo		
Rastra de discos de tiro excéntrico	Ancho m	A adim	B adim	C adim	S1 adim	S2 adim	S3 adim
Labranza primaria	2.9	364	18.8	0.0	1.0	0.88	0.78
Labranza secundaria	2.9	254	13.2	0.0	1.0	0.88	0.78

El suelo de la parcela contiene un 64.6% de arena que indica que se trata de un suelo de textura gruesa, que corresponde al parámetro de textura S3.

Substituyendo en la Ecuación 5.37 los valores de la Tabla 5.6 y la velocidad de avance obtenida en las mediciones de campo, se obtiene la fuerza de tracción que demanda la rastra de discos para labranza primaria y secundaria. Este cálculo representa una referencia importante de que la fuerza de tracción medida en campo fue satisfactoria, ya que su valor resultó intermedio a los valores de labranza calculados (Tabla 7.2 en Resultados).

Potencia de tracción a la barra de tiro que demanda la rastra utilizada

La potencia de tracción a la barra de tiro es el producto de la fuerza de tracción y la velocidad de avance del tractor (Ecuación 5.38).

$$P_{BDT} = \frac{F \cdot v}{3.6} \quad (5.38)$$

donde:

P_{BDT} potencia de tracción a la barra de tiro, kW;

F fuerza de tracción a la barra de tiro, kN;

v velocidad de avance del tractor, km h⁻¹.

La potencia de tracción para la fuerza de tracción medida presenta valores intermedios a los valores de labranza calculados, debido a que la velocidad de avance utilizada es la misma (Tabla 7.2).

6. MATERIALES Y MÉTODOS

6.1 Material y equipo

El material y equipo utilizado en la calibración del equipo de medición y en la realización de las pruebas de campo, se presenta a continuación.

Medición de índices de trabajo:

- Tractor MASSEY FERGUSON 592 Turbo.
- Rastra de discos de tiro excéntrico (28 discos).
- Parcela de 2.25 ha (3 lotes de 150 m x 50 m).
- Quinta rueda con su base de fijación.
- Laptop SONY VAIO VGN-FJ21B/L.
- Celda de carga KIOWA de 5 TF.
- Indicador de voltaje KYOWA.
- 5 Encoders incrementales AUTONICS E50S8 de 100 ppr.
- Interfase de registro y almacenamiento de datos.
- Tarjeta NATIONAL INSTRUMENTS NiDaq 6008.
- 2 baterías de 12 V y 1200 mAh, y su cargador.
- LabView versión 8.0.
- Medidor de combustible Kent.
- Estructuras para fijación de encoders a las ruedas delanteras.
- Estructuras para fijación de encoders a las ruedas traseras.
- Estructura para ascenso-descenso del brazo de la rastra.
- Cronómetro, cinta métrica de 50 m, cal.
- Caja de herramientas, combustible.

Calibración de encoders:

- Cronómetro, cinta métrica de 50 m, estacas, gis.

Calibración de celda de carga:

- Polipasto de 2 T.
- Pesas calibradas de 5, 10 y 20 kg.

- Porta pesas.

Humedad del suelo:

- Botes de aluminio, barrena tipo gusano, horno eléctrico, balanza analítica.

Resistencia a la penetración del suelo:

- Penetrómetro de cono DIK- 5500.

Presión de ruedas:

- Medidor de presión de neumáticos.

6.2 Método

6.2.1 Lugar del experimento

La medición de los índices de trabajo se llevó a cabo en el campo experimental Tablas de San Juan de la Universidad Autónoma Chapingo, con coordenadas 19° 29' 31 Latitud Norte y 98° 51' 21 Longitud Oeste, a 2326 msnm (Figura 6.1).



Figura 6.1 Plano de la parcela donde se realizó el trabajo (Google Earth, 2009).

6.2.2 Caracterización del tractor y rastra de discos

Potencia del tractor. El tractor tiene una potencia a la toma de fuerza de 68.4 kW (91.7 hp), de la cual está disponible a la barra de tiro del tractor utilizado sobre un suelo removido o arado 45.8 kW (61.4 hp) en la configuración 2WD y 51.3 kW (68.8 hp) en la configuración 4WD (ASAE EP497.5, 2006).

Principales distancias del tractor. Se midieron las distancias horizontales del tractor a partir de la proyección vertical de los centros de las ruedas, y la distancia vertical del punto de enganche de la barra de tiro al suelo (Figura 6.2, Tabla 6.1).

Tabla 6.1 Principales distancias del tractor.

Denominación		Distancia, m
L	Entre ejes	2.50
b_1	Entre ruedas delanteras	1.83
b_2	Entre ruedas traseras	1.73
l_0	Del eje trasero al enganche de la barra de tiro	0.75
l_1	Del eje trasero a la quinta rueda	1.75
l_2	Del eje central a la quinta rueda	0.50
h_0	Del enganche de la barra de tiro al suelo	0.43

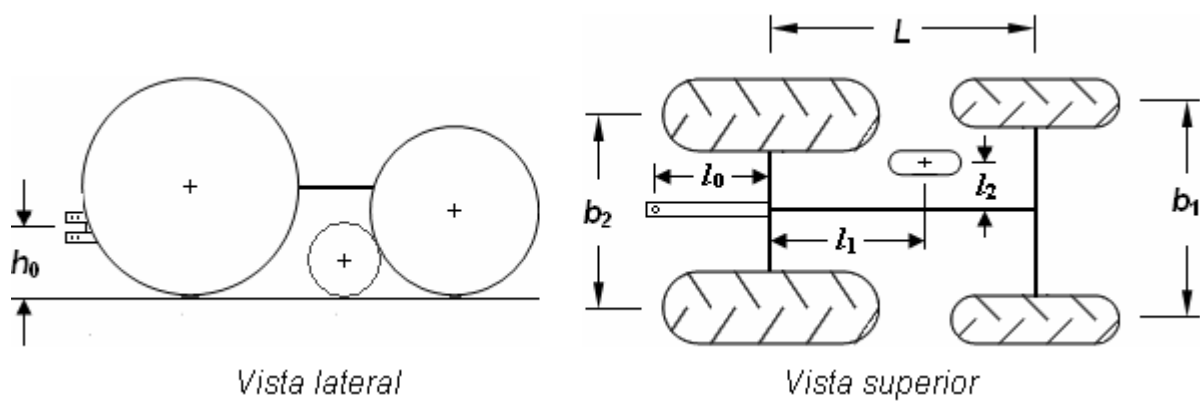


Figura 6.2 Principales distancias del tractor.

Radio de las ruedas. Los radios de las ruedas del tractor se determinaron con la distancia de tres revoluciones, empujando el tractor apagado. El radio de la quinta rueda se determinó con la distancia de diez revoluciones (Tabla 6.2, Figura 6.3).

Tabla 6.2 Radios de las cuatro ruedas del tractor y quinta rueda.

Denominación	Rueda	radio, m
r_q	Quinta rueda	0.2040
r_{1izq}	Delantera izquierda	0.5526
r_{1der}	Delantera derecha	0.5631
r_{2izq}	Trasera izquierda	0.7434
r_{2der}	Trasera derecha	0.7333

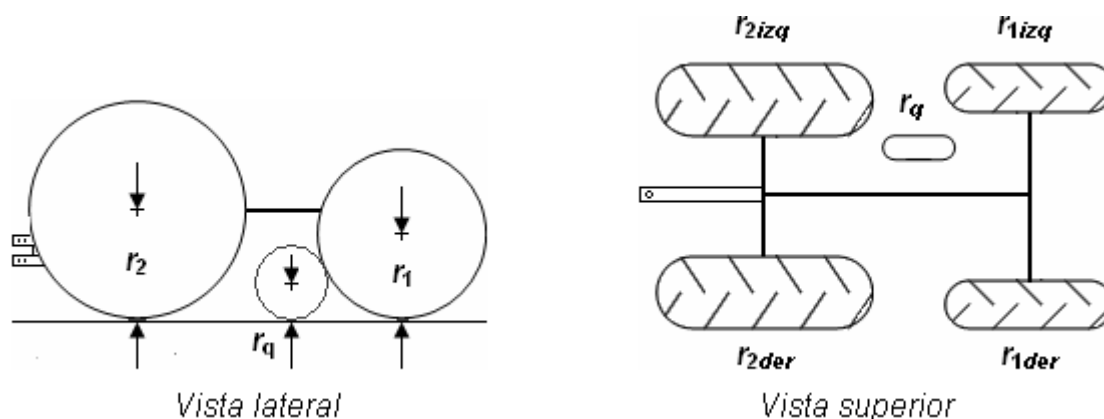


Figura 6.3 Radios de las cuatro ruedas del tractor y quinta rueda.

Presión de inflado de las ruedas (Tabla 6.3).

Tabla 6.3 Presión de inflado de las ruedas del tractor.

Rueda	Presión de inflado, kPa
Delantera izquierda	98
Delantera derecha	98
Trasera izquierda	93
Trasera derecha	93

Distribución del peso del tractor. El tractor fue pesado en los dos ejes y en los dos lados, con dos básculas. El tractor contaba con el operador en el asiento, 6 contrapesos de 35 kg en el eje delantero y 4 contrapesos de 50 kg en las ruedas traseras (Tabla 6.4, Figura 6.4).

Tabla 6.4 Distribución del peso del tractor.

Denominación	Carga total en	Peso, N	Distribución, %
W	Tractor	47.8	100
W_1	Eje delantero	17.0	35.49
W_2	Eje trasero	30.8	64.51
W_{izq}	Ruedas izquierdas	23.9	50.05
W_{der}	Ruedas derechas	23.9	49.95

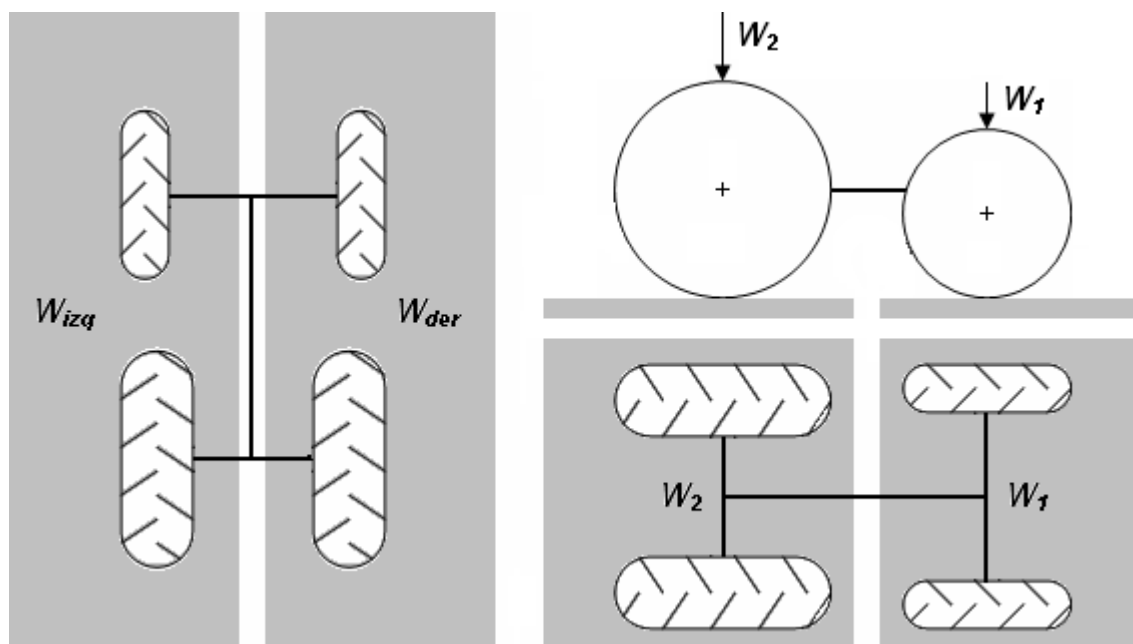


Figura 6.4 Distribución del peso del tractor.

Centro de gravedad del tractor. Las coordenadas longitudinal (Ecuación 6.1) y transversal (Ecuación 6.2) del centro de gravedad, fueron calculadas como sigue (Tabla 6.5, Figura 6.5).

$$x = L \cdot \frac{W_1}{W} \quad (6.1)$$

$$y = \frac{b_2}{2} - \left(b_2 \cdot \frac{W_{der}}{W} \right) \quad (6.2)$$

donde:

x, y distancias del centro de gravedad al eje trasero y a la mitad del eje trasero, m;

L, b_2 distancia entre ejes y entre las ruedas traseras, m;

W, W_1, W_{der} peso total, del eje delantero y del lado derecho del tractor, N.

Tabla 6.5 Localización del centro de gravedad.

Coordenada	Distancia del centro del eje trasero
x	88.72 cm
y	0.89 mm

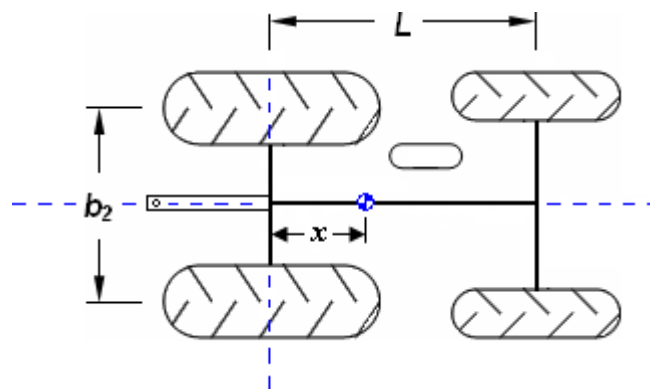


Figura 6.5 Localización del centro de gravedad.

Dimensiones principales de la rastra (Figura 6.6 y Tabla 6.6).

Tabla 6.6 Dimensiones de la rastra.

Denominación			Medición
L	Largo		5.5 m
B	Ancho de trabajo		2.9 m
B_t	Ancho total		3.0 m
ϕ	Diámetro de discos		0.6 m
α	Angulo de ataque, set delantero		22.5 grados
β	Angulo de ataque, set trasero		30 grados

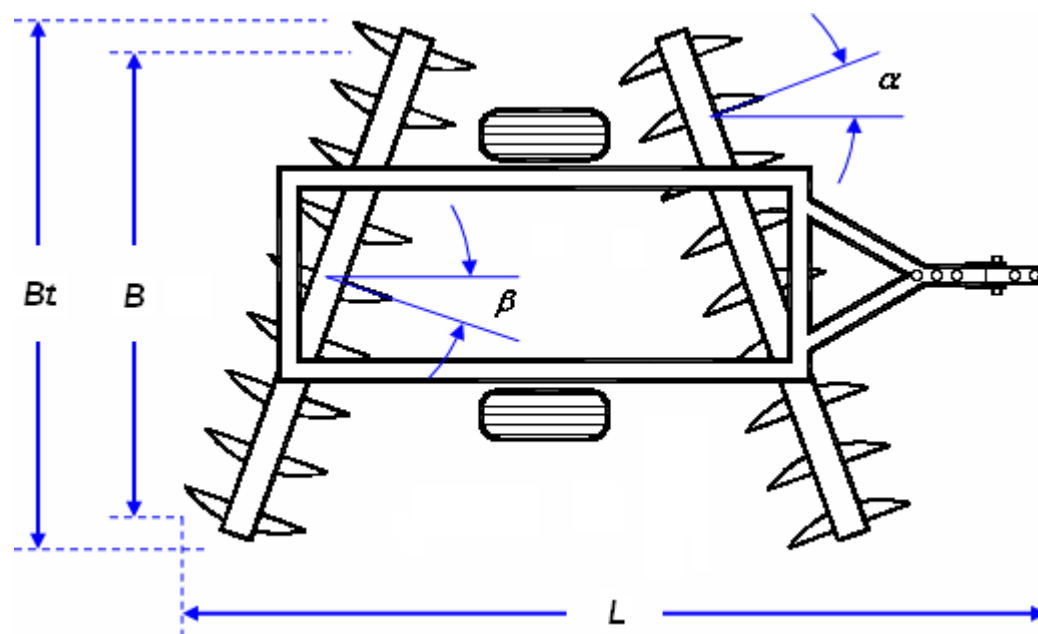


Figura 6.6 Dimensiones de la rastra.

6.2.3 Caracterización del suelo de la parcela

Textura del suelo. El suelo de los lotes tienen un 64.60% de arena, un 6.84% de limo y un 28.56% limo y de arcilla. De acuerdo al triángulo de texturas, se trata de un suelo franco-arcillo arenoso (Figura 6.7).

