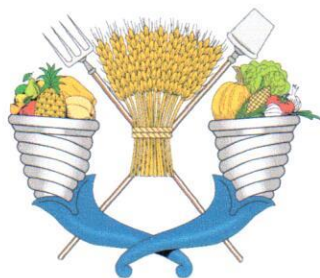


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA CHAPINGO



**POSGRADO EN INGENIERÍA AGRÍCOLA
Y USO INTEGRAL DEL AGUA**

**ANÁLISIS DE TRACCIÓN EN
TRACTORES AGRÍCOLAS 4x4**

TESIS

**QUE COMO REQUISITO PARCIAL
PARA OBTENER EL GRADO DE:**



DIRECCION GENERAL ACADEMICA
DEPTO. DE SERVICIOS ESCOLARES
OFICINA DE EXAMENES PROFESIONALES

**DOCTOR EN INGENIERÍA AGRÍCOLA
Y USO INTEGRAL DEL AGUA**

PRESENTA:

ALVARO MORELOS MORENO

**Febrero de 2014
Chapingo, Estado de México, MÉXICO**

ANÁLISIS DE TRACCIÓN EN TRACTORES AGRÍCOLAS 4×4

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

DOCTOR EN INGENIERÍA AGRÍCOLA Y USO INTEGRAL DEL AGUA

DIRECTOR:



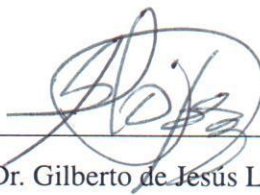
Dr. Eugenio Romantchik Kriuchkova

ASESOR:



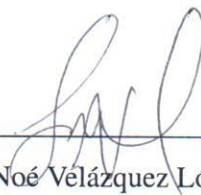
Dr. Luciano Pérez Sobrevilla

ASESOR:



Dr. Gilberto de Jesús López Canteñs

LECTOR EXTERNO:



Dr. Noé Velázquez López

DEDICATORIAS

Dedico este trabajo a:

DIOS mi padre y a la Virgen María.

Mis padres:

Herminia Moreno Carmona

Miguel Morelos Segura.

Mis hermanos:

Noemí, Rossio, Yolanda, Hortencia, Lucia, Estela

Telésforo, Carlos, Juan y Julio.

Mi maestra:

Dora Alicia Rodríguez Trejo.

AGRADECIMIENTOS

Mis más sinceros agradecimientos:

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), por ser beneficiario de la beca para estudios de posgrado que proporcionan.

A la Universidad Autónoma Chapingo y al Posgrado de IAUIA, por darme la oportunidad de realizar mis estudios de Doctorado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, con orientación en Mecanización Agrícola.

A la Dirección General de Investigación y Posgrado de la universidad, por el apoyo financiero a través de los proyectos de investigación, para la investigación en laboratorio, en campo y la presentación en congresos nacionales e internacionales de Ingeniería Agrícola.

A los Departamentos de Ingeniería Mecánica Agrícola e Ingeniería en Irrigación de la universidad, por el apoyo brindado durante sus gestiones del posgrado.

Al Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA), por el apoyo en los equipos de medición, la calibración de los mismos, asesoría técnica y la realización de la carga de compresión para medir los radios de rodadura de las ruedas del tractor en sus instalaciones.

Al Dr. Eugenio Romantchik Kriuchkova por el apoyo brindado y el asesoramiento bien fundamentado para la realización del presente trabajo.

Al Dr Luciano Pérez Sobrevilla, al Dr. Gilberto de Jesús López Canteñs, y al Dr. Noé Velázquez López, por su apoyo y recomendaciones.

A los investigadores del CENEMA, M.I. Marco Antonio Audelo Benitez, Dr. Ramón Jiménez Regalado, y Dra. Alma Velia Ayala Garay, por su apoyo en la fase de campo.

Al M.I. José Melchor García, por su apoyo en el diseño y construcción del sistema de adquisición de datos para la medición automatizada de los parámetros de campo.

Al Dr. Agustín Ruíz García, por compartir sus conocimientos y su apoyo en MatLab y Latex.

A mi maestra Dora Alicia Rodríguez Trejo, por su guía y consejos pro-activos siempre para conmigo.

A Rosa María Mendoza, Dr. Ramón Arteaga Ramírez, Dra. Laura Alicia Castillo Ibañez, Dr. Irineo Lopez Cruz, por su apoyo durante mi estancia en el posgrado.

A Blanca, Rocío, Georgina, Dolores, Verónica, Yolanda y Guadalupe, por su amistad y apoyo en los diferentes trámites.

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 Mecánico 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 Saitama, 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 desarrolla el tema de investigación sobre índices de trabajo de un agregado tractor-rastra, en los esquemas 2WD y 4WD del tractor en diferentes condiciones de operación, bajo la dirección del Dr, Eugenio Romantchik Kriuchkova, y obtiene el grado de Maestro en Ingeniería en 2009. En 2009 ingresa al Doctorado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, en el área de Mecanización Agrícola, en la Universidad Autónoma Chapingo, donde desarrolla el tema de investigación sobre la eficiencia del tractor agrícola 4×4 en diferentes condiciones de operación, bajo la dirección del Dr, Eugenio Romantchik Kriuchkova. De la investigación realizada durante el posgrado, participa en los siguientes Congresos de Ingeniería Agrícola: CLIA-2010 en Vitoria, Espirito Santo, Brasil; AGROCIENCIAS-2011 en Mayabeque, San José de la Lajas, Cuba; AMIA-2011 en Irapuato Gto; CLIA-2012 en Londrina Paraná, Brasil.

ANÁLISIS DE TRACCIÓN EN TRACTORES AGRÍCOLAS 4×4

Alvaro Morelos Moreno¹,
Eugenio Romantchik Kriuchkova²

RESUMEN

El tractor agrícola 4×4 es un vehículo con tracción en las cuatro ruedas, donde la tracción de las ruedas delanteras es conectada a la tracción de las ruedas traseras por medio de una transmisión. La discrepancia cinemática es un indicador importante de la eficiencia del tractor 4×4 e influye en los gastos de combustible y la productividad. El objetivo de este trabajo es analizar los índices de trabajo del tractor agrícola 4×4 con diferentes condiciones de operación. La metodología consistió en la instrumentación del tractor agrícola y en la investigación teórica y práctica de los índices de trabajo. El tractor agrícola fue instrumentado con sensores para determinar la velocidad de trabajo, las velocidades angulares de las ruedas, la fuerza de tracción, el consumo de combustible, así como el diseño, construcción e instrumentación de un banco para la medición de los radios de rodadura. A partir del análisis de las fuerzas de tracción de las ruedas motrices en la curva, se determinó que los patinajes incrementan en las ruedas traseras y disminuyen en las ruedas delanteras, también fueron definidas las condiciones críticas para desconectar la tracción delantera, cuando el patinaje de las ruedas delanteras se aproxima a cero. La discrepancia cinemática del tractor depende de las variaciones entre las velocidades angulares, los radios de rodadura, los patinajes, las fuerzas de tracción y los torques de las ruedas delanteras y traseras, así como también de los radios de giro y ángulo de dirección al tomar una curva. Fueron definidas las zonas de trabajo del tractor 4×4 para la transmisión entre las ruedas conectada y desconectada, en dependencia de la carga aplicada, la cual fue definida por la profundidad, el ancho y la velocidad de trabajo, lo que permitió mejorar los índices de trabajo, tales como el incremento de la productividad y ahorros de combustible.

Palabras clave: Discrepancia cinemática, índices de trabajo, eficiencia, desconexión de la tracción delantera, zonas de trabajo.

TRACTION ANALYSIS ON AGRICULTURAL TRACTORS 4×4

Alvaro Morelos Moreno¹,
Eugenio Romantchik Kriuchkova²

ABSTRACT

Agricultural tractor 4×4 is a four-wheel drive vehicle, in which the front tyres traction is engaged to the rear tyres traction through a transmission. Kinematic discrepancy is an important indicator about the four-wheel drive tractor efficiency, since it has influence in the fuel consumption and in the field capacity. The objective of this research implies the work indexes analyses of the tractor 4×4 for different operation conditions. The methodology consisted on the instrumentation of the agricultural tractor and the theoretical and field research about the work parameters. The farm tractor was equipped with sensors for computing the travel speed, tyres angular speed, traction force, engine fuel consumption, and so the design and construction of a bench testing for measuring the tyres rolling radii. Based on the tyres forces analysis in the contour line, it was found that the slippages increase on the rear tyres and decrease on the front tyres, the critical conditions for disengaging the front axle traction when the front tyres slippage is near to zero were also defined. Kinematic discrepancy depends on the variations between the angular speeds, the rolling radii, the slippages, the traction forces and the torques on the front and rear tyres, so well as the turning radii and the steer angle in the curve. The work zones of the four-wheel drive tractor were defined for the transmission whether it was engaged or not to the tyres; depending on the applied load, which was defined by the depth and width of work, and the travel speed, and it allowed to improve the work indicators, such as the field capacity increment and fuel saving.

Keywords: Kinematic discrepancy, work indexes, efficiency, front axle traction disengaging, work zones.

¹ Autor de la tesis.

² Director de la tesis.

¹ Thesis author.

² Thesis advisor.

Índice general

1. Introducción General	2
1.1. Objetivos	2
1.2. Organización de la tesis	3
2. Discrepancia Cinemática del Tractor Agrícola 4×4	6
2.1. Resumen	6
2.2. Introducción	7
2.3. Materiales y métodos	9
2.3.1. Discrepancia cinemática del tractor 4×4 en línea recta	10
2.3.2. Discrepancia cinemática del tractor 4×4 en la curva	11
2.3.3. Parámetros de las ruedas delanteras y traseras que definen la discrepancia cinemática	14
2.4. Resultados y discusiones	24
2.4.1. Discrepancia cinemática por las velocidades angulares	24
2.4.2. Discrepancia cinemática por los radios de rodadura	24
2.4.3. Discrepancia cinemática por los radios de giro	28
2.5. Conclusiones	31
2.6. Literatura Citada	32
3. Fuerzas Críticas de Tracción de las Ruedas del Tractor en los Esquemas 4×2 y 4×4 en la Curva	34
3.1. Resumen	34
3.2. Introducción	35

3.3.	Material y métodos	37
3.3.1.	Patinaje de la rueda y su relación con la fuerza de tracción	37
3.3.2.	Patinajes de las ruedas del tractor en la curva	39
3.3.3.	Fuerzas de tracción y torques de las ruedas del tractor en la curva	42
3.3.4.	Condiciones críticas para desbloquear el diferencial en la curva .	44
3.3.5.	Condiciones críticas para desconectar la tracción delantera en la curva	44
3.3.6.	Torque de contra-giro del tractor en la curva	45
3.4.	Resultados y Discusión	46
3.4.1.	De las ruedas interior y exterior en el esquema 4×2	46
3.4.2.	De las ruedas delanteras y traseras en el esquema 4×4	48
3.5.	Conclusiones	51
3.6.	Literatura Citada	53

4. Instrumentación del Tractor Agrícola: Equipo, Calibración, Adquisición y

	Registro de los Datos	55
4.1.	Resumen	55
4.2.	Introducción	56
4.3.	Radios de rodadura de las ruedas del tractor	57
4.3.1.	Materiales y sensores utilizados	57
4.3.2.	Actividades de acondicionamiento	59
4.3.3.	Adquisición y registro de los datos	61
4.4.	Revoluciones de las ruedas del tractor, de la quinta rueda y del motor . . .	62
4.4.1.	Materiales y sensores utilizados	62
4.4.2.	Actividades de acondicionamiento	62
4.4.3.	Calibración de los sensores de rotación	65
4.5.	Resistencia de tracción en la barra de tiro del tractor	65
4.5.1.	Materiales y sensores utilizados	65
4.5.2.	Actividades de acondicionamiento	66
4.5.3.	Calibración del dinamómetro de tensión	66

4.6.	Consumo de combustible del motor	68
4.6.1.	Materiales y sensores utilizados	68
4.6.2.	Actividades de acondicionamiento	68
4.6.3.	Calibración del sensor de flujo	69
4.7.	Adquisición y registro de las revoluciones, resistencia de tracción y consumo de combustible	70
4.8.	Literatura Citada	72
5.	Resultados de la Medición de los Índices de Trabajo del Tractor 4×2 y 4×4	73
5.1.	Características del tractor e implemento agrícola	73
5.2.	Radios de rodadura	77
5.3.	Resistencia de tracción	94
5.4.	Patinajes de las ruedas	95
5.5.	Velocidad de trabajo y capacidad de campo teórica	96
5.6.	Consumo horario de combustible	97
5.7.	Potencia de tracción	98
5.8.	Consumo específico de combustible	99
5.9.	Literatura Citada	100
6.	Definición de las Zonas de Trabajo del Tractor Agrícola en los Esquemas 4×2 y 4×4	101
6.1.	Resumen	101
6.2.	Introducción	102
6.3.	Material y métodos	105
6.3.1.	Ecuaciones de los indicadores de trabajo	107
6.4.	Resultados y discusiones	112
6.5.	Conclusiones	119
6.6.	Literatura Citada	120
7.	Conclusiones Generales y Recomendaciones	123

Índice de figuras

2.1. Relación cinemática entre las ruedas del tractor 4×4 en línea recta. . . .	10
2.2. Relación cinemática entre las ruedas del tractor 4×4 en la curva.	12
2.3. Tractor 4×4 con relación de transmisión mecánica fija entre las ruedas. .	16
2.4. Diagrama de cuerpo libre del tractor 4×4 en una superficie horizontal. .	18
2.5. Tractor 4×4 con radios de giro de las ruedas delanteras y traseras iguales.	21
2.6. Tractor 4×4 con radios de giro de las ruedas delanteras y traseras dife- rentes.	22
2.7. Nomenclatura de las ruedas.	23
2.8. Factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 debido a las velocidades angulares de las ruedas.	24
2.9. Cargas verticales de las ruedas en función de la resistencia de tracción. .	25
2.10. Deflexiones normales de las ruedas del tractor MF-592T 4×4	26
2.11. Radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4	26
2.12. Factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 debido a los radios de rodadura de las ruedas.	27
2.13. Factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en línea recta.	27
2.14. Discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en la curva.	28
2.15. Factor de discrepancia cinemática total del tractor MF-592T 4×4	29
3.1. Patinaje en las ruedas vs fuerza de tracción (Mugucia et al., 1987). . . .	38
3.2. Relación cinemática de las ruedas del tractor en la curva.	39
3.3. Patinajes, fuerzas de tracción y torques de las ruedas interior y exterior del tractor en el esquema 4×2 en función del ángulo de dirección.	46

3.4. Condiciones críticas para desbloquear el diferencial del tractor en el esquema 4×2 en la curva.	47
3.5. Torques de contra-giro del tractor en el esquema 4×2 en la curva.	48
3.6. Patinajes, fuerzas de tracción y torques en las ruedas delanteras y traseras del tractor en el esquema 4×2 en función del ángulo de dirección.	48
3.7. Condiciones críticas para desconectar la tracción delantera del tractor en el esquema 4×4 en la curva.	49
3.8. Torques de contra-giro del tractor en el esquema 4×2 en la curva.	50
3.9. Ángulos críticos de la dirección para desbloquear el diferencial del tractor en el esquema 4×2 y para desconectar la tracción delantera del tractor en el esquema 4×4.	51
4.1. Diseño del banco de pruebas para medir los radios de rodadura.	59
4.2. Fabricación del banco de pruebas para medir los radios de rodadura.	59
4.3. Aplicación de la carga de compresión sobre la rueda.	60
4.4. Instalación de los sensores en los cilindros hidráulicos.	60
4.5. Adquisición y registro de las cargas aplicadas y los desplazamientos de los cilindros hidráulicos.	61
4.6. Esquema de instalación de los sensores de rotación en el tractor.	63
4.7. Rueda de referencia o quinta rueda.	63
4.8. Instalación de los sensores de rotación en las ruedas delanteras y traseras.	64
4.9. Instalación de un sensor de rotación en la toma de fuerza del tractor para medir la velocidad del motor.	64
4.10. Esquema de instalación del dinamómetro en la barra de tiro del tractor.	66
4.11. Instalación del dinamómetro de tensión entre el tractor y el implemento.	66
4.12. Calibración del dinamómetro de tensión.	67
4.13. Curva de calibración del dinamómetro de tensión.	67
4.14. Esquema de instalación del medidor de combustible en el tractor.	68
4.15. Diagrama de conexión del sensor de flujo en el tractor.	69
4.16. Curva de calibración del sensor de flujo.	69

4.17. Tarjeta de adquisición de datos.	70
4.18. Interfaz gráfica de control para las mediciones.	70
4.19. Estructura del programa para la adquisición y registro de las mediciones.	71
5.1. Distribución del peso del tractor MF-592T en las ruedas.	74
5.2. Coordenadas del centro de gravedad.	75
5.3. Características de la rastra de discos.	76
5.4. Triángulo de texturas del suelo.	77
5.5. Diagrama de fuerzas y momentos que actúan en el tractor agrícola 4×4 (Basado en Gillespie, 2000 y Wong, 2001).	77
5.6. Cargas verticales de las ruedas en función de la resistencia de tracción del tractor MF-592T 4×4.	82
5.7. Deflexiones normales de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.	85
5.8. Radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.	86
5.9. Coeficientes de rigidez normal de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.	87
5.10. Designación del tamaño de las ruedas del tractor agrícola.	88
5.11. Número de movilidad de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.	90
5.12. Coeficiente de resistencia a la rodadura de las ruedas del tractor MF- 592T 4×4.	91
5.13. Resistencia a la rodadura por rueda del tractor MF-592T 4×4.	92
5.14. Resistencia a la rodadura total del tractor MF-592T 4×4.	93
5.15. Resistencia de tracción medida a los 5 y 10 cm de profundidad de trabajo.	94
5.16. Resistencia de tracción medida a los 15 cm de profundidad de trabajo.	94
5.17. Patinajes de las ruedas traseras del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4.	95
5.18. Velocidad de trabajo y capacidad de campo teórica del tractor en los es- quemas 4×2 y 4×4.	96
5.19. Consumo horario de combustible del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4.	97
5.20. Potencia de tracción del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4.	98
5.21. Consumo específico de combustible del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4.	99
6.1. Triángulo de texturas del suelo.	106

6.2. Área del disco bajo el suelo proyectada en la dirección de avance (eje x).	111
6.3. Fuerza de tracción por ancho de trabajo en función de la velocidad de trabajo.	113
6.4. Patinaje de las ruedas traseras en función de la carga aplicada.	114
6.5. Consumo horario de combustible en función de la carga aplicada.	115
6.6. Potencia de tracción del tractor en función de la carga aplicada.	116
6.7. Consumo específico de combustible en función de la carga aplicada.	116
6.8. Cambio en la capacidad de campo teórica en función de la carga aplicada.	117
6.9. Zonas de trabajo del tractor MF-592T en los esquemas de tracción 4×2 y 4×4, y fronteras de desconexión de la tracción delantera.	118

Índice de cuadros

2.1. Correspondencia entre las cargas verticales y los radios de rodadura. . . .	20
2.2. Cálculo de las deflexiones normales de las ruedas del tractor.	20
2.3. Parámetros del tractor MF-592T 4×4 utilizados para los cálculos.	23
2.4. Radios de rodadura de referencia medidos en laboratorio.	25
2.5. Cálculo de las deflexiones normales en función de la resistencia de tracción.	30
2.6. Cálculo de los radios de rodadura en función de las cargas verticales. . .	30
2.7. Cálculo de los radios de rodadura en función de la resistencia de tracción.	30
2.8. Cálculo de los factores de discrepancia cinemática de los radios de rodadura.	31
2.9. Cálculo de los factores de discrepancia cinemática en línea recta.	31
3.1. Parámetros y coeficientes del tractor utilizados para los cálculos.	45
5.1. Potencia disponible en la barra de tiro del tractor MF-592T.	73
5.2. Distribución del peso del tractor MF-592T en las ruedas.	74
5.3. Principales distancias del tractor MF-592T.	74
5.4. Coordenadas del centro de gravedad del tractor MF-592T.	76
5.5. Parámetros de la rastra de discos.	76
5.6. Correspondencia entre las cargas verticales y los radios de rodadura. . .	83
5.7. Radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4 medidos de forma manual.	84
5.8. Deflexiones normales de las ruedas del tractor.	84
5.9. Cálculo de las deflexiones normales de las ruedas del tractor MF-592T 4×4, en función de la resistencia de tracción.	85

5.10. Cálculo de los radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4, en función de las cargas verticales.	86
5.11. Cálculo de los radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4, en función de la resistencia de tracción.	87
5.12. Cálculo de los coeficientes de rigidez normal de las ruedas del tractor MF-592T 4×4, en función de la resistencia de tracción.	88
5.13. Parámetros de cálculo del número de movilidad de las ruedas del tractor.	89
6.1. Parámetros de las ruedas con carga y sin carga.	108
6.2. Parámetros y coeficientes utilizados para calcular los índices de trabajo. .	112
6.3. Cálculo de las fronteras de desconexión de la tracción delantera de los indicadores de trabajo (Figura 6.9).	118

Capítulo 1

Introducción General

En el presente trabajo se plantean los siguientes objetivos:

1.1. Objetivos

Objetivo general

- Analizar los indicadores de trabajo del tractor agrícola 4×4 , para diferentes condiciones de carga en línea recta y en la curva.

Objetivos particulares

- Desarrollar el modelo matemático de la tracción del tractor agrícola 4×4 .
- Diseñar y construir el banco de pruebas para medir los radios de rodadura.
- Instrumentar el tractor agrícola para la medición de los parámetros de trabajo.
- Analizar las condiciones críticas para desbloquear el diferencial del tractor 4×2 .
- Determinar los factores de discrepancia cinemática del tractor 4×4 en la recta y en la curva.
- Analizar las condiciones críticas para desconectar la tracción delantera, y definir las zonas más efectivas de trabajo del tractor agrícola en los esquemas 4×2 y 4×4 .

1.2. Organización de la tesis

La tesis está ordenada en cuatro partes:

La primera parte consiste en el análisis teórico de la discrepancia cinemática del tractor 4×4 en línea recta y en la curva (Capítulo 2), y de las fuerzas críticas de las ruedas motrices del tractor en la curva (Capítulo 3).

La segunda parte consiste en el diseño y la instrumentación de un banco de pruebas para medir los radios de rodadura, y del tractor agrícola para medir los indicadores de trabajo (Capítulo 4).

La tercera parte consiste en la medición de los parámetros instrumentados, y del cálculo de los índices de trabajo del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4 (Capítulo 5).

La cuarta y última parte consiste en el análisis de las zonas de trabajo del tractor agrícola en los esquemas 4×2 y 4×4 , a partir de los indicadores de trabajo medidos prácticamente (Capítulo 6).

Capítulo 2

En el Capítulo 2 se describe la discrepancia cinemática entre las ruedas delanteras y traseras del tractor 4×4 . La discrepancia cinemática relaciona los parámetros que definen el avance de las ruedas delanteras y traseras del tractor 4×4 . En línea recta la discrepancia cinemática compara las velocidades teóricas de las ruedas a través de las velocidades angulares y los radios de rodadura, y en la curva compara las velocidades de avance en función de los radios de giro y del ángulo de dirección.

Los patinajes, las fuerzas de tracción y los torques de las ruedas son afectados por la discrepancia cinemática, al igual que el consumo de combustible y la eficiencia del tractor. Para su cuantificación, se define un factor de discrepancia cinemática, el cual es calculado como el cociente de las velocidades teóricas de las ruedas delanteras y traseras para la línea recta, y como el cociente de los radios de giro de las ruedas para la curva.

Capítulo 3

En el Capítulo 3 se describen las fuerzas críticas de tracción de las ruedas del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4 en la curva, las cuales son representadas por la suma de los patinajes de las ruedas motrices en cada esquema motriz. Se desarrollaron las ecuaciones para calcular los patinajes, las fuerzas de tracción y los torques de las ruedas motrices en dependencia del ángulo de dirección y de los radios de giro, en los dos esquemas de tracción, para la función lineal entre el patinaje y la fuerza de tracción de las ruedas motrices.

Fueron calculados los parámetros críticos para desbloquear el diferencial, y los torques de contra-giro en el esquema 4×2 , así como los parámetros críticos para desconectar la tracción delantera en el esquema 4×4 . Para los cálculos se tomaron valores de fuerzas de tracción expresadas como las sumas de los patinajes de las ruedas interior y exterior en el esquema 4×2 , y de las ruedas delanteras y traseras en el esquema 4×4 de 5, 12.5 y 20 %.

Capítulo 4

En el Capítulo 4 se describe el diseño y la instrumentación de un banco de pruebas para medir los radios de rodadura en función de la carga vertical y de la presión de inflado, en condiciones de laboratorio. El banco de pruebas fue adaptado a las condiciones de la prueba de carga de compresión que se aplica en las Pruebas de Cabinas y Marcos de Protección (ROPS) de Tractores Agrícolas, del Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola.

Así mismo se describe la instrumentación del tractor agrícola con sensores de rotación instalados en las ruedas delanteras y traseras, en una rueda de referencia (quinta rueda) y en la toma de fuerza, para medir las revoluciones de las ruedas y del motor; se utilizó un sensor de flujo instalado entre el filtro primario y la bomba de cebado para medir el consumo de combustible del motor, y un dinamómetro de tensión instalado entre la barra de tiro del tractor y el enganche de una rastra de tiro midió la fuerza de tracción.

Fue desarrollado un sistema de adquisición y registro de los datos basado en Lab-

View para la medición simultanea de los parámetros mencionados. Los sensores fueron calibrados previamente, y las ecuaciones de calibración fueron ingresadas en el programa de adquisición.

Capítulo 5

En el Capítulo 5, se presentan los resultados de las mediciones de los radios de rodadura en función de la carga vertical y de la presión de inflado, y los cálculos de los índices de trabajo del tractor en los esquemas de tracción 4×2 y 4×4 , con una rastra de discos, en tres posiciones de la transmisión para 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo.

A partir de los resultados obtenidos de las revoluciones de las ruedas y de la quinta rueda, se generaron las curvas de la velocidad de trabajo y los patinajes de las ruedas traseras, en los tres niveles de carga y en las tres posiciones de la transmisión, para los dos esquemas de tracción.

Con la velocidad de trabajo del agregado y el ancho de corte de la rastra se calcularon los valores de productividad en unidades de superficie trabajada y volumen de suelo removido por unidad de tiempo, en las diferentes variantes de operación utilizadas. También fueron calculados los valores de la potencia de tracción y del consumo específico de combustible.

Capítulo 6

En el Capítulo 6 se describe la definición de las zonas de trabajo del tractor agrícola en los esquemas de tracción 4×2 y 4×4 , a partir de las evaluaciones de los diferentes índices de trabajo en dependencia de la fuerza de tracción. La zona de trabajo en un esquema definido se define como el umbral de la carga de tracción en el cual el tractor presenta los mejores índices de trabajo.

El sentido de mejora de los parámetros de trabajo consiste en el incremento de la velocidad de trabajo, de la productividad, de la fuerza y potencia de tracción; y en la reducción del patinaje, y del consumo horario y específico de combustible.

Capítulo 2

Discrepancia Cinemática del Tractor Agrícola 4×4

2.1. Resumen

La eficiencia del tractor agrícola 4×4 es afectada por las variaciones en los parámetros de las ruedas delanteras y traseras, debido a las condiciones no homogéneas de trabajo, operación, y del suelo. En un tractor 4×4 la discrepancia cinemática es la característica principal que afecta la distribución de potencia entre los ejes y ruedas acoplados a la caja de reenvío. La discrepancia cinemática relaciona los parámetros de las ruedas delanteras y traseras, y se representa por un factor K para cuantificar las variaciones en las velocidades teóricas y en los patinajes de las ruedas delanteras y traseras en línea recta, a partir de las velocidades angulares y de los radios de rodadura, y para expresar las variaciones en las velocidades de avance en la curva a partir de los radios de giro. El mejor desempeño del tractor 4×4 corresponde a la mayor fuerza de tracción desarrollada con un menor consumo de combustible, y se alcanza cuando las velocidades teóricas y los patinajes de las ruedas delanteras y traseras son iguales, es decir, cuando el factor de discrepancia cinemática es igual a la unidad. En este trabajo se desarrollaron las ecuaciones para determinar los factores de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en línea recta y en la curva, a partir de las velocidades angulares, los radios de rodadura y los radios de giro. También se obtuvo la relación entre los radios de rodadura y las cargas verticales y presiones de inflado

de las ruedas. El tractor utilizado presentó un factor constante de discrepancia cinemática de las velocidades angulares de 1.4. El cociente de los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras varió entre 0.7187 y 0.7037, y aumentó apenas entre 0.79 y 0.31 %, al incrementar la carga de tracción de 0 a 25 kN, para presiones de inflado entre 80 y 180 kPa, respectivamente. El factor de discrepancia cinemática de la curva disminuyó desde cero en línea recta hasta 0.7071 para un ángulo de giro crítico de 45°. Se puede utilizar una presión de inflado de 130 kPa en las cuatro ruedas y trabajar con cargas de tracción entre 0 y 25 kN, con factores aceptables de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en línea recta de 1 ∓ 0.003 . Si se requiere utilizar el tractor MF-592T 4×4 en la curva con cargas de tracción de 0 a 25 kN y con factores aceptables de discrepancia cinemática entre 1 y 0.98, se pueden utilizar presiones de inflado de 130 kPa en todas las ruedas y ángulos la dirección menores a 12°.

Palabras Clave: Eficiencia, discrepancia cinemática, factor, cargas verticales, presión de inflado.

2.2. Introducción

La eficiencia del tractor agrícola 4×4 es afectada por las variaciones en los parámetros de las ruedas delanteras y traseras, debido a las condiciones no homogéneas de trabajo, operación, y del suelo, tales como la carga de tracción, las cargas verticales, presiones de inflado, trabajo en línea recta y en la curva, adherencias de las ruedas con el suelo, entre otros (Chudakov, 1977).

En un tractor 4×4 la discrepancia cinemática es el factor principal que afecta la distribución de potencia entre los ejes y ruedas acoplados a la caja de transferencia, mientras que en un tractor 4×2 la relación de transmisión del diferencial es el parámetro principal que afecta la distribución de potencia entre las ruedas del eje motriz (Andreev *et al.*, 2010).

La discrepancia cinemática del tractor 4×4 relaciona los parámetros de las ruedas delanteras y traseras, y se representa por un factor K . Cuando el tractor trabaja en línea recta, el factor de discrepancia cinemática expresa las variaciones en las velocidades teóricas y en los patinajes de las ruedas delanteras y traseras, a partir de las velocidades angulares y

de los radios de rodadura (Chudakov, 1977; Skoibeda, 1979; Andreev *et al.*, 2010; Vantsevich *et al.*, 2010; Morelos y Romantchik, 2011a y 2011b). Cuando el tractor toma una curva, el factor de discrepancia cinemática expresa las variaciones en los radios de giro.

La eficiencia máxima del tractor 4×4 corresponde a la mayor fuerza de tracción desarrollada con un menor consumo de combustible, y se alcanza cuando las velocidades teóricas y los patinajes de las ruedas delanteras y traseras son iguales (Chudakov, 1977; Wong, 2008; Andreev *et al.*, 2010).

Besselink (2003) sugiere que la eficiencia del tractor 4×4 es máxima cuando los patinajes de las ruedas delanteras y traseras son iguales, solamente bajo condiciones de tracción iguales, de lo contrario, si las condiciones de tracción son diferentes, la eficiencia del tractor no alcanzará sus valores más altos. Skoibeda (1979) indica que el tractor 4×4 puede alcanzar la eficiencia máxima con patinajes diferentes en las ruedas delanteras y traseras, cuando la relación entre la fuerza circunferencial de la rueda y el patinaje longitudinal es una función no lineal.

La diferencia en los torques produce una pérdida de potencia e incrementa el consumo de combustible, desgasta los componentes de la transmisión y los neumáticos (Stockmar, 1994). Stoilov (2007) menciona la necesidad de proporcionar una discrepancia cinemática entre las velocidades teóricas de las ruedas delanteras y traseras en suelos deformables para prevenir daños en la transmisión mecánica y reducir el desgaste de los neumáticos.

La discrepancia cinemática ocurre con frecuencia entre los ejes motrices de los tractores 4×4, debido a los ángulos de dirección o articulación, y a las diferencias en los radios de rodadura y en las deflexiones de las ruedas (Dudzidski *et al.*, 1994).

Żebrowski (2010) indica que las relaciones entre los patinajes, fuerzas y torques que actúan en las ruedas, la discrepancia cinemática, las potencias, las direcciones de los flujos de potencia bajo cargas específicas en las ruedas, permiten calcular la eficiencia de las ruedas en vehículos con más de dos ejes motrices. Szente (2009) estudió el efecto de los cambios de la presión de inflado del neumático y la carga vertical en el radio de rodadura de las ruedas en suelos con superficies firmes, para calcular los patinajes de las ruedas y analizar la interacción rueda-suelo.

Morelos y Romantchik (2011a y 2011b) realizaron un análisis de la discrepancia ci-

nemática en función del ángulo y radios de giro, a partir del cálculo de los patinajes de las ruedas delanteras y traseras del tractor 4×4 al tomar una curva. Con el incremento del ángulo de dirección, aumenta considerablemente la discrepancia cinemática en la curva (Chudakov, 1977; Skoibeda, 1979; Vantsevich *et al.*, 2010), debido a que el patinaje disminuye en las ruedas delanteras e incrementa en las ruedas traseras (Morelos *et al.*, 2009).

En nuestro caso al igual que Chudakov (1977) y Skoibeda (1979), el mejor desempeño del tractor 4×4 se alcanza cuando el factor de discrepancia cinemática tiende a la unidad ($K = 1$), debido a que la ecuación utiliza cocientes de parámetros, a diferencia de Andreev *et al.*, (2010) y Vantsevich (2010), donde el factor ideal de discrepancia cinemática tiende a cero ($K = 0$), por que la ecuación consiste de diferencias de cocientes.

En este trabajo se desarrollan las ecuaciones para calcular los factores de discrepancia cinemática del tractor 4×4 en línea recta y en la curva, a partir de las velocidades angulares, los radios de rodadura y los radios de giro.

2.3. Materiales y métodos

El tractor 4×4 se define como un vehículo de tracción en las cuatro ruedas, donde la tracción de las ruedas delanteras es conectada a la tracción de las ruedas traseras por medio de una caja de transferencia o caja de reenvío. La rueda motriz al entrar en contacto con el suelo desarrolla una fuerza de tracción acompañada de un patinaje, el cual depende de la resistencia del suelo y que se define como la relación de avance reducida de su valor teórico posible (Chudakov, 1977).

Los patinajes de las ruedas delanteras y traseras se calculan con las Ecuaciones 2.1a y 2.1b:

$$\delta_d = \frac{v'_d - v_d}{v'_d} \quad (2.1a)$$

$$\delta_t = \frac{v'_t - v_t}{v'_t} \quad (2.1b)$$

donde δ_d, δ_t = los patinajes de las ruedas delanteras y traseras [adim], v'_d, v'_t = las velocidades teóricas, de las ruedas sin carga [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], v_d, v_t = las velocidades reales, de las

ruedas con carga [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].

2.3.1. Discrepancia cinemática del tractor 4×4 en línea recta

Cuando el tractor 4×4 se desplaza en línea recta con la caja de reenvío conectada, las velocidades reales de las ruedas delanteras y traseras son iguales como en cualquier punto del tractor ($v_d = v_t$), y si varían las velocidades teóricas de las ruedas delanteras y traseras, para cumplir la condición de igualdad de las velocidades de avance en línea recta (Ecuación 2.2), las ruedas de un eje motriz deben patinar o deslizar respecto a las ruedas del otro eje (Chudakov, 1977):

$$v'_d * (1 - \delta_d) = v'_t * (1 - \delta_t) \quad (2.2)$$

La velocidad teórica de la rueda motriz es la velocidad posible de alcanzar sin patinaje, y su valor es una función de la velocidad angular y del radio de rodadura (Figura 2.1). Para las ruedas delanteras y traseras se calculan con las Ecuaciones 2.3a y 2.3b.

$$v'_d = \omega_d * r_d \quad (2.3a)$$

$$v'_t = \omega_t * r_t \quad (2.3b)$$

donde ω_d, ω_t = las velocidades angulares de las ruedas delanteras y traseras [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$], r_d, r_t = los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras [m].

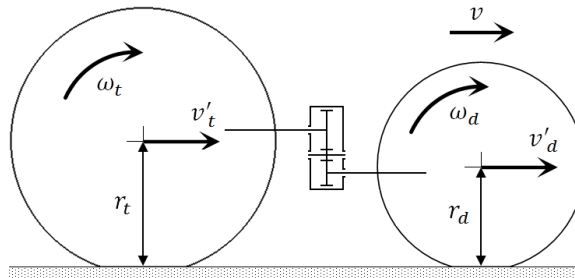


Figura 2.1: Relación cinemática entre las ruedas del tractor 4×4 en línea recta.

Vantsevich (2007) a partir de una exhaustiva revisión de literatura, encontró que la eficiencia de los vehículos 4×4 es mejorada cuando las velocidades teóricas y los patinajes son iguales para las ruedas delanteras y traseras. El factor de discrepancia cinemática del

tractor 4×4 en línea recta es designado por $K_{\omega r}$ y permite cuantificar las diferencias en las velocidades teóricas y los patinajes de las ruedas delanteras y traseras.

A partir de la Ecuación 2.2 el factor de discrepancia cinemática para línea recta es calculado como el cociente de las velocidades teóricas de las ruedas delanteras y traseras, al igual que Chudakov (1977) y Skoibeda (1979), con la Ecuación 2.4:

$$K_{\omega r} = \frac{v'_d}{v'_t} = \frac{\omega_d * r_d}{\omega_t * r_t} = \frac{1 - \delta_t}{1 - \delta_d} \quad (2.4)$$

donde $K_{\omega r}$ = el factor de discrepancia cinemática del tractor 4×4 en línea recta [adim].

La eficiencia máxima del tractor 4×4 se obtiene cuando las velocidades teóricas y los patinajes de las ruedas delanteras y traseras son iguales (Vantsevich, 2007), es decir, cuando el factor de discrepancia cinemática es igual a la unidad ($K_{\omega r} = 1$).

Expresando el factor de discrepancia cinemática del tractor 4×4 en la recta como un producto de los factores de discrepancia cinemática que reflejan las desigualdades de las velocidades angulares y de los radios de rodadura, se obtiene la siguiente Ecuación:

$$K_{\omega r} = K_{\omega} * K_r = \frac{\omega_d}{\omega_t} * \frac{r_d}{r_t}$$

donde K_{ω} = el factor de discrepancia cinemática debido a las velocidades angulares [adim], K_r = el factor de discrepancia cinemática debido a los radios de rodadura [adim].

2.3.2. Discrepancia cinemática del tractor 4×4 en la curva

El tractor 4×4 con dirección delantera, al tomar una curva las proyecciones de los ejes de las ruedas delanteras y traseras convergen en un centro instantáneo de rotación ($\odot$). Para su análisis las cuatro ruedas se reducen a dos ruedas, una rueda por cada eje motriz (diagrama de la bicicleta). El radio de giro de las ruedas traseras (R_t) es la distancia menor debido a que el eje trasero es adyacente al centro instantáneo de rotación, el radio de giro de las ruedas delanteras (R_d) es la distancia mayor (Figura 2.2).

Las ruedas delanteras y traseras al trasladarse respecto al centro de giro ($\odot$), recorren distancias diferentes en el mismo tiempo y cubren el mismo ángulo de traslación. El tiempo y el ángulo de traslación recorrido son expresados con las Ecuaciones 2.5 y 2.6:

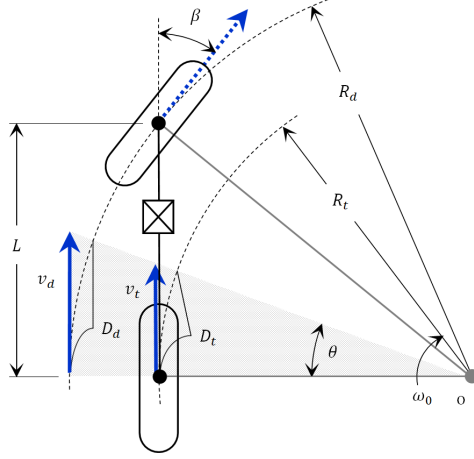


Figura 2.2: Relación cinemática entre las ruedas del tractor 4×4 en la curva.

$$t = \frac{D_d}{v_d} = \frac{D_t}{v_t} \quad (2.5)$$

$$\theta = \frac{D_d}{R_d} = \frac{D_t}{R_t} \quad (2.6)$$

donde D_d, D_t = las distancias recorridas por las ruedas delanteras y traseras [m], R_d, R_t = los radios de giro de las ruedas [m], θ = el ángulo de traslación recorrido por las ruedas [$^\circ$], t = el tiempo de recorrido [s].

Al dividir (2.6) entre (2.5) se obtiene la velocidad angular de traslación del tractor en la curva con la Ecuación 2.7:

$$\omega_0 = \frac{\theta}{t} = \frac{v_d}{R_d} = \frac{v_t}{R_t} \quad (2.7)$$

donde ω_0 = la velocidad angular de traslación del tractor [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$].

A partir de (2.7), la relación entre las velocidades de avance y los radios de giro de las ruedas delanteras y traseras, puede ser expresada con la Ecuación 2.8:

$$\frac{v_d}{v_t} = \frac{R_d}{R_t} \quad (2.8)$$

El cociente de las velocidades teóricas de las ruedas en línea recta es igual al cociente de las velocidades de avance en la curva (Ecuación 2.9):

$$\left. \frac{v'_d}{v'_t} \right|_{\rightarrow} = \left. \frac{v_d}{v_t} \right|_{\curvearrowright} \quad (2.9)$$

Reescribiendo (2.4, 2.8) en (2.9) se obtiene la Ecuación 2.10:

$$\frac{\omega_d * r_d}{\omega_t * r_t} = \frac{R_d}{R_t} \quad (2.10)$$

Reduciendo (2.10) a un solo término, se obtiene el factor de discrepancia cinemática total del tractor 4×4 designado por K (Ecuación 2.11), el cual considera las desigualdades de las velocidades teóricas en línea recta y de los radios de giro en la curva (Vantsevich *et al.*, 2010; Andreev *et al.*, 2010).

$$K = \frac{\omega_d * r_d * R_t}{\omega_t * r_t * R_d} \quad (2.11)$$

donde K = el factor de discrepancia cinemática total del tractor 4×4 [adim].

Expresando el factor de discrepancia cinemática total del tractor 4×4 como un producto de los factores de discrepancia cinemática de línea recta y de la curva, se obtiene la Ecuación 2.12:

$$K = K_{\omega r} * K_R = \frac{\omega_d * r_d}{\omega_t * r_t} * \frac{R_t}{R_d} \quad (2.12)$$

El factor de discrepancia cinemática en la curva se calcula con la Ecuación 2.13:

$$K_R = \frac{R_t}{R_d} \quad (2.13)$$

donde K_R = el factor de discrepancia cinemática del tractor 4×4 en la curva [adim].

El tractor 4×4 con dirección en las ruedas delanteras, los radios de giro de las ruedas traseras son menores a los de las ruedas delanteras, por lo cual el factor de discrepancia cinemática es menor a la unidad ($K_R < 1$) y el tractor no alcanza su eficiencia máxima.

2.3.3. Parámetros de las ruedas delanteras y traseras que definen la discrepancia cinemática

Los parámetros de las ruedas delanteras y traseras que determinan el factor de discrepancia cinemática del tractor 4×4, son las velocidades angulares, los radios de rodadura y los radios de giro, los cuales son afectados por las siguientes condiciones de trabajo, de operación y de diseño:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Factor de discrepancia} \\ \text{cinemática del tractor } 4 \times 4 \\ K = K_{\omega} * K_r * K_R \end{array} \right\} \begin{array}{l} \bullet \text{ En línea recta} \\ \quad \circ \text{ FDC de las velocidades angulares } (K_{\omega} = \omega_d / \omega_t) \\ \quad \circ \text{ FDC de los radios de rodadura } (K_r = r_d / r_t) \\ \bullet \text{ En la curva} \\ \quad \circ \text{ FDC de los radios de giro } (K_R = R_t / R_d) \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{FDC de las} \\ \text{velocidades angulares} \\ K_{\omega} = \frac{\omega_d}{\omega_t} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \bullet \text{ Relación de transmisión entre las ruedas } (i_{rue} = \omega_t / \omega_d) \\ \quad \circ \text{ RT mecánica fija } (i_{rue} = \text{cte}) \\ \quad \quad - \text{ Ruedas } \odot_d < \odot_t \quad (\omega_d > \omega_t, \quad i_{rue} < 1, \quad K_{\omega} > 1) \\ \quad \quad - \text{ Ruedas } \odot_d = \odot_t \quad (\omega_d = \omega_t, \quad i_{rue} = 1, \quad K_{\omega} = 1) \\ \quad \quad - \text{ Ruedas } \odot_d > \odot_t \quad (\omega_d < \omega_t, \quad i_{rue} > 1, \quad K_{\omega} < 1) \\ \quad \circ \text{ RT variable continua } (i_{rue} = \text{var}) \\ \quad \quad - \text{ Ángulo de dirección } (\beta) \end{array}$$

FDC de los
radios de rodadura

$$K_r = \frac{r_d}{r_t}$$

- Cargas verticales en las ruedas (W_d, W_t)
 - Distribución del peso del tractor en las ruedas (W'_d, W'_t)
 - Resistencia de tracción del implemento (R_T)
 - Coeficiente de transferencia de peso (z/L)
 - Pendiente longitudinal del terreno (θ)
 - Aceleración y frenado (a_x)
- Presiones de inflado (P_d, P_t)
- Diseño de las ruedas
 - Ruedas $\odot_d < \odot_t$ ($r_d < r_t$, $K_r < 1$)
 - Ruedas $\odot_d = \odot_t$ ($r_d = r_t$, $K_r = 1$)
 - Ruedas $\odot_d > \odot_t$ ($r_d > r_t$, $K_r > 1$)
 - Coeficientes de rigidez normal ($\lambda_{zd}, \lambda_{zt}$)
 - Sección ancho/sección alto (b/h)
 - Capas diagonales o radiales
 - Proporción del volumen de llenado con agua y aire
 - Tolerancias de manufactura
 - Desgaste por el uso

FDC de los
radios de giro:

$$K_R = \frac{R_t}{R_d}$$

- Ángulo de dirección (β)
 - Diseño del tractor
 - Chasis rígido, ruedas directrices ($R_d = R_t$, $K_R = 1$)
 - Chasis articulado, ruedas fijas ($R_d = R_t$, $K_R = 1$)
 - Dirección en ruedas delanteras ($R_d > R_t$, $K_R < 1$)
 - Dirección en ruedas traseras ($R_d < R_t$, $K_R > 1$)
 - Distancia entre los ejes (L)
 - Condiciones del suelo
 - Resistencia al giro (understeer)
 - Sobregiro (oversteer)

2.3.3.1. Cambio en las velocidades angulares

El factor de discrepancia cinemática de las velocidades angulares se calcula con la Ecuación 2.14:

$$K_{\omega} = \frac{\omega_d}{\omega_t} \quad (2.14)$$

La relación de transmisión entre dos elementos giratorios se calcula como el cociente de la velocidad angular del elemento impulsor (entrada) entre la velocidad angular del elemento impulsado (salida). Por diseño, el motor está conectado cinemáticamente a las ruedas traseras por los elementos de la transmisión, y de éstas se trasmite el movimiento a las ruedas delanteras por medio de la caja de reenvío. De esta manera, la relación de transmisión entre las ruedas del tractor agrícola se calcula con la Ecuación 2.15:

$$i_{rue} = \frac{\omega_t}{\omega_d} \quad (2.15)$$

donde i_{rue} = la relación de transmisión entre las ruedas delanteras y traseras [adim].

Si el tractor 4×4 cuenta con una relación de transmisión mecánica fija entre las ruedas delanteras y traseras (Figura 2.3), la relación de transmisión en la caja de reenvío es diseñada en dependencia del tamaño de las ruedas (Ecuación 2.16):

$$i_{rue} = \frac{\omega_t}{\omega_d} = \frac{n_t}{n_d} = \frac{\phi_d}{\phi_t} \quad (2.16)$$

donde i_{rue} = la relación de transmisión mecánica fija entre las ruedas delanteras y traseras [adim], n_d, n_t = las revoluciones de las ruedas [rev], ϕ_d, ϕ_t = los diámetros de las ruedas sin carga y con la misma presión de inflado [m].

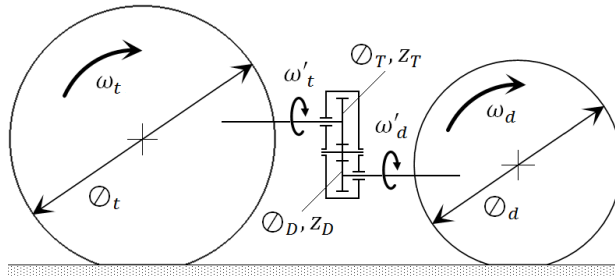


Figura 2.3: Tractor 4×4 con relación de transmisión mecánica fija entre las ruedas.

Las relaciones de transmisión de los mandos finales de las ruedas se calculan con las Ecuaciones 2.17a y 2.17b:

$$i_{mfd} = \frac{\omega'_d}{\omega_d} \quad (2.17a)$$

$$i_{mft} = \frac{\omega'_t}{\omega'_d} \quad (2.17b)$$

donde i_{mfd}, i_{mft} = las relaciones de transmisión de los mandos finales de las ruedas delanteras y traseras [adim], ω'_d, ω'_t = las velocidades angulares de los engranajes de la caja de reenvío que comunican con las ruedas delanteras y traseras [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$].

Reescribiendo (2.17a, 2.17b) en (2.16) se obtiene:

$$i_{rue} = \frac{\omega'_t}{\omega'_d} * \frac{i_{mfd}}{i_{mft}} \quad (2.18)$$

En la caja de reenvío se tiene la siguiente relación entre los engranajes y las velocidades angulares (Figura 2.3):

$$\frac{\omega'_t}{\omega'_d} = \frac{\phi_D}{\phi_T} = \frac{z_D}{z_T} \quad (2.19)$$

donde ϕ_D, ϕ_T = los diámetros de paso de los engranajes que comunican con las ruedas delanteras y traseras [m], z_D, z_T = las cantidades de dientes de los engranajes que comunican con las ruedas delanteras y traseras [dientes].

Reescribiendo (2.18) en (2.19), se obtiene la expresión para calcular el tamaño de los engranajes que forman la transmisión mecánica fija entre las ruedas delanteras y traseras:

$$\frac{\phi_D}{\phi_T} = \frac{z_D}{z_T} = i_{rue} * \frac{i_{mft}}{i_{mfd}} \quad (2.20)$$

2.3.3.2. Cambios en los radios de rodadura

Los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras, varían en dependencia de las cargas verticales, presión de inflado, desgaste del neumático y tolerancias de manufactura (Andreev *et al.*, 2010; Vantsevich, 2010). Las deformaciones normales son las diferencias de los radios de rodadura de las ruedas, y son afectadas por las cargas verticales y los coeficientes de rigidez normal de las ruedas (Chudakov, 1977; Skoibeda, 1979).

El factor de discrepancia cinemática de los radios de rodadura se calcula con la Ecuación 2.21:

$$K_r = \frac{r_d}{r_t} \quad (2.21)$$

Se determinan los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras del tractor, en dependencia de las cargas verticales; resultado de la distribución del peso del tractor en las

ruedas y de la resistencia de tracción del implemento. A diferencia del Capítulo 5, se asumen las siguientes consideraciones: superficie horizontal ($\theta = 0$), línea de tiro paralela a la superficie del suelo ($\gamma = 0$), resistencia aerodinámica nula ($R_a = 0$), velocidad constante ($a_x = 0$), y las reacciones normales de las ruedas delanteras y traseras sin desplazamientos en la dirección de avance respecto a los centros de las ruedas ($x_d = x_t = 0$).

Las fuerzas externas que actúan en el tractor agrícola 4×4 se muestran en la Figura 2.4.

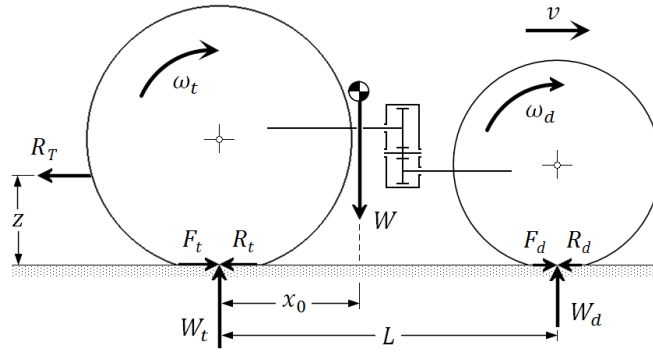


Figura 2.4: Diagrama de cuerpo libre del tractor 4×4 en una superficie horizontal.

donde W = el peso del tractor proyectado en la línea vertical del centro de gravedad [kN], W_d, W_t = las cargas verticales en las ruedas delanteras y traseras [kN], R_T = la resistencia ejercida por el implemento en la barra de tiro del tractor [kN], R_{rd}, R_{rt} = las resistencias a la rodadura de las ruedas delanteras y traseras [kN], F_d, F_t = las fuerzas de tracción de las ruedas delanteras y traseras [kN], L = la distancia entre las ruedas delanteras y traseras [mm], x_0 = la coordenada longitudinal del centro de gravedad o distancia del centro de gravedad a las ruedas traseras [mm], z = la distancia vertical del suelo al enganche de la barra de tiro [mm].

Las cargas verticales de las ruedas delanteras y traseras varían en dependencia de la carga de tracción aplicada, y se calculan a partir de la sumatoria de momentos en las ruedas del otro eje motriz, con las Ecuaciones 2.22a y 2.22b (Goering *et al.*, 2006):

$$\Sigma M_{\mathbb{B}} = 0 \quad [\odot]$$

$$W_d * L - W * x_0 + R_T * z = 0$$

$$W_d = \frac{W * x_0 - R_T * z}{L} \quad (2.22a)$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad [\circlearrowleft]$$

$$-W_t * L + W * (L - x_0) + R_T * z = 0$$

$$W_t = \frac{W * (L - x_0) + R_T * z}{L} \quad (2.22b)$$

El primer término a la derecha de la igualdad de (2.22a, 2.22b) corresponde a las cargas verticales de las ruedas delanteras y traseras del tractor sin implemento (Ecuaciones 2.23a y 2.23b)

$$W'_d = W * \frac{x_0}{L} \quad (2.23a)$$

$$W'_t = W * \frac{L - x_0}{L} \quad (2.23b)$$

donde W'_d, W'_t = las cargas verticales de las ruedas delanteras y traseras del tractor sin implemento [kN].

La coordenada longitudinal del centro de gravedad se calcula con la Ecuación 2.24:

$$x_0 = L * \frac{W'_d}{W} = L * \left(1 - \frac{W'_t}{W} \right) \quad (2.24)$$

El término restante de (2.22a, 2.22b) representa la parte de la carga vertical de las ruedas delanteras transferida a las ruedas traseras, como resultado de la aplicación de la carga de tracción en la barra de tiro del tractor (Chudakov, 1977; Goering y Hansen, 2004; Goering *et al.*, 2006; Srivastava *et al.*, 2006; Andreev *et al.*, 2010), por lo cual las cargas verticales disminuyen en las ruedas delanteras ($W'_d > W_d$) e incrementan en las ruedas traseras ($W'_t < W_t$). La transferencia de peso se calcula con la Ecuación 2.25:

$$\Delta W = R_T * \frac{z}{L} = W'_d - W_d = W_t - W'_t \quad (2.25)$$

donde ΔW = la transferencia de la carga vertical de las ruedas delanteras a las ruedas traseras del tractor [kN].

Al aplicar una carga de tracción en el tractor las cargas verticales disminuyen en las ruedas delanteras e incrementan en las ruedas traseras. Los radios de rodadura de las ruedas cambian de forma inversa a las cargas verticales.

De esta manera se define la correspondencia entre las cargas verticales y los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras (Cuadro 2.1), del tractor suspendido (S), sin implemento (S/I) y con implemento (C/I):

Cuadro 2.1: Correspondencia entre las cargas verticales y los radios de rodadura.

Ruedas delanteras						Ruedas traseras				
Tractor	S		C/I		S/I	S		S/I		C/I
Tracción (kN)			$R_T > 0$		$R_T = 0$			$R_T = 0$		$R_T > 0$
Carga vertical (kN)	0	<	W_d	<	W'_d	0	<	W'_t	<	W_t
Radio (mm)	r_d^0	>	r_d	>	r'_d	r_t^0	>	r'_t	>	r_t

Las deflexiones normales de las ruedas se calculan como las diferencias de los radios de rodadura (Cuadro 2.2):

Cuadro 2.2: Cálculo de las deflexiones normales de las ruedas del tractor.

Deflexiones normales	Ruedas delanteras (mm)	Ruedas traseras (mm)
debido al peso del tractor	$\Delta'_{rd} = r_d^0 - r'_d$	$\Delta'_{rt} = r_t^0 - r'_t$
debido a la fuerza de tracción	$\Delta^f_{rd} = r_d - r'_d$	$\Delta^f_{rt} = r'_t - r_t$
debido al tractor e implemento	$\Delta_{rd} = r_d^0 - r_d$	$\Delta_{rt} = r_t^0 - r_t$
su relación	$\Delta'_{rd} > \Delta_{rd} > \Delta^f_{rd}$	$\Delta_{rt} > \Delta'_{rt} > \Delta^f_{rt}$

Los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras del tractor con implemento se calculan con las Ecuaciones 2.26a y 2.26b:

$$r_d = r'_d + \Delta^f_{rd} = r_d^0 - \Delta_{rd} \quad (2.26a)$$

$$r_t = r'_t - \Delta^f_{rt} = r_t^0 - \Delta_{rt} \quad (2.26b)$$

2.3.3.3. Cambio en los radios de giro

El factor de discrepancia cinemática del tractor 4×4 en la curva, se calcula con la Ecuación 2.27:

$$K_R = \frac{R_t}{R_d} \quad (2.27)$$

donde K_R = el factor de discrepancia cinemática en la curva [adim].

Sin considerar los patinajes y deslizamientos de las ruedas con el suelo, la relación entre los radios de giro de las ruedas y el ángulo de dirección depende de la geometría de la

dirección del tractor. Se desarrollan las ecuaciones para calcular el factor de discrepancia cinemática del tractor 4×4 en la curva para cuatro tipos de diseño de la dirección:

Caso 1: En un tractor 4×4 con chasis rígido y con ruedas directrices en los dos ejes (Figura 2.5a), si los mecanismos de giro en los dos ejes son iguales y simétricos, entonces los radios de giro de las ruedas delanteras y traseras son iguales, y se calculan en función del ángulo de dirección con la Ecuación 2.28:

$$R_d^{(1)} = R_t^{(1)} = \frac{L}{2 * \sin(\beta/2)} \quad (2.28)$$

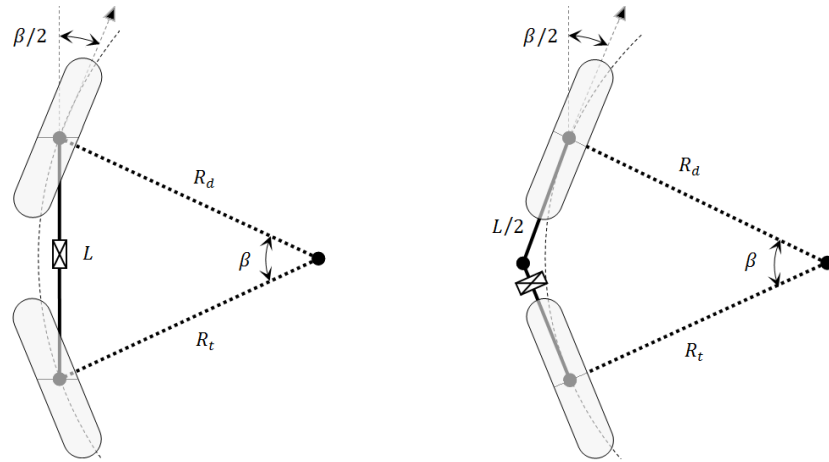
donde β = el ángulo de dirección [°].

El factor de discrepancia cinemática en la curva es igual a la unidad ($K_R^{(1)} = 1$).

Caso 2: En un tractor 4×4 con chasis articulado y con ruedas fijas en los dos ejes (Figura 2.5b), si la articulación es equidistante a los dos ejes motrices, entonces los radios de giro de las ruedas delanteras y traseras son iguales, y se calculan con la Ecuación 2.29:

$$R_d^{(2)} = R_t^{(2)} = \frac{L}{2 * \tan(\beta/2)} \quad (2.29)$$

El factor de discrepancia cinemática en la curva es igual a la unidad ($K_R^{(2)} = 1$).



(a) Chasis rígido y ruedas directrices.

(b) Chasis articulado y ruedas fijas.

Figura 2.5: Tractor 4×4 con radios de giro de las ruedas delanteras y traseras iguales.

Caso 3: En un tractor 4×4 con dirección en las ruedas delanteras (Figura 2.6a), las proyecciones de los ejes de todas las ruedas convergen en un mismo punto llamado centro instantáneo de rotación, el cual es adyacente al eje trasero. Los radios de giro de las ruedas

delanteras son mayores a los radios de giro de las ruedas traseras, y se calculan con las Ecuaciones 2.30a y 2.30b:

$$R_d^{(3)} = \frac{L}{\sin \beta} \quad (2.30a)$$

$$R_t^{(3)} = \frac{L}{\tan \beta} \quad (2.30b)$$

El factor de discrepancia cinemática en la curva es menor a la unidad y se calcula con la Ecuación 2.31:

$$K_R^{(3)} = \cos \beta < 1 \quad (2.31)$$

Caso 4: En un tractor 4×4 con dirección en las ruedas traseras (Figura 2.6b), las proyecciones de los ejes de todas las ruedas convergen en el centro instantáneo de rotación, el cual es adyacente al eje delantero. Los radios de giro de las ruedas delanteras son menores a los radios de giro de las ruedas traseras, y se calculan con las Ecuaciones 2.32a y 2.32b:

$$R_d^{(4)} = \frac{L}{\tan \beta} \quad (2.32a)$$

$$R_t^{(4)} = \frac{L}{\sin \beta} \quad (2.32b)$$

El factor de discrepancia cinemática en la curva es mayor a la unidad y se calcula con la Ecuación 2.33:

$$K_R^{(4)} = \sec \beta > 1 \quad (2.33)$$

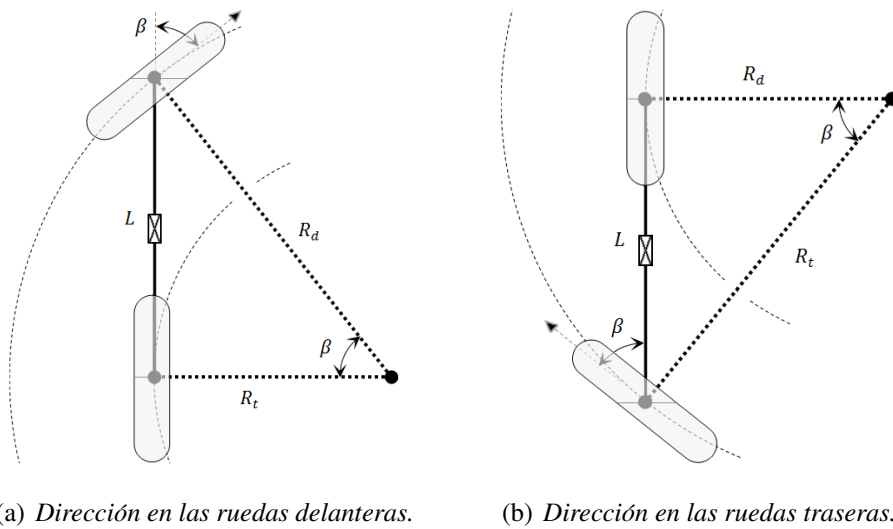


Figura 2.6: Tractor 4×4 con radios de giro de las ruedas delanteras y traseras diferentes.

El tractor MF-592T 4×4 está diseñado con la dirección en las ruedas delanteras, y el factor de discrepancia cinemática total del tractor se calcula con la Ecuación 2.34:

$$K_{\omega R} = K_{\omega} * K_r * \cos \beta \quad (2.34)$$

En el Capítulo 4 se describe la instrumentación y metodología para medir los radios de rodadura de las ruedas del tractor. Para los cálculos se utilizó un tractor MF-592T 4×4 y dirección delantera, con las siguientes características (Cuadro 2.3, Figura 2.7):

Cuadro 2.3: *Parámetros del tractor MF-592T 4×4 utilizados para los cálculos.*

Tractor	Ruedas delanteras	Ruedas traseras
$W = 47.8 \text{ kN (4873 kg)}$	$W'_d = 17 \text{ kN (1733 kg)}$	$W'_t = 30.8 \text{ kN (3140 kg)}$
$L = 2.5 \text{ m}$	$b-d = (13.6 - 24)$	$b-d = (18.4 - 34)$
$z = 43 \text{ cm}$	$b_d = 34.5 \text{ cm}$	$b_t = 46.7 \text{ cm}$
$x_0 = 88.9 \text{ cm}$	$d_d = 60.9 \text{ cm}$	$d_t = 86.4 \text{ cm}$
$\theta = 0^\circ$	$D_d = 1.14 \text{ m}$	$D_t = 1.61 \text{ m}$
$\gamma = 0^\circ$	$h_d = 26.5 \text{ cm}$	$h_t = 37.5 \text{ cm}$
	agua = 70 % vol	agua = 70 % vol

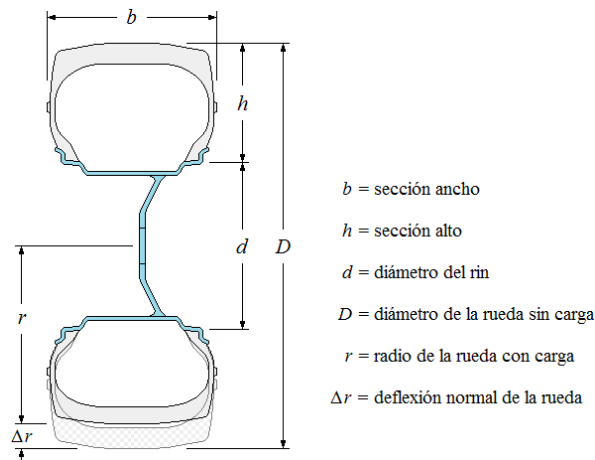


Figura 2.7: *Nomenclatura de las ruedas.*

2.4. Resultados y discusiones

2.4.1. Discrepancia cinemática por las velocidades angulares

El tractor MF-592T 4×4 presenta una caja de reenvío con una relación de transmisión mecánica fija, en la cual por cada 10 rev de las ruedas traseras, las ruedas delanteras giran 14 rev en promedio, resultando en una relación de transmisión de 0.7143.

Por definición, el factor de discrepancia cinemática debido a las velocidades angulares de las ruedas se calcula como el recíproco de la relación de transmisión, por lo cual presenta un valor constante de 1.4, independientemente de la posición de la transmisión (Figura 2.8):

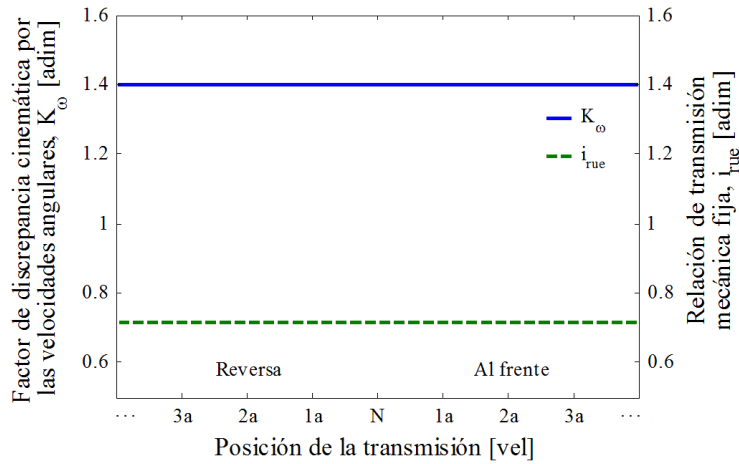


Figura 2.8: Factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 debido a las velocidades angulares de las ruedas.

2.4.2. Discrepancia cinemática por los radios de rodadura

Al incrementar la carga de tracción de 0 hasta 25 kN, las cargas verticales disminuyeron en las ruedas delanteras y aumentaron en las ruedas traseras (Figura 2.9). El coeficiente de transferencia de peso del tractor MF-592T 4×4 es 0.172, por lo cual la relación de las cargas verticales de las ruedas y la resistencia de tracción es la siguiente:

$$W_d = -0.172 * R_T + 17.0 \quad \text{para las ruedas delanteras}$$

$$W_t = 0.172 * R_T + 30.8 \quad \text{para las ruedas traseras}$$

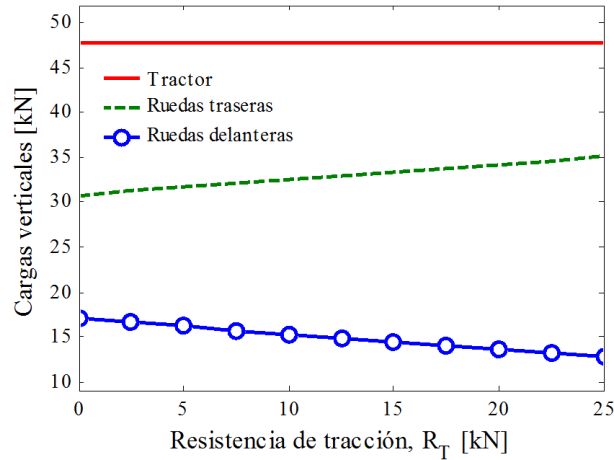


Figura 2.9: Cargas verticales de las ruedas en función de la resistencia de tracción.

En el Cuadro 2.4 se muestran los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras del tractor suspendido y sin implemento, medidos en laboratorio de forma manual en presiones de inflado de 80, 130 y 180 kPa para ser utilizados como referencia para determinar los radios de rodadura al variar la carga de tracción:

Cuadro 2.4: Radios de rodadura de referencia medidos en laboratorio.