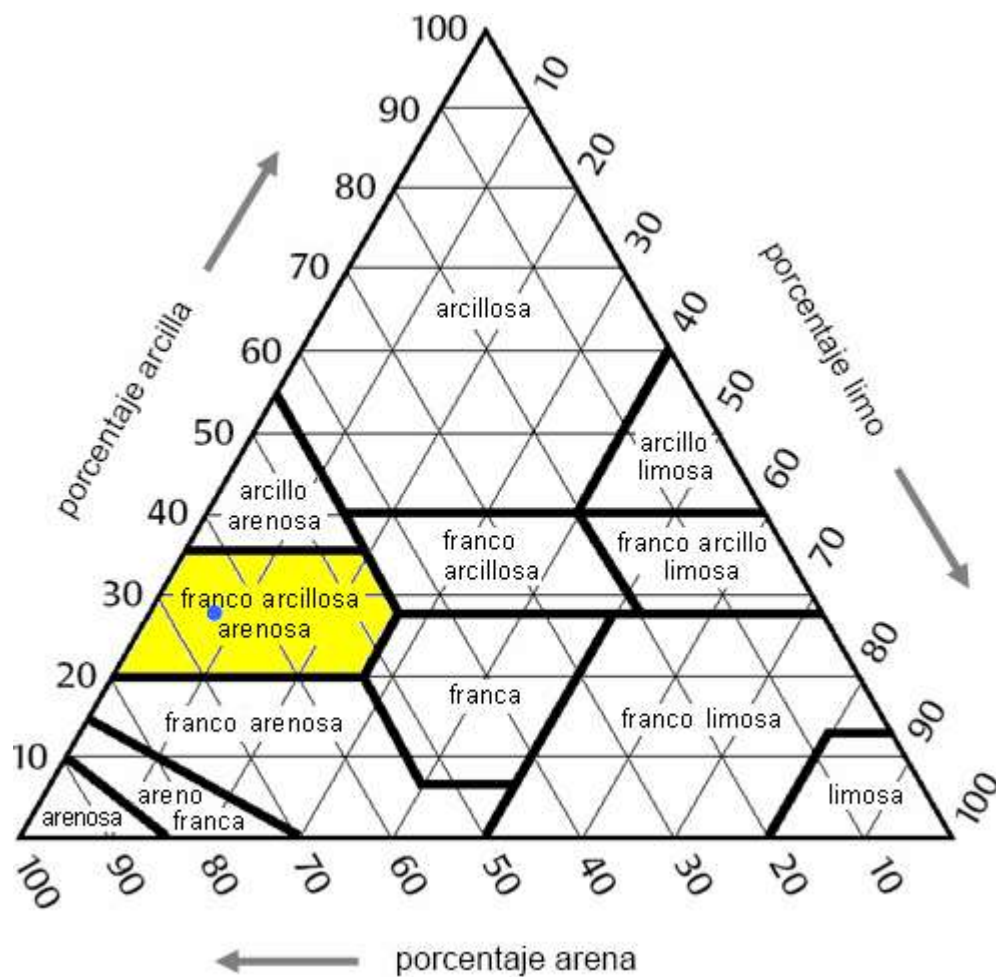


Figura 6.7 Triángulo de texturas y textura del suelo de la parcela.

Contenido de humedad del suelo. Fueron recolectadas 10 muestras de suelo, en zig-zag sobre dos líneas paralelas y equidistantes, a una profundidad de 10 cm en cada lote. La humedad del suelo se determinó por el método por secado en horno eléctrico (Tabla 6.7).

Tabla 6.7 Contenido de humedad del suelo.

Humedad de Lote 1				Humedad de Lote 2			
Sitio	%	Sitio	%	Sitio	%	Sitio	%
1	9.23	6	8.76	1	11.34	6	12.33
2	9.35	7	9.74	2	12.48	7	11.94
3	8.92	8	9.48	3	10.87	8	12.65
4	9.56	9	8.81	4	11.93	9	12.86
5	9.68	10	9.07	5	12.56	10	12.24
Promedio de Lote 1:			9.26	Promedio de Lote 2:			12.12

Tabla 6.8 Humedad a capacidad de campo y punto de marchitamiento permanente.

	Condición del suelo	Humedad	Tensión
W_{CC}	Capacidad de campo	20.24%	0.33 atm
W_{PMP}	Punto de marchitamiento permanente	10.19%	15 atm

- El suelo presenta una humedad aprovechable ($W_{CC} - W_{PMP}$) de 10.05%.
- El límite inferior de laborabilidad ($LIL = 0.4W_{CC}$) corresponde a una humedad del suelo de 8.1%.
- El límite superior de laborabilidad ($LSL = 0.6W_{CC}$) corresponde a una humedad del suelo de 12.14%.

$$W = \left(\frac{K}{T - C} \right)^{1/n}$$

$$T = \frac{K}{W^n} + C$$

$$C = -0.000014 \cdot W_{CC}^{2.7} + 0.3$$

$$C = 0.2529$$

$$n = \frac{\log(T_{PMP} - C) - \log(T_{CC} - C)}{\log(W_{CC}) - \log(W_{PMP})}$$

$$n = 7.5942$$

$$K = W^n \cdot (T - C)$$

$$K = 668294299.2723$$

donde:

W humedad gravimétrica del suelo, %;

T tensión del suelo, atm;

C, n, K parámetros sobre las propiedades físicas del suelo, adimensional.

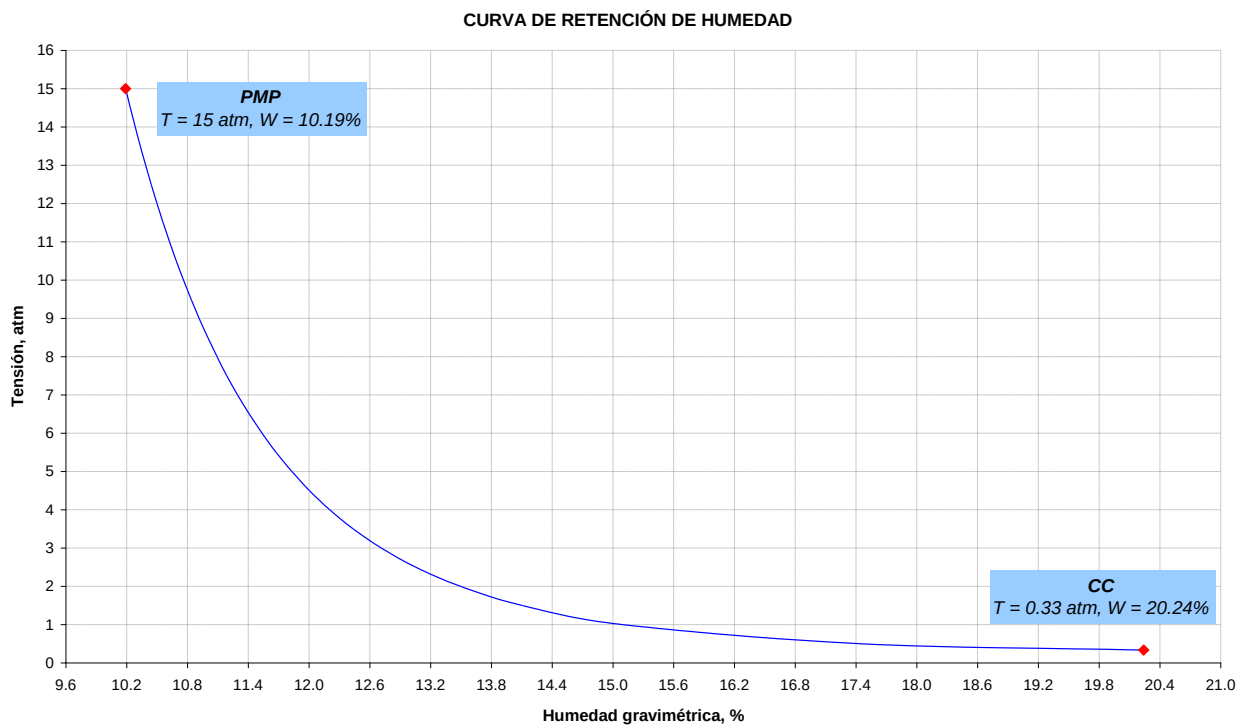


Gráfico 1 Curva de retención de humedad de la parcela.

Resistencia a la penetración del suelo. Fueron registradas las lecturas de 8 sitios equidistantes sobre la diagonal de cada lote a 5, 10 y 15 cm de profundidad (Tabla 6.9). La curva de resistencia a la penetración fue construida a partir del promedio de las 16 lecturas (Gráfico 2).

Tabla 6.9 Resistencia a la penetración del suelo.

Sitio	Resistencia a la penetración, kPa x 0.01					
	Profundidad en Lote 1, cm			Profundidad en Lote 2, cm		
	5	10	15	5	10	15
1	3.5	19.0	> 50	3.5	19.5	> 50
2	3.0	16.5	> 50	4.0	19.0	> 50
3	4.0	15.0	> 50	3.0	16.5	> 50
4	3.5	20.0	> 50	4.0	17.0	> 50
5	4.5	16.0	> 50	3.5	18.0	> 50
6	3.5	15.5	> 50	4.0	15.5	> 50
7	3.0	18.0	> 50	4.5	18.5	> 50
8	4.5	17.5	> 50	4.0	20.0	> 50
Promedio:				3.75	17.59	> 50

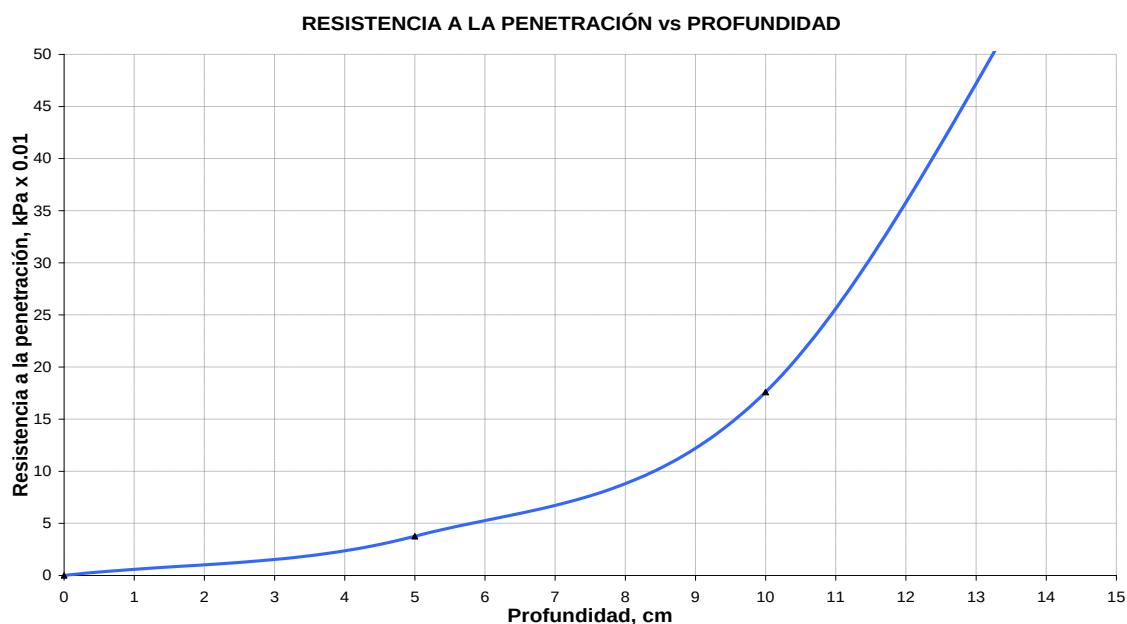


Gráfico 2 Resistencia a la penetración del suelo.

6.2.4 Instrumentación para la medición de las revoluciones de las ruedas

Para la determinación del patinaje, se colocan sensores (encoders) en cada rueda motriz para determinar la velocidad real de avance tomando como referencia la velocidad bajo condiciones de cero patinaje de la quinta rueda.

La quinta rueda. Se utilizó un neumático con la superficie corrugada para que gire sin problemas en condiciones de suelo con terrones o suelo pegajoso. Una articulación a la mitad del brazo de fijación al tractor permite que al girar la dirección para tomar una curva, esta gire sin deslizarse lateralmente y sin salirse de la órbita de su radio de giro. Una adaptación en el extremo del eje de la quinta rueda permite la alineación del eje del encoder con el eje de ésta. El encoder es acoplado a la estructura de fijación (Figura 6.8).

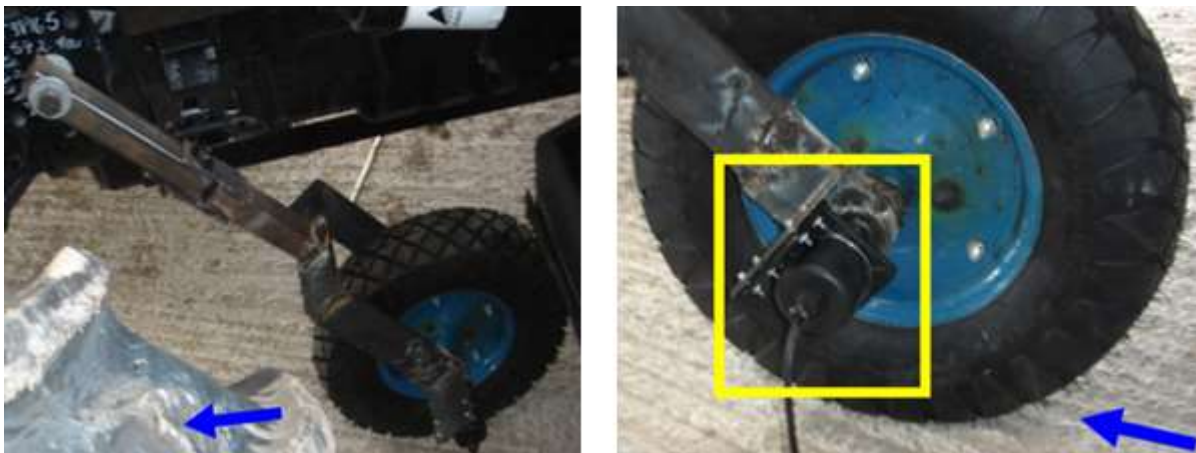


Figura 6.8 Quinta rueda instalada en el tractor.

Para la fabricación de la quinta rueda se consideró un tamaño apropiado para su disposición entre las ruedas delanteras y traseras, y lo más cerca de la línea central del tractor para no obstruir el giro de la rueda motriz delantera (Figura 6.9). El mecanismo de levante y descenso de la quinta rueda consiste de un cordón atado a la estructura de fijación, el cual solo se utiliza para transporte.



Figura 6.9 Disposición de la quinta rueda en el tractor.

Estructuras para fijar los encoders en las ruedas delanteras. Se consideró un arreglo adecuado para no obstruir el giro de las ruedas delanteras y que soportara las vibraciones en el campo. Una estructura en forma de U invertida, es fijada al semieje delantero y en la parte exterior de la rueda cuenta con una base para acoplar el encoder (Figura 6.10).



Figura 6.10 Estructura para fijar los encoders en las ruedas delanteras.

Una solera fijada a dos birlos opuestos en el rin de la rueda, al centro tiene una adaptación para alinear el eje del encoder al eje de la rueda (Figura 6.11).



Figura 6.11 Acoplamiento del encoder y alineación con el eje de la rueda delantera.

Estructuras para fijar los encoders en las ruedas traseras. Consiste en una estructura fijada a la salpicadera de la rueda y al poste del ROPS (roll over protective structure - estructura de protección contra volcaduras) (Figura 6.12).



Figura 6.12 Estructura para fijar los encoders en las ruedas traseras.

Cuenta con una base para acoplar el encoder. Una solera fijada a dos birlos opuestos en el rin de la rueda, al centro tiene una adaptación para alinear el eje del encoder al eje de la rueda (Figura 6.13).



Figura 6.13 Acoplamiento del encoder y alineación con el eje de la rueda trasera.

Programa de adquisición de datos para las revoluciones de las ruedas. El programa de adquisición de datos permite medir simultáneamente las revoluciones de cinco encoders. El circuito acondicionador de señales de los encoders, utiliza dos microcontroladores para obviar la limitante de velocidad de almacenamiento de los pulsos, un microcontrolador controla los encoders de las ruedas delanteras y de la quinta rueda, y el otro microcontrolador controla a los encoders de las ruedas traseras (Figura 6.14).

La medición de los pulsos se realiza por unidad de tiempo, lo que permite determinar la velocidad angular de las ruedas y la velocidad de avance del tractor. El programa está configurado de tal forma que permite el inicio y fin de la toma de datos a cualesquier tiempo, por lo que la medición se realiza cuando la velocidad de avance ha sido estabilizada.

Utilizando la tarjeta NI-Daq 6008 (Figura 6.15), el programa permite almacenar en cada medición hasta 2^{16} pulsos (65536 pulsos) que corresponde a 655.36 revoluciones, las cuales pueden recorrer una distancia máxima de 840 m para un radio de 0.204 m de la quinta rueda, la cual presenta la mayor frecuencia de rotación y por lo tanto, el mayor número de pulsos.

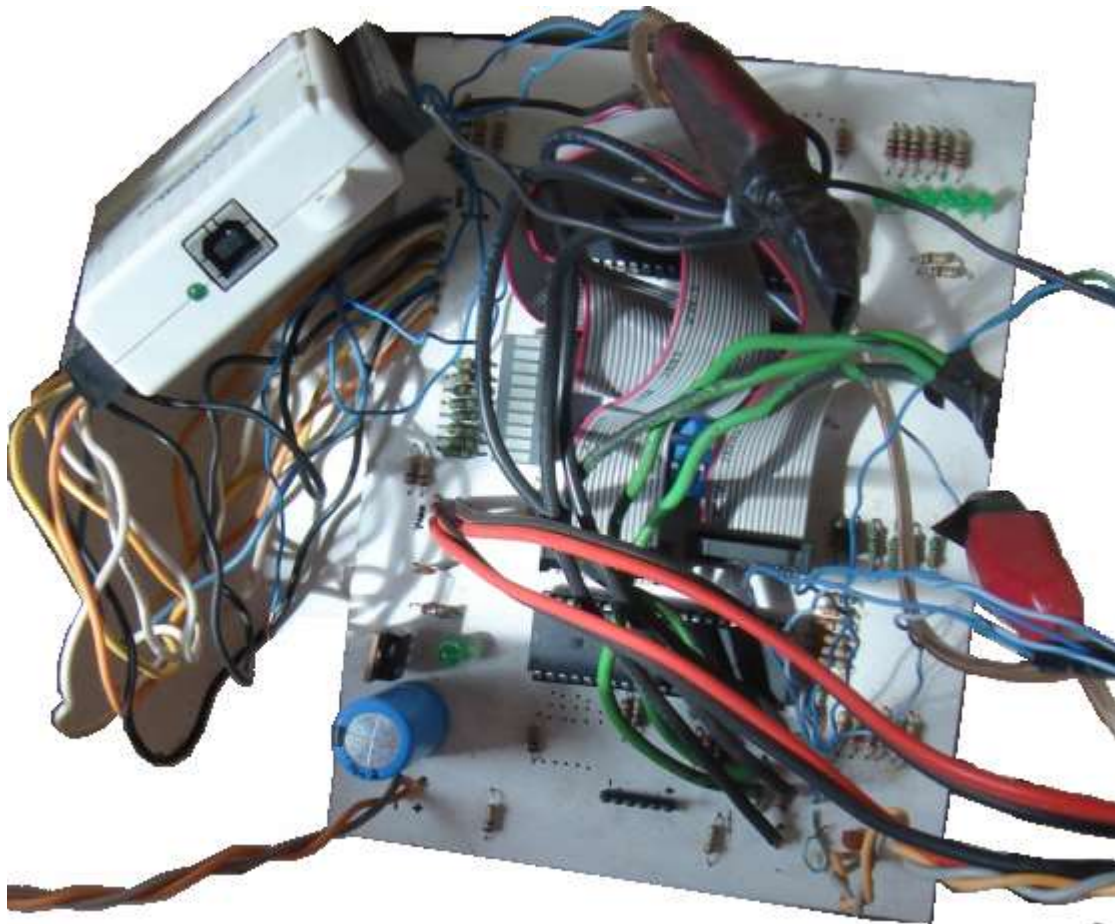


Figura 6.14 Circuito acondicionador de señales de los encoders, montado en una tarjeta de prototipos (Protoboard).