Ruedas	Carga vertical por rueda (kN)	Radio de rodadura (mm)		
		80 kPa	130 kPa	180 kPa
Delanteras	Ruedas sueltas (0)	561.0	566.5	569.0
	Tractor solo ($W'_d/2 = 8.5$)	532.3	541.8	545.65
Traseras	Ruedas sueltas (0)	791.0	807.0	818.0
	Tractor solo ($W'_t/2 = 15.4$)	741.0	760.6	775.7

Se midieron para presiones de inflado de 80, 130 y 180 kPa, los desplazamientos de los cilindros hidráulicos en dependencia de las cargas de compresión aplicada (Capítulo 4), los cuales expresan las deflexiones normales y las cargas verticales de las ruedas, respectivamente. Al incrementar la carga de tracción de 0 a 25 kN, las deflexiones normales disminuyeron entre 0.35 y 0.5 mm en las ruedas delanteras, e incrementaron entre 1.9 y 5.4 mm en las ruedas traseras.

Las deflexiones normales de las ruedas al agregar la carga de tracción fueron muy reducidas respecto a las deflexiones normales debidas al peso del tractor, ya que solamente

representaron de 1.5 a 1.7 % en las ruedas delanteras y de 4.6 a 10.8 % en las ruedas traseras (Figura 2.10).

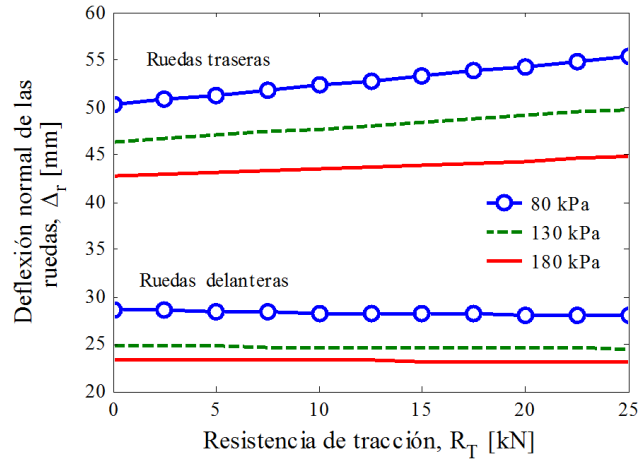


Figura 2.10: Deflexiones normales de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.

La Figura 2.11 muestra los radios de rodadura calculados a partir de los radios de referencia y las deflexiones normales.

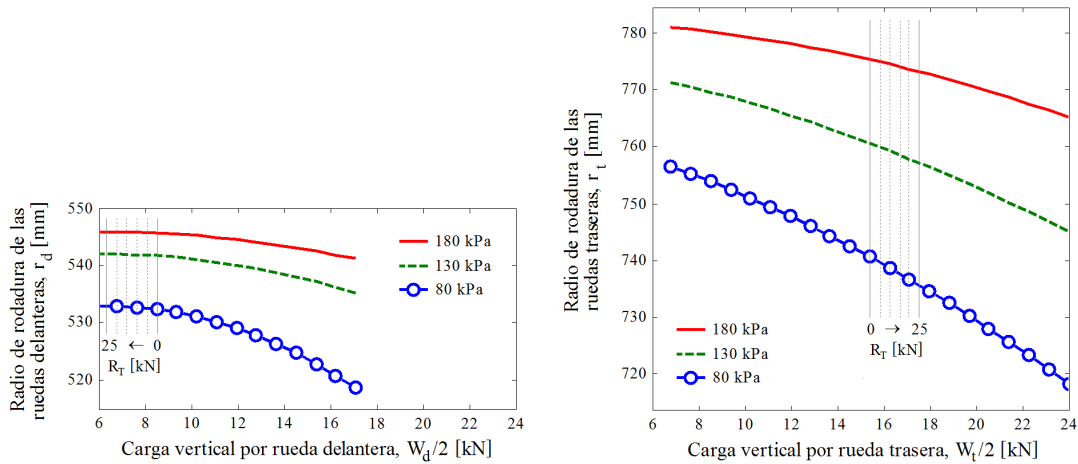


Figura 2.11: Radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.

Al incrementar la resistencia de tracción de 0 a 25 kN, los radios de rodadura aumentaron en 0.5, 0.4 y 0.35 mm en las ruedas delanteras, y disminuyeron en 5.4, 3.8 y 1.9 mm en las ruedas traseras, para presiones de inflado de 80, 130 y 180 kPa, respectivamente.

La Figura 2.12 muestra los valores del factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 debido a los radios de rodadura de las ruedas en dependencia de la resistencia de tracción.

Al incrementar la presión de inflado en las ruedas, la discrepancia cinemática del tractor empeora debido a que el factor se aleja de la unidad. Al incrementar la resistencia de tracción hasta 25 kN, la discrepancia cinemática mejora ligeramente, debido a que los radios de rodadura incrementan en las ruedas delanteras y disminuyen en las ruedas traseras, aunque los mejores resultados se obtienen en las presiones de inflado más bajas permisibles.

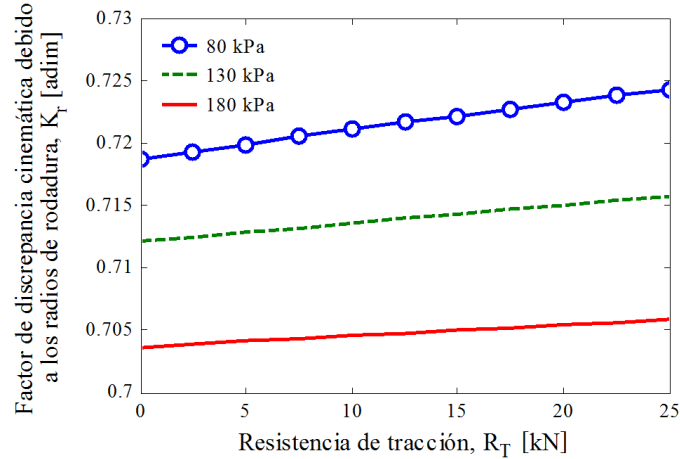


Figura 2.12: Factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 debido a los radios de rodadura de las ruedas.

La Figura 2.13 presenta el factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en línea recta, calculado a partir de los radios de rodadura y las velocidades angulares, en dependencia de la resistencia de tracción.

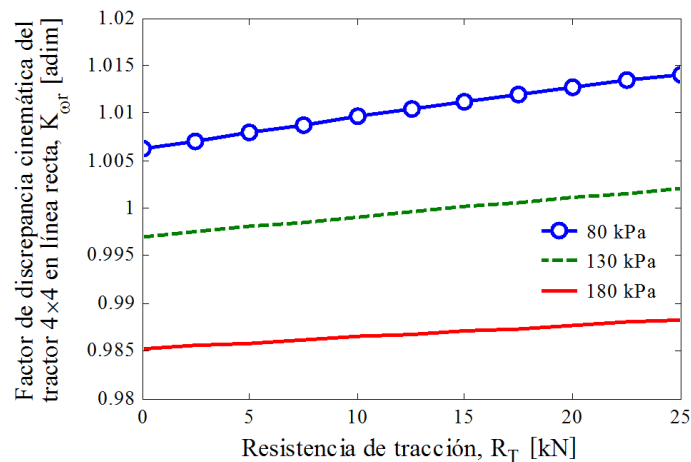


Figura 2.13: Factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en línea recta.

Al utilizar una presión de inflado de 130 kPa en las cuatro ruedas e incrementar la carga de tracción hasta 25 kN, los cambios en los radios de rodadura compensaron la desigualdad de las velocidades angulares de las ruedas, y el factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en línea recta es de 1 ∓ 0.003 .

2.4.3. Discrepancia cinemática por los radios de giro

La Figura 2.14 muestra los factores de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en la curva para cuatro diferentes configuraciones de la dirección.

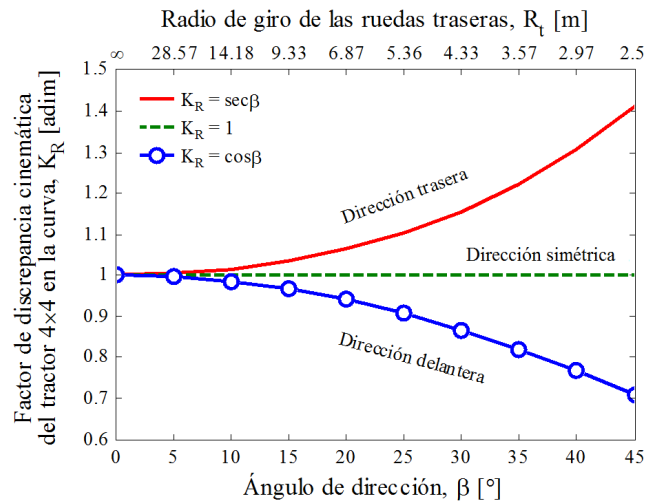


Figura 2.14: Discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en la curva.

El tractor MF-592T 4×4 presenta dirección en las ruedas delanteras, por lo que para un ángulo de dirección crítico de 45° , el factor de discrepancia cinemática disminuye de la unidad hasta 0.7071. Si la dirección estuviera en las ruedas traseras, para el mismo ángulo de dirección crítico el factor de discrepancia cinemática incrementaría de la unidad hasta 1.4142.

La Figura 2.15 presenta el factor de discrepancia cinemática total del tractor MF-592T 4×4, el cual considera las variaciones de los radios de rodadura al incrementar la resistencia de tracción de 0 a 25 kN, y las variaciones de los radios de giro al tomar una curva, para diferentes presiones de inflado.

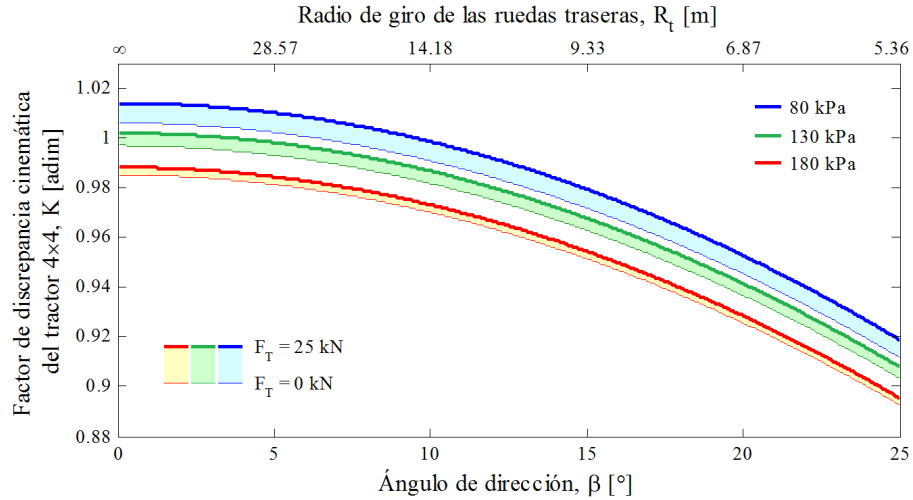


Figura 2.15: Factor de discrepancia cinemática total del tractor MF-592T 4×4.

Se consideraron cambios de 0 a 25 kN en la resistencia de tracción, y de 0 a 25° en el ángulo de la dirección, porque la mayoría de las actividades agrícolas que requieren la doble tracción se realizan en tales rangos. AGCO recomienda desconectar la tracción del eje delantero cuando el ángulo de dirección alcanza los 25°.

Al incrementar la resistencia de tracción, y cambiar las presiones de inflado de 80 a 180 kPa, el factor de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 disminuyó en promedio de 2.09 a 2.55 %, respectivamente.

También al incrementar la resistencia de tracción, el factor de discrepancia cinemática incrementó en 0.78, 0.51 y 0.31 %, en las presiones de inflado de 80, 130 y 180 kPa, respectivamente. Lo anterior implica que la resistencia de tracción no afecta de forma significativa al factor de discrepancia cinemática, y esto se reduce aun más cuando las presiones de inflado son mayores a 170 kPa.

Para compensar el factor de discrepancia cinemática en la curva con la carga de tracción del implemento, para la presión de inflado de 80 kPa se deben incrementar de forma paralela la resistencia de tracción de 0 a 25 kN con el ángulo de dirección de 6 a 9.5°. De forma similar, para la presión de inflado de 130 kPa, se deben incrementar de forma paralela la fuerza de tracción de 15 a 25 kN con el ángulo de dirección de 0 a 4°. En presiones de inflado mayores a 170 kPa, el factor de discrepancia cinemática no puede ser compensado aún con la resistencia de tracción máxima y el ángulo de dirección mínimo, considerados.

Los Cuadros 2.5-2.9 presentan las ecuaciones para estimar las deflexiones normales y los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras, así como los factores de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en función de la resistencia de tracción:

Cuadro 2.5: *Cálculo de las deflexiones normales en función de la resistencia de tracción.*

P [kPa]	Ruedas delanteras, Δ_{r_d} [mm]	R^2	Ruedas traseras, Δ_{r_t} [mm]	R^2
80	$\Delta_{r_d} = -0.0225 * R_T + 28.56$	0.97	$\Delta_{r_t} = 0.1991 * R_T + 50.30$	0.96
130	$\Delta_{r_d} = -0.0123 * R_T + 24.78$	0.98	$\Delta_{r_t} = 0.1376 * R_T + 46.35$	0.97
180	$\Delta_{r_d} = -0.0088 * R_T + 23.35$	0.97	$\Delta_{r_t} = 0.0848 * R_T + 42.62$	0.96

Cuadro 2.6: *Cálculo de los radios de rodadura en función de las cargas verticales.*

Presión [kPa]	Ruedas delanteras, r_d [mm]	R^2 [adim]
80	$r_d = -0.124 * (W_d/2)^2 + 1.578 * (W_d/2) + 527.9$	0.97
130	$r_d = -0.056 * (W_d/2)^2 + 0.696 * (W_d/2) + 539.8$	0.98
180	$r_d = -0.039 * (W_d/2)^2 + 0.476 * (W_d/2) + 544.4$	0.97
Presión [kPa]	Ruedas traseras, r_t [mm]	R^2 [adim]
80	$r_t = -0.043 * (W_t/2)^2 - 0.899 * (W_t/2) + 764.7$	0.96
130	$r_t = -0.033 * (W_t/2)^2 - 0.529 * (W_t/2) + 776.5$	0.97
180	$r_t = -0.030 * (W_t/2)^2 - 0.008 * (W_t/2) + 782.5$	0.96

Cuadro 2.7: *Cálculo de los radios de rodadura en función de la resistencia de tracción.*

P [kPa]	Ruedas delanteras, r_d [mm]	R^2	Ruedas traseras, r_t [mm]	R^2
80	$r_d = 0.022 * R_T + 532.4$	0.97	$r_t = -0.20 * R_T + 740.7$	0.96
130	$r_d = 0.012 * R_T + 541.7$	0.98	$r_t = -0.14 * R_T + 760.7$	0.97
180	$r_d = 0.009 * R_T + 545.7$	0.97	$r_t = -0.09 * R_T + 775.4$	0.96

donde R_T = la resistencia de tracción [kN], R = el coeficiente de determinación [adim], P, P_d, P_t = las presiones de inflado en las ruedas [kPa], $W_d/2, W_t/2$ = las cargas verticales por rueda delantera y por rueda trasera [kN].

Cuadro 2.8: *Cálculo de los factores de discrepancia cinemática de los radios de rodadura.*

$P_d = P_t$ [kPa]	K_r [mm]	R^2 [adim]
80	$K_r = 2.2522 \times 10^{-4} * R_T + 0.7188$	0.96
130	$K_r = 1.4571 \times 10^{-4} * R_T + 0.7122$	0.97
180	$K_r = 8.8524 \times 10^{-5} * R_T + 0.7037$	0.96

Cuadro 2.9: *Cálculo de los factores de discrepancia cinemática en línea recta.*

$P_d = P_t$ [kPa]	$K_{\omega r}$ [mm]	R^2 [adim]
80	$K_{\omega r} = 3.1445 \times 10^{-4} * R_T + 1.0064$	0.96
130	$K_{\omega r} = 2.0369 \times 10^{-4} * R_T + 0.9970$	0.97
180	$K_{\omega r} = 1.2377 \times 10^{-4} * R_T + 0.9852$	0.96

2.5. Conclusiones

El tractor MF-592T 4×4 tiene una relación de transmisión mecánica fija entre las ruedas delanteras y traseras, y como las ruedas delanteras son de menor tamaño que las ruedas traseras, el factor de discrepancia cinemática debido a las velocidades angulares fue constante y mayor a la unidad. El factor de discrepancia cinemática de los radios de rodadura fue menor a la unidad, y al incrementar la carga de tracción hasta 25 kN el factor incrementó apenas entre 0.79 y 0.31 % para presiones de inflado entre 80 y 180 kPa. El factor de discrepancia cinemática de la curva fue menor a la unidad por el diseño de la dirección en las ruedas delanteras.

Se puede utilizar una presión de inflado de 130 kPa en las cuatro ruedas y trabajar con cargas de tracción entre 0 y 25 kN, con factores aceptables de discrepancia cinemática del tractor MF-592T 4×4 en línea recta de 1 ∓ 0.003 .

Si se requiere utilizar el tractor MF-592T 4×4 en la curva con cargas de tracción de 0 a 25 kN y con factores aceptables de discrepancia cinemática entre 1 y 0.98, se pueden utilizar presiones de inflado de 130 kPa en todas las ruedas y ángulos la dirección menores a 12°, que corresponden a los radios de giro de las ruedas traseras mayores de 11.8 m.

La discrepancia cinemática del tractor agrícola 4×4 en la curva afecta el desempeño del tractor en mayor medida que la discrepancia cinemática causada al aplicar una carga

de tracción, ya que la variación de los radios de giro es muy grande en comparación a la variación de los radios de rodadura debida a los cambios de las cargas verticales de las ruedas.

La discrepancia cinemática en la curva puede ser compensada a partir del diseño de la caja de reenvío con una relación de transmisión variable continua en dependencia del ángulo de dirección, para mantener el factor de discrepancia cinemática del tractor agrícola 4×4 igual a la unidad en todo ángulo de dirección permisible.

La discrepancia cinemática de los radios de rodadura puede ser compensada a partir del diseño de un contrapeso con desplazamiento longitudinal para ajustar las cargas verticales en las ruedas delanteras y traseras, y mantener el factor de discrepancia cinemática del tractor agrícola 4×4 igual a la unidad en todo nivel de carga de tracción permisible.

2.6. Literatura Citada

- Andreev A. F.; Kabanau V. I.; Vantsevich V. V. 2010. Driveline systems of ground vehicles, theory and design. CRC Press. United States of America. 758 p.
- Besselink B. C. 2003. Tractive efficiency of four-wheel-drive vehicles: an analysis for non-uniform traction conditions. En: Proceedings of IMechE 2003. Vol. 217 Part D: Journal of Automobile Engineering. 363-374.
- Chudakov D. A. 1977. Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles. Editorial Mir Moscú, Moscú Rusia. 432 p.
- Dudzidski P.; Pleczonka K.; Wystouch Z. 1994. Application of intelligent systems in modern bucket loaders. En: 6th European ISTVS Conference, Off Road Vehicles in Theory and Practice, Vienna, Austria. Proceedings Vol. 2:584-602.
- Goering C. E.; Hansen A. C. 2004. Engine and tractor power. 4a Edición. American Society of Agricultural and Biological Engineers. United States of America. 483 p.
- Goering C. E.; Stone M. L.; Smith D. W.; Turnquist P. K. 2006. Off-road vehicle engineering principles. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América. 462 p.
- Morelos M. A.; Romantchik K. E. Análisis de la discrepancia cinemática de un tractor

- agrícola 4×4 y sus efectos en las eficiencias de tracción y de combustible. En: XX Congreso Nacional de Ingeniería Agrícola, Guanajuato, México. 2011b, CD-ROM.
- Morelos M. A.; Romantchik K. E. Discordancia cinemática de un tractor 4×4 en la curva. En: Congreso Internacional de las Ciencias Agropecuarias, AGROCIENCIAS 2011, San José de las Lajas, Cuba. 2011a, CD-ROM.
- Morelos M. A.; Romantchik K. E.; José G. Gaytán R. J. G.; Villaseñor P. C. A. 2009. Fuerzas de tracción de las ruedas del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4 al tomar una curva. Ingeniería Agrícola y Biosistemas 1(2):77-84.
- Skoibeda A. T. 1979. Automation of vehicle running gears. Nauka i Technika Publishing house. Minsk, Russia. (en Ruso) 280 p.
- Srivastava A. K.; Goering C. E.; Rohrbach R. P.; Buckmaster D. R. 2006. Engineering principles of agricultural machines, 2a Edición. 139-168. St. Joseph, Michigan: ASA-BE. American Society of Agricultural and Biological Engineers. 588 p.
- Stoilov S. 2007. Improvement of wheel skidder tractive performance by tire inflation pressure and tire chains. En: Croatian Journal of Forest Engineering 28(2):137-144.
- Stockmar J. 1994. Self-generated torques in all-wheel drive power trains. En: 6th European ISTVS Conference, Off Road Vehicles in Theory and Practice, Vienna, Austria. Proceedings Vol. 1:78-90.
- Szente M. 2009. Slip calculation and analysis for four-wheel drive tractors. En: Järművek és Mobilgépek. 2(5):404-424.
- Vantsevich V. V. 2007. Multi-wheel drive vehicle energy/fuel efficiency and traction performance: Objective function analysis. En: Journal of Terramechanics 44:239-253.
- Vantsevich V. V.; Augsburg K.; Shyrokau B. N.; Ivanov V. 2010. Kinematic discrepancy minimization for AWD terrain vehicle dynamics control. En: 2010 SAE International. 16 p.
- Wong J. Y. 2001. Theory of ground vehicles. 3rd edition. John Wiley & Sons. Canada. 528 p.
- Żebrowski J. 2010. Traction efficiency of a wheeled tractor in construction operations. En: Automation in Construction 19:100-108.

Capítulo 3

Fuerzas Críticas de Tracción de las Ruedas del Tractor en los Esquemas 4×2 y 4×4 en la Curva

3.1. Resumen

Al momento de desarrollar la fuerza de tracción, los elementos motrices del tractor generan patinaje debido a la adherencia entre la rueda y el suelo. Cuando el tractor avanza en línea recta, las fuerzas de tracción y los patinajes de las ruedas mantienen sus valores constantes. A medida que el tractor toma una curva, estos parámetros cambian hasta generar un momento de desestabilización, por lo que el motor tiene que desarrollar un momento para vencerlo y el operador tiene que esforzarse para mantener el giro del tractor hacia el lado indicado. En este trabajo se desarrollaron las ecuaciones para calcular las fuerzas de tracción y los patinaje en las ruedas interior y exterior del tractor 4×2 , y en las ruedas delanteras y traseras del tractor 4×4 , en función del ángulo de dirección y considerando la suma de los patinajes de las ruedas la cual expresa la fuerza de tracción total que desarrolla el tractor. Los resultados indicaron que al medida que al incrementar el ángulo de dirección, las fuerzas de tracción y los patinajes incrementaron en la rueda interior y disminuyeron en la rueda exterior en el esquema 4×2 , y de forma similar tales indicadores incrementaron en las ruedas traseras y disminuyeron en las ruedas delanteras

en el esquema 4×4 . Para cada fuerza de tracción total necesaria, existió una condición límite para desbloquear el diferencial en el esquema 4×2 y desconectar el eje delantero en el esquema 4×4

Palabras clave: Ruedas, fuerza de tracción, patinaje, desbloqueo del diferencial, desconexión del eje delantero.

3.2. Introducción

Al momento de desarrollar la fuerza de tracción, los elementos tractivos del tractor generan patinaje debido a las condiciones de adherencia entre la rueda y el suelo (Saarilah-ti, 2002; Macmillan, 2002; Zoz y Grisso, 2003; Chudakov, 1977). Las fuerzas de reacción entre la rueda y el suelo en las operaciones de labranza alteran el movimiento lateral del tractor, lo que dificulta al operador mantener la dirección de avance en la ruta deseada (Nishiike *et al.*, 2004).

El radio de la circunferencia de giro de un vehículo es el resultado de dos efectos de giro, los cuales consisten en el radio de curvatura producido por las velocidades independientes de las cuatro ruedas y el radio de curvatura producido por la dirección de avance de las ruedas. En un tractor convencional con cuatro ruedas y dirección tipo Ackerman, el efecto dominante que determina el radio de giro son las velocidades independientes de las cuatro ruedas, las cuales pueden ser manipuladas por el operador (Besselink, 2004).

Los radios de giro del tractor son afectados por las características geométricas del mecanismo de dirección, la configuración y el frenado de las ruedas motrices delanteras, las reacciones del suelo, la deflexión lateral de la rueda, y el equilibrio de fuerzas y momentos en el punto de contacto entre la rueda y el suelo. En un ángulo de dirección de las ruedas delanteras, los radios de giro producidos en suelos removidos son más grandes que los producidos sobre asfalto. En un suelo removido se presenta resistencia de giro a medida que el tractor toma una curva (Rosa *et al.*, 2001). Los radios de giro son menores con la dirección en las cuatro ruedas que con la dirección convencional en las ruedas delanteras (Miller *et al.*, 2004).

Al analizar la distribución de la potencia entre los ejes trasero y delantero, el eje

rígido de conexión de los dos ejes trabaja bien solamente cuando el tractor avanza en línea recta en suelos removidos, pero su desempeño es deficiente en otras condiciones de operación, tales como en velocidades altas (circulación de potencia) y al tomar una curva (las velocidades demasiado lentas del eje delantero producen frenado, reducen la fuerza de tracción, provocan un desgaste excesivo en las ruedas), lo cual implica el incremento de la fuerza de resistencia más allá de lo requerido para operaciones en línea recta y en superficie plana.

En los tractores agrícolas ha sido introducido el mecanismo de desconexión automática del eje delantero para las condiciones de transporte a velocidades altas y al tomar una curva (Wiley y Turner, 2008). Nishiike *et al.*, (2004) desarrollaron y simularon un sistema de control del ángulo de desviación con frenos controlados eléctricamente, a partir del análisis teórico de la relación estática y dinámica entre el ángulo de dirección y el movimiento lateral del tractor en las operaciones de preparación del suelo.

Khot *et al.*, (2004) evaluaron la estabilidad dinámica de un vehículo robot agrícola con cuatro ruedas motrices y directrices, a partir de la simulación del patinaje lateral, aceleración lateral, ángulo del patinaje y la fuerza lateral, generados en cada una de las ruedas, para el desarrollo de un controlador de navegación. El sistema de dirección SuperSteer que mueve totalmente el eje delantero del tractor, permite evitar la interferencia de las ruedas con el chasis del tractor y de esta manera reducir el radio de giro (Rosa *et al.*, 2001).

Entre los diferentes tipos de transmisiones que emplean los tractores, una combinación de motor eléctrico con los elementos de transmisión de potencia desde el motor hasta las ruedas permitiría controlar cada una de las ruedas del tractor y cada eje de manera independiente, para prevenir la recirculación de potencia y lograr una mejor tracción en las curvas (Renius y Resch, 2005).

Cuando el tractor avanza en línea recta con el diferencial bloqueado del esquema 4×2 y con el eje delantero conectado del esquema 4×4 , y considerando presiones de inflado y cargas verticales iguales en las cuatro ruedas, las fuerzas de tracción y los patinajes de las ruedas son iguales. El análisis de los momentos y la distribución de las fuerzas tangenciales entre las ruedas en función de la adherencia entre la rueda y el suelo, permite caracterizar la estabilidad de giro del vehículo (Chudakov, 1977).

AGCO (2004) menciona que el diferencial debe ser desbloqueado antes de alcanzar un ángulo de dirección de 15° en el esquema 4×2 , y el eje delantero debe ser desconectado antes de alcanzar un ángulo de dirección de 25° en el esquema 4×4 . Pero no indica la distribución de las fuerzas tangenciales entre las ruedas en función de los ángulos de dirección, por lo que no se conocen los valores óptimos, ni los valores límites de la fuerza tangencial para desbloquear el diferencial y desconectar el eje delantero.

En el presente trabajo se desarrollaron las ecuaciones que relacionan los patinajes con las fuerzas de tracción que desarrollan las ruedas del tractor al tomar una curva en los esquemas 4×2 y 4×4 . Se definieron los parámetros $k_{4 \times 2}$ como la suma de los patinajes de las ruedas interior y exterior, y $k_{4 \times 4}$ como la suma de los patinajes de las ruedas delanteras y traseras, que corresponden a las fuerzas de tracción que desarrolla el tractor en los esquemas de tracción correspondientes.

3.3. Material y métodos

3.3.1. Patinaje de la rueda y su relación con la fuerza de tracción

El patinaje de la rueda motriz se define como la reducción proporcional de la velocidad teórica a la velocidad de avance desarrollada con carga (Ecuación 3.1):

$$\delta = \frac{v' - v}{v'} \quad (3.1)$$

donde δ = el patinaje de la rueda motriz [adim], v' = la velocidad teórica, de la rueda sin carga, v = la velocidad real, de la ruedas con carga [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

La velocidad teórica de la rueda motriz se define como el producto de la velocidad angular y el radio de rodadura (Ecuación 3.2):

$$v' = \omega * r \quad (3.2)$$

donde ω = la velocidad angular de la rueda [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$], r = el radio de rodadura [m].

La Figura 3.1 describe la relación entre el patinaje de las ruedas motrices y la fuerza de tracción del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4 en un suelo firme (Mugucia *et al.*, 1987). La curva presenta un comportamiento lineal hasta el 80% de la fuerza máxima y

el 20 % de patinaje, el cual puede ser aplicado para calcular las fuerzas de tracción de las ruedas con el fundamento de que las fuerzas tangenciales de las ruedas motrices son múltiplos de la fuerza de tracción total del tractor, incluyendo las diferentes pérdidas.

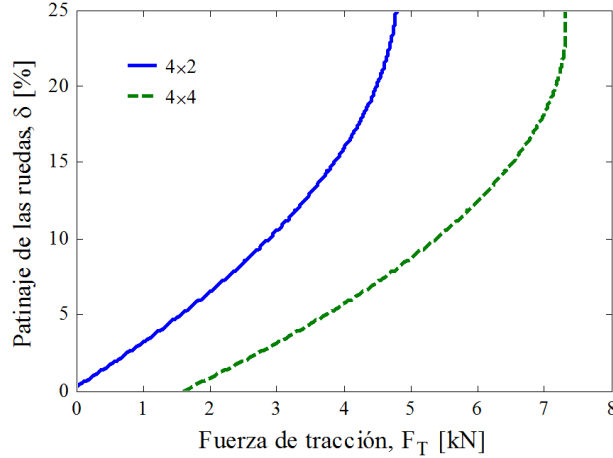


Figura 3.1: *Patinaje en las ruedas vs fuerza de tracción (Mugucia et al., 1987).*

En los dos esquemas de tracción, el tractor genera la fuerza máxima de tracción cuando el patinaje es del 25 %. En este trabajo se desarrollan las ecuaciones que relacionan la fuerza de tracción con el patinaje de las ruedas en el rango lineal de la curva, cuando el tractor se desempeña en curvas de diferentes ángulos de dirección y radios de giro en un suelo de asfalto con una superficie horizontal.

La relación lineal entre el patinaje y la fuerza de tracción de la rueda motriz (Figura 3.1), puede ser expresada con la Ecuación 3.3:

$$F = 4 * \delta * F_{max} \quad (3.3)$$

donde F = la fuerza de tracción de la rueda motriz [N], δ = el patinaje de la rueda con el suelo [adim], F_{max} = la fuerza de tracción máxima que puede desarrollar la rueda [N].

La fuerza de tracción máxima se calcula en función de la carga vertical en la rueda y el coeficiente de adherencia entre la rueda y el suelo (Chudakov, 1977), con la Ecuación 3.4:

$$F_{max} = \varphi * W \quad (3.4)$$

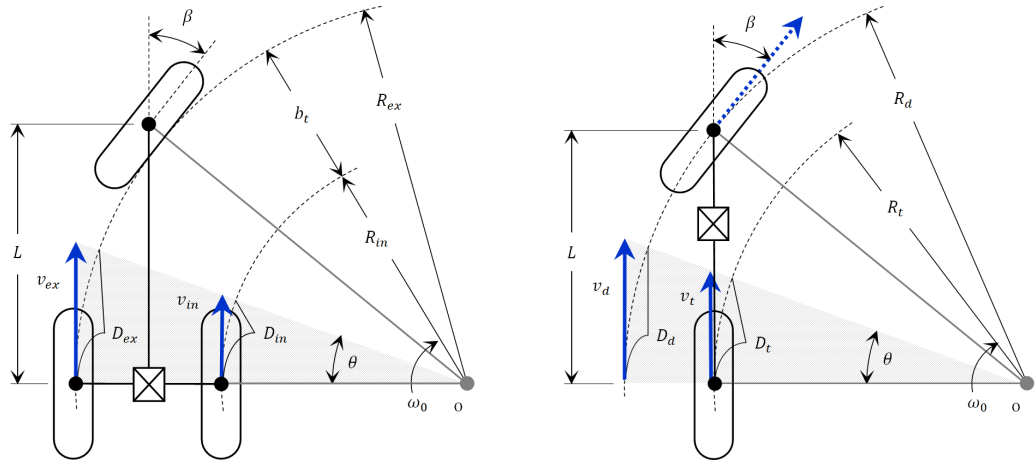
donde φ = el coeficiente de adherencia entre la rueda y el suelo [adim], W = la carga vertical en la rueda [N].

Reescribiendo (3.4) en (3.3), se obtiene la fuerza de tracción que desarrolla la rueda al avanzar sobre el suelo (Ecuación 3.5):

$$F = 4 * \delta * \varphi * W \quad (3.5)$$

3.3.2. Patinajes de las ruedas del tractor en la curva

El tractor agrícola con dirección en las ruedas delanteras, al tomar una curva las proyecciones de los ejes de las cuatro ruedas convergen en un centro instantáneo de rotación (o). Para su análisis, en el esquema 4×2 se consideran las ruedas interior y exterior del eje trasero, y las ruedas delanteras se reducen a una rueda (diagrama del triciclo), y en el esquema 4×4 las cuatro ruedas se reducen a dos ruedas, una rueda por eje (diagrama de la bicicleta). Como el eje trasero es adyacente al centro instantáneo de rotación, el radio de giro de la rueda interior es menor al de la rueda exterior en el esquema 4×2 (Figura 3.2a), y el radio de giro de las ruedas traseras es menor al de las ruedas delanteras en el esquema 4×4 (Figura 3.2b).



(a) Esquema 4×2 - ruedas interior y exterior. (b) Esquema 4×4 - ruedas delanteras y traseras.

Figura 3.2: Relación cinemática de las ruedas del tractor en la curva.

A partir de (3.1), los patinajes de las ruedas del tractor se calculan con las Ecuaciones 3.6a-3.6d:

$$\delta_{in} = \frac{v'_{in} - v_{in}}{v'_{in}} \quad (3.6a)$$

$$\delta_{ex} = \frac{v'_{ex} - v_{ex}}{v'_{ex}} \quad (3.6b)$$

$$\delta_d = \frac{v'_d - v_d}{v'_d} \quad (3.6c)$$

$$\delta_t = \frac{v'_t - v_t}{v'_t} \quad (3.6d)$$

donde $\delta_{in}, \delta_{ex}, \delta_d, \delta_t$ = los patinajes de las ruedas interior, exterior, delanteras y traseras [adim], $v'_{in}, v'_{ex}, v'_d, v'_t$ = las velocidades teóricas de las ruedas [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], v_{in}, v_{ex}, v_d, v_t = las velocidades reales de las ruedas [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].

A partir de (3.2), las velocidades teóricas de las ruedas se calculan con las Ecuaciones 3.7a-3.7d:

$$v'_{in} = \omega_{in} * r_{in} \quad (3.7a)$$

$$v'_{ex} = \omega_{ex} * r_{ex} \quad (3.7b)$$

$$v'_d = \omega_d * r_d \quad (3.7c)$$

$$v'_t = \omega_t * r_t \quad (3.7d)$$

donde $\omega_{in}, \omega_{ex}, \omega_d, \omega_t$ = las velocidades angulares de las ruedas interior y exterior [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$], r_{in}, r_{ex}, r_d, r_t = los radios de rodadura [m].

En los dos esquemas de tracción del tractor se asume una superficie del suelo horizontal, con las cuatro ruedas del mismo tamaño, con las mismas cargas verticales y presiones de inflado iguales.

Cuando el tractor se desplaza con el diferencial bloqueado y la tracción delantera conectada, en todas las ruedas se cumplen las condiciones de igualdad de las velocidades de avance en línea recta, y de igualdad de las velocidades teóricas en la curva. La Ecuación 3.4 se expresada de la siguiente forma (Ecuación 3.8):

$$v' = \frac{v}{1 - \delta} \quad (3.8)$$

A partir de (3.8), se reescriben las igualdades de las velocidades teóricas de las ruedas interior y exterior del tractor ($v'_{in} = v'_{ex}$) en el esquema 4×2 (Ecuación 3.9a) y de las ruedas delanteras y traseras del tractor ($v'_d = v'_t$) en el esquema 4×4 (Ecuación 3.9b):

$$\frac{v_{in}}{1 - \delta_{in}} = \frac{v_{ex}}{1 - \delta_{ex}} \quad (3.9a)$$

$$\frac{v_d}{1 - \delta_d} = \frac{v_t}{1 - \delta_t} \quad (3.9b)$$

Al trasladarse respecto al centro de giro ($\circ$) del tractor en la curva, las ruedas interior y exterior del esquema 4×2 , y las ruedas delanteras y traseras del esquema 4×4 , recorren distancias diferentes en el mismo tiempo y cubren el mismo ángulo de traslación. El tiempo y el ángulo de traslación son expresados con las Ecuaciones 3.10 y 3.11:

$$t = \frac{D_{in}}{v_{in}} = \frac{D_{ex}}{v_{ex}} = \frac{D_d}{v_d} = \frac{D_t}{v_t} \quad (3.10)$$

$$\theta = \frac{D_{in}}{R_{in}} = \frac{D_{ex}}{R_{ex}} = \frac{D_d}{R_d} = \frac{D_t}{R_t} \quad (3.11)$$

donde t = el tiempo de recorrido por las ruedas [s], θ = el ángulo de traslación cubierto por las ruedas [rad], D_{in}, D_{ex}, D_d, D_t = las distancias recorridas por las ruedas interior, exterior, delanteras y traseras [m], R_{in}, R_{ex}, R_d, R_t = los radios de giro de las ruedas [m].

Al dividir (3.11) entre (3.10) se obtiene la velocidad angular de traslación del tractor en la curva (Ecuación 3.12):

$$\omega_0 = \frac{\theta}{t} = \frac{v_{in}}{R_{in}} = \frac{v_{ex}}{R_{ex}} = \frac{v_d}{R_d} = \frac{v_t}{R_t} \quad (3.12)$$

donde ω_0 = la velocidad angular de traslación del tractor en la curva [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$].

Reescribiendo (3.12) en (3.9), se obtiene la relación entre los patinajes y los radios de giro de las ruedas interior y exterior del esquema 4×2 (Ecuación 3.13a), y de las ruedas delanteras y traseras del esquema 4×4 (Ecuación 3.13b):

$$\frac{R_{in}}{1 - \delta_{in}} = \frac{R_{ex}}{1 - \delta_{ex}} \quad (3.13a)$$

$$\frac{R_d}{1 - \delta_d} = \frac{R_t}{1 - \delta_t} \quad (3.13b)$$

En el esquema 4×2 el radio de giro del punto equidistante a las ruedas interior y exterior, se denomina radio de giro de las ruedas traseras y se calcula con la Ecuación 3.14:

$$R_t = R_{in} + \frac{b_t}{2} = R_{ex} - \frac{b_t}{2} \quad (3.14)$$

donde b_t = la distancia entre las ruedas traseras [m].

Si se desprecia el juego del volante, el patinaje y el deslizamiento de las ruedas en el suelo al tomar una curva, la relación geométrica entre los radios de giro de las ruedas y el ángulo de dirección está dada por las Ecuaciones 3.15a-3.15d:

$$\frac{L}{R_t} = \tan \beta \quad (3.15a)$$

$$\frac{L}{R_d} = \sin \beta \quad (3.15b)$$

$$\frac{R_t}{R_d} = \cos \beta \quad (3.15c)$$

$$R_d^2 = R_t^2 + L^2 \quad (3.15d)$$

donde L = la distancia entre las ruedas delanteras y traseras [m], β = el ángulo de dirección [°].

3.3.3. Fuerzas de tracción y torques de las ruedas del tractor en la curva

La suma de los patinajes de las ruedas interior y exterior corresponde a la fuerza de tracción que desarrolla el tractor en el esquema 4×2 (Ecuación 3.16a), y de forma similar, la suma de los patinajes de las ruedas delanteras y traseras corresponde a la fuerza de tracción que desarrolla el tractor en el esquema 4×4 (Ecuación 3.16b):

$$k_{4 \times 2} = \delta_{in} + \delta_{ex} \quad (3.16a)$$

$$k_{4 \times 4} = \delta_d + \delta_t \quad (3.16b)$$

donde $k_{4 \times 2}$ = la suma de los patinajes de las ruedas interior y exterior del tractor en el esquema 4×2 [adim], $k_{4 \times 4}$ = la suma de los patinajes de las ruedas delanteras y traseras del tractor en el esquema 4×4 [adim].

Reescribiendo (3.16) en (3.13) se obtienen los patinajes de las ruedas interior y exterior del tractor en el esquema 4×2 (Ecuaciones 3.17a y 3.17b), y los patinajes de las ruedas delanteras y traseras del tractor en el esquema 4×4 (Ecuaciones 3.18a y 3.18b):

$$\delta_{in} = \frac{k_{4 \times 2} * R_{in} + b_t}{R_{ex} + R_{in}} \quad (3.17a)$$

$$\delta_{ex} = \frac{k_{4 \times 2} * R_{ex} - b_t}{R_{ex} + R_{in}} \quad (3.17b)$$

$$\delta_d = \frac{R_t - R_d * (1 - k_{4 \times 4})}{R_d + R_t} \quad (3.18a)$$

$$\delta_t = \frac{R_d - R_t * (1 - k_{4 \times 4})}{R_d + R_t} \quad (3.18b)$$

A partir de (3.5) se obtienen las fuerzas de tracción que desarrollan las ruedas interior y exterior del esquema 4×2 (Ecuaciones 3.19a y 3.19b), y las fuerzas de tracción que desarrollan las ruedas delanteras y traseras del esquema 4×4 (Ecuaciones 3.20a y 3.20b):

$$F_{in} = 4 * \delta_{in} * \varphi_{in} * W_{in} \quad (3.19a)$$

$$F_{ex} = 4 * \delta_{ex} * \varphi_{ex} * W_{ex} \quad (3.19b)$$

$$F_d = 4 * \delta_d * \varphi_d * W_d \quad (3.20a)$$

$$F_t = 4 * \delta_t * \varphi_t * W_t \quad (3.20b)$$

donde F_{in}, F_{ex}, F_d, F_t = las fuerzas de tracción las ruedas interior, exterior, delanteras y traseras [N], $\varphi_{in}, \varphi_{ex}, \varphi_d, \varphi_t$ = los coeficientes de adherencia entre las ruedas y el suelo [adim], W_{in}, W_{ex}, W_d, W_t = las cargas verticales en las ruedas [N].

Los torques de las ruedas del tractor se calculan en función de las fuerzas de tracción y los radios de rodadura, con las Ecuaciones 3.21a y 3.21b para las ruedas interior y exterior del esquema 4×2, y con las Ecuaciones 3.22a y 3.22b para las ruedas delanteras y traseras del esquema 4×4:

$$T_{in} = F_{in} * r_{in} \quad (3.21a)$$

$$T_{ex} = F_{ex} * r_{ex} \quad (3.21b)$$

$$T_d = F_d * r_d \quad (3.22a)$$

$$T_t = F_t * r_t \quad (3.22b)$$

donde T_{in}, T_{ex}, T_d, T_t = los torques de las ruedas interior, exterior, delanteras y traseras [N·m].

3.3.4. Condiciones críticas para desbloquear el diferencial en la curva

La condición crítica para desbloquear el diferencial entre las ruedas motrices del tractor en el esquema de tracción 4×2 , se alcanza cuando el patinaje de la rueda exterior es igual a cero ($\delta_{ex} = 0$), y por consecuencia la fuerza de tracción y el torque correspondientes, también son nulos ($F_{ex} = 0, T_{ex} = 0$).

A partir de (3.13a y 3.16a), el patinaje crítico de la rueda interior para desbloquear el diferencial del eje motriz del tractor en el esquema 4×2 , se calcula con la Ecuación 3.23:

$$\delta_{in.cr} = k_{4 \times 2} = \frac{b_t}{R_{ex}} = \frac{2 * b_t}{2 * R_t + b_t} = \frac{2 * b_t * \tan \beta}{2 * L + b_t * \tan \beta} \quad (3.23)$$

donde $\delta_{in.cr}$ = el patinaje crítico de la rueda interior para desbloquear el diferencial [adim].

Los valores críticos de la fuerza de tracción y del torque de la rueda interior para desbloquear el diferencial, se calculan con las Ecuaciones 3.24 y 3.25:

$$F_{in.cr} = 4 * \delta_{in.cr} * \varphi_{in} * W_{in} \quad (3.24)$$

$$T_{in.cr} = F_{in.cr} * r_{in} \quad (3.25)$$

donde $F_{in.cr}$ = la fuerza de tracción crítica de la rueda interior para desbloquear el diferencial [N], $T_{in.cr}$ = el torque crítico de la rueda interior [N·m].

3.3.5. Condiciones críticas para desconectar la tracción delantera en la curva

La condición crítica para desconectar la tracción delantera del tractor en el esquema de tracción 4×4 , se alcanza cuando el patinaje de las ruedas delanteras es igual a cero ($\delta_d = 0$), y por consecuencia la fuerza de tracción y el torque correspondientes, también son nulos ($F_d = 0, T_d = 0$).

A partir de (3.13b y 3.16b), el patinaje crítico de las ruedas traseras para desconectar la tracción delantera del tractor en el esquema 4×4 , se calcula con la Ecuación 3.26:

$$\delta_{t.cr} = k_{4 \times 4} = 1 - \frac{R_t}{R_d} = 1 - \cos \beta \quad (3.26)$$

donde $\delta_{t.cr}$ = el patinaje crítico de las ruedas traseras para desconectar la tracción delantera del tractor en el esquema 4×4 [adim].

Los valores críticos de la fuerza de tracción y del torque de las ruedas traseras para desconectar la tracción delantera, se calculan con las Ecuaciones 3.27 y 3.28:

$$F_{t.cr} = 4 * \delta_{t.cr} * \varphi_t * W_t \quad (3.27)$$

$$T_{t.cr} = F_{t.cr} * r_t \quad (3.28)$$

donde $F_{t.cr}$ = la fuerza de tracción crítica de las ruedas traseras para desconectar la tracción delantera [N], $T_{t.cr}$ = el torque crítico de las ruedas traseras [N·m].

3.3.6. Torque de contra-giro del tractor en la curva

La diferencia de las fuerzas de tracción de las ruedas interior y exterior en el esquema 4×2 y la distancia entre estas, producen un torque de contra-giro en el tractor, el cual provoca inestabilidad en el tractor al tomar una curva porque tiende a retornar la dirección a la trayectoria inicial de línea recta. Este torque se calcula con la Ecuación 3.29.

$$T_{cg} = (F_{in} - F_{ex}) * b_t \quad (3.29)$$

donde T_{cg} = el torque de contra-giro del tractor [N·m].

Para los cálculos se consideró un tractor 4×4 con dirección en las ruedas delanteras y opción de conexión y desconexión de la tracción delantera, con las siguientes características (Cuadro 3.1):

Cuadro 3.1: *Parámetros y coeficientes del tractor utilizados para los cálculos.*

Peso del tractor	$W = 49.47 \text{ kN}$
Peso en las ruedas delanteras y traseras del esquema 4×4	$W_d = W_t = 24.74 \text{ kN}$
Peso en las ruedas interior y exterior del esquema 4×2	$W_{in} = W_{ex} = 12.37 \text{ kN}$
Distancia entre los ejes	$L = 2.328 \text{ m}$
Distancia entre las ruedas traseras	$b_t = 1.677 \text{ m}$
Radio de las ruedas	$r_{in} = r_{ex} = r_d = r_t = 0.75 \text{ m}$
Adherencia de las ruedas con el suelo	$\varphi_{in} = \varphi_{ex} = \varphi_d = \varphi_t = 0.8$

3.4. Resultados y Discusión

Se consideró la fuerza de tracción máxima correspondiente a un patinaje de las ruedas del 25 %, y las sumas de los patinajes de las ruedas interior y exterior ($k_{4 \times 2}$), y de las ruedas delanteras y traseras ($k_{4 \times 4}$) de 5, 12.5 y 20 %.

3.4.1. De las ruedas interior y exterior en el esquema 4×2

La Figura 3.3 muestra los patinajes, las fuerzas de tracción y los torques por rueda de las ruedas interior y exterior del tractor en el esquema 4×2 , en dependencia de los ángulos de dirección y de los radios de giro de las ruedas traseras. Los patinajes y las fuerzas de tracción aumentaron en la rueda interior y disminuyeron en la rueda exterior a medida que incrementó el ángulo de dirección.

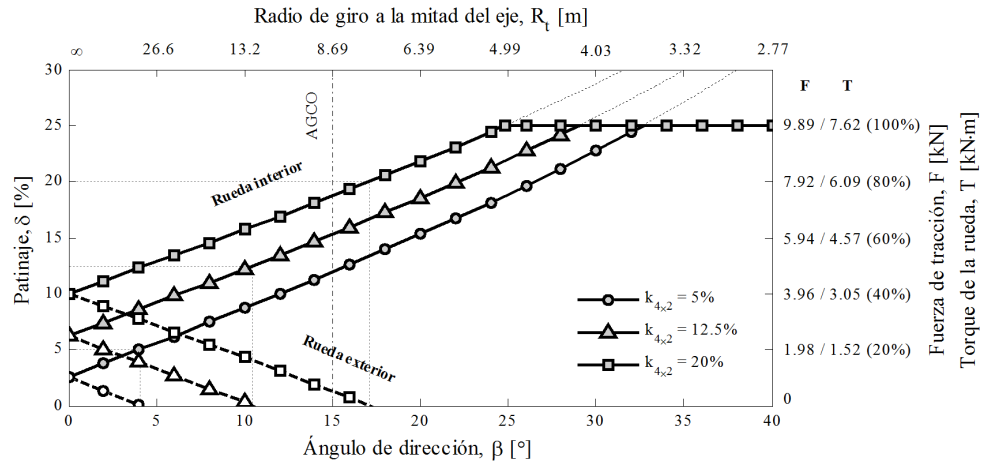


Figura 3.3: Patinajes, fuerzas de tracción y torques de las ruedas interior y exterior del tractor en el esquema 4×2 en función del ángulo de dirección.

La Figura 3.4 muestra los valores críticos de los patinajes, fuerzas de tracción y torques de la rueda interior, los cuales aumentaron de forma lineal al incrementar el ángulo de dirección, desde cero en la línea recta hasta alcanzar el patinaje de 25 %, la fuerza de tracción máxima de 9.9 kN y el torque máximo de 7.6 kN·m en el ángulo de dirección de 21.6° y el radio de giro de las ruedas traseras de 5.9 m.

En la región por arriba de la condición crítica, el tractor debe operar en la curva con el diferencial abierto, ya que si permanece bloqueado, el patinaje y la fuerza de tracción

incrementan aun más en la rueda interior, y la rueda exterior presenta deslizamiento, y se produce en el eje trasero un torque parásito $T_{4 \times 2 \cdot pr}$, el cual incrementa el gasto de combustible y el desgaste de las ruedas, y se pueden romper los elementos que conectan el diferencial con las ruedas, además el operador se fatiga por el sobre-esfuerzo que debe hacer para mantener el giro indicado.

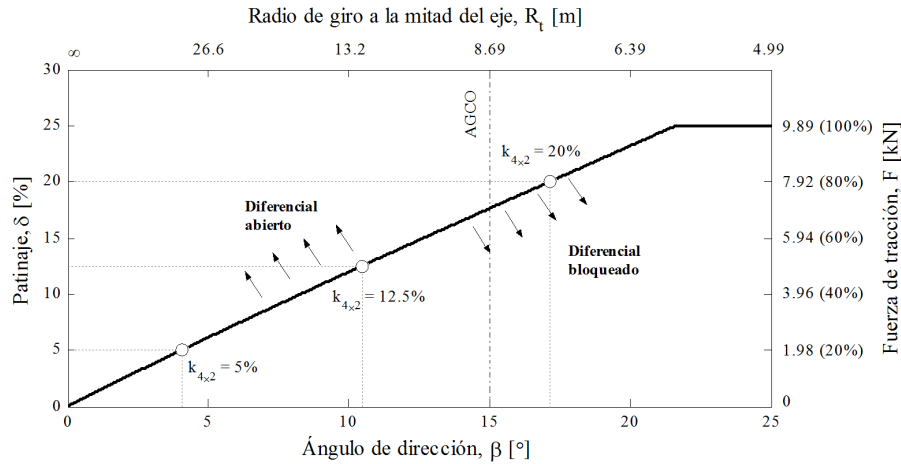


Figura 3.4: Condiciones críticas para desbloquear el diferencial del tractor en el esquema 4×2 en la curva.

AGCO (2004) sugiere desbloquear el diferencial cuando el ángulo de dirección alcanza los 15° , sin embargo esta condición es válida solamente si la rueda interior utiliza el 70.4% de la fuerza de tracción máxima y el patinaje es de 17.6%. El tractor en el esquema 4×2 presenta su mejor desempeño en la curva cuando trabaja en la región inferior de la condición crítica. Los ángulos críticos de la dirección para desbloquear el diferencial en las sumas de los patinajes de las ruedas interior y exterior de 5, 12.5 y 20 %, son 4.07 , 10.49 y 17.14° , respectivamente.

La Figura 3.5 presenta los torques de contra-giro producidos en el tractor con tracción en las ruedas traseras. En los tres niveles de carga los torques de contra-giro incrementaron de forma lineal al aumentar el ángulo de dirección, desde cero en la línea recta hasta el valor máximo de $16.6 \text{ kN} \cdot \text{m}$ correspondiente a la fuerza de tracción máxima y el patinaje de 25 %.

Se observa que para desbloquear el diferencial, por cada nivel de fuerza de tracción existe la misma cantidad de sumas de los patinajes de las ruedas interior y exterior como

de ángulos de dirección, y también por cada ángulo de dirección existe la misma cantidad de sumas de los patinajes de las ruedas como de fuerzas de tracción.

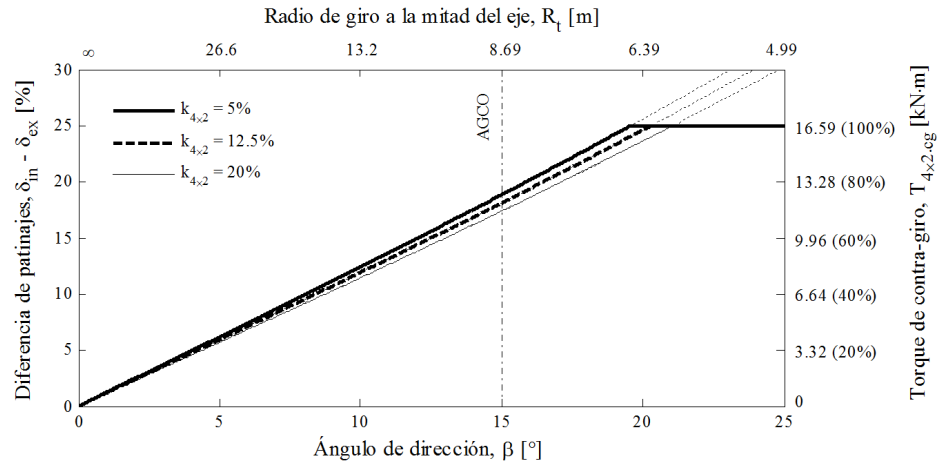


Figura 3.5: Torques de contra-giro del tractor en el esquema 4×2 en la curva.

3.4.2. De las ruedas delanteras y traseras en el esquema 4×4

La Figura 3.6 muestra los patinajes, las fuerzas de tracción y los torques por rueda de las ruedas delanteras y traseras del tractor en el esquema de tracción 4×4 , en dependencia de los ángulos de dirección y de los radios de giro de las ruedas traseras. Los patinajes y las fuerzas de tracción aumentaron en las ruedas traseras y disminuyeron en las ruedas delanteras a medida que incrementó el ángulo de dirección.

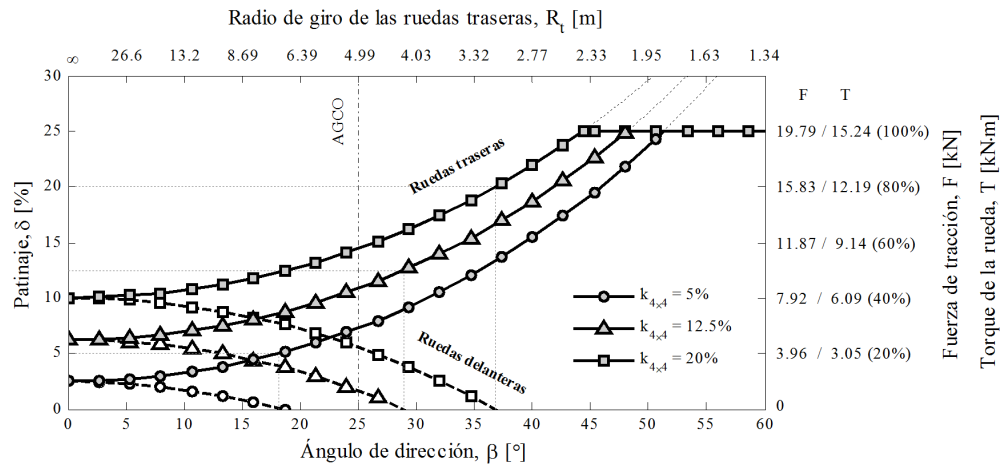


Figura 3.6: Patinajes, fuerzas de tracción y torques en las ruedas delanteras y traseras del tractor en el esquema 4×2 en función del ángulo de dirección.

La Figura 3.7 muestra los valores críticos de los patinajes, fuerzas de tracción y torques de las ruedas traseras, los cuales aumentaron de forma exponencial al incrementar el ángulo de dirección, desde cero en la línea recta hasta alcanzar el patinaje de 25 %, la fuerza de tracción máxima de 19.8 kN y el torque máximo de 15.2 kN·m en el ángulo de dirección de 41.4° y el radio de giro de las ruedas traseras de 2.6 m.

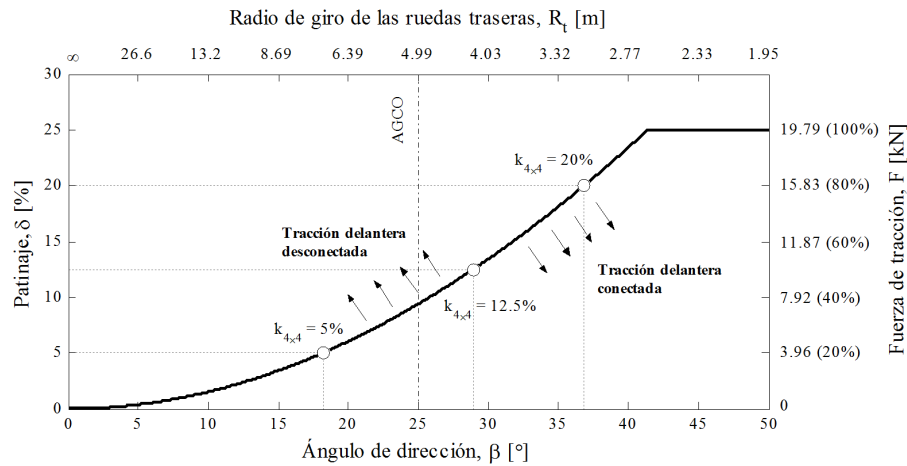


Figura 3.7: Condiciones críticas para desconectar la tracción delantera del tractor en el esquema 4×4 en la curva.

En la región por arriba de la condición crítica, el tractor 4×4 debe operar en la curva con la tracción delantera desconectada, ya que si permanece conectada, el patinaje y la fuerza de tracción incrementan aun más en las ruedas traseras, y las ruedas delanteras presentan deslizamiento, y se produce en el eje central un torque parásito $T_{4 \times 4, pr}$, el cual incrementa el gasto de combustible y el desgaste de las ruedas, y se pueden romper los elementos que conectan la caja de reenvío con las ruedas, además el operador se fatiga por el sobre-esfuerzo que debe hacer para mantener el giro indicado.

AGCO (2004) sugiere desconectar la tracción delantera cuando el ángulo de dirección alcanza los 25°, sin embargo esta condición es válida solamente si las ruedas traseras utilizan el 37.5 % de la fuerza de tracción máxima y el patinaje es de 9.4 %. El tractor en el esquema 4×4 presenta su mejor desempeño en la curva cuando trabaja en la región inferior de la condición crítica. Los ángulos críticos de la dirección para desbloquear el diferencial en las sumas de los patinajes de las ruedas interior y exterior de 5, 12.5 y 20 %, son 18.19, 28.96 y 36.87°, respectivamente.

La Figura 3.8 presenta los torques de contra-giro producidos en el tractor con tracción en las ruedas traseras. En los tres niveles de carga los torques de contra-giro incrementaron de forma lineal al aumentar el ángulo de dirección, desde cero en la línea recta hasta el valor máximo de 16.6 kN·m correspondiente a la fuerza de tracción máxima y el patinaje de 25 %. Se observa que para desbloquear el diferencial, por cada nivel de fuerza de tracción existe la misma cantidad de sumas de los patinajes de las ruedas interior y exterior como de ángulos de dirección, y también por cada ángulo de dirección existe la misma cantidad de sumas de los patinajes de las ruedas como de fuerzas de tracción.

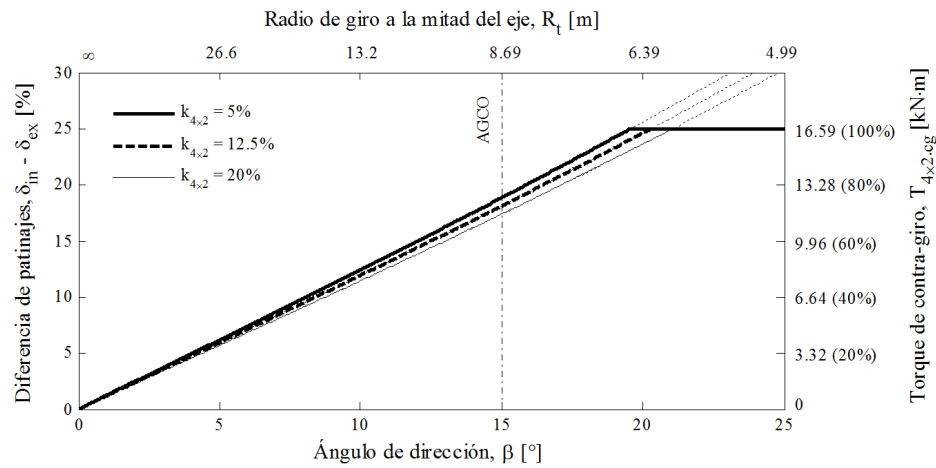


Figura 3.8: Torques de contra-giro del tractor en el esquema 4×2 en la curva.

Se observa que para desconectar la doble tracción, por cada nivel de fuerza de tracción existe la misma cantidad de sumas de los patinajes de las ruedas delanteras y traseras como de ángulos de dirección, y también por cada ángulo de dirección existe la misma cantidad de sumas de los patinajes de las ruedas como de fuerzas de tracción.

En la Figura 3.9 se observa que para el mismo porcentaje de fuerza de tracción, los ángulos críticos de la dirección para desconectar la tracción delantera son mayores a los ángulos críticos para desbloquear el diferencial. La principal característica que permite incrementar los ángulos de dirección del tractor en el esquema 4×4 consiste en la geometría de la dirección, lo cual mejora su desempeño en la curva, en comparación al esquema 4×2.

Si se utiliza un tractor de doble tracción con opción de conexión y desconexión del eje delantero, y con las cargas verticales iguales en las cuatro ruedas, al cambiar la tracción

del tractor del esquema 4×2 al esquema 4×4 , en las sumas de los patinajes de las ruedas de 5, 12.5 y 20%, es posible incrementar el ángulo crítico de dirección hasta en 14.1, 18.5 y 19.7° , es decir, en 347, 176 y 115 %, respectivamente.

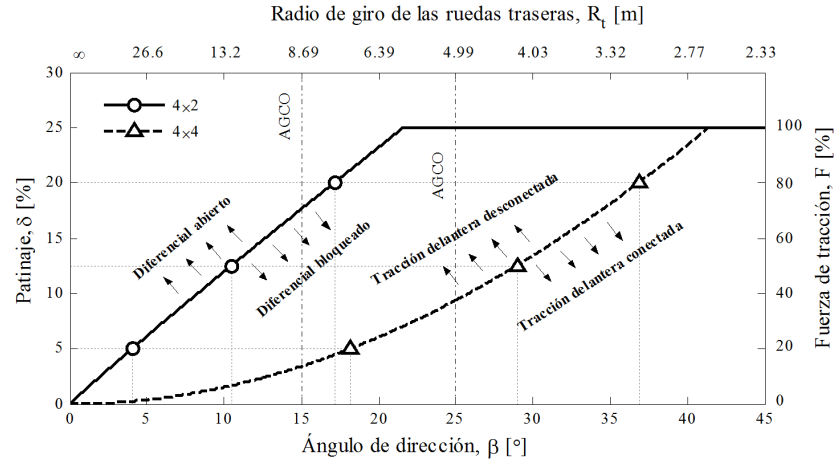


Figura 3.9: Ángulos críticos de la dirección para desbloquear el diferencial del tractor en el esquema 4×2 y para desconectar la tracción delantera del tractor en el esquema 4×4 .

3.5. Conclusiones

Es importante conocer la correspondencia entre el patinaje, la fuerza de tracción y el ángulo de dirección, para precisar las condiciones óptimas del desbloqueo del diferencial en el esquema 4×2 , y de la desconexión de la tracción delantera en el esquema 4×4 .

Al incrementar el ángulo de dirección del tractor, el patinaje y la fuerza tangencial aumentaron en la rueda interior y disminuyeron en la rueda exterior en el esquema 4×2 , y de forma similar tales parámetros aumentaron en las ruedas traseras y disminuyeron en las ruedas delanteras en el esquema 4×4 . El ángulo de dirección y los radios de giro de las ruedas son dos parámetros relacionados por las distancias entre las ruedas traseras y entre los ejes motrices, de tal forma que el incremento en un parámetro implica la reducción en el otro, sin embargo deben ser considerados el juego de la dirección, los patinajes y deslizamientos de las ruedas.

Los valores críticos de los patinajes, de las fuerzas de tracción y de los ángulos de dirección en la rueda interior del eje motriz simple, presentaron una tendencia lineal debido

a que el eje trasero que contiene las ruedas motrices es adyacente al centro instantáneo de rotación, es decir, los radios de giro de las ruedas interior y exterior son co-lineales. Los valores críticos de los parámetros mencionados en las ruedas traseras del tractor con tracción en las cuatro ruedas, presentaron una tendencia no-lineal debido a que el eje central que contiene las ruedas motrices es opuesto al centro instantáneo de rotación, por lo cual los radios de giro de las ruedas delanteras y traseras están separados por un ángulo igual al ángulo de dirección, y su relación es no lineal.

Si el diferencial no es desbloqueado y el patinaje de la rueda exterior es menor de cero, esta rueda empieza a presentar deslizamiento, y los patinajes y las fuerzas de tracción aumentan aun más en la rueda interior, y se produce en el eje trasero un torque parásito, el cual incrementa el consumo de combustible, puede romper el eje motriz y aumentar el desgaste de las ruedas, reduciendo la eficiencia del tractor 4×2 en la curva. De forma similar, si la doble tracción no es desconectada y los patinajes de las ruedas delanteras son menores de cero, estas ruedas empiezan a presentar deslizamiento, y los patinajes y las fuerzas de tracción aumentan aun más en las ruedas traseras, y se produce en el eje central un torque parásito, el cual tiene los mismos efectos negativos mencionados, reduciendo la eficiencia del tractor 4×4 en la curva.

Aun cuando existe tantas sumas de los patinajes de las ruedas como tantos ángulos de dirección para la misma fuerza de tracción, y tantas sumas de los patinajes de las ruedas como tantas fuerzas de tracción para el mismo ángulo de dirección, para desbloquear el diferencial del tractor 4×2 y para desconectar la tracción delantera del tractor 4×4 en la curva, se deben elegir aquellas opciones que permitan operar el tractor con los mecanismos de tracción conectados para aprovechar las ventajas de tracción y de estabilidad, hasta antes de alcanzar patinajes iguales a cero en la rueda exterior de un eje motriz y en las ruedas delanteras del tractor de doble tracción.

3.6. Literatura Citada

- AGCO. 2004. Fendt 800 Vario TMS. Fendt Marktoberdorf. Kaufbeuren, Alemania. 32 p.
- Besselink B. C. 2004. Development of a vehicle to study the tractive performance of integrated steering-drive systems. Elsevier Ltd. Journal of Teramechanics 41: 187-198.
- Chudakov D. A. 1977. Fundamentos de la Teoría y el Cálculo de Tractores y Automóviles. Editorial Mir Moscú, Rusia. 434 p.
- Khot L. R.; Tang L.; Hayashi K. 2004. Modeling and simulation of a fourwheel-steered agricultural robotic vehicle. ASABE Paper Number: 061106. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA.
- Macmillan R. H. 2002. The Mechanics of Tractor-Implement Performance: Theory and Worked Examples. International Development Technologies Centre. University of Melbourne, Australia. 160 p.
- Miller M. A.; Steward B. L.; Westphalen M. L. 2004. Effects of multi-mode four-wheel steering on sprayer machine performance. Transactions of the ASABE 47(2): 385-395.
- Morelos M. A.; Romantchik K. E.; José G. Gaytán R. J. G.; Villaseñor P. C. A. 2009. Fuerzas de tracción de las ruedas del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4 al tomar una curva. Ingeniería Agrícola y Biosistemas 1(2):77-84.
- Mugucia S. W.; Torisu R.; Takeda J. 1987. The tractive performance of a front wheel assist tractor on an asphalt surface. Journal of the Faculty of Agriculture, Iwate University pp: 361-370. Morioka, Japan.
- Nishiike Y.; Umeda M.; Fujii M.; Shiozaki S.; Iida M.; Suguri M. 2004. Direct Yaw Moment Control by Braking Force Distribution for Handling and Stability of Agricultural Tractors. ASABE Publication Number 701P1004. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA.
- Renius K. Th.; Resch R. 2005. Continuously Variable Tractor Transmissions. ASABE Distinguished Lecture No. 29. ASABE Publication Number 913C0305. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA. 37 p.
- Rosa U. A.; Chen P.; Upadhyaya S. K. 2001. Modeling and verification of Supersteer

steering system. Transactions of the ASAE. 44(4):741-749.