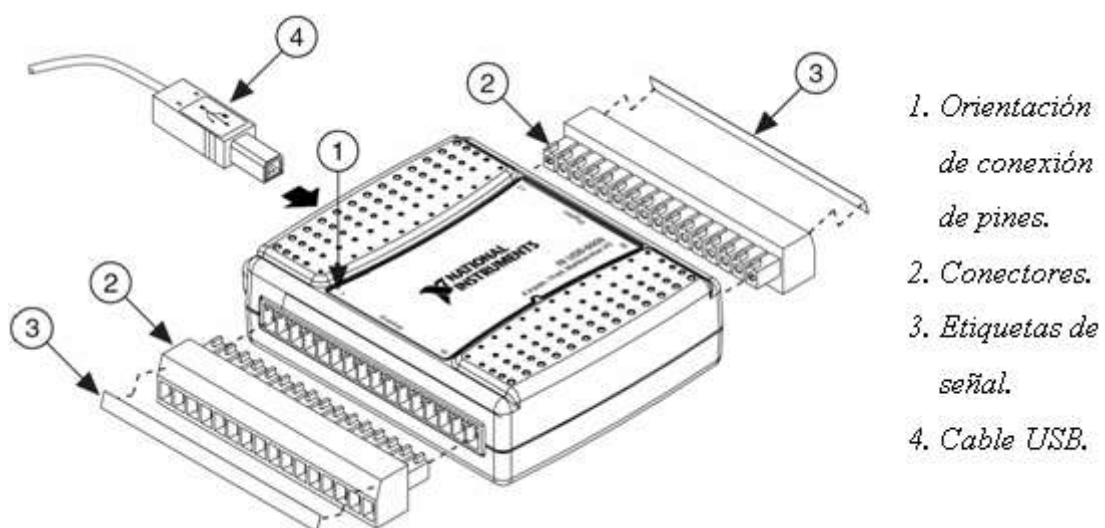
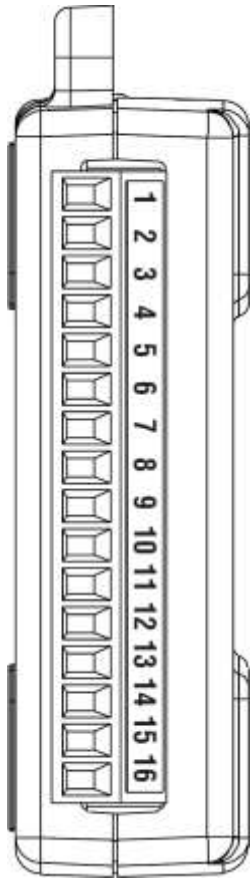
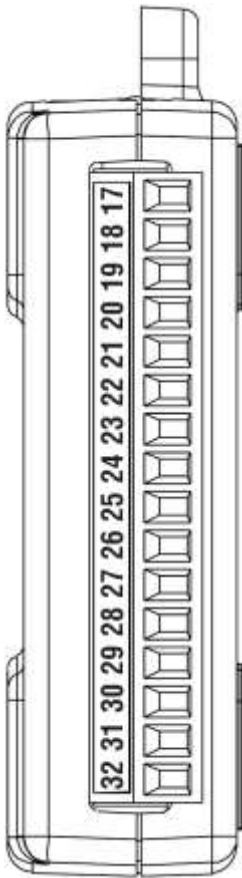


Figura 6.15 Tarjeta NI Daq 6008.

Para la medición de los pulsos de los encoders, se utiliza los puertos digitales de la tarjeta de adquisición de datos (Tabla 6.10)

Tabla 6.10 Designación de las terminales analógicas y digitales.

Terminales analógicas				Terminales digitales		
Módulo	Terminal	Señal, modo simple	Señal, modo diferencial	Módulo	Terminal	Señal
	1	GND	GND		17	P0.0
	2	AI 0	AI 0+		18	P0.1
	3	AI 4	AI 0–		19	P0.2
	4	GND	GND		20	P0.3
	5	AI 1	AI 1+		21	P0.4
	6	AI 5	AI 1–		22	P0.5
	7	GND	GND		23	P0.6
	8	AI 2	AI 2+		24	P0.7
	9	AI 6	AI 2–		25	P1.0
	10	GND	GND		26	P1.1
	11	AI 3	AI 3+		27	P1.2
	12	AI 7	AI 3–		28	P1.3
	13	GND	GND		29	PFI 0
	14	AO 0	AO 0		30	+2.5 V
	15	AO 1	AO 1		31	+5 V
	16	GND	GND		32	GND

Se desarrollo un programa de adquisición de datos en Lab View cargado en la computadora. La estructura del programa consta de dos columnas de cinco bloques, donde la cantidad de pulsos de un encoder es la suma de un bloque de la primera columna con un bloque de la segunda columna (Figura 6.16).

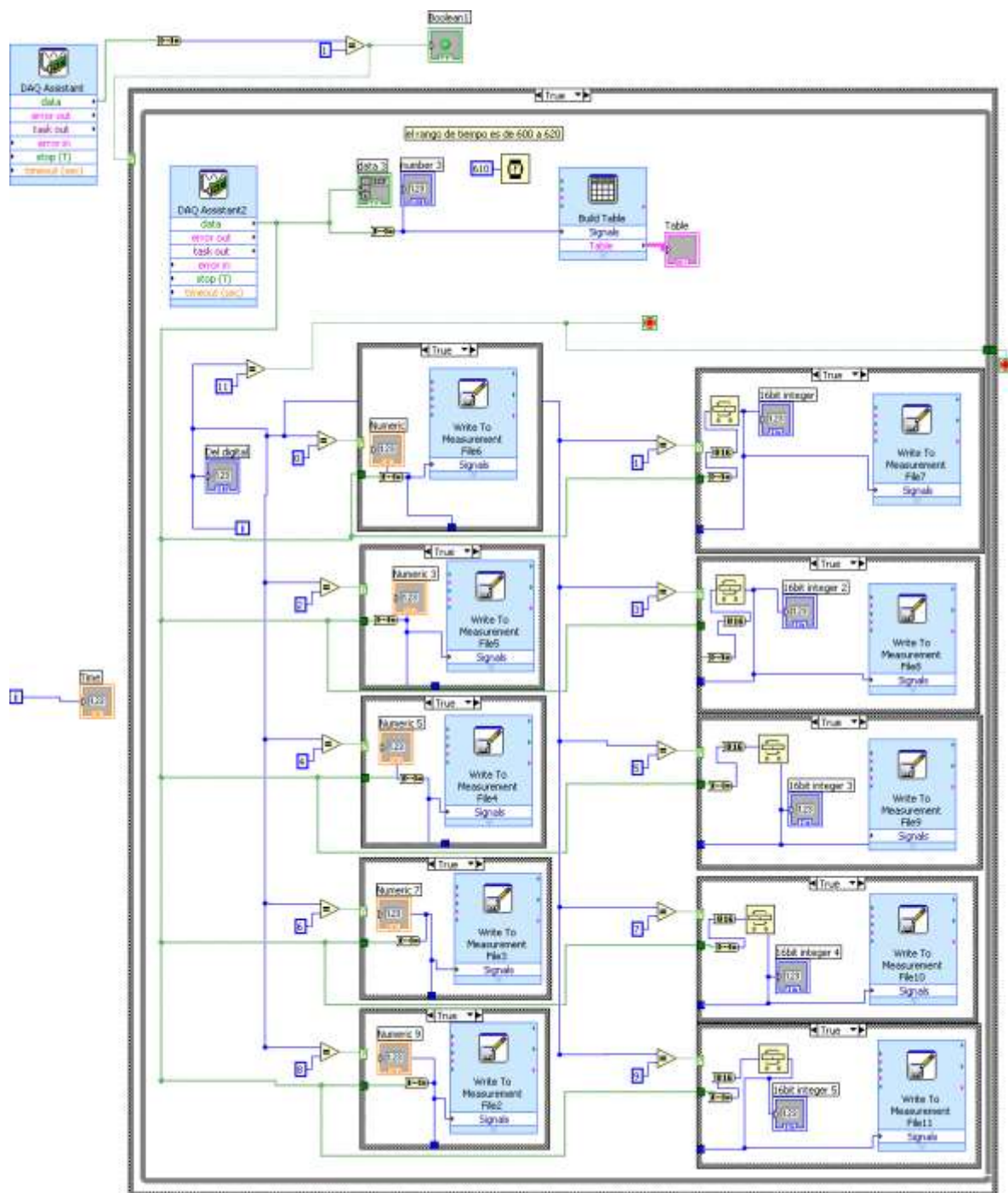


Figura 6.16 Estructura del programa de adquisición de datos para los encoders.

Los pulsos por unidad de tiempo registrados por los encoders son adquiridos en tiempo real por los microcontroladores y al final de la corrida, son transmitidos al software de adquisición de datos, a través del programa desarrollado (Figura 6.17).

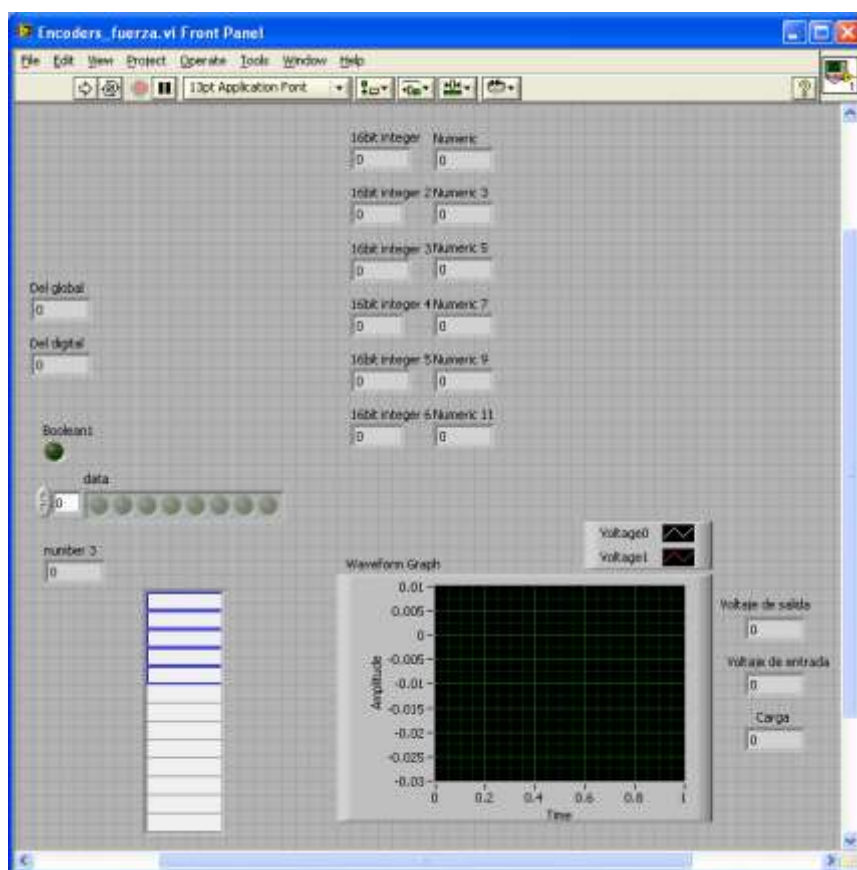


Figura 6.17 Interfaz gráfica de adquisición de datos para los encoders.

6.2.5 Instrumentación para medir la fuerza de tracción a la barra de tiro

Para la medición de la fuerza de tracción a la barra de tracción del tractor, se coloca una celda de carga entre la barra de tiro y el implemento, la cual registra la resistencia traccional que demanda la rastra de discos.

Estructura para el ascenso-descenso del brazo de la rastra. En la medición de la fuerza de tracción la celda de carga debe estar dispuesta horizontalmente, lo que implica que la variación de la altura del brazo de la rastra. Una estructura en U

apoyada en las esferas de los brazos inferiores soporta el brazo de la rastra, y de esta forma, la celda de carga se mantiene horizontal durante la medición de los índices de tracción mencionados (Figuras 6.18 y 6.19).



Figura 6.18 Estructura para el ascenso-descenso del brazo de la rastra.



Figura 6.19 Estructura de ascenso-descenso montada en los brazos inferiores.

Programa de adquisición de datos para la fuerza de tracción. El programa de adquisición de datos permite medir la fuerza de tracción a través de un valor de voltaje que corresponde a un nivel de esfuerzo o carga que registra la celda de carga. El circuito acondicionador de señales de la celda de carga se encuentra en la misma tarjeta de adquisición de pulsos de los encoders, por lo que el registro de la fuerza de tracción y el conteo de las revoluciones está sincronizado (Figura 6.14). Los datos se abren desde Excel para su análisis y gráficos.

Para la medición de la fuerza de tracción se utiliza los puertos analógicos de la tarjeta de adquisición de datos (Tabla 6.10). Se desarrollo un programa de adquisición de datos en Lab View cargado en la computadora. La estructura del programa consta de un solo cuerpo donde se anexa la ecuación obtenida en la calibración de la celda de carga. Se generan dos archivos con el mismo número de datos, uno con valores de voltaje y otro con valores de carga en N (Figura 6.20).

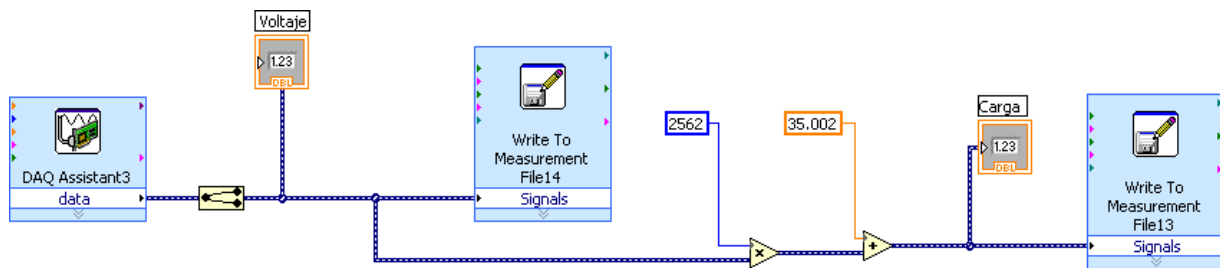


Figura 6.20 Estructura del programa de adquisición de datos para la fuerza de tracción.

Calibración de la celda de carga. Para simular el tractor se utilizó un polipasto al cual se enganchó la celda de carga. La carga del implemento fue enganchado a la celda de carga un contrapeso, al cual se agregaron masas de 100 kg hasta 1652.26 kg y posteriormente se quitaron masas en la misma proporción, hasta quedar únicamente el contrapeso de 52.26 kg (Figura 6.21, Tabla 11 y Gráfico 3).



Figura 6.21 Calibración de la celda de carga.

Tabla 6.11 Calibración de la celda de carga.