Saarilahti M. 2002. Soil Interaction Model: Appendix report No 5. Modelling of the wheel and tyre: Tyre and soil contact. Development of a Protocol for Ecoefficient Wood Harvesting on Sensitive sites (Ecowood). University of Helsinki. Helsinki, Finland. 87 p.

Wiley J. C.; Turner R. J. 2008. Power Hop Instability of Tractors. ASABE Distinguished Lecture Series No. 32. ASABE Publication Number 913C0108. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA. 64 p.

Zoz F. M.; Grisso R. D. 2003. Traction and Tractor Performance. ASABE Distinguished Lecture Núm. 27. ASABE Publication Number 913C0204. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. USA. 47 p.

Capítulo 4

Instrumentación del Tractor Agrícola: Equipo, Calibración, Adquisición y Registro de los Datos

4.1. Resumen

El tractor agrícola fue instrumentado con diferentes sensores para medir los indicadores de trabajo del tractor agrícola, en condiciones de laboratorio y en campo. En la fase de laboratorio se instrumentó un banco de pruebas para medir los radios de rodadura de una rueda delantera y una rueda trasera del tractor en función de la carga vertical y la presión de inflado. Para la fase de campo se instrumentó el tractor para medir las revoluciones de las ruedas y del motor, la fuerza de tracción en la barra de tiro y el consumo de combustible del motor. Para medir los radios de rodadura de las ruedas se implementó la carga de compresión que se aplica en las Pruebas de Cabinas y Marcos de Protección (ROPS) de tractores agrícolas, del Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA), la cual utiliza un sistema hidráulico para aplicar las cargas de compresión y un sistema de adquisición y registro de datos desarrollado en LabView. El tractor fue instrumentado con sensores de rotación instalados en las cuatro ruedas, en una rueda de referencia y en la toma de fuerza, un sensor de flujo instalado entre el filtro primario y la bomba de cebado, y un dinamómetro de tensión dispuesto entre la barra de tiro del tractor

y el enganche del implemento de tiro. Fue desarrollado un sistema de adquisición y registro de los datos basado en LabView para la medición simultánea de los tres parámetros de campo.

Palabras clave: Instrumentación, radios de rodadura, revoluciones, fuerza de tracción, consumo de combustible, adquisición de datos.

4.2. Introducción

En el proceso de tracción de las ruedas del tractor con el suelo se presentan diferentes indicadores de trabajo, los cuales permiten evaluar el desempeño del tractor agrícola al accionar las máquinas e implementos agrícolas, y los más representativos son la fuerza de tracción, los patinajes, los gastos de combustible y la productividad.

La fuerza de tracción que desarrollan las ruedas motrices a partir de los torques y velocidades angulares del motor, y del peso del tractor, se determina a través de la medición de la resistencia de tracción ejercida por el implemento de tiro y la resistencia a la rodadura de las ruedas. La resistencia de tracción se mide con dinamómetros de tensión contruidos con celdas de cargas, las cuales utilizan galgas tensométricas y puentes de Wheatstone. La medición de la resistencia a la rodadura se puede instrumentar con bancos de pruebas para ruedas individuales de diferentes tamaños y para diferentes tipos de suelos.

Los patinajes de las ruedas son un índice de trabajo importante, ya que presentan correspondencia con la fuerza de tracción y la resistencia del suelo. Los patinaje se determinan a partir de la velocidad de avance del tractor y de las velocidades teóricas de las ruedas. Las velocidades teóricas se calculan con las velocidades angulares y los radios de rodadura. Las revoluciones y velocidades angulares de las ruedas y ejes se pueden medir con sensores de rotación, y tacómetros ópticos y de contacto. El uso de una quinta rueda permite conocer las revoluciones de las ruedas en condiciones de carga y sin carga, por lo cual se utiliza para calcular las velocidades teóricas, de avance y los patinajes.

La instrumentación en campo de la medición de los radios de rodadura de las ruedas del tractor es muy complicada, debido a que el sensor se debe ubicar en la parte central de la rodada para emitir sus coordenadas instantáneas cuando está alineado verticalmente con

el centro de la rueda. Aun cuando se pueden utilizar sensores inalámbricos por la rotación de las ruedas, los impactos del neumático por las variaciones de las cargas verticales y la resistencia del suelo, reducirían la vida útil de dichos sensores. La medición de las cargas verticales en tiempo real también se dificulta por las mismas razones. Una forma de medir los radios de rodadura consiste en aplicar cargas de compresión que simulan las cargas verticales de las ruedas delanteras y traseras, y medir las deflexiones de los neumáticos, donde las cargas verticales corresponden a niveles únicos de carga de tracción en dependencia del coeficiente de transferencia de peso del tractor.

La potencia de tracción se calcula a partir de la velocidad de avance y la fuerza de tracción. El consumo específico de combustible se determina con la potencia de tracción, la densidad y el consumo horario del combustible, el cual se mide con un sensor de flujo. La productividad y capacidad de campo teórica del sistema tractor-implemento se estiman en función de la velocidad de trabajo, la eficiencia y la carga de tracción, esta última definida por el ancho de trabajo, la profundidad de corte, y por las propiedades físicas del suelo.

En este Capítulo se describe la instrumentación del tractor agrícola para la determinación de los radios de rodadura, la resistencia de tracción del implemento, el consumo horario de combustible y las revoluciones de las ruedas. La instrumentación del tractor agrícola permite conocer los valores de los indicadores de trabajo, y realizar las acciones para mejorar la eficiencia del tractor.

4.3. Radios de rodadura de las ruedas del tractor

4.3.1. Materiales y sensores utilizados

El material y equipo utilizado en la instrumentación de las mediciones de los radios de rodaduras de las ruedas delanteras y traseras del tractor, fue el siguiente:

Del tractor:

1 rueda delantera (13.6-24),

1 rueda trasera (18.4-34),

De acondicionamiento:

- 1 estructura para fijar la rueda,
- 1 estructura para aplicar la carga,
- 1 eje de acero de 3-1/2 pulg de diámetro,
- 2 placas de 1/2 pulg con orificios,
- Tornillos y tuercas,

Del banco de ROPS:

- 2 cilindros de doble efecto,
- 1 viga para aplicar las cargas,
- Bomba hidráulica,
- Plancha del banco de ROPS,
- 2 vigas para fijar los cilindros hidráulicos a la plancha,
- Equipo especial para aplicar las cargas,
- Computadora con programa de adquisición de datos,
- 2 sensores de desplazamiento,
- 2 sensores de presión hidráulica,
- Cables y conexiones de los sensores,
- Mangueras, coples y niples del sistema hidráulico,

De apoyo:

- Llaves y dados,
- Compresor de aire,
- Montacargas,
- 1 gato hidráulico y calzas de madera,
- Polipasto con capacidad de 3000 kg,
- Cinchos con capacidad de 3000 kg,
- 1 medidor de presión,
- 1 báscula con capacidad de 10 ton y precisión de 5 kg,
- Pesas calibradas de 1, 2, 5, 10 y 20 kg,
- Vernier, niveles, y reglas de 1 y 2 m.

4.3.2. Actividades de acondicionamiento

Fue diseñada y construida un banco de pruebas para medir los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras del tractor agrícola, en función de las cargas verticales y las presiones de inflado. El diseño consistió de una estructura para fijar la rueda a través de un eje y con guías verticales en las esquinas, y una pieza tipo charola para aplicar la carga, la cual se apoya sobre el eje de la rueda y se desliza por las guías (Figura 4.1).

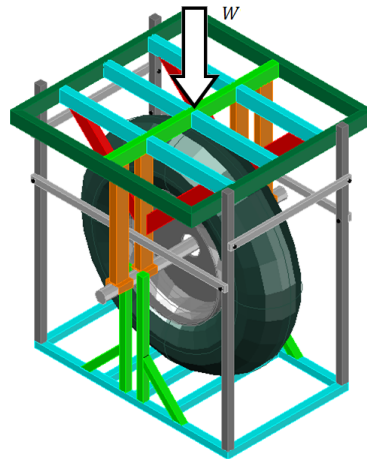


Figura 4.1: *Diseño del banco de pruebas para medir los radios de rodadura.*

Se utilizó perfil tubular rectangular de 2×2 y 4×2 pulg, con espesores de $1/8$ y $3/16$ pulg en acero 1018. Se utilizó un eje de acero A36 de $3-1/2$ pulg de diámetro y de 1.5 m para soportar las cargas aplicadas a las ruedas (Figura 4.2).



(a) *Rueda delantera.*



(b) *Rueda trasera.*

Figura 4.2: *Fabricación del banco de pruebas para medir los radios de rodadura.*

Dos placas circulares con perforaciones permiten ajustar el rin de la rueda con el eje. El banco de prueba fue diseñado para ser utilizado por una rueda individual con un ancho máximo de hasta 90 cm y un radio máximo de hasta 120 cm.

Se implementó la prueba de Carga de Compresión que se realiza en las pruebas de Cabinas y Marcos de Protección de Tractores Agrícolas (Secretaría de Economía, 2012), en el Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA). Se aplicaron cargas de compresión de hasta 16 kN en una rueda delantera y hasta 24.5 kN en una rueda trasera (Figura 4.3), a través de una viga empotrada a dos cilindros hidráulicos, con sensores para medir la presión hidráulica y la contracción de los vástagos extendidos inicialmente a distancias definidas (Figura 4.4).

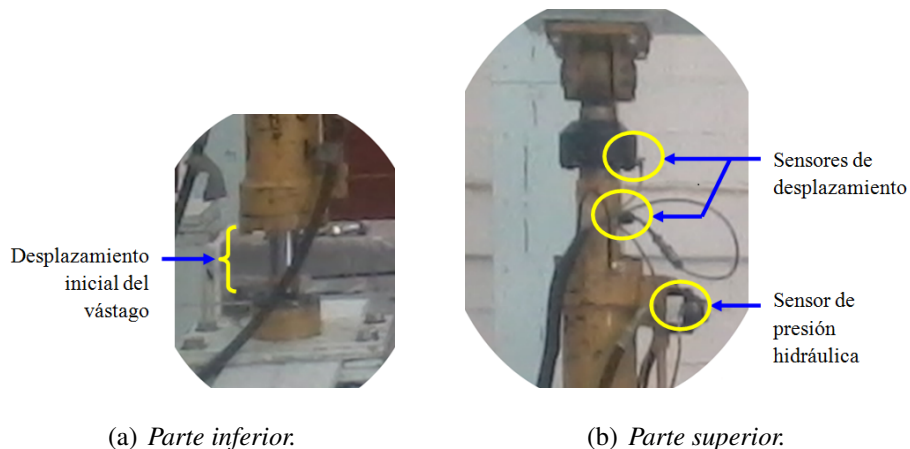


(a) Rueda delantera.



(b) Rueda trasera.

Figura 4.3: Aplicación de la carga de compresión sobre la rueda.



(a) Parte inferior.

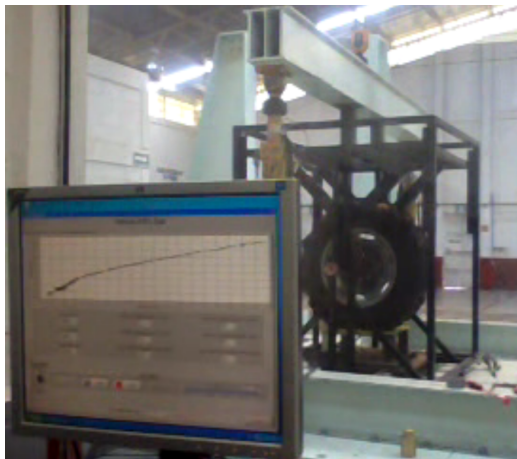
(b) Parte superior.

Figura 4.4: Instalación de los sensores en los cilindros hidráulicos.

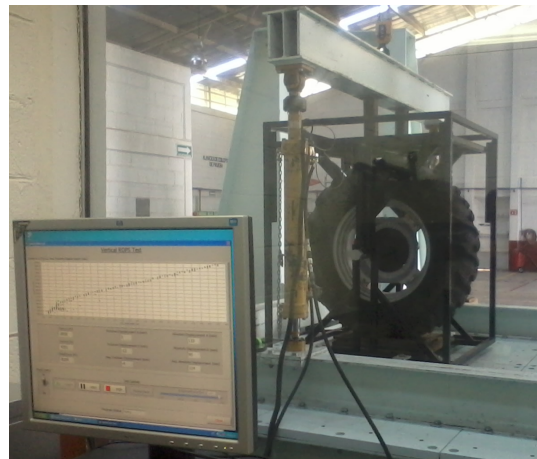
La bomba hidráulica envía aceite a los cilindros hidráulicos para crear una presión correspondiente a la carga de compresión requerida, la cual es manipulada con el programa de adquisición de datos y el equipo especial para aplicar las cargas.

4.3.3. Adquisición y registro de los datos

El equipo de la prueba de ROPS utiliza un sistema de adquisición de datos desarrollado en LabView, el cual calcula la carga de compresión a partir de la presión hidráulica y el área transversal del cilindro, y registra la carga de compresión y el desplazamiento de los cilindros. En nuestro caso, la carga de compresión representó la carga vertical por neumático de las ruedas del tractor, y el desplazamiento de los cilindros indicó la deflexión normal de las ruedas para presiones de inflado de los neumáticos de 80, 130 y 180 kPa (Figura 4.5):



(a) Rueda delantera.



(b) Rueda trasera.

Figura 4.5: Adquisición y registro de las cargas aplicadas y los desplazamientos de los cilindros hidráulicos.

4.4. Revoluciones de las ruedas del tractor, de la quinta rueda y del motor

4.4.1. Materiales y sensores utilizados

El material y equipo utilizado en la instrumentación de las mediciones de las revoluciones de las ruedas delanteras y traseras del tractor, de la quinta rueda y del motor, fue el siguiente:

Del tractor:

- 2 ruedas delanteras,
- 2 ruedas traseras,
- Eje de la toma de fuerza,

De acondicionamiento:

- 1 rueda de referencia o quinta rueda,
- 6 sensores de rotación AUTONICS E50S8 de 100 pulsos por revolución,
- 1 tarjeta de adquisición de datos NI-Daq 6008,
- 4 baterías de 12 V y 1200 mAh,
- Circuito físico acondicionador de señales,
- Laptop SONY VAIO VGN FJ21/L con programa de adquisición de datos en LabView,
- 4 bases para fijar los ejes (rotor) de los sensores de rotación en las ruedas,
- 4 bases para fijar los cuerpos (estator) de los sensores de rotación en el tractor,
- Adaptación para fijar el eje (rotor) del sensor de rotación en la toma de fuerza,

De apoyo:

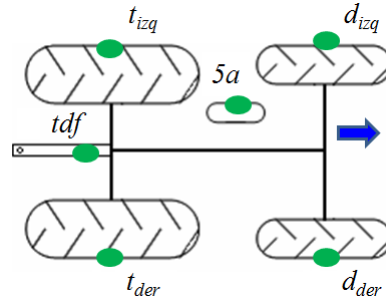
- 1 tacómetro óptico,
- 1 cronómetro digital.

4.4.2. Actividades de acondicionamiento

La Figura 4.6 muestra el esquema de instalación de los sensores de rotación en las ruedas delanteras (d_{izq}, d_{der}), en las ruedas traseras (t_{izq}, t_{der}), en la quinta rueda ($5a$) y en la toma de fuerza (tdf) del tractor.



(a) Sensor de rotación.



(b) Ubicación en el tractor.

Figura 4.6: Esquema de instalación de los sensores de rotación en el tractor.

Fue construida una rueda de referencia o quinta rueda, la cual funciona bajo condiciones de cero patinaje (sin carga) y sin deformación de su radio de rodadura, para calcular la velocidad teórica del tractor. Se utilizó una llanta de caucho de 30 cm de diámetro y 5.5 cm de ancho de rodada, y un eje de 2.5 cm de diámetro con una adaptación en un extremo para fijar el eje del sensor de rotación con un prisionero (Figura 4.7). Un brazo apoyado en el eje con rodamientos permite su fijación en un costado del chasis del tractor con un perno.



(a) Vista frontal.

(b) Vista lateral.

Figura 4.7: Rueda de referencia o quinta rueda.

En las ruedas delanteras y traseras del tractor los sensores de rotación fueron instalados por medio de soleras fijadas a dos pernos opuestos del rin de cada rueda y una adaptación en la parte central para fijar el eje (rotor) del sensor de rotación con un prisionero. El cuerpo (estator) del sensor de rotación fue fijado al tractor por medio de varillas (Figura 4.8).



Figura 4.8: *Instalación de los sensores de rotación en las ruedas delanteras y traseras.*

En el eje de la toma de fuerza se instaló un sensor de rotación para calcular la velocidad del motor a partir de la relación de transmisión entre el motor y la toma de fuerza, por medio de un buje de nylacero con diámetros diferentes en sus extremos para ser acoplado al eje de la toma de fuerza y al eje (rotor) del sensor de rotación (Figura 4.9). El cuerpo (estator) del sensor de rotación fue fijado a la guarda de la toma de fuerza por medio de una solera.

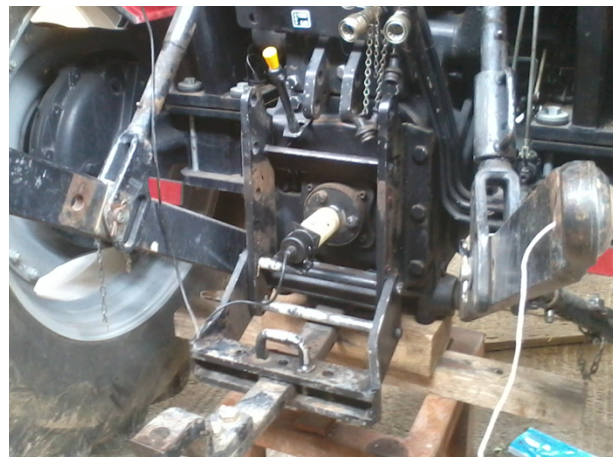


Figura 4.9: *Instalación de un sensor de rotación en la toma de fuerza del tractor para medir la velocidad del motor.*

4.4.3. Calibración de los sensores de rotación

Los sensores de rotación son de 100 pulsos por revolución, por lo cual la ecuación de calibración utilizada en el algoritmo de programación para la adquisición y registro de los datos de las revoluciones, fue la siguiente (Ecuación 4.1):

$$n = 0.01 * P \quad (4.1)$$

donde n = el número de revoluciones de la rueda [rev], P = el número de pulsos acumulados del sensor correspondiente [pulsos].

4.5. Resistencia de tracción en la barra de tiro del tractor

4.5.1. Materiales y sensores utilizados

El material y equipo utilizado en la instrumentación de las mediciones de la resistencia de tracción en la barra de tiro del tractor, fue el siguiente:

Del tractor e implemento:

Barra de tiro,

Brazo de enganche del implemento,

De acondicionamiento:

1 dinamómetro de tensión de 66.9 kN,

1 celda de carga tipo S Modelo 60001 con capacidad de 15000 lbf,

2 pernos con argolla en material AISI 4140,

1 Amplificador de voltaje,

2 pernos para fijar el dinamómetro,

De apoyo:

Pesas calibradas de 1, 2, 5, 10 y 20 kg,

Charola porta pesas,

Polipasto,

1 circuito amplificador operacional.

4.5.2. Actividades de acondicionamiento

La Figura 4.10 muestra el esquema de instalación del dinamómetro de tensión en la barra de tiro del tractor (*bdt*).

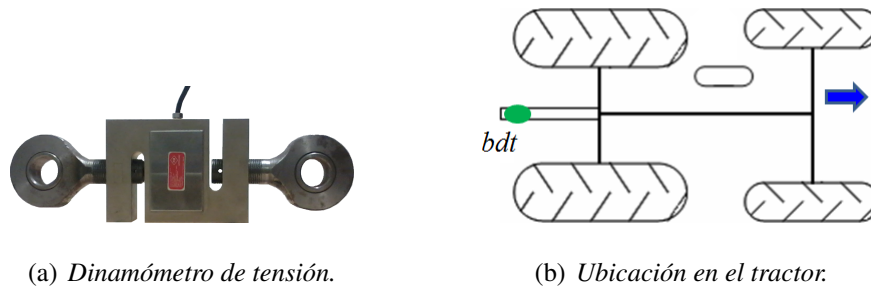


Figura 4.10: Esquema de instalación del dinamómetro en la barra de tiro del tractor.

Fueron construidos dos pernos con argolla en material AISI 4140 con diámetros de 1 pulg del perno y de 1-1/8 pulg del orificio, para instalar la celda de carga tipo S en los puntos de enganche de la barra de tiro del tractor y del brazo del implemento de tiro (Figura 4.11).

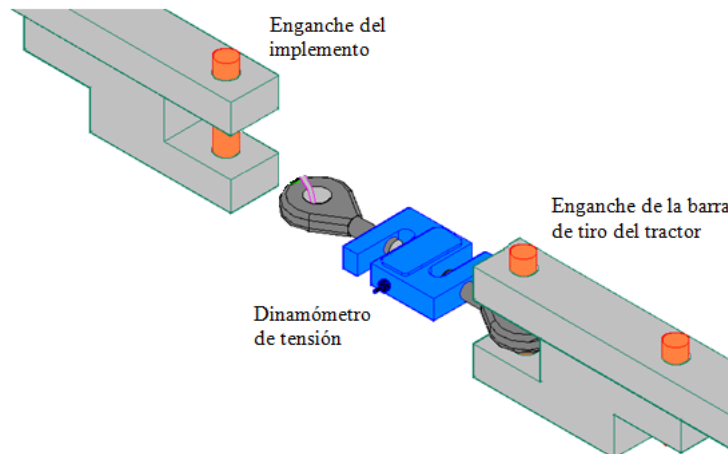


Figura 4.11: Instalación del dinamómetro de tensión entre el tractor y el implemento.

4.5.3. Calibración del dinamómetro de tensión

Para simular la carga aplicada por el implemento, fue adicionada la carga con pesas calibradas en una charola enganchada al dinamómetro de tensión, y este a su vez fue enganchado a un polipasto (Figura 4.12).



Figura 4.12: *Calibración del dinamómetro de tensión.*

Se utilizó un circuito amplificador operacional para leer el voltaje correspondiente a la carga aplicada, tanto al agregar como quitar cada 20 kg, la carga máxima fue de 1700 kg. La Figura 4.13 muestra los valores de voltaje en función de la carga aplicada.

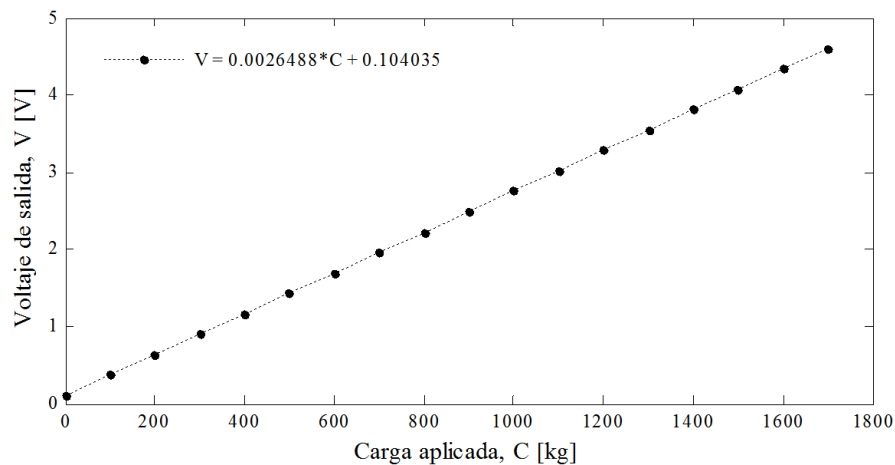


Figura 4.13: *Curva de calibración del dinamómetro de tensión.*

Se determinó la ecuación de calibración de la carga de tracción en función del voltaje de salida, la cual fue utilizada en el algoritmo de programación para la adquisición y registro de los datos de la resistencia de tracción a la barra de tiro (Ecuación 4.2):

$$R_T = 3702.30 * V - 385.17 \quad (4.2)$$

donde R_T = la resistencia de tracción a la barra de tiro [N], V = el voltaje de salida [V].

4.6. Consumo de combustible del motor

4.6.1. Materiales y sensores utilizados

El material y equipo utilizado en la instrumentación de la medición del consumo de combustible, fue el siguiente:

Del tractor:

- Filtro primario o trampa de agua,
- Bomba de elevación o de cebado,
- Línea de retorno de los inyectores al filtro secundario,

De acondicionamiento:

- 1 sensor de flujo OMEGA FLR1000 ST con precisión de 20 mL,
- 2 mangueras de plástico de 1/2 pulg,
- Conexiones y abrazaderas,

De apoyo:

- 1 circuito amplificador operacional.

4.6.2. Actividades de acondicionamiento

La Figura 4.14 muestra el esquema de instalación del sensor de flujo en el tractor.

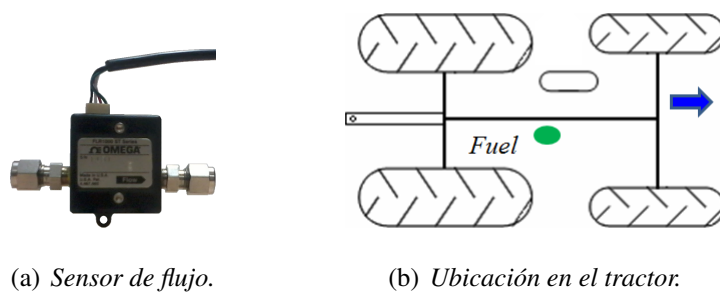


Figura 4.14: Esquema de instalación del medidor de combustible en el tractor.

La Figura 4.15 muestra el diagrama de conexión del sensor de flujo en la línea de alimentación de combustible, entre la salida del filtro primario o trampa de agua y la entrada de la bomba de elevación o bomba de cebado. La línea de retorno que va de los inyectores al depósito fue conectada en el filtro secundario.

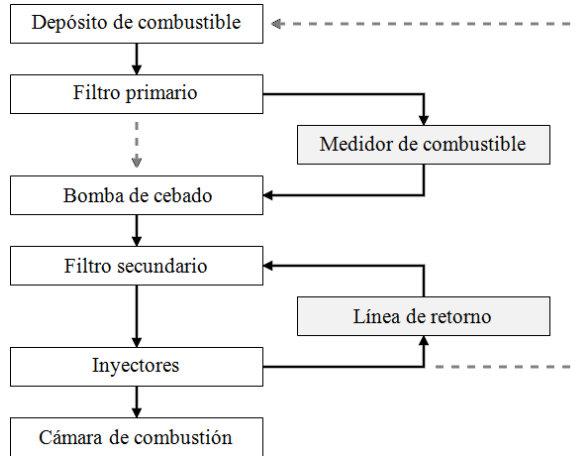


Figura 4.15: Diagrama de conexión del sensor de flujo en el tractor.

4.6.3. Calibración del sensor de flujo

Se utilizó un circuito amplificador operacional para leer el voltaje correspondiente al gasto de combustible, la curva de calibración se muestra en la Figura 4.16.

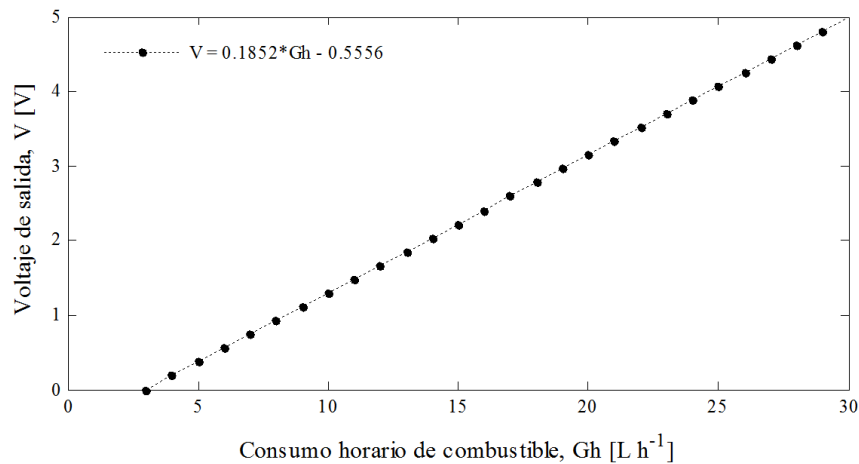


Figura 4.16: Curva de calibración del sensor de flujo.

La ecuación de calibración del consumo horario de combustible en función del voltaje de salida, fue utilizada en el algoritmo de programación para la adquisición y registro de los datos de consumo horario de combustible (Ecuación 4.3):

$$Gh = 5.4 * V + 3.0 \quad (4.3)$$

donde Gh = el consumo horario de combustible del motor [$L \cdot h^{-1}$], V = el voltaje de salida [V].

4.7. Adquisición y registro de las revoluciones, resistencia de tracción y consumo de combustible

Un programa de adquisición de datos desarrollado en LabView midió de forma simultánea las revoluciones, el consumo de combustible, la resistencia de tracción y el tiempo de medición. Una tarjeta de adquisición de datos NI-Daq 6008 registró los pulsos de los sensores de rotación, con una capacidad máxima por encoder por medición de $2^{16} = 65536$ pulsos (655.36 rev), también registró a una frecuencia de $1000 \text{ datos} \cdot \text{s}^{-1}$ la carga de tracción y el consumo horario de combustible (Figura 4.17).

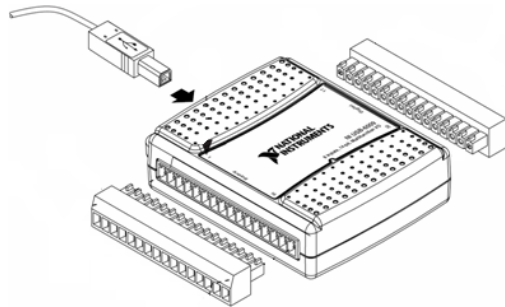


Figura 4.17: Tarjeta de adquisición de datos.

Se construyó un circuito acondicionador de señales con dos micro-controladores para controlar los pulsos detectados por los sensores de rotación, uno para las ruedas delanteras y la quinta rueda, y otro para las ruedas traseras y la toma de fuerza. Se usaron baterías de 12 V y 1200 mAh, para alimentar la celda de carga, el flujómetro y el circuito acondicionador de señales. El programa de adquisición de datos consta de una interfaz gráfica de control para las mediciones (Figura 4.18) y los códigos de programación (Figura 4.19).

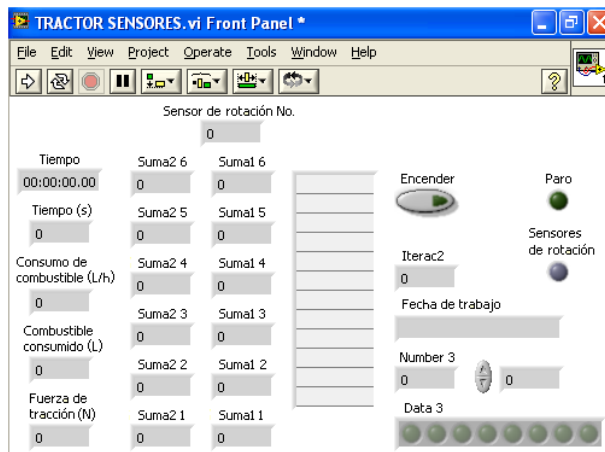


Figura 4.18: Interfaz gráfica de control para las mediciones.

La estructura de programación consiste de las siguientes partes (Figura 4.19):

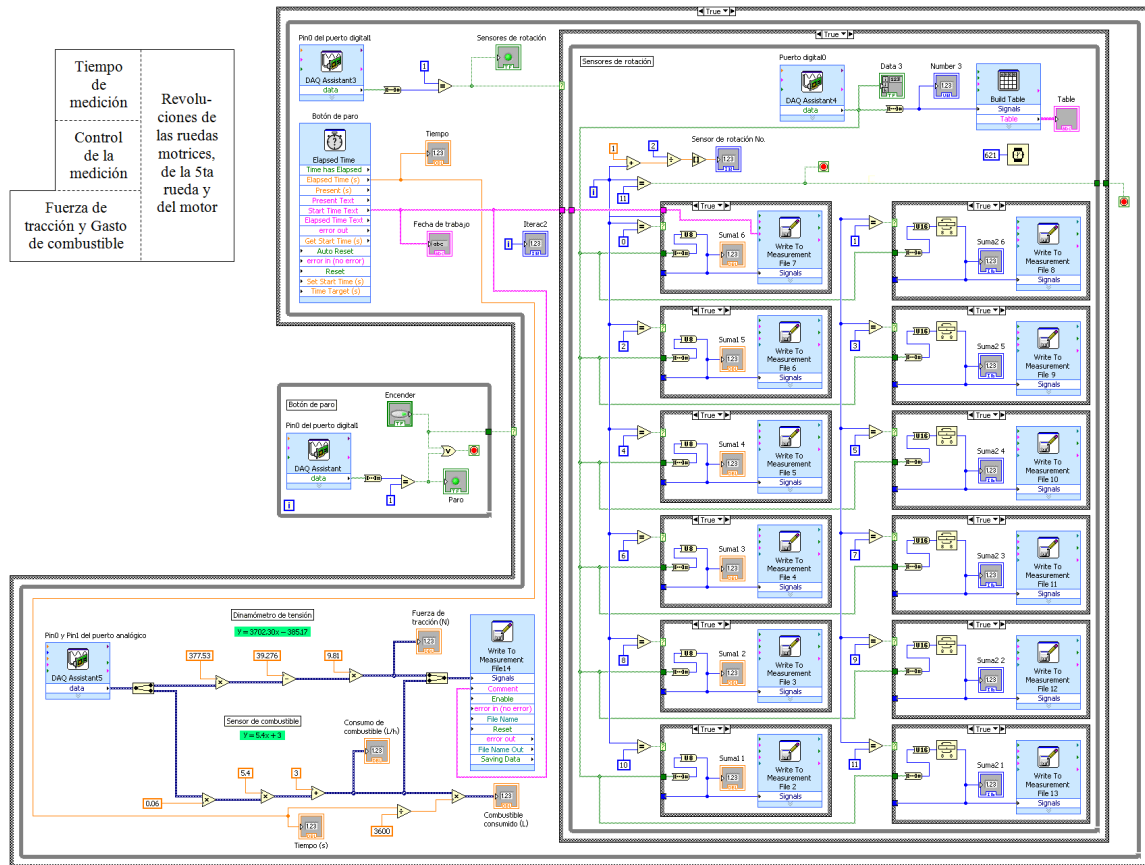


Figura 4.19: Estructura del programa para la adquisición y registro de las mediciones.

Control de la medición

La tarjeta de adquisición de datos reinicia el conteo de las mediciones con el botón de ENCENDER y termina el conteo con el botón de PARO.

Tiempo de medición

El botón de PARO detiene la medición simultánea de las mediciones y registra el tiempo de medición y la fecha de trabajo.

Revoluciones de las ruedas, de la quinta rueda y del motor

Cada par de bloques acumula la suma de los pulsos de un sensor de rotación, y se genera un archivo con los pulsos de los seis sensores de rotación.

Carga de tracción y consumo de combustible

Contiene las ecuaciones de calibración de la resistencia de tracción y del consumo de combustible, y se genera un archivo con la misma cantidad de datos en N y en $L \cdot h^{-1}$, respectivamente.

4.8. Literatura Citada

Secretaría de Economía. NMX-O-181-SCFI-2012. Tractor Agrícola - Cabinas y Marcos de Protección de Tractores Agrícolas y Forestales - Especificaciones y Método de Prueba. 142 p.

Capítulo 5

Resultados de la Medición de los Índices de Trabajo del Tractor 4×2 y 4×4

5.1. Características del tractor e implemento agrícola

Potencia del tractor

Se utilizó un tractor Massey Ferguson 592 Turbo (MF-592T) con opción de conexión y desconexión de la tracción delantera. La potencia a la toma de fuerza es de 68.4 kW, de la cual solamente se encuentra disponible en la barra de tiro del tractor entre 55 y 88 %, de acuerdo a la configuración de tracción del tractor y al tipo de suelo (ASAE D497, 2006), como se muestra en el Cuadro 5.1:

Cuadro 5.1: *Potencia disponible en la barra de tiro del tractor MF-592T.*

Tipo de superficie	Asfalto	Suelo firme	Suelo arado	Suelo suelto
Esquema 4×2 (kW)	59.51	49.25	45.83	37.62
Esquema 4×4 (kW)	60.19	52.67	51.30	47.88

Distribución del peso del tractor

La masa del tractor fue de 4878 kg, con 6 contrapesos de 35 kg en el eje delantero y 4 contrapesos de 50 kg en las ruedas traseras, el operador, y las cuatro ruedas llenas con

agua al 70 % de su volumen (Figura 5.1, Cuadro 5.2).

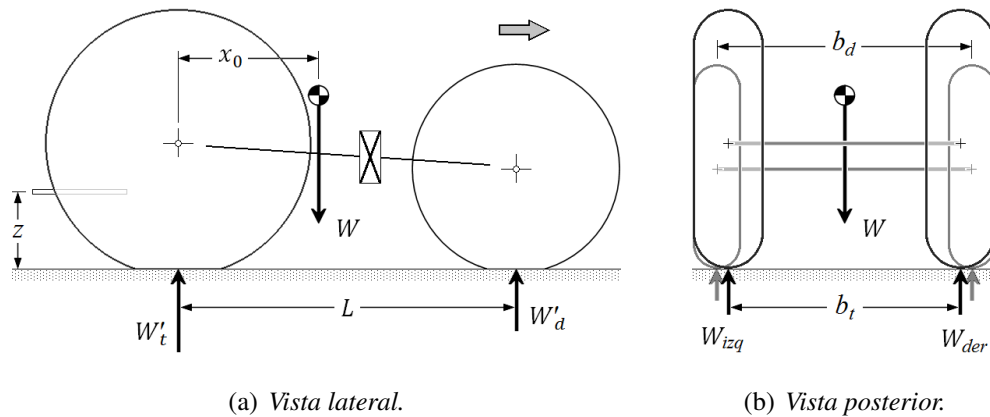


Figura 5.1: Distribución del peso del tractor MF-592T en las ruedas.

Cuadro 5.2: Distribución del peso del tractor MF-592T en las ruedas.

Peso del tractor	$W = 47.8 \text{ kN}$	100 %
Peso en las ruedas delanteras	$W'_d = 17 \text{ kN}$	35.5 %
Peso en las ruedas traseras	$W'_t = 30.8 \text{ kN}$	64.5 %
Peso en el lado izquierdo *	$W_{izq} = 24.2 \text{ kN}$	50.5 %
Peso en el lado derecho *	$W_{der} = 23.6 \text{ kN}$	49.5 %

* visto desde la parte posterior del tractor.

Distancias del tractor

Las principales distancias del tractor fueron medidas en una superficie horizontal, con ruedas delanteras 14.9–24, y ruedas traseras 18.4–34, infladas a presiones de inflado de 98 y 93 kPa, respectivamente (Figura 5.1, Cuadro 5.3):

Cuadro 5.3: Principales distancias del tractor MF-592T.

Distancia entre los ejes	$L = 2.5 \text{ m}$
Distancia de la barra de tiro al suelo	$z = 0.43 \text{ m}$
Distancia entre las ruedas delanteras	$b_d = 1.83 \text{ m}$
Distancia entre las ruedas traseras	$b_t = 1.73 \text{ m}$

Centro de gravedad

La coordenada longitudinal del centro de gravedad es la distancia de la proyección vertical de peso del tractor al eje trasero (Figura 5.2). Se calcula con la Ecuación 5.1:

$$x_0 = L * \frac{W'_d}{W} = L * \left(1 - \frac{W'_t}{W}\right) \quad (5.1)$$

donde x_0 = la coordenada longitudinal del centro de gravedad [m], el valor positivo indica que el centro de gravedad se encuentra al frente de las ruedas traseras.

La coordenada transversal del centro de gravedad es la distancia de la proyección vertical de peso del tractor a la línea de centros de los ejes (Figura 5.1). Se calcula con la Ecuación 5.2:

$$y_0 = b' * \left(\frac{1}{2} - \frac{W_{izq}}{W}\right) = b' * \left(\frac{W_{der}}{W} - \frac{1}{2}\right) \quad (5.2)$$

donde y_0 = la coordenada transversal del centro de gravedad [m], el valor positivo indica que el centro de gravedad se encuentra a la derecha de la línea de centros de los ejes del tractor, b' = la distancia entre las proyecciones de las ruedas izquierdas y derechas en la coordenada longitudinal del centro de gravedad [m].

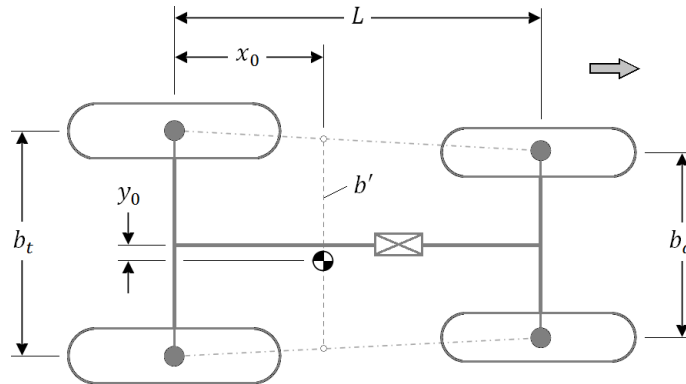


Figura 5.2: Coordenadas del centro de gravedad.

La distancia b' se calcula con las siguientes Ecuaciones:

$$b' = b_t - x_0 * \left(\frac{b_t - b_d}{L}\right) \quad b_d < b_t \quad (5.3a)$$

$$b' = b_d = b_t \quad b_d = b_t \quad (5.3b)$$

$$b' = b_d - (L - x_0) * \left(\frac{b_d - b_t}{L}\right) \quad b_d > b_t \quad (5.3c)$$

Las coordenadas del centro de gravedad del tractor fueron las siguientes (Cuadro 5.4):

Cuadro 5.4: *Coordenadas del centro de gravedad del tractor MF-592T.*

Coordenada longitudinal	$x_0 = 0.889 \text{ m}$	88.9 cm al frente del eje trasero
Coordenada transversal	$y_0 = -0.0088 \text{ m}$	8.8 mm a la izquierda del plano medio
Distancia b'	$b' = 1.766 \text{ m}$	

Características del implemento

Se utilizó una rastra de discos de tiro excéntrico con las siguientes características (Figura 5.3, Cuadro 5.5):

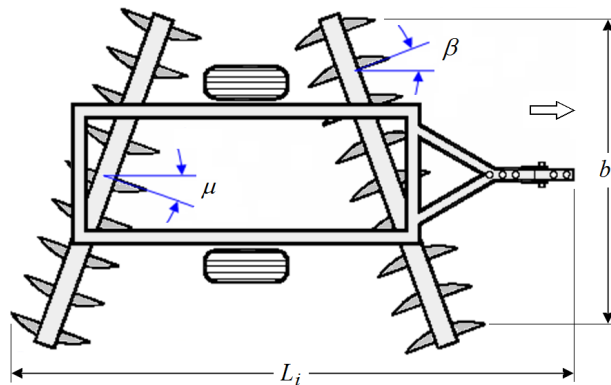


Figura 5.3: *Características de la rastra de discos.*

Cuadro 5.5: *Parámetros de la rastra de discos.*

Largo	$L_i = 5.5 \text{ m}$	Cantidad de discos por set	14 discos
Ancho de trabajo	$b_i = 2.9 \text{ m}$	Ángulo de ataque del set delantero	$\beta = 22.5^\circ$
Diámetro de los discos	60 cm	Ángulo de ataque del set trasero	$\mu = 30^\circ$

Características del suelo

Se utilizó una parcela con suelo agrícola con 64.6 % de arena, 6.8 % de limo y 28.6 % de arcilla (Figura 5.4), el cual se clasificó como un suelo franco arcillo arenoso (Ortiz y Ortiz, 1990). La humedad promedio del suelo fue de 9.3 % en el perfil de 0 a 20 cm de profundidad, y la resistencia a la penetración fue de 3.75, 17.59 y más de 50 kPa, a los 5, 10 y 15 cm de profundidad, respectivamente.

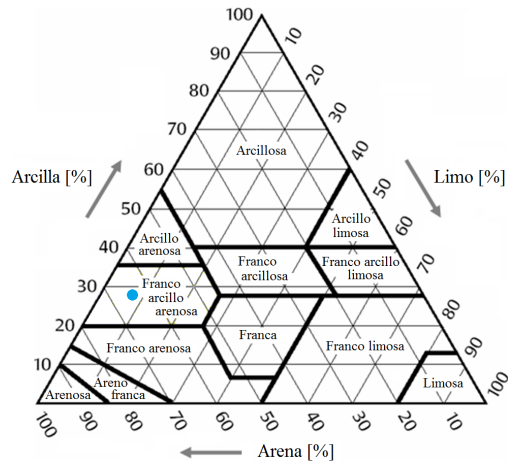


Figura 5.4: Triángulo de texturas del suelo.

5.2. Radios de rodadura

Se analiza el cambio en los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras del tractor, en dependencia de las cargas verticales; resultado de la distribución del peso del tractor en las ruedas y la resistencia de tracción del implemento.

Fuerzas que actúan en el tractor

Se representan las fuerzas que actúan en el tractor agrícola 4×4, considerando la pendiente longitudinal del terreno y el ángulo de la línea de tiro (Figura 5.5).

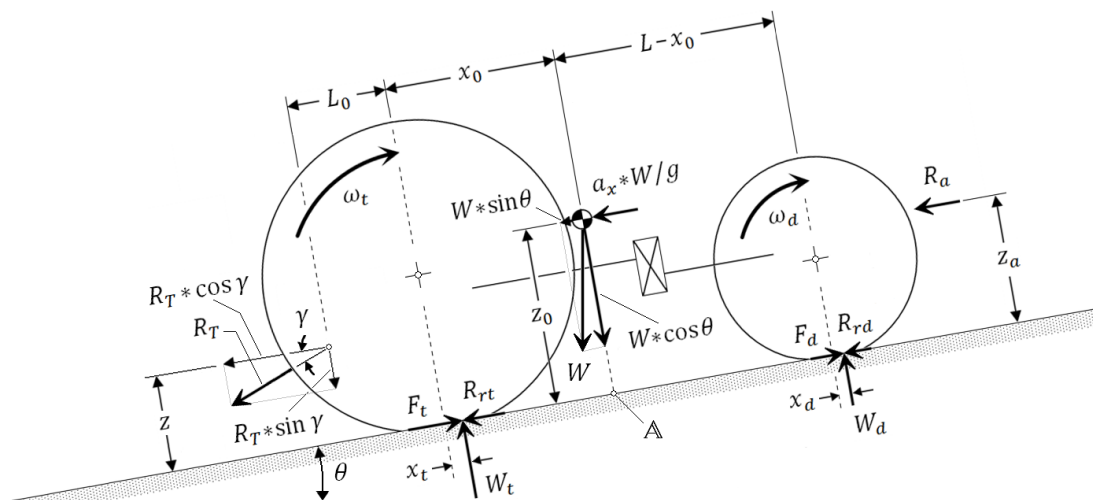


Figura 5.5: Diagrama de fuerzas y momentos que actúan en el tractor agrícola 4×4 (Basado en Gillespie, 2000 y Wong, 2001).

Notación:

- W = el peso del tractor proyectado en la línea vertical del centro de gravedad [N],
- $W * \cos \theta$ = la componente normal⁽¹⁾ de W [N],
- $W * \sin \theta$ = la componente longitudinal⁽²⁾ de W o resistencia por la pendiente [N],
- W_d, W_t = las reacciones normales en las ruedas delanteras y traseras [N],
- R_a = la resistencia aerodinámica [N],
- R_T = la resistencia que ejerce el implemento en la barra de tiro del tractor a un ángulo γ [N],
- $R_T * \sin \gamma$ = la componente normal de R_T [N],
- $R_T * \cos \gamma$ = la componente longitudinal de R_T o resistencia de tracción [N],
- R_{rd}, R_{rt} = las resistencias a la rodadura de las ruedas delanteras y traseras [N],
- F_d, F_t = las fuerzas de tracción de las ruedas delanteras y traseras [N],
- $a_x = d^2x/dt^2$ = la aceleración longitudinal del tractor [$m \cdot s^{-2}$],
- $a_x * W/g$ = la resistencia de inercia o fuerza de d'Alembert⁽³⁾ [N],
- g = la aceleración debida a la gravedad [$m \cdot s^{-2}$],
- $m = W/g$ = la masa del tractor [kg],
- L = la distancia entre las ruedas delanteras y traseras [m],
- x_0 = la distancia del centro de gravedad a las ruedas traseras [m],
- x_d, x_t = los desplazamientos en la dirección de avance de las reacciones normales de las ruedas delanteras y traseras, respecto a los centros de las ruedas [m],
- z, z_0, z_a = las distancias verticales del suelo al enganche de la barra de tiro, al centro de gravedad y a la reacción aerodinámica [m],
- θ = el ángulo de la pendiente longitudinal [°],
- γ = el ángulo de la línea de tiro respecto a la superficie del suelo [°].

⁽¹⁾ La componente normal es perpendicular a la superficie del suelo.

⁽²⁾ La componente longitudinal es paralela a la superficie del suelo.

⁽³⁾ Jean le Rond d'Alembert, 1717-1783 (Gillespie, 2000).

Movimiento longitudinal del tractor

El movimiento longitudinal del tractor agrícola 4×4 es expresado por la sumatoria de las fuerzas paralelas a la superficie del suelo (Gillespie, 2000; Wong, 2001), la cual es representada por la Ecuación 5.4:

$$\Sigma F_{x \cdot \sin \theta} = 0 \quad [\rightarrow]$$

$$m * \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{W}{g} * a_x = F_d + F_t - R_a - R_{rd} - R_{rt} - R_T * \cos \gamma \mp W * \sin \theta \quad (5.4)$$

donde ($\mp W * \sin \theta$) indica el avance del tractor hacia arriba (−) o hacia abajo (+).

Al introducir el concepto de fuerza de inercia se obtiene el balance de fuerzas longitudinales (Ecuación 5.5) y la fuerza de tracción del tractor 4×4 (Ecuación 5.6):

$$F_d + F_t - \left[R_a + R_{rd} + R_{rt} + R_T * \cos \gamma \pm W * \sin \theta + \frac{W}{g} * a_x \right] = 0 \quad (5.5)$$

$$F_T = R_a + R_R + R_T * \cos \gamma \pm W * \sin \theta + \frac{W}{g} * a_x \quad (5.6)$$

donde $R_R = R_{rd} + R_{rt}$ = la resistencia total a la rodadura [N], $F_T = F_d + F_t$ = la fuerza de tracción del tractor 4×4 [N], ($\pm W * \sin \theta$) indica el avance del tractor hacia arriba (+) o hacia abajo (−).

Fuerza de tracción

A partir de (5.6), y considerando una velocidad constante ($a_x = 0$) y la resistencia aerodinámica nula ($R_a = 0$), se obtiene la fuerza de tracción en función de la pendiente longitudinal (θ) y del ángulo de la línea de tiro (γ), con las Ecuaciones 5.7a-5.7d:

$$F_T = R_R + R_T * \cos \gamma \pm W * \sin \theta \quad \theta \neq 0, \gamma > 0 \quad (5.7a)$$

$$F_T = R_R + R_T \pm W * \sin \theta \quad \theta \neq 0, \gamma = 0 \quad (5.7b)$$

$$F_T = R_R + R_T * \cos \gamma \quad \theta = 0, \gamma > 0 \quad (5.7c)$$

$$F_T = R_R + R_T \quad \theta = 0, \gamma = 0 \quad (5.7d)$$

donde ($\pm W * \sin \theta$) indica el avance del tractor hacia arriba (+) o hacia abajo (−).

Los factores que definen la fuerza de tracción máxima del tractor agrícola son: (1) los coeficiente de adherencia del suelo y las cargas normales en las ruedas motrices, y (2) las características del motor y la transmisión. El valor menor de tales condiciones determina el potencial de desempeño del tractor (Wong, 2001).

Cargas verticales de las ruedas del tractor

Para predecir la fuerza de tracción máxima que las ruedas del tractor pueden soportar en la interfase de contacto de la rueda con el suelo, se calculan las cargas normales en las ruedas delanteras y traseras a partir de la sumatoria de momentos respecto al punto A de la Figura 5.5, con la Ecuación 5.8:

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0 \quad [\odot] \\ -W_t * (x_0 - x_t) + W_d * (L + x_d - x_0) + R_T * \cos \gamma * z \\ + R_T * \sin \gamma * (L_0 + x_0) + \left[\frac{W}{g} * a_x \pm W * \sin \theta \right] * z_0 + R_a * z_a = 0 \end{aligned} \quad (5.8)$$

donde $(\pm W * \sin \theta)$ indica el avance del tractor hacia arriba (+) o hacia abajo (-).

Al ejercer una fuerza externa en el tractor, la masa permanece constante y solamente cambia su distribución en las ruedas delanteras y traseras. La sumatoria de las fuerzas normales a la superficie del suelo se expresa con la Ecuación 5.9:

$$\begin{aligned} \Sigma F_{z * \cos \theta} = 0 \quad [\uparrow] \\ W_d + W_t - W * \cos \theta = 0 \end{aligned} \quad (5.9)$$

Reescribiendo (5.9) en (5.8), y considerando una velocidad constante ($a_x = 0$) y la resistencia aerodinámica nula ($R_a = 0$), se obtienen las cargas normales por eje del tractor con implemento en función de la pendiente longitudinal (θ) y del ángulo de la línea de tiro (γ), en las ruedas delanteras (Ecuaciones 5.10a-5.10d):

$$\begin{aligned} W_d = \frac{W * \cos \theta * (x_0 - x_t)}{L + x_d - x_t} \\ - \frac{\pm W * \sin \theta * z_0 + R_T * \cos \gamma * z + R_T * \sin \gamma * (L_0 + x_0)}{L + x_d - x_t} \quad \theta \neq 0, \gamma > 0 \end{aligned} \quad (5.10a)$$

$$W_d = \frac{W * \cos \theta * (x_0 - x_t) - [\pm W * \sin \theta * z_0 + R_T * z]}{L + x_d - x_t} \quad \theta \neq 0, \gamma = 0 \quad (5.10b)$$

$$W_d = \frac{W * (x_0 - x_t) - [R_T * \cos \gamma * z + R_T * \sin \gamma * (L_0 + x_0)]}{L + x_d - x_t} \quad \theta = 0, \gamma > 0 \quad (5.10c)$$

$$W_d = \frac{W * (x_0 - x_t) - R_T * z}{L + x_d - x_t} \quad \theta = 0, \gamma = 0 \quad (5.10d)$$

y en las ruedas traseras (Ecuaciones 5.11a-5.11d):

$$W_t = \frac{W * \cos \theta * (L + x_d - x_0)}{L + x_d - x_t} \quad (5.11a)$$

$$+ \frac{\pm W * \sin \theta * z_0 + R_T * \cos \gamma * z + R_T * \sin \gamma * (L_0 + x_0)}{L + x_d - x_t} \quad \theta \neq 0, \gamma > 0$$

$$W_t = \frac{W * \cos \theta * (L + x_d - x_0) \pm W * \sin \theta * z_0 + R_T * z}{L + x_d - x_t} \quad \theta \neq 0, \gamma = 0 \quad (5.11b)$$

$$W_t = \frac{W * (L + x_d - x_0) + R_T * \cos \gamma * z + R_T * \sin \gamma * (L_0 + x_0)}{L + x_d - x_t} \quad \theta = 0, \gamma > 0 \quad (5.11c)$$

$$W_t = \frac{W * (L + x_d - x_0) + R_T * z}{L + x_d - x_t} \quad \theta = 0, \gamma = 0 \quad (5.11d)$$

donde $(\pm W * \sin \theta)$ indica el avance del tractor hacia arriba (+) o hacia abajo (-).

Estando el tractor sin implemento ($R_T = 0$), las proyecciones de las cargas normales de las ruedas delanteras y traseras coinciden con los centros de éstas ($x_d = x_t = 0$). A partir de (5.10 y 5.11), se obtienen las cargas normales por eje de las ruedas delanteras y traseras del tractor sin implemento, con las Ecuaciones 5.12a-5.12b para superficies con pendiente longitudinal ($\theta \neq 0$):

$$W'_d = \frac{W * \cos \theta * x_0 - (\pm W * \sin \theta) * z_0}{L} \quad (5.12a)$$

$$W'_t = \frac{W * \cos \theta * (L - x_0) \pm W * \sin \theta * z_0}{L} \quad (5.12b)$$

y con las Ecuaciones 5.13a-5.13b para superficie horizontal ($\theta = 0$):

$$W'_d = W * \frac{x_0}{L} \quad (5.13a)$$

$$W'_t = W * \frac{L - x_0}{L} \quad (5.13b)$$

donde W'_d, W'_t = las cargas normales de las ruedas delanteras y traseras del tractor sin implemento [N], $\pm W * \sin \theta$ = el avance del tractor hacia arriba (+) o hacia abajo (-).

Como resultado de la aplicación de la carga de tracción en la barra de tiro del tractor, parte de la carga vertical de las ruedas delanteras se transfiere a las ruedas traseras (Chudakov, 1977; Goering y Hansen, 2004; Goering *et al.*, 2006; Srivastava *et al.*, 2006; Andreev *et al.*, 2010). La masa del tractor es constante, por lo cual las cargas verticales disminuyen en las ruedas delanteras ($W'_d > W_d$) e incrementan en las ruedas traseras ($W'_t < W_t$), y la diferencia de las cargas verticales se conoce como transferencia del peso del tractor (Ecuación 5.14):

$$\Delta W = W'_d - W_d = W_t - W'_t \quad (5.14)$$

La transferencia de la carga vertical de las ruedas delanteras a las ruedas traseras en función del ángulo de la línea de tiro (γ), se calcula con las Ecuaciones 5.15a-5.15b:

$$\Delta W = \frac{R_T * \cos \gamma * z + R_T * \sin \gamma * (L_0 + x_0)}{L + x_d - x_t} \quad \gamma > 0 \quad (5.15a)$$

$$\Delta W = \frac{R_T * z}{L + x_d - x_t} \quad \gamma = 0 \quad (5.15b)$$

donde ΔW = la transferencia de la carga vertical de las ruedas delanteras a las ruedas traseras del tractor [N].

La Figura 5.6 muestra las cargas verticales de las ruedas del tractor MF-592T 4×4 en función de la resistencia de tracción, considerando una superficie horizontal ($\theta = 0$) y el ángulo de la línea de tiro nulo ($\gamma = 0$).

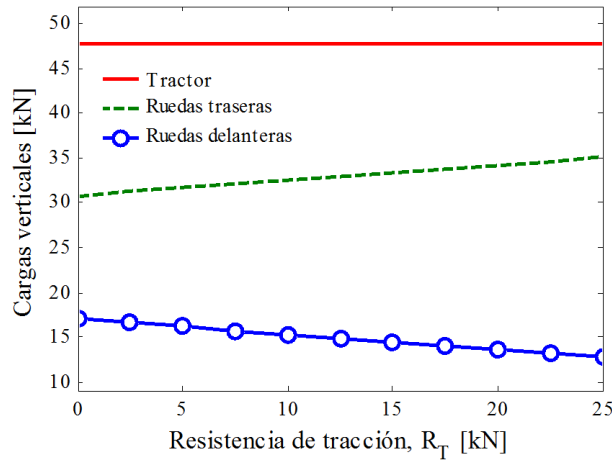


Figura 5.6: Cargas verticales de las ruedas en función de la resistencia de tracción del tractor MF-592T 4×4.

Al incrementar la carga de tracción de 0 hasta 25 kN, las cargas verticales disminuyeron en las ruedas delanteras en 25.3 % y aumentaron en las ruedas traseras en 14.0 %. El coeficiente de transferencia de peso del tractor MF-592T 4×4 es 0.172, por lo cual la relación de las cargas verticales de las ruedas delanteras y traseras con la resistencia de tracción, es la siguiente:

$$W_d = -0.172 * R_T + 17.0$$

$$W_t = 0.172 * R_T + 30.8$$

Radio de rodadura vs carga vertical

Los radios de rodadura de las ruedas cambian de forma inversa a las cargas verticales. Al agregar una carga de tracción en el tractor los radios de rodadura incrementan en las ruedas delanteras y disminuyen en las ruedas traseras.

De esta manera se define la correspondencia entre las cargas verticales y los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras, del tractor suspendido, sin implemento y con implemento (Cuadro 5.6):

Cuadro 5.6: Correspondencia entre las cargas verticales y los radios de rodadura.

	Tractor		Tractor con		Tractor sin
Ruedas delanteras	suspendido		implemento		implemento
Carga de tracción (kN)			$R_T > 0$		$R_T = 0$
Cargas verticales (kN)	0	<	W_d	<	W'_d
Radio de rodadura (mm)	r^0_d	>	r_d	>	r'_d
	Tractor		Tractor sin		Tractor con
Ruedas traseras	suspendido		implemento		implemento
Carga de tracción (kN)			$R_T = 0$		$R_T > 0$
Cargas verticales (kN)	0	<	W'_t	<	W_t
Radio de rodadura (mm)	r^0_t	>	r'_t	>	r_t

El Cuadro 5.7 presenta los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras del tractor suspendido y sin implemento, los cuales fueron medidos en laboratorio de forma

manual en presiones de inflado de 80, 130 y 180 kPa, para ser utilizados como referencia en los cálculos de los radios de rodadura al variar la carga de tracción:

Cuadro 5.7: *Radio de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4 medidos de forma manual.*

Ruedas	Tractor	Carga vertical	Radio de rodadura (mm)		
		por rueda (kN)	80 kPa	130 kPa	180 kPa
delanteras	suspendido	$W'_d/2 = 0$	561.0	566.5	569.0
	solo	$W'_d/2 = 8.5$	532.3	541.8	545.65
traseras	suspendido	$W'_t/2 = 0$	791.0	807.0	818.0
	solo	$W'_t/2 = 15.4$	741.0	760.6	775.7

Deflexiones normales

Las deflexiones normales de las ruedas se calculan como las diferencias de los radios de rodadura (Cuadro 5.8):

Cuadro 5.8: *Deflexiones normales de las ruedas del tractor.*

Deflexiones normales	Ruedas delanteras (mm)	Ruedas traseras (mm)
debido al peso del tractor	$\Delta'_{rd} = r^0_d - r'_d$	$\Delta'_{rt} = r^0_t - r'_t$
debido a la fuerza de tracción	$\Delta^f_{rd} = r_d - r'_d$	$\Delta^f_{rt} = r_t - r'_t$
debido al tractor e implemento	$\Delta_{rd} = r^0_d - r_d$	$\Delta_{rt} = r^0_t - r_t$
su relación	$\Delta'_{rd} > \Delta_{rd} > \Delta^f_{rd}$	$\Delta_{rt} > \Delta'_{rt} > \Delta^f_{rt}$

Se midieron para presiones de inflado de 80, 130 y 180 kPa, los desplazamientos de los cilindros hidráulicos en dependencia de las cargas de compresión aplicada (Capítulo 4), los cuales expresan las deflexiones normales y las cargas verticales de las ruedas, respectivamente.

Al incrementar la carga de tracción de 0 a 25 kN, las deflexiones normales disminuyeron entre 0.35 y 0.5 mm en las ruedas delanteras, e incrementaron entre 1.9 y 5.4 mm en las ruedas traseras (Figura 5.7).

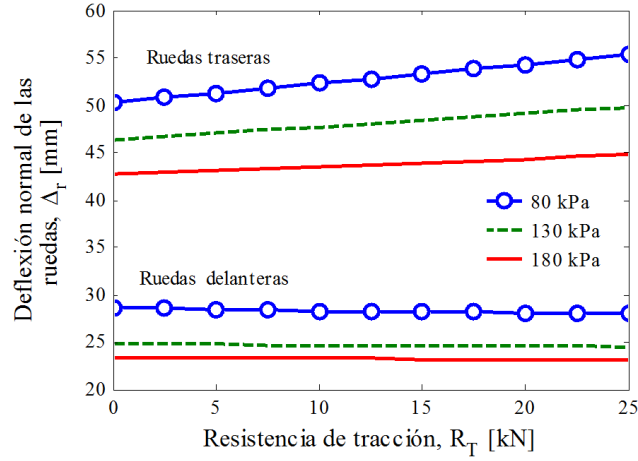


Figura 5.7: Deflexiones normales de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.

Las deflexiones normales de las ruedas al agregar la carga de tracción fueron muy reducidas respecto a las deflexiones normales debidas al peso del tractor, ya que solamente representaron de 1.5 a 1.7% en las ruedas delanteras y de 4.6 a 10.8% en las ruedas traseras.

Las deflexiones normales de las ruedas del tractor MF-592T 4×4 se pueden estimar en función de la resistencia de tracción, con las siguientes ecuaciones (Cuadro 5.9):

Cuadro 5.9: Cálculo de las deflexiones normales de las ruedas del tractor MF-592T 4×4, en función de la resistencia de tracción.

P (kPa)	Ruedas delanteras, Δ_{r_d} (mm)	R^2	Ruedas traseras, Δ_{r_t} (mm)	R^2
80	$\Delta_{r_d} = -0.0225 * R_T + 28.56$	0.97	$\Delta_{r_t} = 0.1991 * R_T + 50.30$	0.96
130	$\Delta_{r_d} = -0.0123 * R_T + 24.78$	0.98	$\Delta_{r_t} = 0.1376 * R_T + 46.35$	0.97
180	$\Delta_{r_d} = -0.0088 * R_T + 23.35$	0.97	$\Delta_{r_t} = 0.0848 * R_T + 42.62$	0.96

Radio de rodadura

Los radios de rodadura de las ruedas delanteras y traseras del tractor con implemento se calculan con las Ecuaciones 5.16a y 5.16b:

$$r_d = r'_d + \Delta^f_{rd} = r^0_d - \Delta_{rd} \quad (5.16a)$$

$$r_t = r'_t - \Delta^f_{rt} = r^0_t - \Delta_{rt} \quad (5.16b)$$

La Figura 5.8 muestra los radios de rodadura calculados a partir de los radios de referencia y las deflexiones normales.

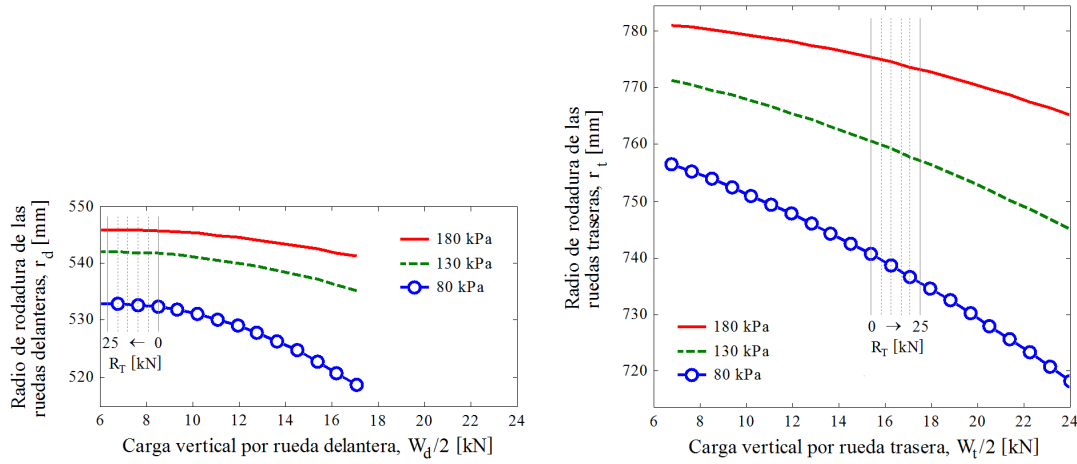


Figura 5.8: Radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.

Al incrementar la resistencia de tracción de 0 a 25 kN, los radios de rodadura aumentaron en 0.5, 0.4 y 0.35 mm en las ruedas delanteras, y disminuyeron en 5.4, 3.8 y 1.9 mm en las ruedas traseras, para presiones de inflado de 80, 130 y 180 kPa, respectivamente.

Los radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4 se pueden estimar en función de las cargas verticales (Cuadro 5.10) y de la resistencia de tracción (Cuadro 5.11):

Cuadro 5.10: Cálculo de los radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4, en función de las cargas verticales.

Presión (kPa)	Ruedas delanteras, r_d (mm)	R^2 (adim)
80	$r_d = -0.124 * (W_d/2)^2 + 1.578 * (W_d/2) + 527.9$	0.97
130	$r_d = -0.056 * (W_d/2)^2 + 0.696 * (W_d/2) + 539.8$	0.98
180	$r_d = -0.039 * (W_d/2)^2 + 0.476 * (W_d/2) + 544.4$	0.97
Presión (kPa)	Ruedas traseras, r_t (mm)	R^2 (adim)
80	$r_t = -0.043 * (W_t/2)^2 - 0.899 * (W_t/2) + 764.7$	0.96
130	$r_t = -0.033 * (W_t/2)^2 - 0.529 * (W_t/2) + 776.5$	0.97
180	$r_t = -0.030 * (W_t/2)^2 - 0.008 * (W_t/2) + 782.5$	0.96

Cuadro 5.11: *Cálculo de los radios de rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4, en función de la resistencia de tracción.*

P (kPa)	Ruedas delanteras, r_d (mm)	R^2	Ruedas traseras, r_t (mm)	R^2
80	$r_d = 0.022 * R_T + 532.4$	0.97	$r_t = -0.20 * R_T + 740.7$	0.96
130	$r_d = 0.012 * R_T + 541.7$	0.98	$r_t = -0.14 * R_T + 760.7$	0.97
180	$r_d = 0.009 * R_T + 545.7$	0.97	$r_t = -0.09 * R_T + 775.4$	0.96

Coefficientes de rigidez normal

Los coeficientes de rigidez normal de las ruedas delanteras y traseras en función de las cargas verticales, se calculan con las Ecuaciones 5.17a y 5.17b:

$$\lambda_{zd} = \frac{0.5 * W_d}{\Delta_{rd}} \quad (5.17a)$$

$$\lambda_{zt} = \frac{0.5 * W_t}{\Delta_{rt}} \quad (5.17b)$$

donde $\lambda_{zd}, \lambda_{zt}$ = los coeficientes de rigidez normal de las ruedas delanteras y traseras [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$], Δ_{rd}, Δ_{rt} = las deflexiones normales de las ruedas [mm].

La Figura 5.9 presenta los cambios de la rigidez normal de las ruedas del tractor MF-592T 4×4 al incrementar la resistencia de tracción.