Adición de masas		Sustracción de masas	
Carga, kg	Voltaje, V	Carga, kg	Voltaje, V
152.26	0.046276	1652.26	0.632786
252.26	0.086861	1552.26	0.592541
352.26	0.127446	1452.26	0.553415
452.26	0.168031	1352.26	0.513731
552.26	0.198470	1252.26	0.475651
652.26	0.239055	1152.26	0.436150
752.26	0.279096	1052.26	0.397466
852.26	0.318406	952.26	0.357316
952.26	0.357470	852.26	0.318261
1052.26	0.397262	752.26	0.278600
1152.26	0.436115	652.26	0.239353
1252.26	0.475460	552.26	0.199622
1352.26	0.513799	452.26	0.162054
1452.26	0.553667	352.26	0.123799
1552.26	0.592594	252.26	0.084810
1652.26	0.632786	152.26	0.045496

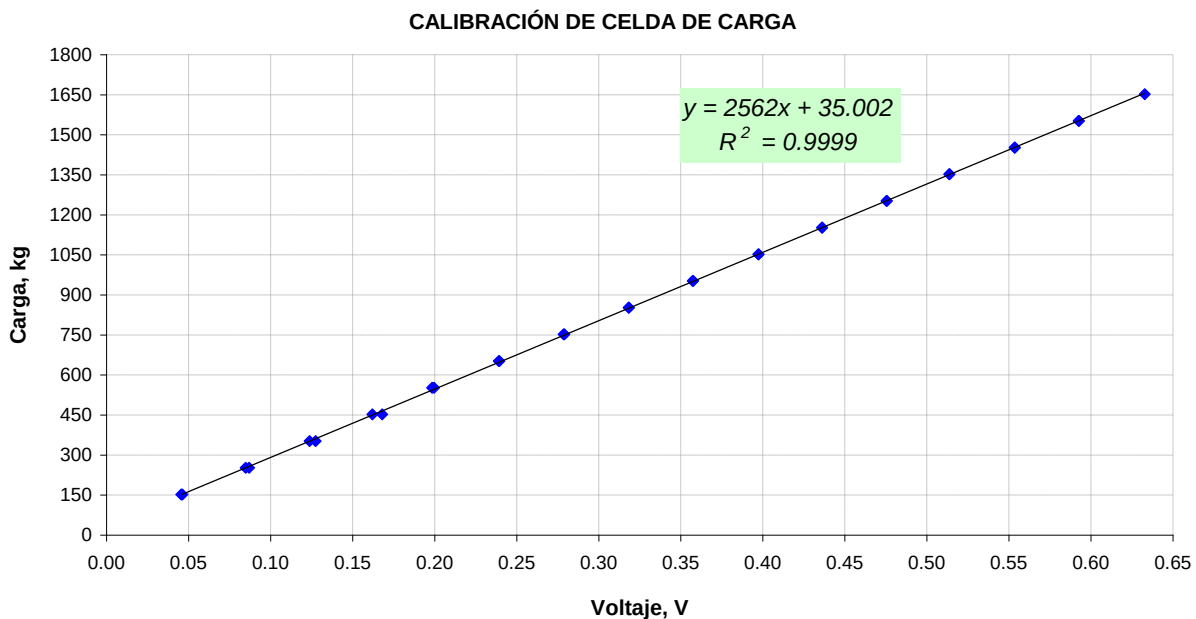


Gráfico 3 Curva de calibración de la celda de carga.

6.2.6 Instrumentación para la medición del consumo de combustible.

Instalación del medidor de combustible. El medidor de combustible debe ser instalado en el trayecto del combustible, en cualquier parte entre el depósito y el motor. La única condición es que el retorno de combustible de la bomba de inyección debe ser conectado adelante del medidor de combustible para no ser medido más de una vez. La forma más precisa es instalar el medidor de combustible en uno de los inyectores y multiplicar el consumo por el número de inyectores, considerando que después de la bomba de inyección la presión es muy alta (hasta 20 Mpa).

El medidor de combustible fue instalado entre la trampa de agua y la bomba de cebado (Figura 6.22), conectando la entrada del flujómetro en la salida de la trampa de agua (1), y la salida del flujómetro en la entrada de la bomba de elevación (2).

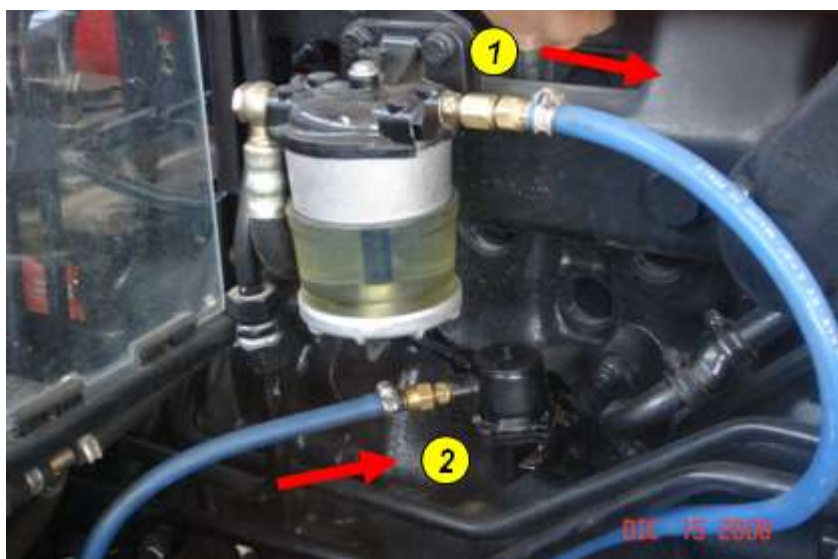


Figura 6.22 Conexión del medidor de combustible en el tractor.

El combustible pasa por el flujómetro haciendo girar una aguja indicadora en sentido horario. La carátula cuenta con una graduación circular donde 1 revolución de la aguja indica 1 litro de combustible, con una graduación mínima de 20 ml. El consumo de combustible en litros se determina por la diferencia entre las posiciones de la

aguja en el intervalo de medición. El consumo de combustible en L/h es el cociente de dividir esta diferencia entre el tiempo del intervalo (Figura 6.23).

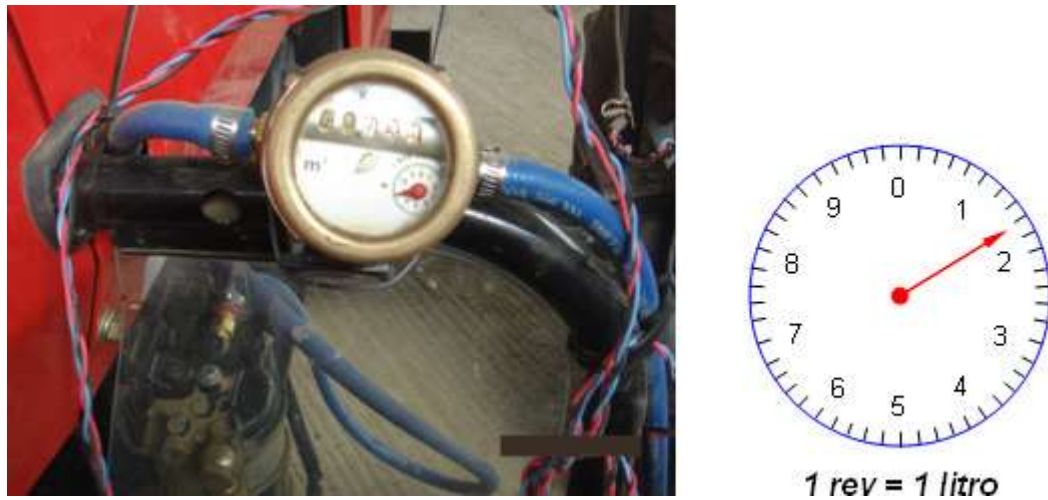


Figura 6.23 Medidor de combustible marca Kent.

Conexión de la línea de retorno. El retorno de combustible de la bomba de inyección al depósito, se desconectó en el tanque y se conectó en el filtro de combustible, el cual se encuentra adelante del medidor de combustible, para evitar la medición repetida del combustible (Figura 6.24).



Retorno conectado al tanque.

Retorno conectado al filtro.

Figura 6.24 Conexión de la línea de retorno de la bomba de inyección al depósito.

6.2.7 Distribución de la parcela para medir los índices de trabajo.

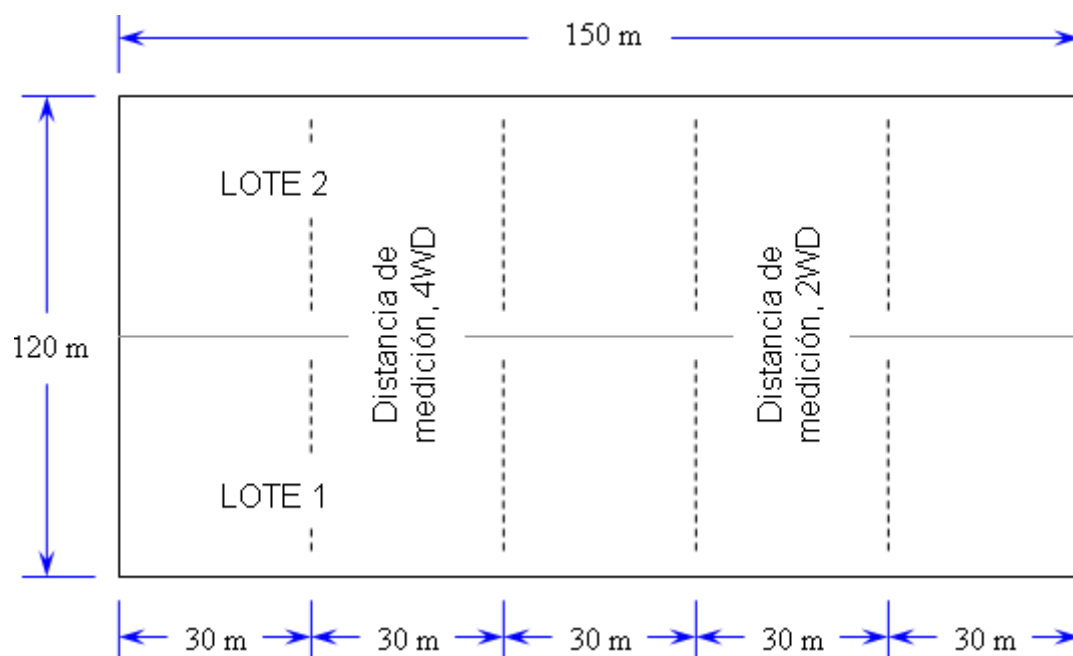


Figura 6.25 Arreglo para el trayecto de medición y el cambio de configuración.

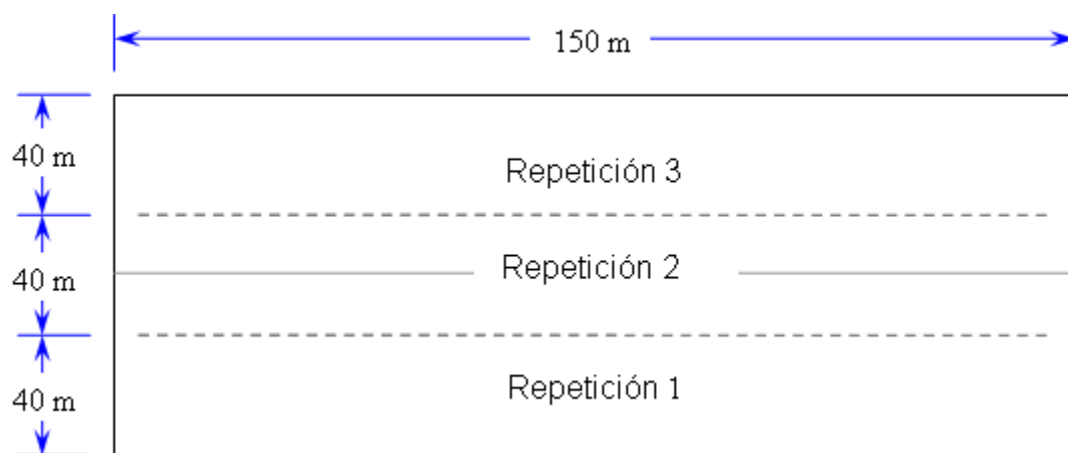


Figura 6.26 Arreglo para realizar las repeticiones.

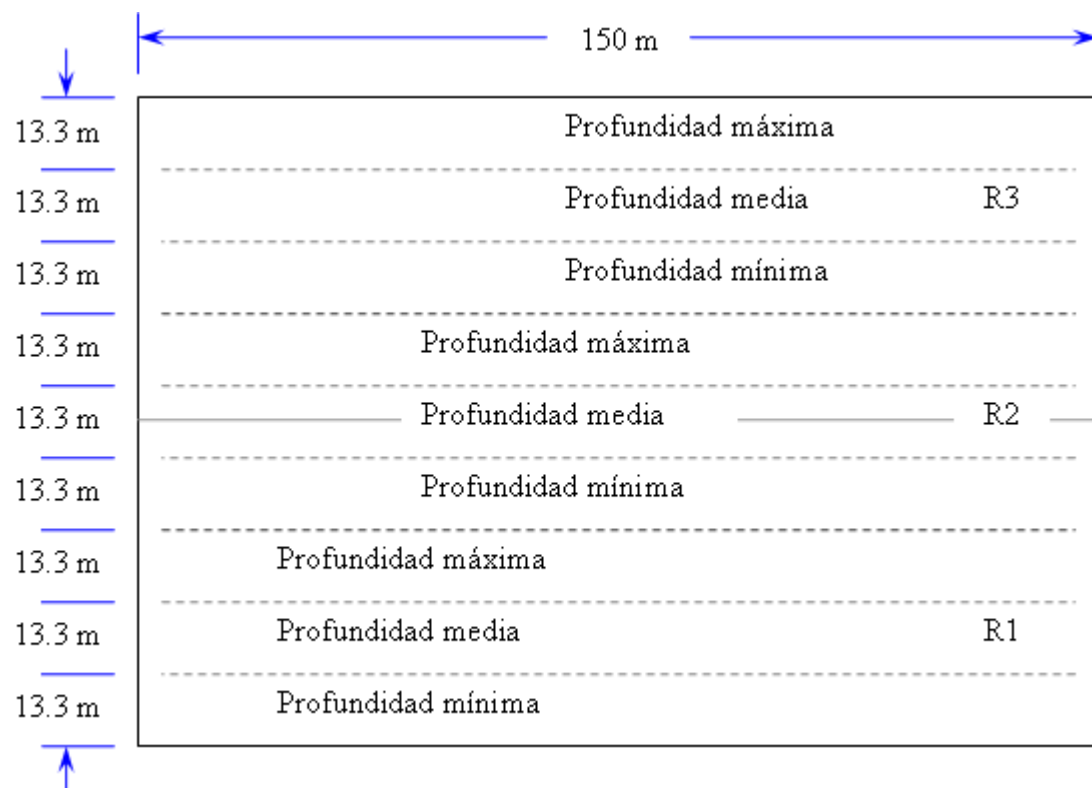


Figura 6.27 Arreglo para cambiar la profundidad en cada repetición.

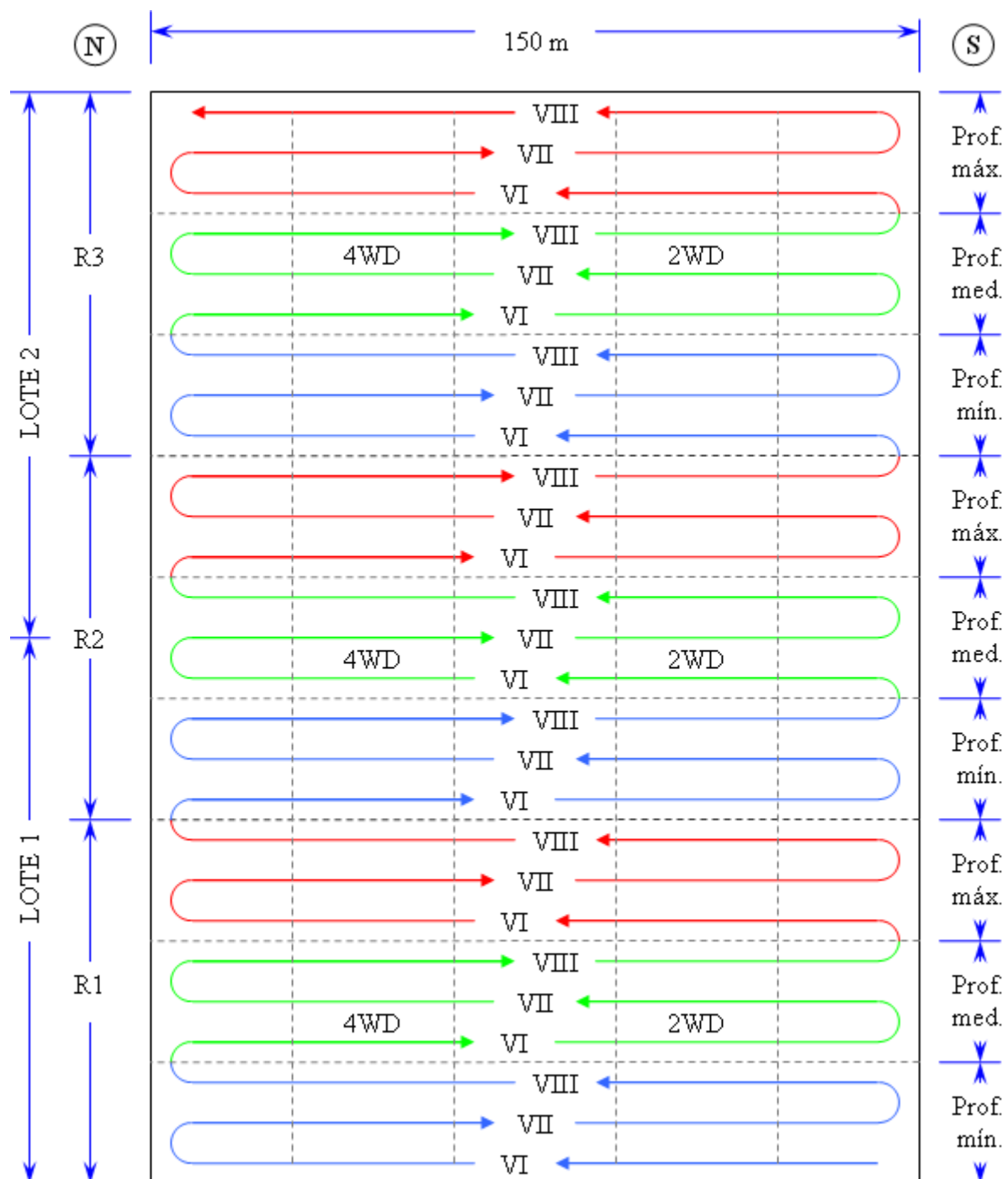


Figura 6.28 Arreglo para cambiar la transmisión, la configuración y la profundidad.

PROCEDIMIENTO PARA LA MEDICIÓN DE LOS ÍNDICES DE TRABAJO

El procedimiento de medición es el siguiente:

1. Trazo de líneas paralelas transversales al avance cada 30 m, para el inicio y término de las mediciones (Figura 6.25).
2. Fijación del perno en la barra de regulación de la rastra, en la posición correspondiente a la profundidad mínima.
3. Encendido del motor con la transmisión en la posición 1a baja.
4. Colocación de la palanca de conexión-desconexión del eje delantero en la posición desconectada (2WD).
5. Arranque del tractor y abertura total del gobernador.
6. Ascenso de las ruedas de la rastra para que los discos profundicen en el suelo del terreno al nivel indicado.
7. **Registro de la fuerza de tracción y revoluciones de las ruedas.**
 - Al tocar la rueda delantera la primera línea de medición, se oprime RESET en el circuito acondicionador de señales y RUN en la interfaz gráfica de adquisición de datos.
 - Al tocar la rueda delantera la segunda línea de medición, se oprime STOP en el circuito acondicionador de señales, no es necesario hacerlo en la interfaz gráfica de adquisición de datos. Para las revoluciones de las ruedas se genera un archivo con los pulsos de los cinco encoders. Para la fuerza de tracción a la barra de tiro se generan dos archivos, uno con la carga y otro con el voltaje de la celda de carga.

8. Registro del tiempo.

- El conteo del tiempo en el cronómetro inició al tocar la rueda delantera la primera línea de medición y terminó al tocar la rueda delantera la segunda línea de medición. El tiempo se registró manualmente en una hoja de campo.

9. Registro del consumo de combustible.

- Para el consumo de combustible, se registraron manualmente en la hoja de campo, las posiciones de la aguja indicadora en la carátula del medidor de combustible cuando la rueda delantera tocó las dos líneas de medición.

10. Colocación de la palanca de conexión-desconexión del eje delantero en la posición conectada (4WD).

11. Repetir de 5 a 9.

12. Descender las ruedas de la rastra para que los discos se eleven y dar vuelta.

13. Repetir de 4 a 12 para las posiciones 2a y 3a de la transmisión.

14. Repetir de 3 a 13 para las posiciones del perno en la barra de regulación de la rastra, correspondientes a las profundidades media y máxima.

Nota. En los trayectos de regreso (hacia el sur, Figura 6.28), invertir 4 y 10.

7. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIONES

A partir de las tres mediciones realizadas en campo y sus cálculos estadísticos, los índices de trabajo son presentados en la Tabla 7.1.

Tabla 7.1 Índices de trabajo obtenidos en campo (valor promedio).

Configuración del tractor	Profundidad de trabajo	Régimen de velocidad	Patinaje de ruedas traseras	Consumo de combustible	Velocidad de avance	Fuerza de tracción	Potencia de tracción	Capacidad teórica de campo
	cm		%	L h ⁻¹	km h ⁻¹	kN	kW	ha h ⁻¹
2WD	5	I	6.35	6.38	1.85	4.16	2.14	0.43
		II	9.62	7.16	2.95	4.52	3.71	0.68
		III	12.13	8.38	4.60	5.08	6.49	1.07
	10	I	12.05	7.18	1.65	9.01	4.13	0.38
		II	15.11	8.78	2.55	9.50	6.73	0.59
		III	18.75	11.05	4.09	10.35	11.76	0.95
	15	I	38.91	9.18	1.16	13.14	4.23	0.27
		II	42.80	10.89	1.68	13.59	6.34	0.39
		III	45.76	13.16	2.92	14.68	11.91	0.68
4WD	5	I	8.98	7.70	1.75	4.01	1.95	0.41
		II	11.86	8.47	2.85	4.37	3.46	0.66
		III	13.36	10.35	4.40	4.88	5.97	1.02
	10	I	10.32	7.95	1.77	9.19	4.52	0.41
		II	12.17	8.98	2.77	9.74	7.50	0.64
		III	13.98	10.71	4.33	10.61	12.76	1.00
	15	I	11.78	8.32	1.44	13.50	5.40	0.33
		II	12.57	9.47	2.68	14.60	10.87	0.62
		III	14.74	11.19	4.24	15.98	18.82	0.98

Patinaje de las ruedas traseras

En las tres posiciones de la transmisión para cada nivel de profundidad en los esquemas 2WD y 4WD del tractor, es mostrado el comportamiento del patinaje de las ruedas traseras en función de la fuerza de tracción (Gráfico 4), de la profundidad de trabajo de la rastra (Gráfico 5) y al conectar el eje delantero (Gráfico 6).

Estando el tractor en su versión 2WD, el patinaje de las ruedas traseras incrementa a medida que la fuerza de tracción y la profundidad de trabajo de la rastra incrementan hasta 46 % (Gráficos 4 y 5). Este comportamiento corresponde a los de mostrados en sus investigaciones de ASAE (2006) y de Chudakov (1977).

El equilibrio (igualdad) del patinaje en las dos configuraciones del tractor ocurre a una fuerza de tracción de 8.0, 8.3 y 8.4 kN, para una profundidad de trabajo de 7.7, 8.7 y 9.3 cm y posición de la transmisión III, II y I, respectivamente.

Al conectar el eje delantero, el patinaje de las ruedas traseras incrementa cuando la fuerza de tracción a la barra de tiro y la profundidad de trabajo son menor de punto de equilibrio y disminuye a medida que aumenta la fuerza de tracción y la profundidad de trabajo son mayores que un punto de equilibrio (Gráfico 4 y 5).

En promedio, el patinaje de las ruedas traseras del tractor en su versión 4WD aumentó 21% a los 5 cm de profundidad, y disminuyó 25.9 y más del 100% a los 10 y 15 cm de profundidad, respectivamente (Gráfico 6).

Esto se puede explicar por la cinemática de la transmisión entre los ejes trasero y delantero, que depende de los radios de las ruedas cuales en su vez dependen de las cargas verticales que se cambian cuando hay variación de la fuerza traccional. La diferencia de patinaje (Tabla 7.2) para profundidad de 5 cm es en promedio 2.42% que se debe a la aparición de un momento parásito entre ejes.

Tabla 7.2 Diferencia de patinaje.

Transmisión	Patinaje %, 2WD	Patinaje %, 4WD	Diferencia
I	6.35	8.98	2.63
II	9.62	11.86	2.24
III	12.13	14.74	2.61

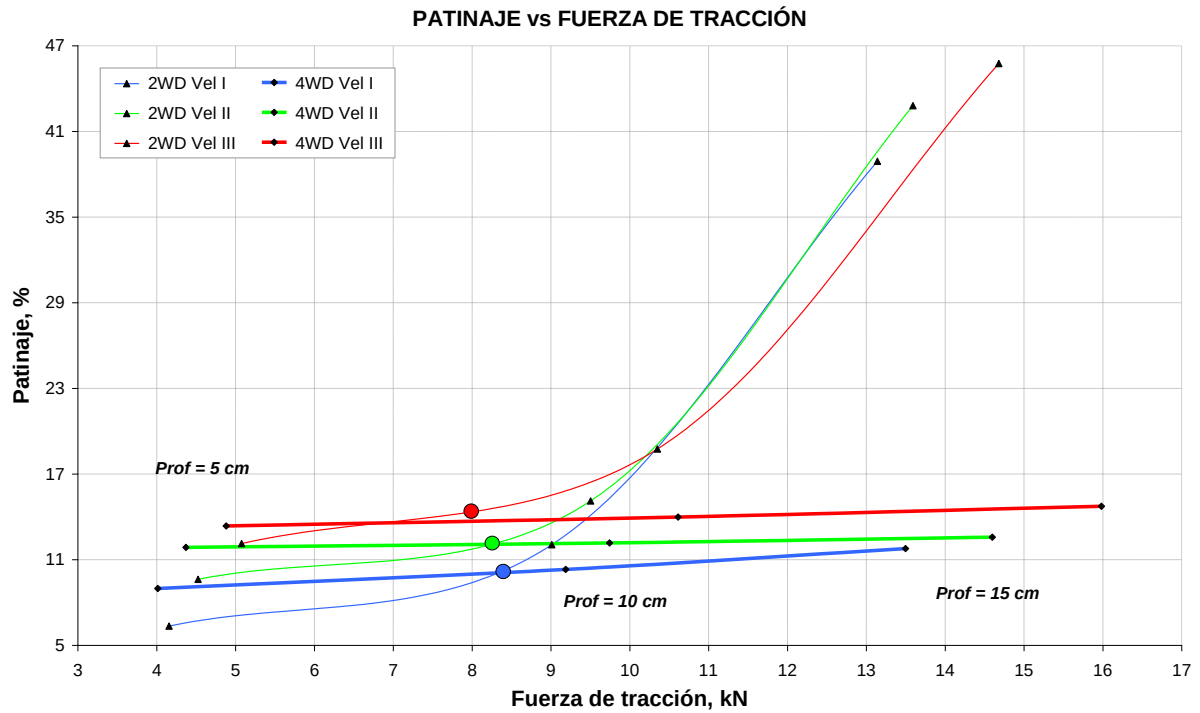


Gráfico 4 Patinaje de las ruedas traseras en función de la fuerza de tracción.

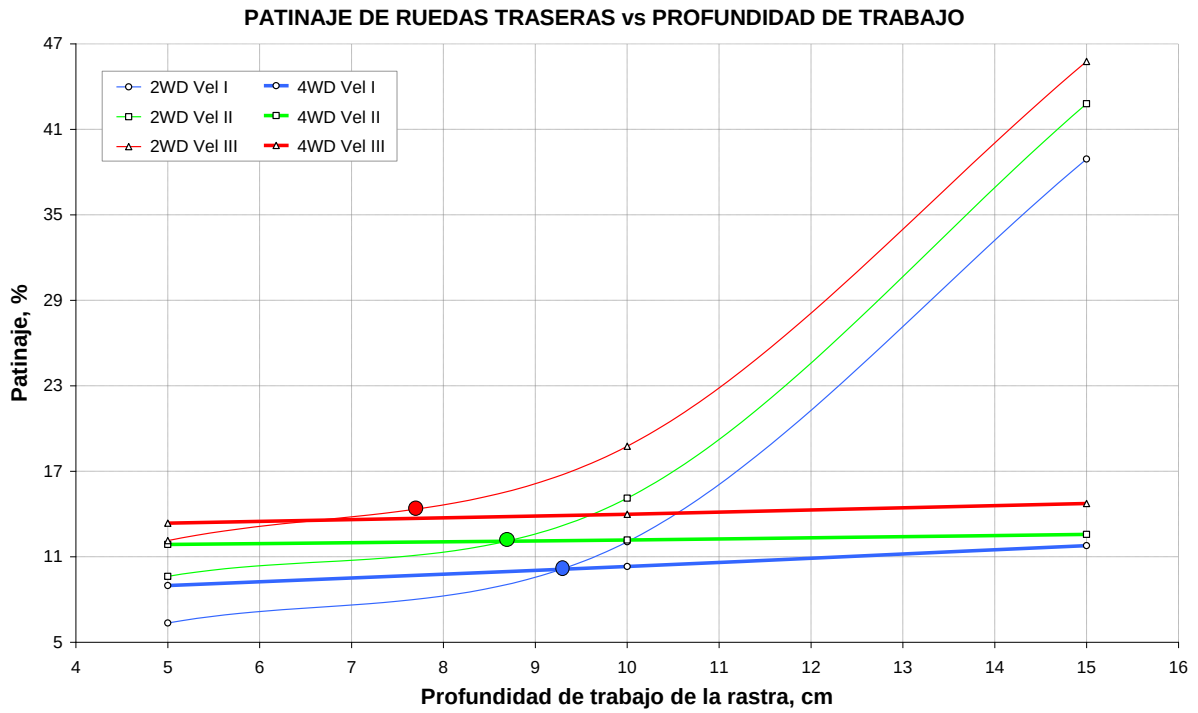


Gráfico 5 Patinaje de las ruedas traseras en función de la profundidad de trabajo.

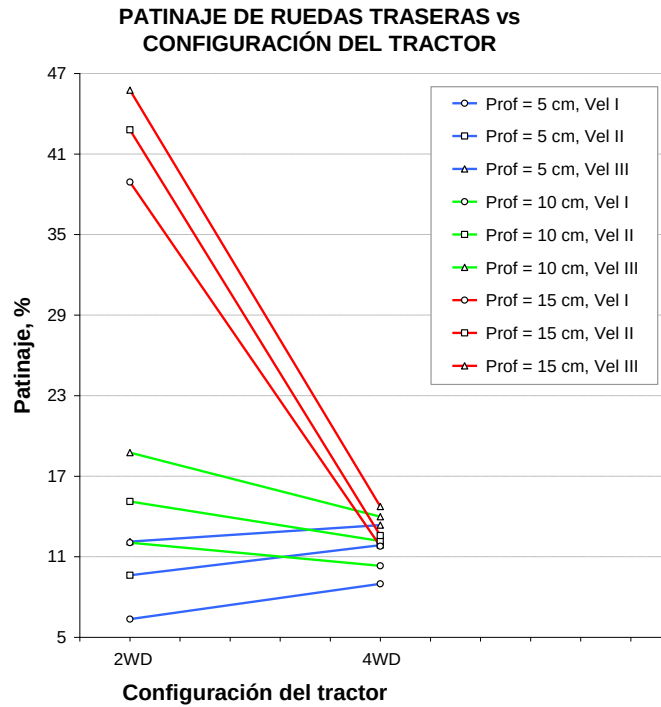


Gráfico 6 Patinaje de las ruedas traseras en función de la configuración del tractor.

Fuerza de tracción a la barra de tiro

En las tres posiciones de la transmisión para cada nivel de profundidad en los esquemas 2WD y 4WD del tractor, es mostrado el comportamiento de la fuerza de tracción en función de la profundidad de trabajo de la rastra (Gráfico 7), de la velocidad de avance (Gráfico 8) y al conectar el eje delantero (Gráfico 9).

La fuerza de tracción incrementa proporcionalmente a medida que la velocidad de avance y la profundidad de trabajo de la rastra incrementan. Así, al aumentar la profundidad de 5 a 15 cm la fuerza aumentó de 4.5 ± 0.5 kN a 14.5 ± 1.5 kN (Gráfico 7), y al incrementar la velocidad de la I a la III la fuerza incrementa en hasta 20 % (Gráfico 8). Esto corresponda a la ecuación de ASAE (2006).

Al conectar el eje delantero, la fuerza de tracción disminuye en un 4% para profundidad de 5 cm, y aumenta de 2 al 8.8% a medida que la profundidad de trabajo incrementa a 10 y 15 cm respectivamente (Tabla 7.3).

Tabla 7.3 Diferencia de fuerza de tracción.

Profundidad	Transmisión	2WD, kN	4WD, kN	%
5 cm	I	4.16	4.01	3.6
	II	4.52	4.37	3.3
	III	5.08	4.88	3.9
10 cm	I	9.01	9.19	2
	II	9.50	9.74	2.5
	III	10.35	10.61	2.5
15 cm	I	13.14	13.50	2.7
	II	13.59	14.60	7.4
	III	14.68	15.98	8.8

El equilibrio de la fuerza de tracción en las dos configuraciones del tractor ocurre a una fuerza de tracción de de 6.3, 7.25 y 8.11 kN, para una profundidad de trabajo 7.2, 7.7 y 7.85 cm, y posición de la transmisión I, II y III, respectivamente.

El tractor desarrolla más fuerza de tracción cuando la profundidad de trabajo es menor al punto de equilibrio en su configuración 2WD y mayor al punto de equilibrio en su esquema 4WD para la misma profundidad de trabajo

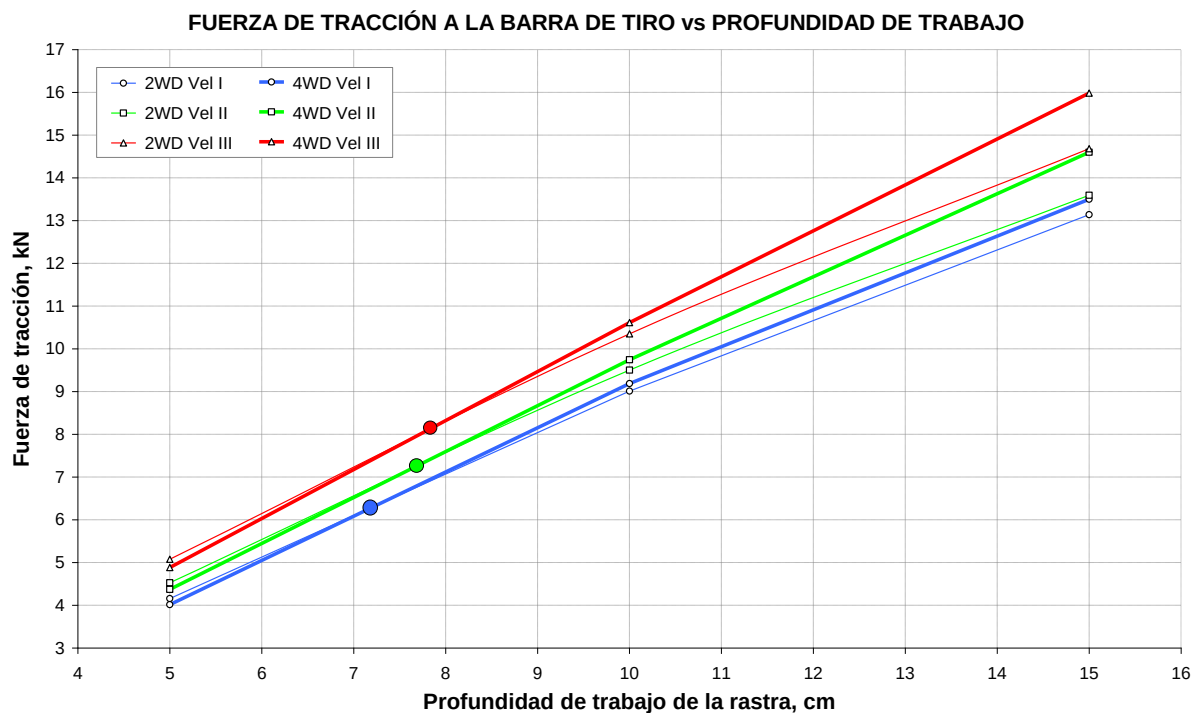


Gráfico 7 Fuerza de tracción en función de la profundidad de trabajo.