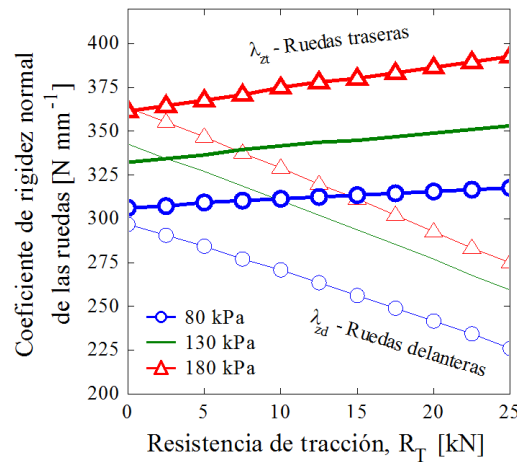


Figura 5.9: *Coefficientes de rigidez normal de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.*

Al incrementar la resistencia de tracción de 0 a 25 kN, la rigidez normal de las ruedas de rodadura disminuyó entre 23.7 y 24.6 % en las ruedas delanteras, y aumentó entre 4.6 y 8.8 % en las ruedas traseras, para presiones de inflado entre 80 y 180 kPa, respectivamente.

Los coeficientes de rigidez normal de las ruedas del tractor MF-592T 4×4 se pueden estimar en función de la resistencia de tracción, con las siguientes ecuaciones (Cuadro 5.12):

Cuadro 5.12: *Cálculo de los coeficientes de rigidez normal de las ruedas del tractor MF-592T 4×4, en función de la resistencia de tracción.*

P (kPa)	Ruedas delanteras, λ_{zd} (mm)	R^2	Ruedas traseras, λ_{zt} (mm)	R^2
80	$\lambda_{zd} = -2.83 * R_T + 297.7$	0.97	$\lambda_{zt} = 0.45 * R_T + 306.3$	0.96
130	$\lambda_{zd} = -3.34 * R_T + 343.0$	0.98	$\lambda_{zt} = 0.81 * R_T + 332.5$	0.97
180	$\lambda_{zd} = -3.58 * R_T + 364.1$	0.97	$\lambda_{zt} = 1.24 * R_T + 361.6$	0.96

Para determinar la resistencia a la rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4, se obtuvieron los números de movilidad de las ruedas y los coeficientes de resistencia a la rodadura.

Número de movilidad

El tamaño de las ruedas del tractor (Figura 5.10) se designa por un par de números dados en pulgadas, separados por una letra R para las ruedas con capas radiales y por un guión para las ruedas con capas diagonales, donde el primer número indica el ancho de rodada (b) y el segundo número representa el diámetro del rin de la rueda (d).

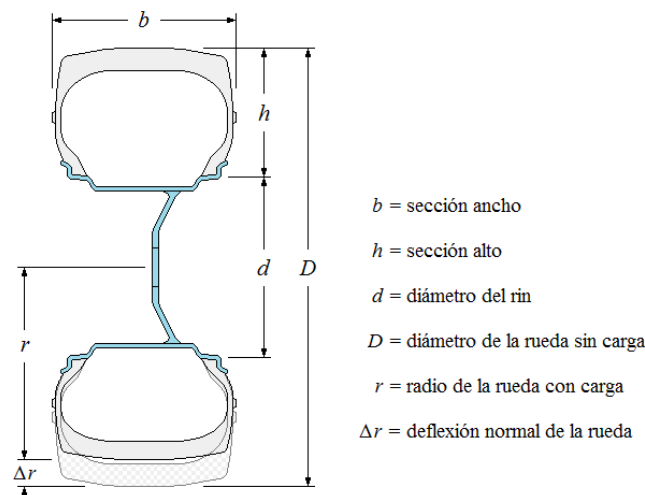


Figura 5.10: *Designación del tamaño de las ruedas del tractor agrícola.*

Los números de movilidad de las ruedas delanteras y traseras del tractor por rueda, se calculan con las Ecuaciones 5.18a y 5.18b (ASAE D497, 2006):

$$B_{nd} = \left(\frac{R_P * b_d * D_d}{0.5 * W_d} \right) * \left(1 + \frac{5 * \Delta_{rd}}{h_d} \right) * \left(\frac{D_d}{D_d + 3 * b_d} \right) \quad (5.18a)$$

$$B_{nt} = \left(\frac{R_P * b_t * D_t}{0.5 * W_t} \right) * \left(1 + \frac{5 * \Delta_{rt}}{h_t} \right) * \left(\frac{D_t}{D_t + 3 * b_t} \right) \quad (5.18b)$$

$$h_d = \frac{D_d - d_d}{2}$$

$$h_t = \frac{D_t - d_t}{2}$$

donde B_{nd}, B_{nt} = los números de movilidad de las ruedas delanteras y traseras [adim], R_P = la resistencia del suelo a la penetración [kPa = kN·m⁻²], b_d, b_t = los anchos de rodada de las ruedas [m], D_d, D_t = los diámetros de las ruedas sin carga [m], h_d, h_t = las secciones de altura de las ruedas [m], d_d, d_t = los diámetros de los rines de las ruedas [m].

Se utilizó un tractor agrícola MF-592T con ruedas delanteras 13.6-24 y ruedas traseras 18.4-34, y se consideraron los siguientes parámetros para calcular los números de movilidad de las ruedas (Cuadro 5.13):

Cuadro 5.13: *Parámetros de cálculo del número de movilidad de las ruedas del tractor.*

	Ruedas delanteras	Ruedas traseras
Carga vertical	$W'_d = 17$ kN	$W'_t = 30.8$ kN
Tamaño de la rueda	$b-d = (13.6 - 24)$	$b-d = (18.4 - 34)$
Ancho de la rueda	$b_d = 34.5$ cm	$b_t = 46.7$ cm
Diámetro del rin	$d_d = 60.9$ cm	$d_t = 86.4$ cm
Diámetro de la rueda sin carga	$D_d = 1.14$ m	$D_t = 1.61$ m
Sección de altura	$h_d = 26.5$ cm	$h_t = 37.5$ cm
Lastrado	agua al 70 % vol	agua al 70 % vol
	Suelo firme	Suelo arado
Resistencia a la penetración *	$R_P = 1200$ kPa	$R_P = 900$ kPa

* ASAE D497 (2006).

La Figura 5.11 presenta los cambios del número de movilidad de las ruedas del tractor MF-592T 4×4 al incrementar la resistencia de tracción.

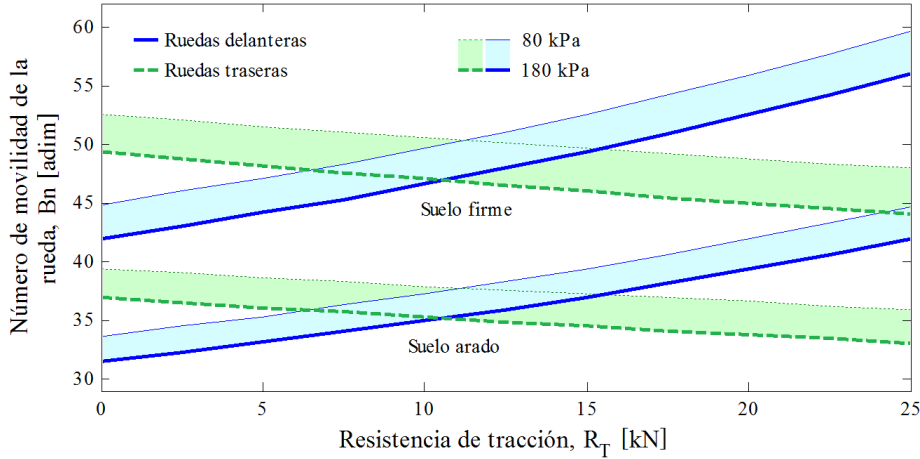


Figura 5.11: Número de movilidad de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.

Al incrementar la presión de inflado de las ruedas de 80 a 180 kPa, el número de movilidad disminuyó entre 4.5 y 6.7 % en las ruedas delanteras y entre 5.6 y 8.3 % en las ruedas traseras, independientemente del tipo de suelo y de la carga de tracción.

Al incrementar la resistencia de tracción de 0 a 25 kN, el número de movilidad aumentó entre 31.2 y 35.7 % en las ruedas delanteras, y disminuyó entre 8.7 y 10.8 %, al utilizar presiones de inflado en las ruedas entre 80 y 180 kPa.

Al cambiar de suelo firme a suelo arado, el número de movilidad disminuyó entre 25 y 26 % en las ruedas delanteras y traseras, independientemente de la carga de tracción y de la presión de inflado.

Coefficientes de resistencia a la rodadura

Los coeficientes de resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras y traseras, se calculan con las Ecuaciones 5.19a y 5.19b (ASAE D497, 2006):

$$C_{rd} = \frac{1}{B_{nd}} + 0.04 + \frac{0.5 * \delta_d}{\sqrt{B_{nd}}} \quad (5.19a)$$

$$C_{rt} = \frac{1}{B_{nt}} + 0.04 + \frac{0.5 * \delta_t}{\sqrt{B_{nt}}} \quad (5.19b)$$

donde C_{rd}, C_{rt} = los coeficientes de resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras y traseras [adim], δ_d, δ_t = los patinajes de las ruedas [adim].

La Figura 5.12 presenta los cambios de los coeficientes de resistencia a la rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4 al incrementar la resistencia de tracción. Se consideraron patinajes iguales de las ruedas delanteras y traseras con el suelo ($\delta_d = \delta_t = [0 \ 15] \%$).

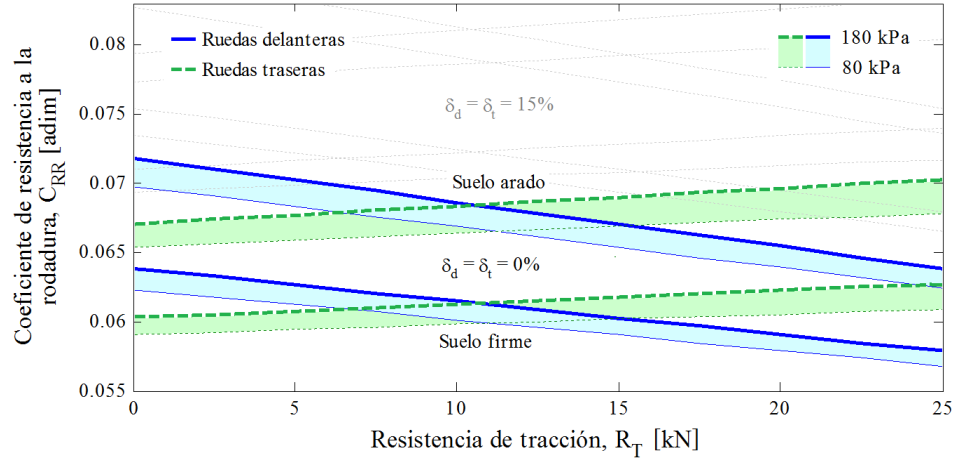


Figura 5.12: Coeficiente de resistencia a la rodadura de las ruedas del tractor MF-592T 4×4.

El coeficiente de resistencia a la rodadura aumentó entre 1.7 y 3.5 % en las ruedas delanteras y traseras, al incrementar la presión de inflado de las ruedas de 80 a 180 kPa. También disminuyó entre 9.2 y 11.1 % en las ruedas delanteras, y aumentó entre 2.9 y 4.6 % en las ruedas traseras, al incrementar la resistencia de tracción de 0 a 25 kN, independientemente del tipo de suelo y del patinaje.

Al incrementar la compactación del suelo y los patinajes de las ruedas, el coeficiente de resistencia a la rodadura también aumentó. Tal incremento se ubicó entre 9 y 11 % al cambiar de suelo firme a suelo arado, y aumentar los patinajes de las ruedas de 0 a 15 %.

Resistencia a la rodadura

Las resistencias a la rodadura representan las pérdidas de potencia de las ruedas motrices no atribuidas a los patinajes (ASAE S296, 2005). La resistencia total a la rodadura del tractor es la suma de las resistencias a la rodadura de las ruedas (Chudakov, 1977), y es la fuerza requerida en la dirección de avance para vencer la resistencia de la superficie del suelo y la resistencia interna del neumático (ASAE S296, 2005).

De acuerdo a ASAE D497 (2006), las resistencias a la rodadura se calculan con las

Ecuaciones 5.20a y 5.20b para las ruedas individuales, con las Ecuaciones 5.21a y 5.21b para los ejes motrices, y con la Ecuación 5.22 para el tractor.

$$R_{rd.r} = \frac{W_d}{2} * C_{rd} \quad (5.20a)$$

$$R_{rt.r} = \frac{W_t}{2} * C_{rt} \quad (5.20b)$$

$$R_{rd} = 2 * R_{rd.r} \quad (5.21a)$$

$$R_{rt} = 2 * R_{rt.r} \quad (5.21b)$$

$$R_R = R_{rd} + R_{rt} \quad (5.22)$$

donde $R_{rd.r}, R_{rt.r}$ = las resistencias a la rodadura de las ruedas delanteras y traseras por rueda [kN], R_{rd}, R_{rt} = las resistencias a la rodadura de las ruedas por eje [kN], R_R = la resistencia total a la rodadura del tractor [kN].

La Figura 5.13 presenta los cambios de la resistencia a la rodadura por rueda del tractor MF-592T 4×4 al incrementar la resistencia de tracción.

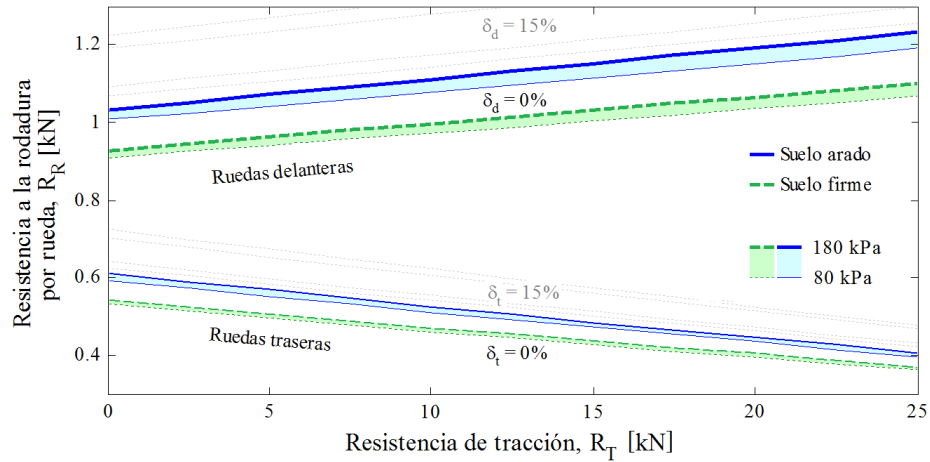


Figura 5.13: Resistencia a la rodadura por rueda del tractor MF-592T 4×4.

Al incrementar la resistencia de tracción de 0 a 25 kN, la resistencia a la rodadura aumentó entre 19.8 y 20.9 % en las ruedas delanteras, y disminuyó entre 32.7 y 33.3 % en las ruedas traseras, tanto en el suelo firme como en el suelo arado.

Al incrementar la presión de inflado de las ruedas de 80 a 180 kPa, la resistencia a la rodadura aumentó, pero tal incremento fue mucho mayor en las ruedas delanteras.

La resistencia a la rodadura es afectada principalmente por el tamaño de las ruedas y las cargas verticales.

La Figura 5.14 presenta los cambios de la resistencia a la rodadura total del tractor MF-592T 4×4 al incrementar la resistencia de tracción.

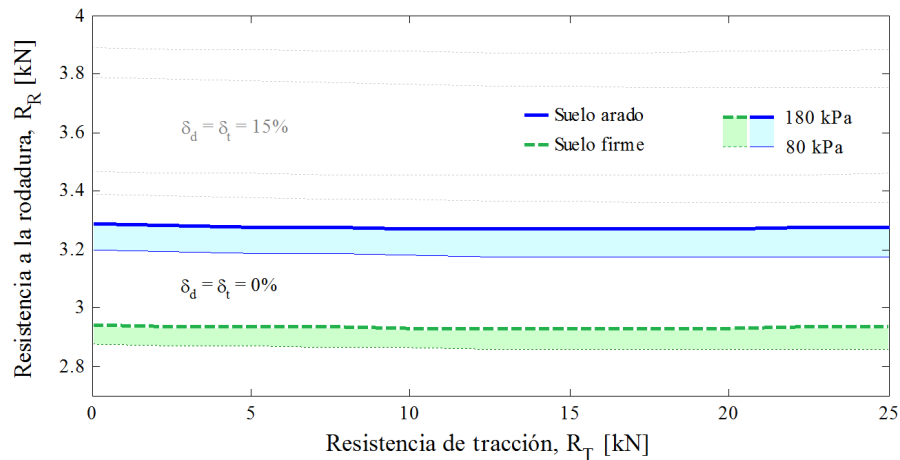


Figura 5.14: Resistencia a la rodadura total del tractor MF-592T 4×4.

La resistencia total a la rodadura del tractor MF-592T 4×4 incrementó en promedio de 2.9 a 3.25 kN (12.1 %), al cambiar de suelo firme a suelo arado cuando los patinajes de las ruedas son nulos, y de 3.4 a 3.8 kN (11.8 %) cuando los patinajes incrementan a 15 %.

5.3. Resistencia de tracción

Se presentan los valores de tres repeticiones de la medición de la resistencia de tracción de una rastra de discos, medida en una distancia lineal de 30 m, a los 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo, en la posición de la transmisión 3ra baja, la cual correspondió a una velocidad de trabajo de $4.91 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

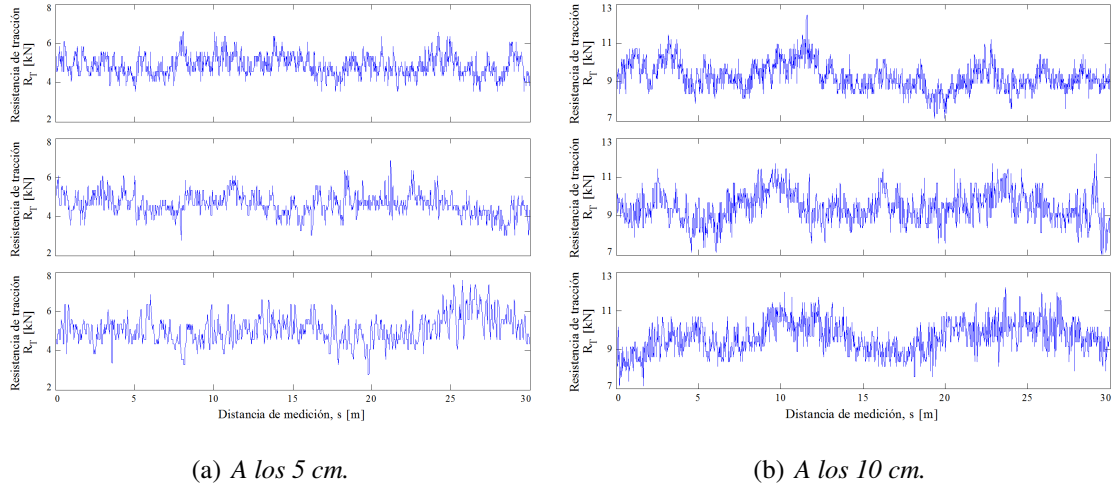


Figura 5.15: Resistencia de tracción medida a los 5 y 10 cm de profundidad de trabajo.

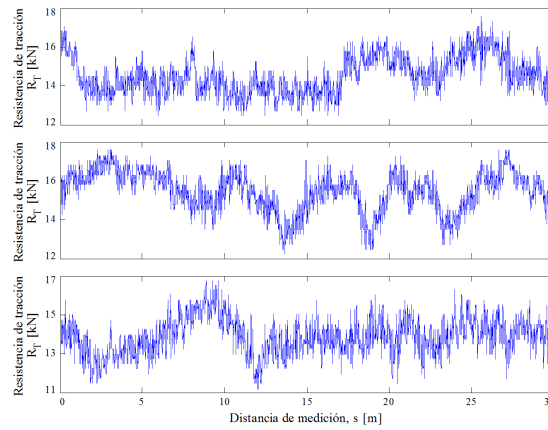


Figura 5.16: Resistencia de tracción medida a los 15 cm de profundidad de trabajo.

La resistencia de tracción promedio a los 5, 10 y 15 cm de profundidad, fue de 4.96, 10.26 y 15.74 kN, respectivamente.

5.4. Patinajes de las ruedas

La Figura 5.17 muestra los valores promedio de tres repeticiones de los patinajes de las ruedas traseras del tractor en función de la resistencia de tracción, a los 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo, en los esquemas 4×2 y 4×4, en la velocidad 3ra baja.

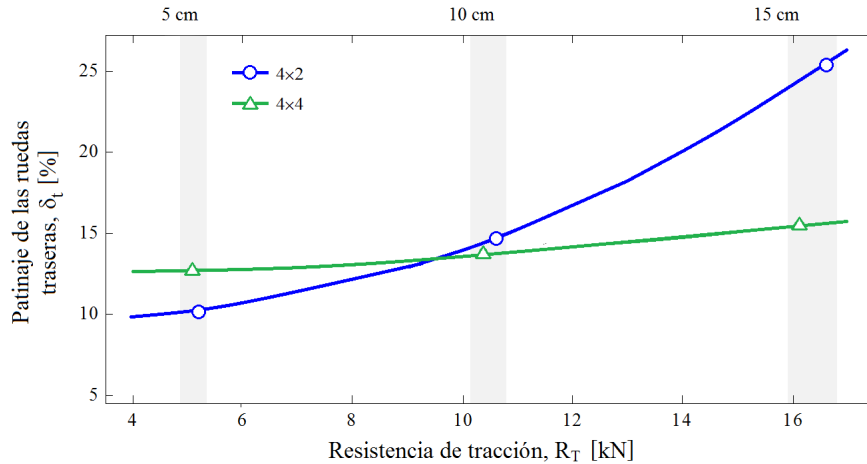


Figura 5.17: *Patinajes de las ruedas traseras del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4.*

Cuando la carga de tracción alcanza el valor de 9.6 kN, los patinajes de las ruedas traseras se equilibran en el 14 % en los esquemas 4×2 y 4×4.

Cuando las cargas de tracción son menores de 9.6 kN, para el mismo nivel de carga los patinajes son menores en el esquema 4×2.

Cuando las cargas de tracción son mayores de 9.6 kN, para el mismo nivel de carga los patinajes son menores en el esquema 4×4.

5.5. Velocidad de trabajo y capacidad de campo teórica

La Figura 5.18 presenta los valores promedio de tres repeticiones de la velocidad de trabajo y la capacidad de campo teórica del tractor en función de la resistencia de tracción, en los esquemas 4×2 y 4×4, a los 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo, en la velocidad 3ra baja.

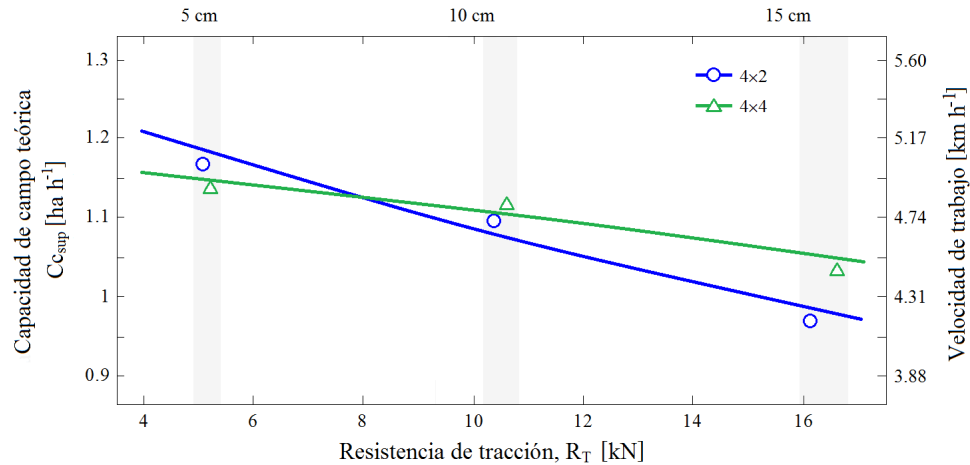


Figura 5.18: *Velocidad de trabajo y capacidad de campo teórica del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4.*

Cuando la carga de tracción alcanza el valor de 8.0 kN, las velocidades de trabajo se equilibran en $4.85 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ y las capacidades de campo teóricas se igualan en $1.13 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$, en los esquemas 4×2 y 4×4.

Cuando las cargas de tracción son menores de 8.0 kN, para el mismo nivel de carga las velocidades de trabajo y las capacidades de campo teóricas son mayores en el esquema 4×2.

Cuando las cargas de tracción son mayores de 8.0 kN, para el mismo nivel de carga las velocidades de trabajo y las capacidades de campo teóricas son mayores en el esquema 4×4.

5.6. Consumo horario de combustible

La Figura 5.19 muestra los valores promedio de tres repeticiones del gasto horario de combustible del motor en función de la resistencia de tracción, en los esquemas 4×2 y 4×4, a los 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo, en la velocidad 3ra baja.

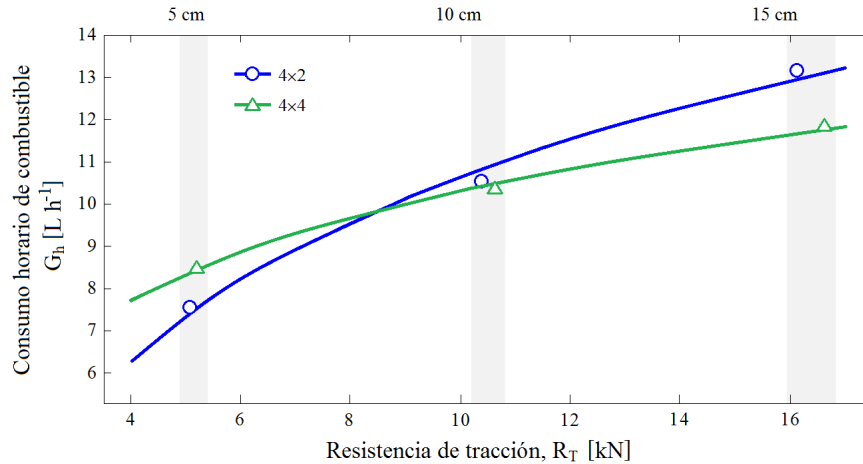


Figura 5.19: Consumo horario de combustible del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4.

Cuando la carga de tracción es 8.5 kN, los gastos horarios de combustible se equilibran en 9.9 L·h⁻¹ en los esquemas 4×2 y 4×4.

Cuando las cargas de tracción son menores de 8.5 kN, para el mismo nivel de carga los gastos horarios de combustible son menores en el esquema 4×2.

Cuando las cargas de tracción son mayores de 8.5 kN, para el mismo nivel de carga los gastos horarios de combustible son menores en el esquema 4×4.

5.7. Potencia de tracción

La Figura 5.20 presenta los valores promedio de tres repeticiones de la potencia de tracción del tractor en función de la resistencia de tracción, en los esquemas 4×2 y 4×4 , a los 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo, en la velocidad 3ra baja.

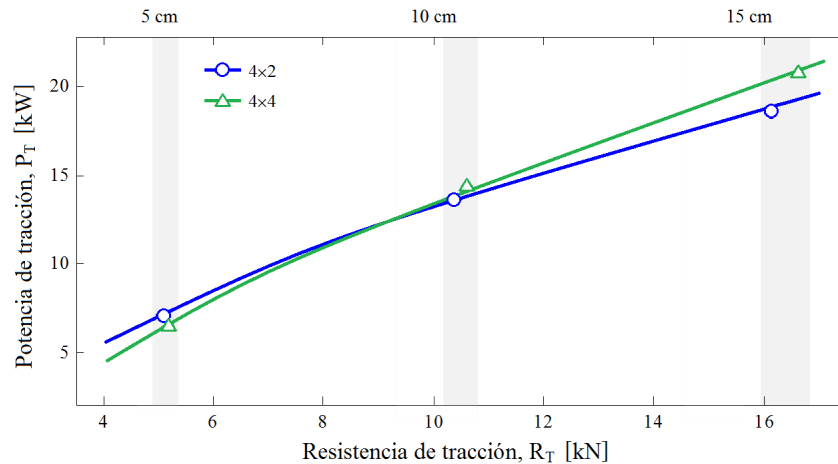


Figura 5.20: Potencia de tracción del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4 .

Cuando la carga de tracción es 9.0 kN, las potencias de tracción se equilibran en 12 kW en los esquemas 4×2 y 4×4 .

Cuando las cargas de tracción son menores de 9.0 kN, para el mismo nivel de carga las potencias de tracción son mayores en el esquema 4×2 .

Cuando las cargas de tracción son mayores de 9.0 kN, para el mismo nivel de carga las potencias de tracción son mayores en el esquema 4×4 .

5.8. Consumo específico de combustible

La Figura 5.21 muestra los valores promedio de tres repeticiones del consumo específico de combustible del tractor en función de la resistencia de tracción, en los esquemas 4×2 y 4×4, a los 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo, en la velocidad 3ra baja.

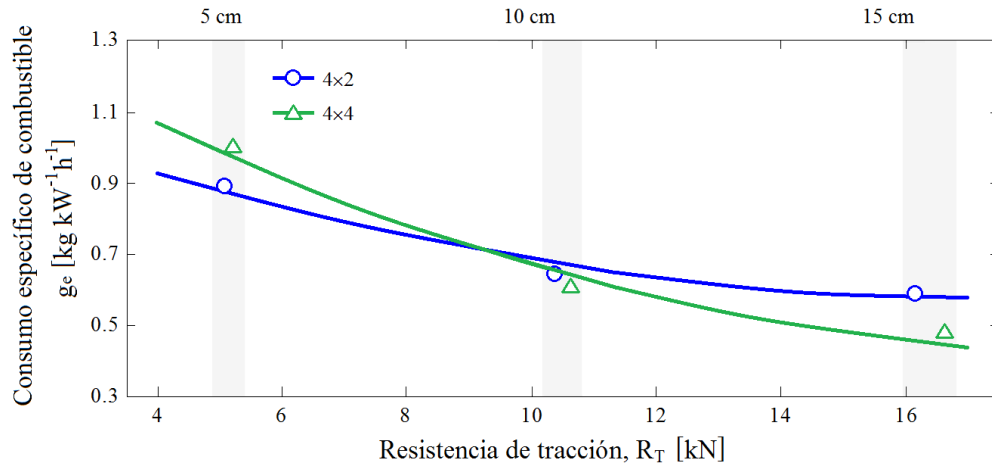


Figura 5.21: Consumo específico de combustible del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4.

Cuando la carga de tracción es 9.2 kN, los consumos específicos de combustible se equilibran en $0.7 \text{ kg} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ en los esquemas 4×2 y 4×4.

Cuando las cargas de tracción son menores de 9.2 kN, para el mismo nivel de carga los consumos específicos de combustible son menores en el esquema 4×2.

Cuando las cargas de tracción son mayores de 9.2 kN, para el mismo nivel de carga los consumos específicos de combustible son menores en el esquema 4×4.

5.9. Literatura Citada

- Andreev A. F.; Kabanau V. I.; Vantsevich V. V. 2010. Driveline systems of ground vehicles, theory and design. CRC Press. Estados Unidos de América. 758 p.
- ASAE D497. 2006. Agricultural Machinery Management Data. En: ASABE STANDARDS 2006. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América.
- ASAE S296. 2005. General terminology for traction of agricultural traction and transport devices and vehicles. En: ASABE STANDARDS 2005. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América.
- Chudakov D. A. 1977. Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles. Moscú, Rusia: Mir Moscú. 435 P.
- Gillespie Thomas D. 2000. Fundamentals of vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers. Estados Unidos de América. 470 p.
- Goering C. E.; Hansen A. C. 2004. Engine and tractor power. 4th edition. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América. 483 p.
- Goering C. E.; Stone M. L.; Smith D. W.; Turnquist P. K. 2006. Off-road vehicle engineering principles. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América. 462 p.
- Ortiz Villanueva Bonifacio, Ortiz Solorio Carlos Alberto. 1990. Edafología. Universidad Autónoma Chapingo. 394 p.
- Srivastava A. K.; Goering C. E.; Rohrbach R. P.; Buckmaster D. R. 2006. Engineering principles of agricultural machines, 2nd edition. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América. 588 p.
- Wong J. Y. 2001. Theory of ground vehicles. 3rd edition. John Wiley & Sons. Canada. 528 p.

Capítulo 6

Definición de las Zonas de Trabajo del Tractor Agrícola en los Esquemas 4×2 y 4×4

6.1. Resumen

El objetivo de este trabajo fue identificar las zonas de trabajo para los esquemas de tracción 4×2 y 4×4 de un tractor Massey Ferguson 592T con una rastra de discos de tiro axial, para la segunda y tercera posiciones de la caja de velocidades, en un suelo agrícola a 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo. Las fronteras de desconexión de la tracción delantera que dividen las zonas de trabajo, fueron determinadas a partir de la unión de los puntos en cada posición de la transmisión, en los cuales los dos esquemas de tracción presentan los mismos índices de trabajo. El tractor fue instrumentado con una rueda de referencia, sensores de rotación, un dinamómetro de tensión y un flujómetro. Un sistema de adquisición de datos desarrollado en LabView registró las mediciones de las revoluciones de las ruedas traseras del tractor y de la rueda de referencia, el consumo horario de combustible y la resistencia de tracción en la barra de tiro en los dos esquemas de tracción. A partir de los parámetros medidos fueron calculados los patinajes y las velocidades de las ruedas y del tractor, la potencia de tracción, la productividad y el consumo específico de combustible; cuyos valores promedios fueron evaluados en función de la carga aplicada. Se

encontró que entre los 5.6 y 11.1 kN de carga y entre los 6 y 11 cm de profundidad de trabajo, el tractor presentó índices de trabajo similares en los dos esquemas de tracción, y que la eficiencia del tractor es mejor en los esquemas 4×2 y 4×4, cuando la carga aplicada y la profundidad de trabajo son menores y mayores a los rangos indicados, respectivamente. La conexión y desconexión oportunas de la tracción delantera, permitieron incrementar la productividad hasta un 66.7 % y ahorrar combustible hasta un 35.6 %.

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

6.2. Introducción

La ventaja esencial del esquema de tracción 4×4 es el incremento de hasta un 35 % de la fuerza de tracción, debido a que utiliza su peso total y los patinajes disminuyen, comparado con el esquema de tracción 4×2, donde solamente la carga dinámica del eje trasero es utilizada (Paul y Wilks, 1989). En los tractores 4×4 y con tracción delantera asistida la potencia de tracción incrementa hasta en el 6.5, 8.2 y 15.4 % en suelo agrícola firme, labrado y suelto, respectivamente, y se mantiene constante en pavimento, comparado con el esquema de tracción 4×2 (ASABE EP496, 2009).

La función esencial de las ruedas motrices consiste en desarrollar la fuerza de tracción como resultado del patinaje y la resistencia del suelo al entrar en contacto con la superficie del suelo (Chudakov, 1977), y la suma de la suma de las ruedas es la fuerza de tracción del tractor, la cual puede ser utilizada para tirar o accionar implementos agrícolas por medio de la barra de tiro. Vantsevich (2008) menciona que la potencia de la rueda motriz del tractor al desplazarse se utiliza para vencer las resistencias a la rodadura y desarrollar tracción para accionar implementos, transporte y las dos operaciones simultáneas.

La dinámica y desempeño del tractor 4×4 son resultado de las propiedades de operación del tractor tales como la eficiencia de combustible y de potencia, movilidad longitudinal, propiedades de velocidad y de tracción, dirigibilidad del tractor, estabilidad en el movimiento y manejo. Todas estas propiedades dependen considerablemente de la potencia total aplicada a la caja de transferencia entre los ejes y a los diferenciales entre las ruedas motrices, y como ésta es distribuida a cada rueda (Andreev *et al.*, 2010; Vantsevich,

2007).