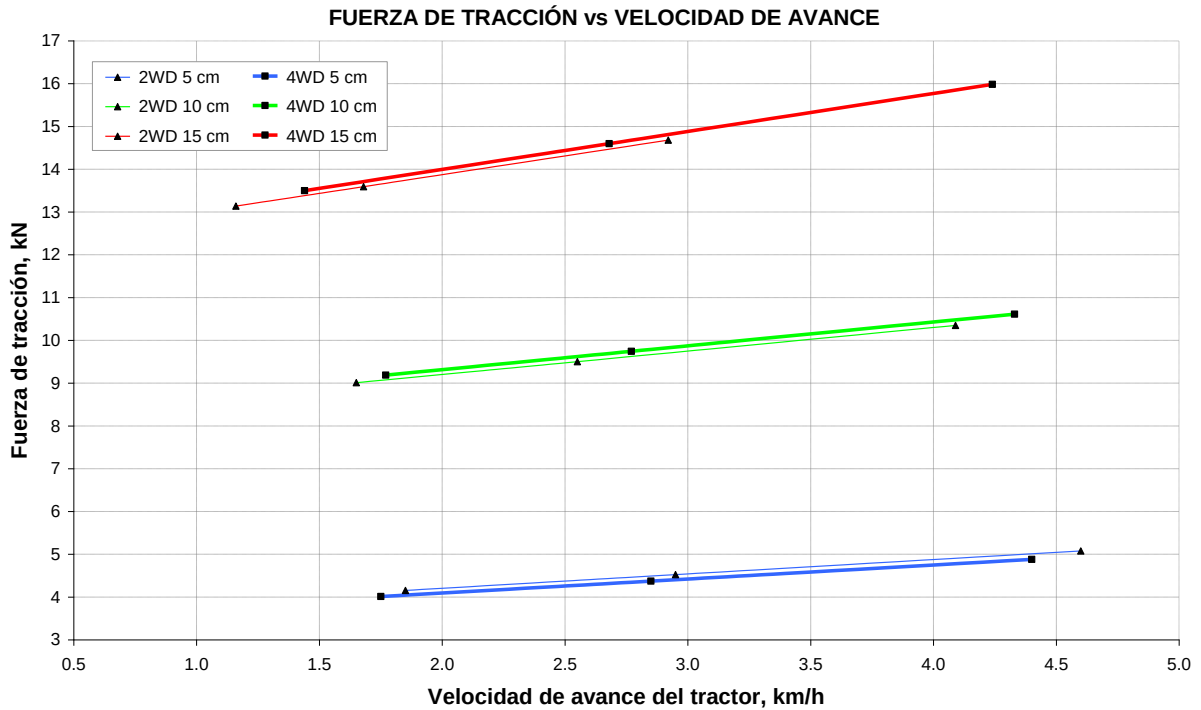


Gráfico 8 Fuerza de tracción en función de la velocidad de avance.

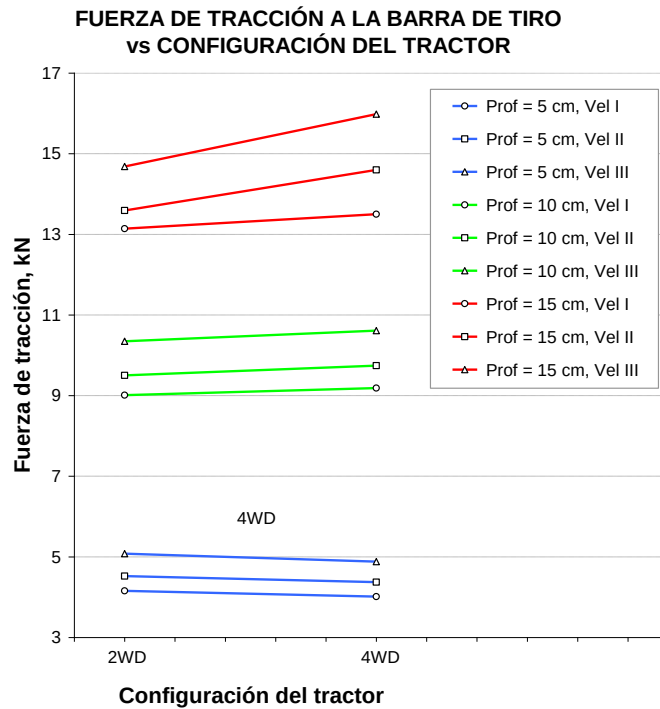


Gráfico 9 Fuerza de tracción en función de la configuración del tractor.

Consumo de combustible

En las tres posiciones de la transmisión para cada nivel de profundidad en los esquemas 2WD y 4WD del tractor, es mostrado el comportamiento del consumo de combustible en función de la fuerza de tracción (Gráfico 10), de la profundidad de trabajo de la rastra (Gráfico 11) y al conectar el eje delantero (Gráfico 12).

El consumo de combustible incrementa a medida que la fuerza de tracción y la profundidad de trabajo de la rastra incrementan.

El equilibrio del consumo de combustible en las dos configuraciones del tractor ocurre a una fuerza de tracción de 9.5, 10 y 11.1 kN, para una profundidad de trabajo de 9.2, 10.8 y 12.6 cm, y posición de la transmisión III, II y I, respectivamente.

Al conectar el eje delantero, el consumo de combustible incrementa cuando la fuerza de tracción y el nivel de profundidad son menor de los puntos de equilibrio y disminuye a medida que estos parámetros son mayor de los puntos de equilibrio, es decir, el tractor consume menos combustible hasta 17% en su configuración 2WD cuando la profundidad de trabajo y la fuerza de tracción son menores a los valores de equilibrio y en su configuración 4WD hasta 15% cuando estos valores son mayores a los valores de equilibrio (Tabla 7.4).

En promedio, el consumo de combustible del tractor en su versión 4WD incrementó 17.3 y 2.3% a los 5 y 10 cm de profundidad, respectivamente; y disminuyó 14.7% a los 15 cm de profundidad.

Tabla 7.4 Reducción de consumo de combustible.

Profundidad	Transmisión	2WD, L h ⁻¹	4WD, L h ⁻¹	%
5 cm	I	6.38	7.70	17
	II	7.16	8.47	15
	III	8.38	10.35	19
10 cm	I	7.18	7.95	9
	II	8.78	8.98	2
	III	11.05	10.71	3
15 cm	I	9.18	8.32	9
	II	10.89	9.47	13
	III	13.16	11.19	15

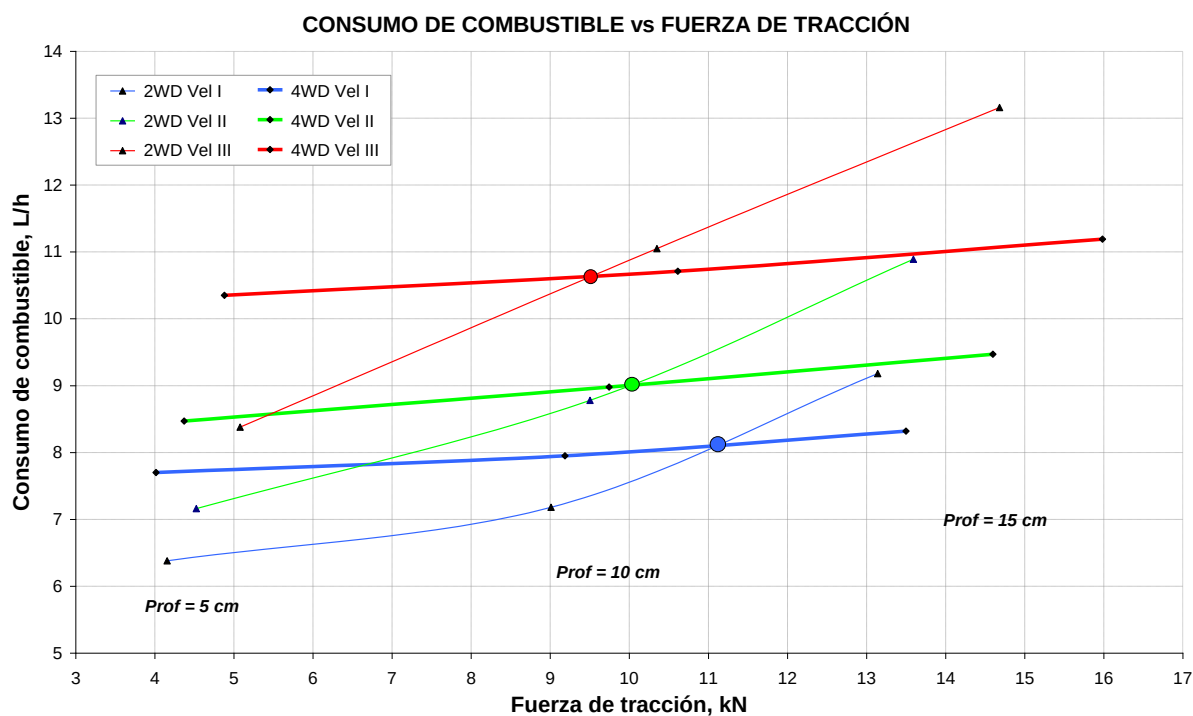


Gráfico 10 Consumo de combustible en función de la fuerza de tracción.

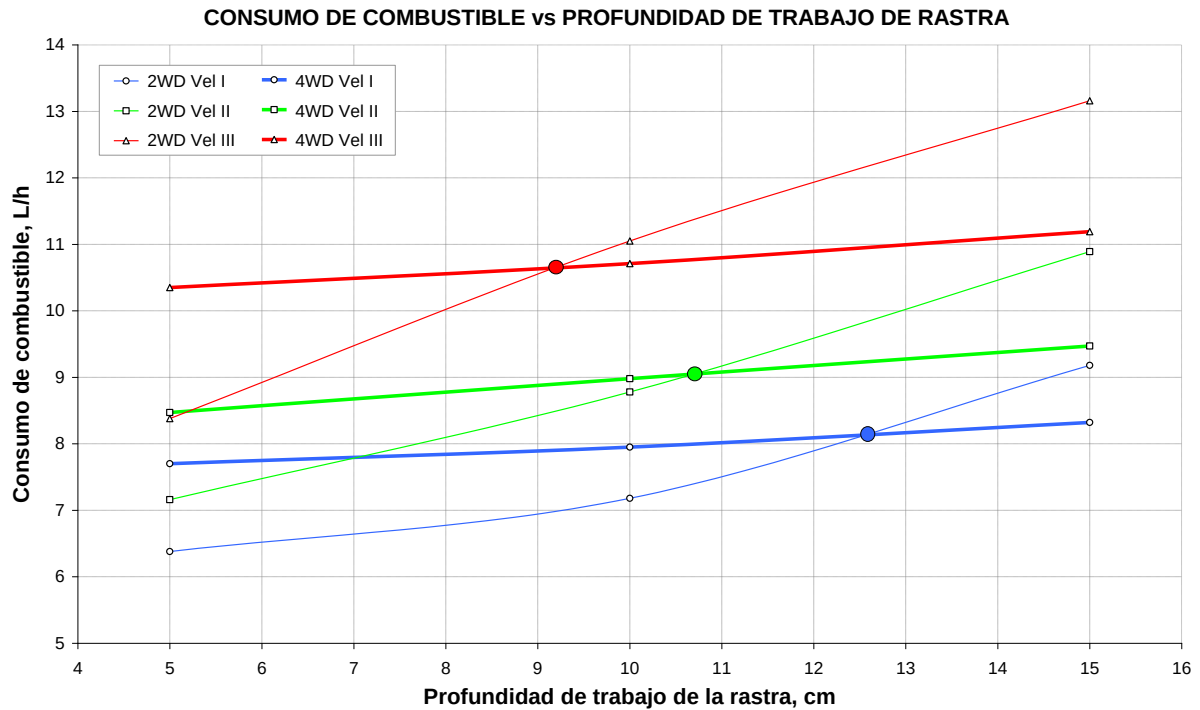


Gráfico 11 Consumo de combustible en función de la profundidad de trabajo.

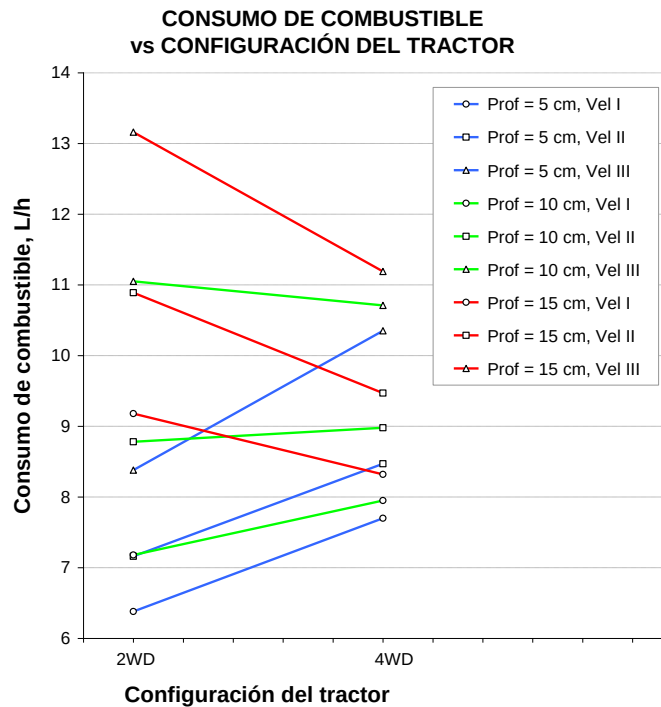


Gráfico 12 Consumo de combustible en función de la configuración del tractor.

Velocidad de avance y capacidad de campo teórica.

En las tres posiciones de la transmisión para cada nivel de profundidad en los esquemas 2WD y 4WD del tractor, es mostrado el comportamiento de la velocidad de avance real y la capacidad de campo teórica en función de la fuerza de tracción (Gráfico 13), de la profundidad de trabajo de la rastra (Gráfico 14) y al conectar el eje delantero (Gráfico 15).

La velocidad de avance y capacidad de campo teórica disminuye a medida que la fuerza de tracción y la profundidad de trabajo de la rastra incrementan.

Al conectar el eje delantero, la velocidad de avance real y la capacidad de campo teórica disminuyen como consecuencia del incremento del patinaje de las ruedas traseras a profundidades bajas de trabajo e incrementa a medida que aumenta la profundidad de trabajo.

El equilibrio de la velocidad de avance real y capacidad de campo teórica en las dos configuraciones del tractor ocurre a una fuerza de tracción de 6.3, 6.5 y 8.1 kN, para una profundidad de trabajo de 7.2, 6.9 y 7.8 cm, y posición de la transmisión I, II y III, respectivamente.

En promedio, la velocidad de avance real y capacidad de campo teórica del tractor en su versión 4WD disminuyó 4.4% a los 5 cm de profundidad e incrementó 6.5 y 31.1% a los 10 y 15 cm de profundidad, respectivamente.

Como la capacidad teórica de campo es proporcional a la velocidad de avance, el tractor es más productivo cuando la fuerza de tracción requerida es menor de los puntos de equilibrio en su versión 2WD y mayor de los puntos de equilibrio en su esquema 4WD.

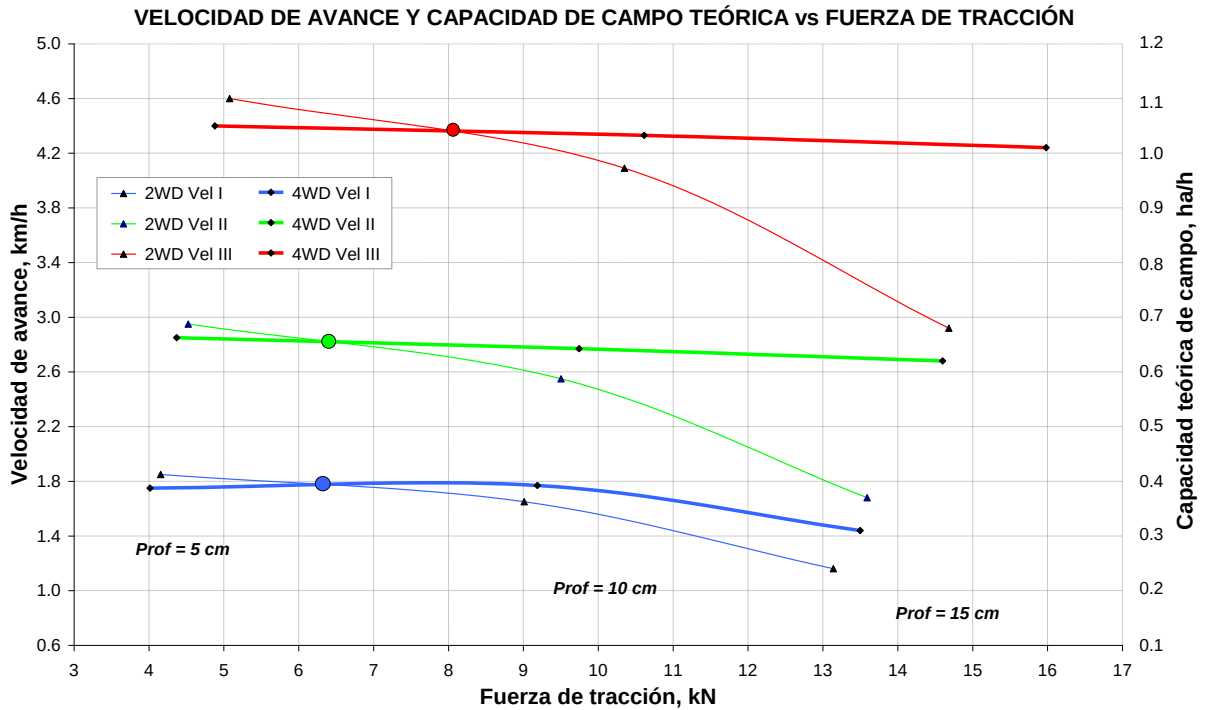


Gráfico 13 Velocidad de avance y capacidad de campo teórica en función de la fuerza de tracción.

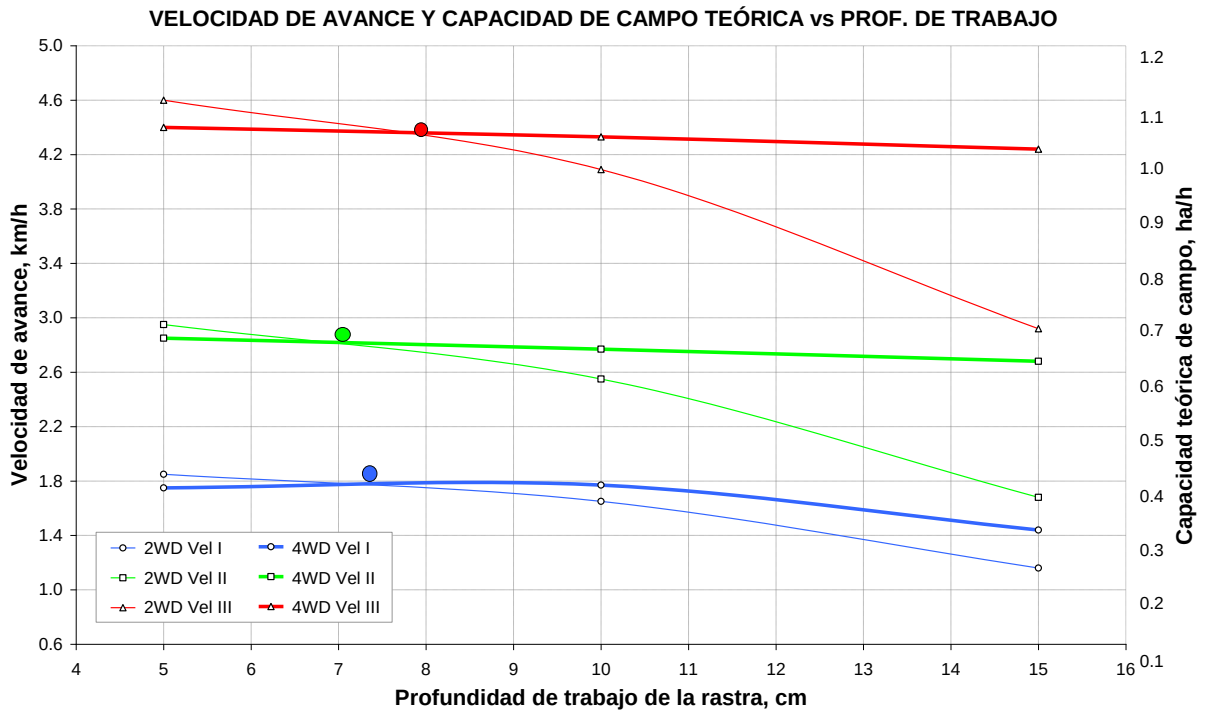


Gráfico 14 Velocidad de avance y capacidad de campo teórica en función de la profundidad de trabajo.

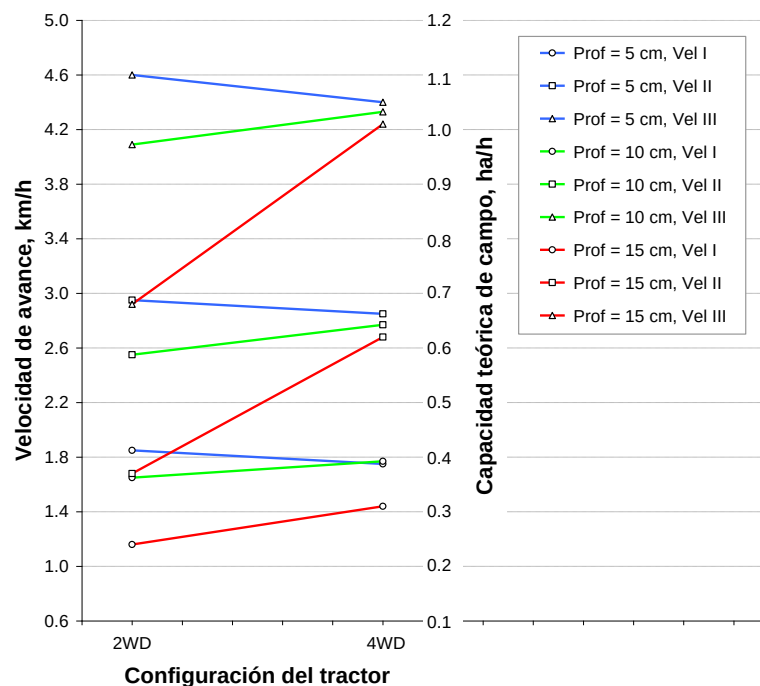


Gráfico 15 Velocidad de avance y capacidad de campo teórica en función de la configuración del tractor.

Potencia de tracción

En las tres posiciones de la transmisión para cada nivel de profundidad en los esquemas 2WD y 4WD del tractor, es mostrado el comportamiento de la potencia de tracción en función de la fuerza de tracción (Gráfico 16), de la profundidad de trabajo de la rastra (Gráfico 17) y al conectar el eje delantero (Gráfico 18).

La potencia de tracción disminuye a medida que la fuerza de tracción y la profundidad de trabajo de la rastra incrementan.

Al conectar el eje delantero, la potencia de tracción disminuye como consecuencia de la reducción de la velocidad de avance debida a su vez por el incremento del patinaje de las ruedas traseras cuando la profundidad de trabajo es menor de 6 cm, e incrementa a medida que aumenta la profundidad de trabajo.

El equilibrio de la potencia de tracción en las dos configuraciones del tractor ocurre a una fuerza de tracción de 5.7, 6.3 y 8.0 kN, para una profundidad de trabajo de 6.7, 6.9 y 7.7 cm, y posición de la transmisión I, II y III, respectivamente.

En promedio, la potencia de tracción del tractor en su versión 4WD disminuyó 8.4% a los 5 cm de profundidad e incrementó 8.7 y 35.9% a los 10 y 15 cm de profundidad, respectivamente.

El tractor desarrolla mas potencia de tracción cuando la fuerza de tracción y la profundidad de trabajo son menores a los puntos de equilibrio en su versión 2WD y mayores a los puntos de equilibrio en su esquema 4WD.

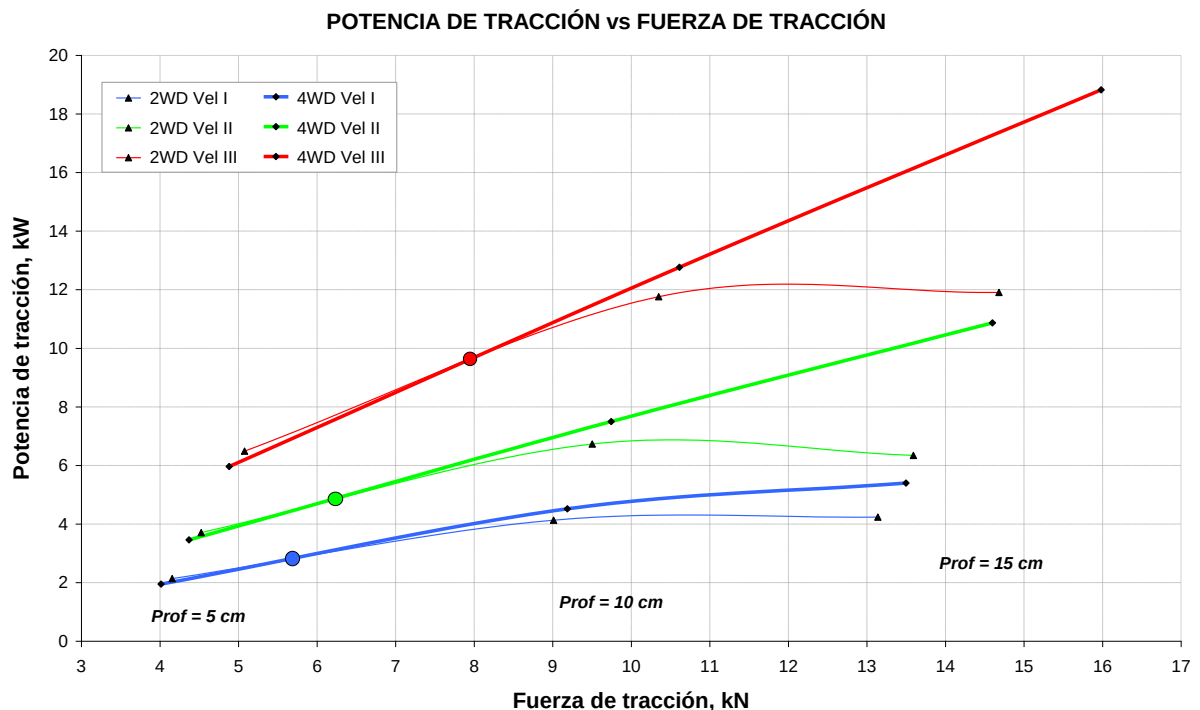


Gráfico 16 Potencia de tracción en función de la fuerza de tracción.

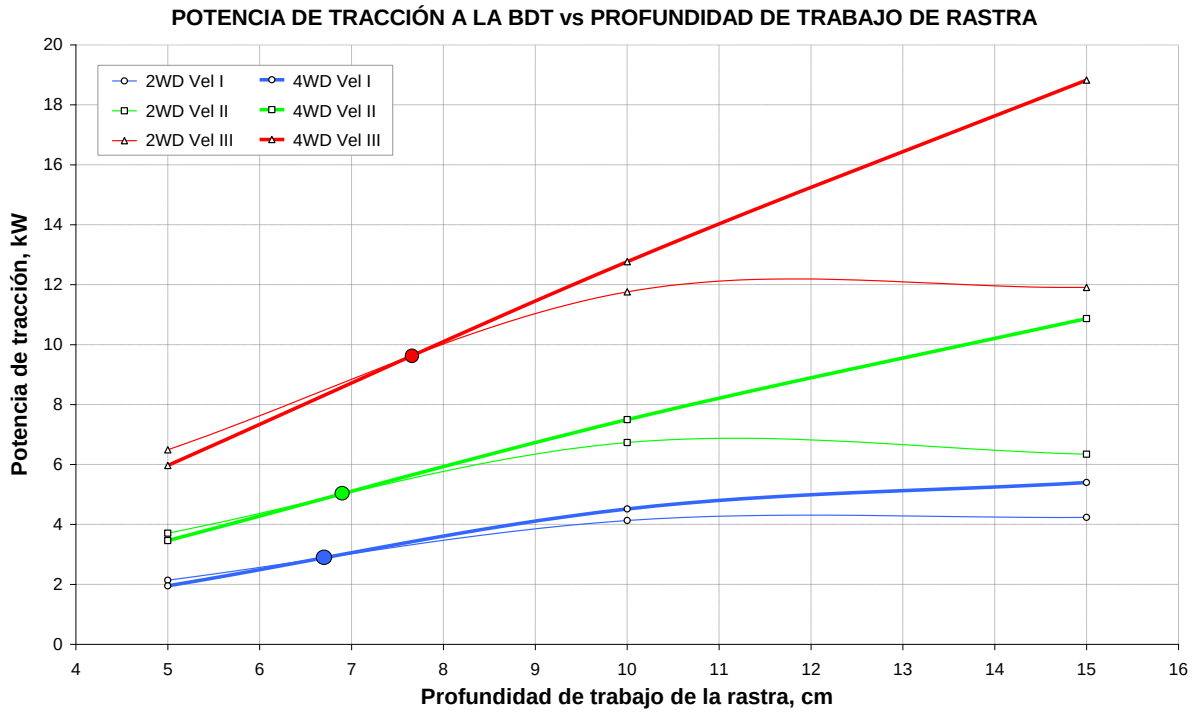


Gráfico 17 Potencia de tracción en función de la profundidad de trabajo.

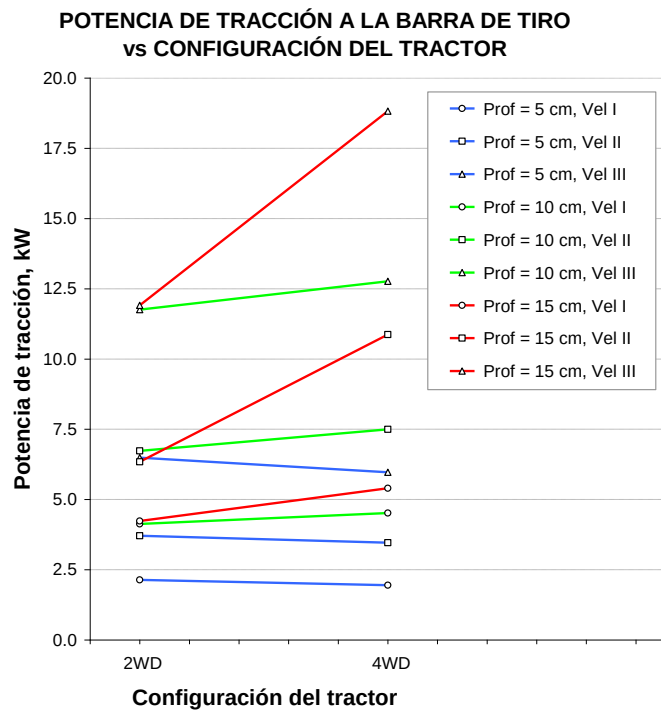


Gráfico 18 Potencia de tracción en función de la configuración del tractor.

Tabla 7.5 Fuerza y potencia de tracción que demanda la rastra de discos (medida vs calculada con Ecuación 5.37).

Profundidad de trabajo	Régimen de velocidad	Velocidad de avance	Fuerza de tracción			Potencia de tracción		
			Obtenida	Labranza 1a (Ec. ASAE)	Labranza 2a (Ec. ASAE)	Obtenida	Labranza 1a (Ec. ASAE)	Labranza 2a (Ec. ASAE)
cm		km h ⁻¹	kN	kN	kN	kW	kW	kW
Tracción en las ruedas traseras (2WD)								
5	I	1.85	4.16	4.49	3.13	2.14	2.18	1.52
	II	2.95	4.52	4.72	3.30	3.71	3.74	2.61
	III	4.60	5.08	5.05	3.53	6.49	6.18	4.31
10	I	1.65	9.01	8.94	6.24	4.13	4.10	2.86
	II	2.55	9.50	9.32	6.51	6.73	6.60	4.61
	III	4.09	10.35	9.97	6.97	11.76	11.33	7.91
15	I	1.16	13.14	13.09	9.14	4.23	4.22	2.94
	II	1.68	13.59	13.42	9.37	6.34	6.26	4.37
	III	2.92	14.68	14.21	9.93	11.91	11.53	8.05
Tracción en las cuatro ruedas (4WD)								
5	I	1.75	4.01	4.51	3.15	1.95	2.32	1.62
	II	2.85	4.37	4.74	3.31	3.46	3.89	2.71
	III	4.40	4.88	5.09	3.56	5.97	6.51	4.55
10	I	1.77	9.19	8.99	6.27	4.52	4.42	3.08
	II	2.77	9.74	9.41	6.57	7.50	7.24	5.06
	III	4.33	10.61	10.08	7.04	12.76	12.12	8.47
15	I	1.44	13.50	13.27	9.26	5.40	5.31	3.71
	II	2.68	14.60	14.06	9.82	10.87	10.47	7.31
	III	4.24	15.98	15.06	10.52	18.82	17.73	12.39

8. CONCLUSIONES

Se determinaron los índices de trabajo que presenta el tractor MF-592T en sus esquemas 4WD y 2WD al trabajar con una rastra de discos de tiro excéntrico, en tres niveles de profundidad y tres posiciones en la transmisión.

Existen puntos de equilibrio de cada índice de trabajo (fuerza de tracción, consumo de combustible, velocidad de avance y patinaje) en las configuraciones 2WD y 4WD del tractor.

El tractor presenta mejor desempeño cuando los índices de trabajo son menores a los puntos de equilibrio, en su configuración 2WD.

El tractor presenta mejor desempeño cuando los índices de trabajo son mayores a los puntos de equilibrio, en su configuración 4WD

El tractor en su configuración 2WD, es ideal para realizar actividades agrícolas que experimentan índices de trabajo menores a los puntos de equilibrio, tales como trasladarse al campo de trabajo, accionar sembradoras, desvaradoras, remolques con ruedas.

El tractor en su configuración 4WD, puede realizar actividades agrícolas que experimentan índices de trabajo mayores a los puntos de equilibrio, tales como la remoción del suelo a altas profundidades, accionar arados, estercoladoras, aspersores, remolques grandes, entre otros.

La instrumentación para determinar el patinaje de las ruedas, permite realizar muchas repeticiones de forma fácil y precisa, ya que se evitan los errores humanos y lo complicado que implica para las personas trasladarse, marcar el terreno y cuantificar las revoluciones de las ruedas.

Los instrumentación para determinar la fuerza de tracción permite conocer los requerimientos de fuerza que demanda los implementos agrícolas, de forma fácil y precisa. Los valores obtenidos fueron confiables, ya que al comparar la fuerza medida con la calculada a partir de la ecuación de fuerza de tracción de ASAE, los valores medidos se sitúan entre los valores calculados para labranza primaria y secundaria.

9. RECOMENDACIONES

Para mejorar la caracterización del comportamiento de los índices de trabajo, es recomendable incrementar los niveles de profundidad y las posiciones de la transmisión. Lo que permite encontrar los puntos para cambiar la configuración con más exactitud.

Utilizar otros tipos de implementos y diferentes tipos de engancha, como sembradoras, cultivadores, fertilizadoras, arados, aspersores, etc.

Para aumentar el conocimiento, es recomendable medir la frecuencia de rotación del motor y determinar el coeficiente cinemático para diferentes cargas verticales y lo referente a transferencia de masa dinámica cuando el tractor experimenta diferentes fuerzas de tracción.

10. BIBLIOGRAFÍA

1. ASAE D497.5. 2006. Agricultural machinery management data. American Society of Agricultural and Biological Engineers. ASAE Data. St. Joseph, MI. ESTADOS UNIDOS.

2. ASAE EP496.3. 2006. Agricultural machinery management. American Society of Agricultural and Biological Engineers. ASAE Engineering Practice. St. Joseph, MI. ESTADOS UNIDOS.
3. ASAE EP542. 1999. Procedures for using and reporting data obtained with the soil cone penetrometer. American Society of Agricultural and Biological Engineers. ASAE Engineering Practice. St. Joseph, MI. ESTADOS UNIDOS.
4. ASAE S296.5. 2009. General terminology for traction of agricultural traction and transport devices and vehicles. American Society of Agricultural and Biological Engineers. ASAE Standard. St. Joseph, MI. ESTADOS UNIDOS.
5. ASAE S313.3, 2004. Soil cone penetrometer. American Society of Agricultural and Biological Engineers. ASAE Standard. St. Joseph, MI. ESTADOS UNIDOS.
6. OECD. 2009. Code 2: Standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. Organisation for Economic Co-operation and Development. París, FRANCIA.
7. Besselink B.C. 2005. Tractive performance of integrated steering-drive systems, University of South Australia, Adelaide, AUSTRALIA.
8. Buckingham F. 1984. Fundamentos del funcionamiento de la maquinaria (FMO). Serie Cultivo. Deere & Company. Moline, Illinois. ESTADOS UNIDOS.
9. Cadena Z.M. Gaytan M.T. Zermeño G.A. 2004. Desempeño de implementos de labranza en términos de consumo de energía y calidad de trabajo. En Nueva Época, Año 1, Vol. 1, No. 3. MÉXICO.
10. Cadena Z.M., Campos M.S., Narro F.E. y Gaytan M.T. 2003. Predicción del tiempo oportuno para planear y operar sistemas de labranza. En Terra Vol. 21: 545-549. MÉXICO.

11. Catalan Mogorron Heliodoro. 1995. Análisis del comportamiento en tracción de tractores agrícolas de simple y doble tracción: Comparación entre resultados experimentales y teorías de predicción. Madrid ESPAÑA.
12. D. A. Chudakov. 1977, Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles. Editorial Mir Moscú, URSS.
13. AGCO. 2004. Fendt 800 Vario TMS. Marktoberdorf. ALEMANIA.
14. Goering Carroll E. and Allen C. Hansen. 2004. Engine and tractor power. 4th Edition. American Society of Agricultural Engineers. ASAE Textbook No. 3. St. Joseph, Michigan. ESTADOS UNIDOS.
15. Goering Carroll E. et al. 2003. Off-Road Vehicle Engineering Principles. American Society of Agricultural Engineers. ASAE Textbook. Michigan. USA.
16. Google. 2009. Google Earth.
17. Macmillan R. H. 2002. The mechanics of tractor - implement performance. International Development Technologies Centre. University of Melbourne, AUSTRALIA.
18. New Holland. 2008. <http://www.newholland.com.mx/Productos/Tractores.htm>. Mayo de 2009. MÉXICO.
19. Ortiz L. H., D. Rossel and J. J. A. Arredondo. 2004. Field performance of animal drawn tillage ploughs in dryland Mexico. Draught Animal News No. 40. Centre for Tropical Veterinary Medicine. University of Edinburgh. SCOTLAND.

20. Paul Michael and Eberhard Wilks. 1989. Driven front axles for agricultural tractors. American Society of Agricultural Engineers. ASAE Distinguished Lecture No. 14. St. Joseph, Michigan. USA.
21. Renius K. T. and R. Resch. 2005. Continuously variable tractor transmissions. American Society of Agricultural Engineers. ASAE Distinguished Lecture No. 29. St. Joseph, Michigan. USA.
22. Saarilahti M. 2002. Soil interaction model. University of Helsinki. Helsinki, FINLAND.
23. Srivatava Ajit K. 2006. Engineering principles of agricultural machines. 2nd Edition. American Society of Agricultural Engineers. ASAE Textbook No. 1. St. Joseph, Michigan. USA.
24. Zebrowski Z. 2006. Modeling of coupling front axis drive in wheeled farmers' tractor. 10th European Conference of International Society for Terrain-Vehicle Systems, New Developments in Off-Road Vehicles and Machinery. 3-6 October, 2006. Budapest, HUNGARY.
25. Zoz Frank M. and Robert D. Grisso. 2003. Traction and tractor performance. American Society of Agricultural Engineers. ASAE Distinguished Lecture No. 27. St. Joseph,

11. ANEXOS

Para el análisis estadístico de los resultados obtenidos en campo, se utilizó un experimento factorial con tres factores con una comparación de medias Tukey en SAS 2008.

Sistema SAS 11:32 Monday, May 11, 2009

Obs	e	p	t	v	f	g	s
1	1	1	1	1.87	4.16	6.35	6.36
2	1	1	1	1.81	4.17	6.31	6.31
3	1	1	1	1.88	4.15	6.49	6.38
4	1	1	2	2.91	4.51	7.06	9.59
5	1	1	2	2.98	4.55	7.02	9.59
6	1	1	2	2.96	4.51	7.41	9.67
7	1	1	3	4.57	5.04	8.30	12.01
8	1	1	3	4.45	5.02	8.30	12.09
9	1	1	3	4.79	5.19	8.55	12.29
10	1	2	1	1.57	8.93	7.12	11.67
11	1	2	1	1.63	8.88	7.23	12.18
12	1	2	1	1.75	9.23	7.19	12.31
13	1	2	2	2.54	9.45	8.71	14.97
14	1	2	2	2.51	9.54	8.75	15.07
15	1	2	2	2.59	9.60	8.89	15.29
16	1	2	3	4.04	10.24	10.99	18.71
17	1	2	3	4.15	10.31	11.08	18.51
18	1	2	3	4.08	10.48	11.09	19.03
19	1	3	1	1.17	12.94	9.07	38.33
20	1	3	1	1.16	13.27	9.21	38.91
21	1	3	1	1.15	13.21	9.26	39.42
22	1	3	2	1.63	13.44	10.72	42.61
23	1	3	2	1.69	13.62	10.93	42.43
24	1	3	2	1.71	13.71	11.03	43.36
25	1	3	3	2.89	14.49	12.83	45.28
26	1	3	3	2.91	14.73	13.21	45.71
27	1	3	3	2.95	14.83	13.43	46.29
28	2	1	1	1.78	3.95	7.67	8.91
29	2	1	1	1.71	4.01	7.87	8.88
30	2	1	1	1.75	4.07	7.56	9.15
31	2	1	2	2.80	4.31	8.31	11.65
32	2	1	2	2.86	4.33	8.47	11.93
33	2	1	2	2.89	4.47	8.62	12.01
34	2	1	3	4.34	4.82	10.18	13.18
35	2	1	3	4.35	4.87	10.41	13.35
36	2	1	3	4.50	4.95	10.47	13.55
37	2	2	1	1.81	9.03	7.87	10.17
38	2	2	1	1.71	9.23	7.93	10.35
39	2	2	1	1.79	9.31	8.05	10.45
40	2	2	2	2.76	9.61	8.88	12.23
41	2	2	2	2.71	9.77	8.95	12.12
42	2	2	2	2.81	9.85	9.10	12.17
43	2	2	3	4.30	10.47	10.64	13.83
44	2	2	3	4.30	10.66	10.65	13.94
45	2	2	3	4.39	10.72	10.85	14.16
46	2	3	1	1.45	13.30	8.41	11.98
47	2	3	1	1.41	13.56	8.38	11.83
48	2	3	1	1.46	13.63	8.16	11.53
49	2	3	2	2.69	14.73	9.52	12.39

Obs	e	p	t	v	f	g	s
50	2	3	2	2.71	14.65	9.48	12.61
51	2	3	2	2.63	14.41	9.42	12.72
52	2	3	3	4.27	15.79	11.06	14.83
53	2	3	3	4.23	15.93	11.18	14.77
54	2	3	3	4.21	16.21	11.33	14.61

Procedimiento GLM

Información del nivel de clase

Clase Niveles Valores

e 2 1 2

p 3 1 2 3

t 3 1 2 3

Número de observaciones 54

Procedimiento GLM

Variable dependiente: v

Fuente	DF	Suma de		F-Valor	Pr > F
		Cuadrado de	la media		
Modelo	17	66.44748148	3.90867538	989.54	<.0001
Error	36	0.14220000	0.00395000		
Total correcto	53	66.58968148			

R-cuadrado	Coef Var	Raiz MSE	v Media
0.997865	2.278362	0.062849	2.758519

Fuente	DF	Cuadrado de		F-Valor	Pr > F
		Tipo I SS	la media		
e	1	1.26960000	1.26960000	321.42	<.0001
p	2	4.87419259	2.43709630	616.99	<.0001
t	2	56.79343704	28.39671852	7189.04	<.0001
e*p	2	2.36017778	1.18008889	298.76	<.0001
e*t	2	0.30893333	0.15446667	39.11	<.0001
p*t	4	0.27625185	0.06906296	17.48	<.0001
e*p*t	4	0.56488889	0.14122222	35.75	<.0001

Fuente	DF	Cuadrado de		F-Valor	Pr > F
		Tipo III SS	la media		

e	1	1.26960000	1.26960000	321.42	<.0001
p	2	4.87419259	2.43709630	616.99	<.0001
t	2	56.79343704	28.39671852	7189.04	<.0001
e*p	2	2.36017778	1.18008889	298.76	<.0001
e*t	2	0.30893333	0.15446667	39.11	<.0001
p*t	4	0.27625185	0.06906296	17.48	<.0001
e*p*t	4	0.56488889	0.14122222	35.75	<.0001

Procedimiento GLM

Variable dependiente: f

Fuente	DF	Suma de cuadrados	Cuadrado de la media	F-Valor	Pr > F
Modelo	17	881.0502593	51.8264858	2930.50	<.0001
Error	36	0.6366667	0.0176852		
Total correcto	53	881.6869259			

R-cuadrado	Coef Var	Raiz MSE	f Media
0.999278	1.400286	0.132986	9.497037

Fuente	DF	Cuadrado de Tipo I SS	Cuadrado de la media	F-Valor	Pr > F
e	1	1.3191407	1.3191407	74.59	<.0001
p	2	855.8820259	427.9410130	24197.7	<.0001
t	2	18.6721370	9.3360685	527.90	<.0001
e*p	2	2.5581593	1.2790796	72.32	<.0001
e*t	2	0.2525593	0.1262796	7.14	0.0024
p*t	4	1.9179630	0.4794907	27.11	<.0001
e*p*t	4	0.4482741	0.1120685	6.34	0.0006

Fuente	DF	Cuadrado de Tipo III SS	Cuadrado de la media	F-Valor	Pr > F
e	1	1.3191407	1.3191407	74.59	<.0001
p	2	855.8820259	427.9410130	24197.7	<.0001
t	2	18.6721370	9.3360685	527.90	<.0001
e*p	2	2.5581593	1.2790796	72.32	<.0001
e*t	2	0.2525593	0.1262796	7.14	0.0024
p*t	4	1.9179630	0.4794907	27.11	<.0001
e*p*t	4	0.4482741	0.1120685	6.34	0.0006

Procedimiento GLM

Variable dependiente: g

Fuente	DF	Suma de cuadrados	Cuadrado de la media	F-Valor	Pr > F
Modelo	17	155.3746537	9.1396855	451.43	<.0001
Error	36	0.7288667	0.0202463		

Total correcto 53 156.1035204

R-cuadrado	Coef Var	Raiz MSE	g Media
0.995331	1.549276	0.142289	9.184259

Fuente	DF	Cuadrado de		F-Valor	Pr > F
		Tipo I SS	la media		
e	1	0.15466852	0.15466852	7.64	0.0089
p	2	47.48552593	23.74276296	1172.70	<.0001
t	2	83.62952593	41.81476296	2065.30	<.0001
e*p	2	19.60490370	9.80245185	484.16	<.0001
e*t	2	0.65321481	0.32660741	16.13	<.0001
p*t	4	2.22671852	0.55667963	27.50	<.0001
e*p*t	4	1.62009630	0.40502407	20.00	<.0001

Fuente	DF	Cuadrado de		F-Valor	Pr > F
		Tipo III SS	la media		
e	1	0.15466852	0.15466852	7.64	0.0089
p	2	47.48552593	23.74276296	1172.70	<.0001
t	2	83.62952593	41.81476296	2065.30	<.0001
e*p	2	19.60490370	9.80245185	484.16	<.0001
e*t	2	0.65321481	0.32660741	16.13	<.0001
p*t	4	2.22671852	0.55667963	27.50	<.0001
e*p*t	4	1.62009630	0.40502407	20.00	<.0001

Procedimiento GLM

Variable dependiente: s

Fuente	DF	Suma de Cuadrado de		F-Valor	Pr > F
		cuadrados	la media		
Modelo	17	7277.946298	428.114488	6073.02	<.0001
Error	36	2.537800	0.070494		
Total correcto	53	7280.484098			

R-cuadrado	Coef Var	Raiz MSE	s Media
0.999651	1.535599	0.265508	17.29019

Fuente	DF	Cuadrado de		F-Valor	Pr > F
		Tipo I SS	la media		
e	1	1401.176017	1401.176017	19876.4	<.0001
p	2	3058.329893	1529.164946	21692.0	<.0001
t	2	230.246248	115.123124	1633.08	<.0001
e*p	2	2565.476744	1282.738372	18196.3	<.0001
e*t	2	17.566033	8.783017	124.59	<.0001
p*t	4	1.246807	0.311702	4.42	0.0052
e*p*t	4	3.904556	0.976139	13.85	<.0001

Fuente	DF	Cuadrado de		F-Valor	Pr > F
		Tipo III SS	la media		
e	1	1401.176017	1401.176017	19876.4	<.0001
p	2	3058.329893	1529.164946	21692.0	<.0001
t	2	230.246248	115.123124	1633.08	<.0001
e*p	2	2565.476744	1282.738372	18196.3	<.0001
e*t	2	17.566033	8.783017	124.59	<.0001
p*t	4	1.246807	0.311702	4.42	0.0052
e*p*t	4	3.904556	0.976139	13.85	<.0001

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para v

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.00395
Valor crítico del rango estudentizado	2.86818
Diferencia significativa mínima	0.0347

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	e
A	2.91185	27	2
B	2.60519	27	1

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para f

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.017685
Valor crítico del rango estudentizado	2.86818
Diferencia significativa mínima	0.0734

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	e
A	9.65333	27	2
B	9.34074	27	1

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para g

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.020246
Valor crítico del rango estudentizado	2.86818
Diferencia significativa mínima	0.0785

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	e
A	9.23778	27	2
B	9.13074	27	1

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para s

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.070494
Valor crítico del rango estudentizado	2.86818
Diferencia significativa mínima	0.1466

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	e
A	22.38407	27	1
B	12.19630	27	2

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para v

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36

Error de cuadrado medio	0.00395
Valor crítico del rango estudentizado	3.45676
Diferencia significativa mínima	0.0512

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	p
A	3.06667	18	1
B	2.85778	18	2
C	2.35111	18	3

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para f

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.017685
Valor crítico del rango estudentizado	3.45676
Diferencia significativa mínima	0.1084

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	p
A	14.24722	18	3
B	9.73944	18	2
C	4.50444	18	1

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para g

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.020246
Valor crítico del rango estudentizado	3.45676
Diferencia significativa mínima	0.1159

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	p
A	10.36833	18	3
B	9.10944	18	2
C	8.07500	18	1

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para s

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.070494
Valor crítico del rango estudentizado	3.45676
Diferencia significativa mínima	0.2163

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	p
A	27.75611	18	3
B	13.73111	18	2
C	10.38333	18	1

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para v

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.00395
Valor crítico del rango estudentizado	3.45676
Diferencia significativa mínima	0.0512

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	t
A	4.09556	18	3
B	2.57667	18	2
C	1.60333	18	1

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para f

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.017685
Valor crítico del rango estudentizado	3.45676
Diferencia significativa mínima	0.1084

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	t
A	10.26389	18	3
B	9.39222	18	2
C	8.83500	18	1

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para g

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.020246
Valor crítico del rango estudentizado	3.45676
Diferencia significativa mínima	0.1159

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	t
A	10.80833	18	3
B	8.95944	18	2
C	7.78500	18	1

Procedimiento GLM

Prueba del rango estudentizado de Tukey (HSD) para s

NOTA: Este test controla el índice de error experimentwise de tipo I, pero normalmente tiene un

índice de error de tipo II más elevado que REGWQ.

Alfa	0.05
Error de grados de libertad	36
Error de cuadrado medio	0.070494
Valor crítico del rango estudentizado	3.45676
Diferencia significativa mínima	0.2163

Medias con la misma letra no son significativamente diferentes.

Tukey Agrupamiento	Media	N	t
A	19.78556	18	3
B	17.35611	18	2
C	14.72889	18	1