Un conjunto o agregado agrícola es la unión energética de las máquinas o implementos con la fuente tractiva o impulsora, que se utilizan para realizar las operaciones agrícolas (Jróvostov, 1977). Las evaluaciones de los agregados agrícolas se realizan en campo bajo condiciones de trabajo real, y proporcionan información de los indicadores de la calidad del trabajo, índices y parámetros del desempeño y funcionamiento técnico; y los índices técnico- económicos (Gaytán *et al.*, 2005). El coeficiente de tracción incrementa a medida que el laboreo se intensifica, ya que disminuye el coeficiente de adherencia entre la rueda y el suelo (Pérez, 2006).

AGCO (2004) menciona que la desconexión de la tracción delantera debe ser realizada cuando se alcanza la velocidad de $15 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, sin embargo no indica bajo qué condiciones de los índices de trabajo se debe cambiar la configuración de tracción. IDAE (2005) menciona que la elección del esquema de tracción adecuado permite un ahorro de combustible entre el 5 y el 10 %, pero no proporciona información del comportamiento de los índices de trabajo para seleccionar el esquema de tracción.

Kolator y Bialobrzewski (2011) desarrollaron un modelo para simular el desempeño de un tractor 4×2 con un cultivador acoplado en el enganche de tres puntos en diferentes tipos de suelo. Los indicadores estimados fueron la eficiencia del tractor, la eficiencia de tracción, el consumo específico de combustible y la productividad. Encontraron que la eficiencia del tractor varía significativamente a los cambios de la carga de tracción de 0 a 7 kN para diferentes posiciones de la transmisión.

Morelos *et al.*, (2009) calcularon los patinajes y las fuerza de tracción en las ruedas interior y exterior del eje motriz del tractor 4×2 y en las ruedas delanteras y traseras del tractor 4×4 en función del ángulo de dirección, encontraron que a medida que incrementa el ángulo de dirección, los patinajes y las fuerzas de tracción incrementan en las ruedas interior y traseras, y disminuyen en las ruedas exterior y delanteras, de cada esquema de tracción, respectivamente.

AFMRC-PAMI (1980) reportó incrementos de la resistencia de tracción por ancho de trabajo de una rastra de discos en 0.13 y $0.33 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$ al incrementar la velocidad de trabajo en $1 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ y la profundidad de trabajo en 1 cm, respectivamente. Tales variaciones se

deben a las diferentes condiciones de trabajo utilizadas: número de herramientas de corte, diámetro del disco, ángulos de ataque, ancho de trabajo del implemento, profundidad de corte, entre otros.

Así como la fuerza y la potencia de tracción del tractor presentan diferentes valores en los esquemas de tracción 4×2 y 4×4 (Paul y Wilks, 1989; ASABE EP496, 2009), los otros índices de trabajo son afectados y también presentan diferentes valores en las mismas condiciones de carga aplicada.

Al-Janobi (1997) comparó el desempeño de un tractor agrícola en los modos 4×2 y 4×4 a partir de la fuerza de tracción y eficiencia de tracción. Encontró que el tractor en el modo 4×4 presenta una fuerza de tracción más alta en el rango de patinaje del 7 al 26 %, con la máxima diferencia en el patinaje del 12 %. Los valores máximos de la eficiencia de tracción fueron del 47 % para el modo 4×2 y del 70 % para el modo 4×4 .

Gaytán *et al.*, (2005) evaluaron en condiciones de campo cuatro agregados agrícolas combinando dos tractores 4×2 con tracción en las ruedas traseras: New Holland 6610 y John Deere 5715T con dos implementos agrícolas: Multiarado y una Rastra de Tiro, para fines de comparación de los índices y parámetros técnicos, agrotécnicos y económicos, en las posiciones de la caja de cambios correspondientes a patinajes entre el 15 y 20 %.

Pérez (2006) evaluó el comportamiento de la tracción de un tractor 4×2 operando bajo diferentes condiciones de labranza y niveles de carga en la barra de tiro. Encontró que los valores más altos de fuerza de tracción y de patinaje, y la menor eficiencia de tracción del tractor se obtuvieron en los suelos intensivamente labrados (con cuatro y cinco pasadas de rastra), los cuales presentaron los valores más bajos de contenido de humedad, resistencia a la penetración, cobertura de residuos, contenido de materia seca y densidad aparente.

En esta investigación los índices de trabajo evaluados fueron la velocidad de trabajo, los patinajes de las ruedas traseras, la carga aplicada o fuerza de tracción, la potencia de tracción, el consumo horario y específico de combustible, y la capacidad de campo teórica. Con base en los puntos en cada posición de la transmisión donde los índices de trabajo se equilibran para los dos esquemas de tracción, es posible definir las fronteras de desconexión de la tracción delantera para dividir las zonas de trabajo del tractor, definidas

por ecuaciones lineales para cada índice de trabajo en función de la carga aplicada.

El objetivo de este trabajo fue delimitar las zonas de trabajo de los esquemas de tracción 4×2 y 4×4 , a partir del desempeño de los indicadores de trabajo del agregado agrícola formado por un tractor y un implemento de tiro, en diferentes niveles de carga de tracción y de la posición de la transmisión.

6.3. Material y métodos

Se determinaron los índices de trabajo de un tractor agrícola en sus esquemas de tracción 4×2 y 4×4 , en tres niveles de carga definidos por 5, 10 y 15 cm de profundidad de trabajo y en las posiciones de la transmisión 1ra, 2da y 3ra bajas, y con el gobernador abierto en su totalidad, con una rastra de discos de tiro excéntrico. Se utilizó un tractor Massey Ferguson 592T (MF-592T) con una potencia de 68.4 kW a la toma de fuerza, un peso de 47.8 kN distribuido en los eje delantero y trasero en 35.5 y 64.5 %, respectivamente, y con opción de conexión y desconexión del eje delantero. Se usó una rastra de discos de tiro excéntrico, de 28 cuerpos repartidos en dos ejes porta-discos, con un ángulo de ataque de 22.5° en los discos delanteros, y un ancho de trabajo de 2.9 m. La regulación de la profundidad de trabajo de los discos de la rastra fue realizada a partir de la posición del seguro que regula la elevación de las ruedas de transporte.

Las mediciones de los parámetros fueron realizadas en una distancia lineal de 30 m, en un suelo agrícola con 64.6 % de arena, 6.8 % de limo y 28.6 % de arcilla (Figura 6.1), el cual se clasifica como un suelo de clase textural franco arcillo arenosa (Ortiz y Ortiz, 1990). El contenido de humedad del suelo al momento del experimento fue de 9.3 % en el perfil de 0 a 20 cm de profundidad, y los valores de resistencia a la penetración fueron de 3.75, 17.59 y más de 50 kPa, a los 5, 10 y 15 cm de profundidad, respectivamente.

Fue construida una quinta rueda con una rueda neumática de 0.42 m de diámetro para determinar la velocidad real de trabajo. Se utilizaron tres sensores de rotación marca Autronics de 100 pulsos por revolución para cuantificar las revoluciones de la quinta rueda y de las ruedas traseras del tractor. Los valores de la resistencia de tracción fueron determinados con una celda de carga de 50 kN marca Kyowa instalada entre la barra de tiro del

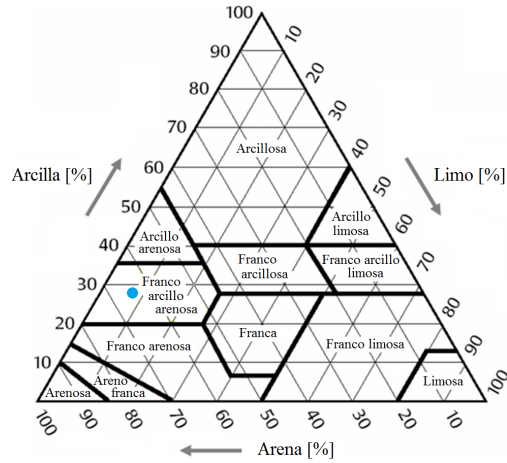


Figura 6.1: *Triángulo de texturas del suelo.*

tractor y el enganche de la rastra. La ecuación de calibración de la resistencia de tracción en kN en función del voltaje en mV fue $R_T = 25.12 * V + 0.25$ con un nivel de confianza de $r^2 = 0.97$.

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

Los valores de consumo horario de combustible fueron medidos con un sensor de flujo marca OMEGA FLR1000 ST con una precisión de 20 mL. El sensor de flujo fue instalado entre el filtro primario de combustible y la bomba de cebado, y la línea de retorno de la bomba de inyección fue conectada en el filtro secundario de combustible, para evitar la medición repetida.

6.3.1. Ecuaciones de los indicadores de trabajo

Fueron desarrolladas las ecuaciones para determinar los indicadores de trabajo del agregado tractor-implemento.

Patinajes de las ruedas

Los patinajes de las ruedas para una distancia lineal definida, se determinaron a partir de los radios de rodadura, las revoluciones y los pulsos de las mismas y de la quinta rueda. Los parámetros de la quinta rueda presentan una relación lineal con los parámetros de las ruedas sin carga.

La distancia de medición recorrida en el mismo tiempo por todas las ruedas, se calcula con la Ecuación 6.1:

$$S = 2 * \pi * n_5 * r_5 = 2 * \pi * n_t * r_t = 2 * \pi * n'_t * r'_t \quad (6.1)$$

donde S = la distancia de medición [m], n_5 = las revoluciones de la quinta rueda [rev], n'_t, n_t = las revoluciones de las ruedas traseras sin carga y con carga [rev], r_5 = el radio de rodadura de la quinta rueda [m], r'_t, r_t = los radios de rodadura de las ruedas traseras sin carga y con carga [m].

A partir de (6.1) se obtiene la relación entre los radios de rodadura y las revoluciones de las ruedas (Ecuación 6.2):

$$n_5 * r_5 = n_t * r_t = n'_t * r'_t \quad (6.2)$$

Los sensores de rotación utilizados son de 100 pulsos por revolución, por lo cual la relación entre los pulsos y las revoluciones es la siguiente (Ecuación 6.3):

$$100 = \frac{p_5}{n_5} = \frac{p_t}{n_t} = \frac{p'_t}{n'_t} \quad (6.3)$$

donde p_5 = los pulsos de la quinta rueda [pulsos], p'_t, p_t = los pulsos de las ruedas traseras sin carga y con carga [pulsos].

Reescribiendo (6.3) en (6.2) se obtiene la relación entre los pulsos y los radios de rodadura (Ecuación 6.4):

$$p_5 * r_5 = p_t * r_t = p'_t * r'_t \quad (6.4)$$

El patinaje de las ruedas traseras para una distancia constante se calcula en función de las revoluciones de las ruedas sin carga y con carga (OECD, 2012; PAES, 2001), y a partir de (6.3) se calcula en función de los pulsos correspondientes (Ecuación 6.5):

$$\delta_t = \left(1 - \frac{n'_t}{n_t}\right) * 100 = \left(1 - \frac{p'_t}{p_t}\right) * 100 \quad (6.5)$$

donde δ_t = el patinaje de las ruedas traseras [%].

El Cuadro 6.1 se presentan los parámetros de las ruedas:

Cuadro 6.1: *Parámetros de las ruedas con carga y sin carga.*

Rueda	Radio de rodadura (r)	Revoluciones (n)	Pulsos (p)
Quinta rueda	r_5	n_5	p_5
Rueda trasera con carga	r_t	n_t	p_t
Rueda trasera sin carga	r'_t	n'_t	p'_t

□ = valores conocidos, ■ = valores desconocidos.

A partir de (6.2, 6.4), las revoluciones y los pulsos de las ruedas sin carga (Cuadro 6.1), se calculan con las Ecuaciones 6.6 y 6.7:

$$n'_t = n_5 * \frac{r_5}{r'_t} \quad (6.6)$$

$$p'_t = p_5 * \frac{r_5}{r'_t} \quad (6.7)$$

Reescribiendo (6.6, 6.7) en (6.5), se obtienen los patinajes de las ruedas traseras en función de los valores conocidos de las revoluciones y los pulsos (Cuadro 6.1):

$$\delta_t = \left(1 - \frac{n_5 * r_5}{n_t * r'_t}\right) * 100 = \left(1 - \frac{p_5 * r_5}{p_t * r'_t}\right) * 100 \quad (6.8)$$

Velocidad de trabajo.

La velocidad de trabajo fue calculada a partir de las revoluciones y del radio de la quinta rueda (Ecuación 6.9):

$$v = \frac{S}{t} = \frac{7.2 * \pi * n_5 * r_5}{t} \quad (6.9)$$

donde v = es la velocidad de trabajo [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$], t = es el tiempo de medición [s].

Los valores considerados para los radios, los pulsos, las revoluciones y los patinajes de las ruedas traseras en el avance del tractor en línea recta, consistieron de los valores promedio de los parámetros de las ruedas izquierda y derecha, para cada caso.

Fuerza de tracción y resistencia de tracción

La fuerza de tracción que desarrollan las ruedas del tractor se calcula como la suma de la resistencia de tracción ejercida por el implemento y la resistencia a la rodadura ($F_T = R_T + R_R$). En este caso la resistencia a la rodadura se considera nula ($R_R = 0$) y la fuerza de tracción es igual a la resistencia de tracción ($F_T = R_T$).

La fuerza de tracción es la suma de las fuerzas paralelas en la dirección de avance desarrolladas por las ruedas motrices y transferida a través de la barra de tiro (ANSI/ASAE S296, 2005), y equivale a la suma de la resistencia de tracción del implemento y las resistencias a la rodadura (Chudakov, 1977). Su valor se mide con un dinamómetro de tensión acoplado entre la barra de tiro del tractor y el implemento agrícola, y puede ser calculado a partir de las condiciones de trabajo y propiedades físicas del suelo (ASABE EP496, 2009) para fines de comparación.

La Sociedad Americana de Ingenieros Agrícolas y Biólogos desarrollaron la siguiente ecuación para calcular la resistencia de tracción (Ecuación 6.10):

$$R_T = \frac{(A + B * v + C * v^2) * s * b * h}{1000} \quad (6.10)$$

donde R_T = la resistencia de tracción en la barra de tiro del tractor [kN], A, B, C = los coeficientes específicos de la rastra de discos de tiro axial [adim], s = el coeficiente de la textura del suelo [adim], b = el ancho de trabajo de la rastra de discos [m], h = la profundidad de trabajo del implemento [cm].

La carga de tracción por metro de ancho de trabajo se cálculo con la Ecuación 6.11:

$$R_T/m = \frac{R_T}{b} \quad (6.11)$$

donde R_T/m = la resistencia de tracción por metro de ancho de trabajo [$\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$]

Consumo horario de combustible.

El consumo horario de combustible $[G_h]$ es la cantidad de combustible que consume el motor por unidad de tiempo, y se mide con un sensor de flujo en $L \cdot h^{-1}$.

Potencia de tracción.

La potencia de tracción es el producto de la fuerza de tracción y la velocidad de sistema tractor-implemento en la dirección de avance (Ecuación 6.12):

$$P_T = \frac{F_T * v}{3.6} \quad (6.12)$$

donde P_T = la potencia de tracción [kW], F_T = la fuerza de tracción [kN], v = la velocidad de avance [$m \cdot s^{-1}$].

Consumo específico de combustible.

El consumo específico de combustible es un índice de trabajo que es utilizado para medir la eficiencia energética del tractor, y se define como la cantidad de combustible consumido en unidades de masa para realizar una unidad de trabajo (OECD, 2012; IDAE, 2005), y fue calculado con la Ecuación 6.13:

$$g_e = \frac{\rho * G_h}{P_T} \quad (6.13)$$

donde g_e = el consumo específico de combustible [$kg \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$], ρ = la densidad del combustible [$kg \cdot L^{-1}$].

Capacidad de campo teórica.

La capacidad de campo teórica es el trabajo útil que puede ser obtenido si el sistema tractor-implemento trabajara sin interrupciones en una velocidad de operación dada utilizando el ancho de trabajo teórico del implemento (ASABE S495, 2005). Fue calculado en unidades de la superficie trabajada por unidad de tiempo (Ecuación 6.14a) y en unidades de volumen de suelo removido por unidad de tiempo (Ecuación 6.14b):

$$C_{c_{sup}} = \frac{v * b * \epsilon}{10} \quad (6.14a)$$

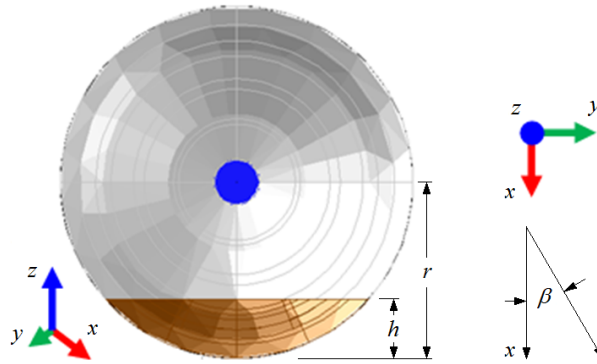
$$Cc_{vol} = 1000 * v * ar_y * Z * \varepsilon \quad (6.14b)$$

donde Cc_{sup} = la capacidad de campo teórica para la superficie trabajada [$ha \cdot h^{-1}$], Cc_{vol} = la capacidad de campo teórica para el volumen de suelo removido [$m^3 \cdot h^{-1}$], v = la velocidad de avance [$km \cdot h^{-1}$], Z = la cantidad de discos del set delantero de la rastra [discos], ar_y = el área del disco bajo el suelo proyectada en la dirección de avance [m^2], ε = la eficiencia de la rastra de discos [adim].

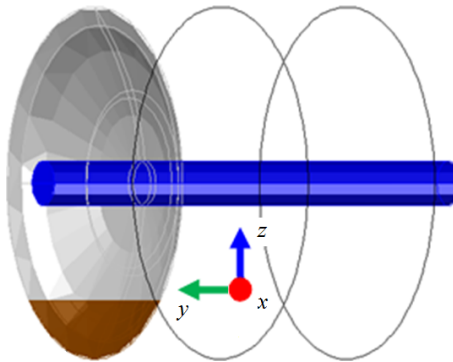
El área del suelo removida por el disco fue calculada a partir de la ecuación de la circunferencia ($x^2 + y^2 = r^2$) con la Ecuación 6.15 (Figura 6.2):

$$ar_y = 2 * \sin \alpha \int_{-r}^{-r+h} \sqrt{r^2 - z^2} dz \quad (6.15)$$

donde β = el ángulo de ataque de eje porta-discos delantero [$^\circ$], r = el radio del disco a partir del eje vertical [m], z = el radio del disco a partir del eje horizontal, $r = z$ [m], h = la profundidad de corte del disco [m], dz = la proyección transversal de los discos [adim].



(a) Cara del disco.



(b) Área transversal del suelo removido.

Figura 6.2: Área del disco bajo el suelo proyectada en la dirección de avance (eje x).

Los parámetros y coeficientes del tractor y del implemento utilizados para calcular los índices de trabajo, se muestran en el Cuadro 6.2:

Cuadro 6.2: *Parámetros y coeficientes utilizados para calcular los índices de trabajo.*

Parámetro/coeficiente	Magnitud
Densidad del combustible	$\rho = 0.839 \text{ kg}\cdot\text{L}^{-1}$ *
Eficiencia de la rastra de discos	$\varepsilon = 0.8$ **
Radio de la quinta rueda	$r_5 = 0.204 \text{ m}$
Radio de las ruedas traseras sin carga	$r'_t = 0.75 \text{ m}$
Ancho de trabajo de la rastra de discos	$b = 2.9 \text{ m}$
Cantidad de discos del set delantero	$Z = 14 \text{ discos}$
Ángulo de ataque de los discos delanteros	$\beta = 22.5^\circ$
Radio del disco	$r = z = 60 \text{ cm}$
Profundidad de corte del implemento	$h = [5 \ 10 \ 15] \text{ cm}$
Área del disco bajo el suelo a 5, 10 y 15 cm en la dirección de avance	$ar_y = [43.0668 \ 118.5355 \ 211.5345] \text{ cm}^2$ $ar_y = [0.0043 \ 0.0118 \ 0.0211] \text{ m}^2$

* Nebraska OECD (2005), ** ASABE D497 (2009).

6.4. Resultados y discusiones

Los índices de trabajo fueron evaluados en función de la resistencia de tracción, en los esquemas 4×2 y 4×4, profundidad de penetración de los discos del implemento de 5, 10 y 15 cm, y de las tres posiciones de la transmisión utilizadas se consideraron la 1ra baja y 3ra baja. A partir de los resultados obtenidos se determinaron las fronteras de desconexión de la tracción delantera y las zonas de trabajo del tractor en los esquemas de tracción 4×2 y 4×4.

Fuerza de tracción y resistencia de tracción

La Figura 6.3 muestra los cambios de la fuerza de tracción por metro de ancho de trabajo de la rastra de tiro en función de la velocidad de trabajo. Los valores calculados con

la Ecuación de ASABE en los tres niveles de profundidad de corte fueron sobrestimados respecto a los valores medidos en campo entre 19.15 y 28.12%, donde las diferencias pueden ser atribuidas a que la ecuación de cálculo considera el parámetro del tipo de suelo, constante e independiente de la profundidad de trabajo. Partiendo de una profundidad de trabajo de 5 cm y una velocidad de trabajo de $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, la fuerza de tracción por metro de ancho de trabajo incrementó en $0.09 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$ por cada incremento de la velocidad de trabajo en $1 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, y en $0.46 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$ por cada incremento de la profundidad de trabajo en 1 cm.

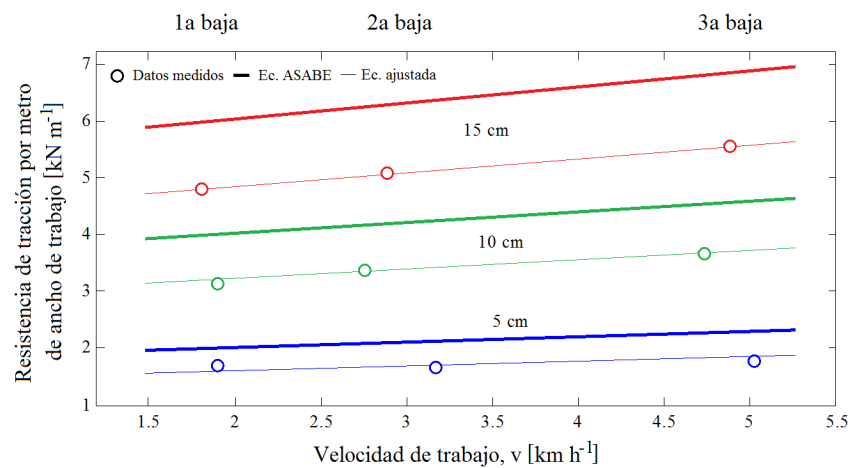


Figura 6.3: *Fuerza de tracción por ancho de trabajo en función de la velocidad de trabajo.*

A partir de los valores medidos en campo, se ajustó la Ecuación de ASABE para el valor mínimo del cuadrado medio del error de 0.0492, y se obtuvieron los coeficientes ajustados de la rastra de discos: $Ao = 288.29$, $Bo = 16.73$ y $Co = 0$, cuya Ecuación ajustada predijo las mediciones en campo de la resistencia de tracción con desviaciones desde un $\pm 0.25\%$ hasta un $\pm 4.79\%$. Partiendo de una profundidad de trabajo de 5 cm y una velocidad de trabajo de $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, la fuerza de tracción por metro de ancho de trabajo incrementó en $0.08 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$ por cada incremento de la velocidad de trabajo en $1 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, y en $0.37 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$ por cada incremento de la profundidad de trabajo en 1 cm.

Las Figuras 6.4-6.8 muestran los cambios de los valores promedio de los indicadores de trabajo evaluados en función de la resistencia de tracción. Para una posición definida de la transmisión, existió una fuerza de tracción en la cual los dos esquemas de tracción presentaron los mismos índices de trabajo. La unión de los puntos de intersección de las

diferentes posiciones de la transmisión, definió la división entre las zonas de trabajo de los esquemas 4×2 y 4×4 . La zona de trabajo es la región en la cual el tractor presentó los mejores índices de trabajo para la misma carga aplicada, los cuales consistieron en la reducción del patinaje de las ruedas, y de los consumos horarios y específicos de combustible, y en el incremento en la potencia de tracción y de la capacidad de campo teórica.

Patinajes de las ruedas

Los patinajes de las ruedas traseras y la resistencia de tracción aumentaron en los dos esquemas de tracción al incrementar la profundidad de trabajo (Figura 6.4). Estando el tractor sin carga de tracción, el patinaje de las ruedas fue mayor en el esquema 4×4 debido a la conexión cinemática entre las ruedas delanteras y traseras, y aumentó en los dos esquemas al incrementar la carga de tracción aunque en mayor grado en el esquema 4×2 . Existe una fuerza de tracción en la cual los patinajes de las ruedas se igualan en los dos esquemas de tracción, y al aumentar la carga aun más, los patinajes de las ruedas en el esquema 4×2 fueron mayores. En contraste a Mayans *et al.*, (2009), se presentan curvas de los patinajes para cada carga aplicada.

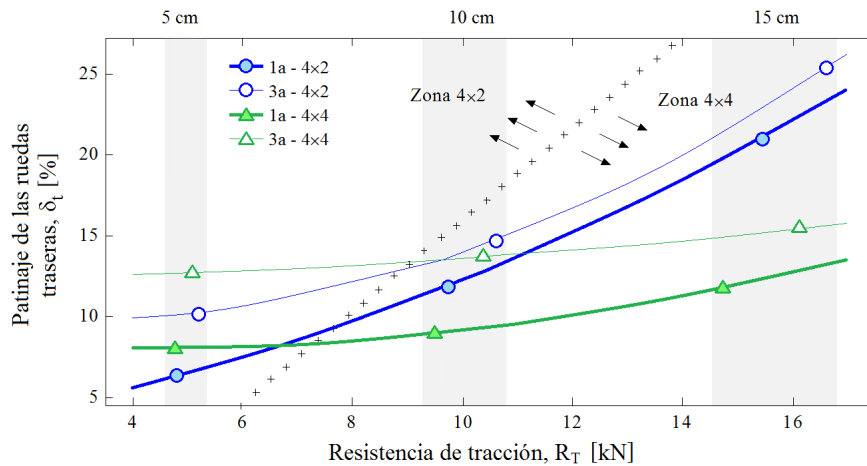


Figura 6.4: Patinaje de las ruedas traseras en función de la carga aplicada.

La frontera de desconexión de la tracción delantera fue definida por la ecuación ($\delta_t = 2.85 * R_T - 12.5$), en la cual el tractor presentó los mismos patinajes de las ruedas traseras en los dos esquemas de tracción para las diferentes posiciones de velocidad (+), en este caso la carga fue de 10 ± 4 kN en los rangos de velocidad considerados. Para la misma

carga aplicada por abajo y por arriba de 10 kN, los patinajes de las ruedas fueron menores en el esquema 4×2 y en el esquema 4×4, respectivamente.

Consumo horario de combustible

El gasto de combustible aumentó en los dos esquemas de tracción al incrementar la profundidad de trabajo, pero en menor grado en el esquema 4×4 debido a los patinajes menores, comparado con el esquema 4×2 (Figura 6.5).

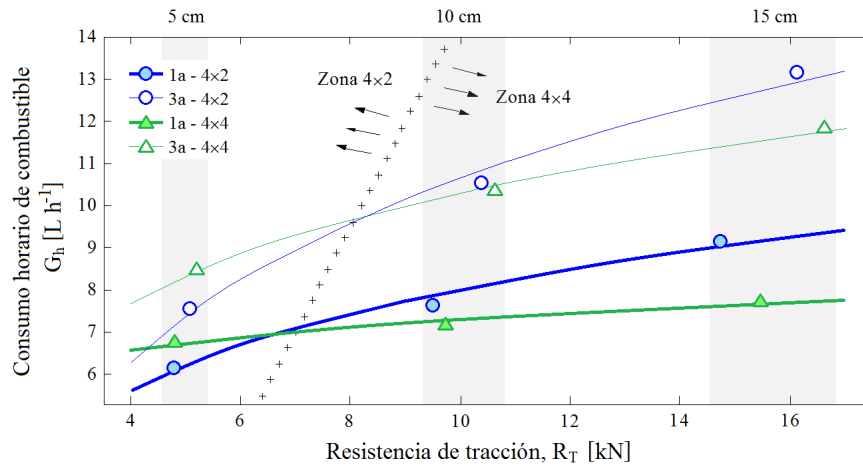


Figura 6.5: Consumo horario de combustible en función de la carga aplicada.

La frontera de desconexión de la tracción delantera fue definida por la ecuación ($G_h = 2.5 * R_T - 10.5$), en la cual el tractor consumió la misma cantidad de combustible en los dos esquemas de tracción para las diferentes posiciones de velocidad (+), en este caso la carga fue de 7.6 ± 0.6 kN en los rangos de velocidad considerados. Para la misma carga aplicada por abajo y por arriba de 7.6 kN, el consumo horario de combustible fue menor en el esquema 4×2 y en el esquema 4×4, respectivamente.

Potencia de tracción

La potencia de tracción aumentó en los dos esquemas de tracción al incrementar la profundidad de trabajo, pero en mayor grado en el esquema 4×4 debido a las velocidades mayores, comparada con el esquema 4×2 (Figura 6.6).

La frontera de desconexión de la tracción delantera fue definida por la ecuación ($P_T = 9.58 * R_T - 54.23$), en la cual el tractor desarrolló la misma potencia de tracción en los dos

esquemas para las diferentes posiciones de velocidad (+), en este caso la carga fue de 6.4 ± 0.2 kN en los rangos de velocidad considerados. Para la misma carga aplicada por abajo y por arriba de 6.4 kN, la potencia de tracción fue mayor en el esquema 4×2 y en el esquema 4×4 , respectivamente.

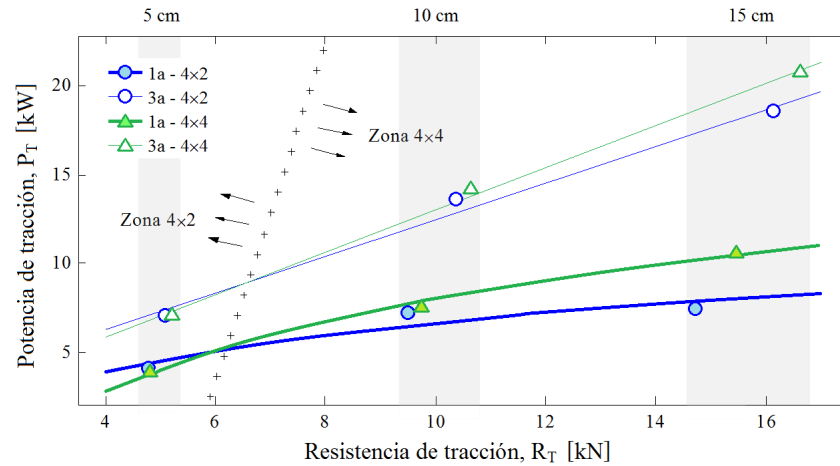


Figura 6.6: *Potencia de tracción del tractor en función de la carga aplicada.*

Consumo específico de combustible

El gasto específico de combustible disminuyó en los dos esquemas de tracción al incrementar la profundidad de trabajo, pero en mayor grado en el esquema 4×4 debido a los valores mayores de potencia de tracción, comparados con el esquema 4×2 (Figura 6.7).

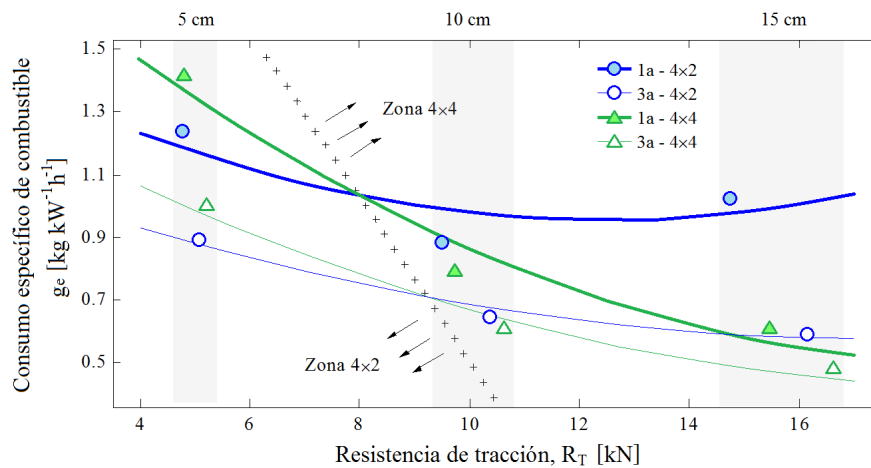


Figura 6.7: *Consumo específico de combustible en función de la carga aplicada.*

La frontera de desconexión de la tracción delantera fue definida por la ecuación ($g_e = -0.26 * R_T + 3.13$), en la cual el tractor presentó la misma eficiencia del combustible en los dos esquemas de tracción para las diferentes posiciones de velocidad (+), en este caso la carga fue de 8.6 ± 0.6 kN en los rangos de velocidad considerados. Para la misma carga aplicada por abajo y por arriba de 8.6 kN, el consumo específico de combustible fue menor en el esquema 4×2 y en el esquema 4×4 , respectivamente.

Capacidad de campo teórica

La capacidad de campo teórica disminuyó en los dos esquemas de tracción al incrementar la carga y la velocidad de trabajo, pero en menor grado en el esquema 4×4 debido a las velocidades incrementadas, comparada con el esquema 4×2 (Figura 6.8).

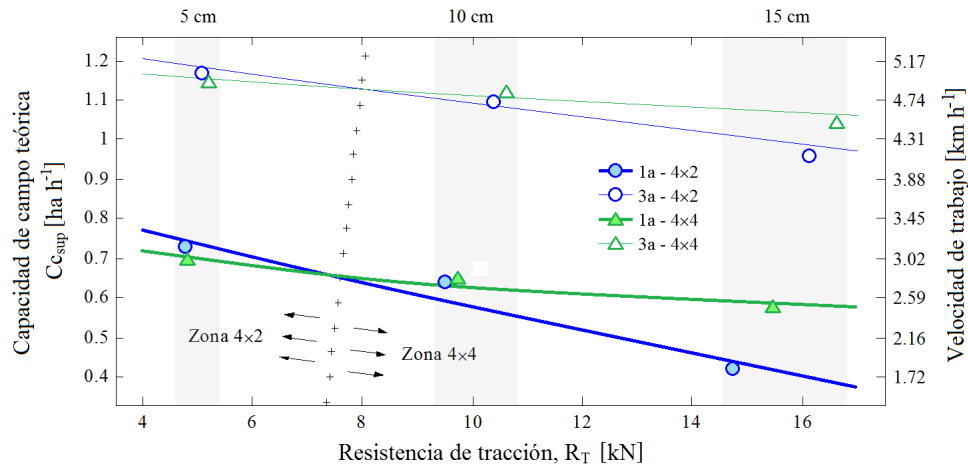


Figura 6.8: Cambio en la capacidad de campo teórica en función de la carga aplicada.

La frontera de desconexión de la tracción delantera fue definida por la ecuación ($Cc_{sup} = 1.25 * R_T - 8.85$), en la cual el tractor presentó la misma productividad en los dos esquemas de tracción para las diferentes posiciones de velocidad (+), en este caso la carga fue de 7.75 ± 0.25 kN en los rangos de velocidad considerados. Para la misma carga aplicada por abajo y por arriba de 7.75 kN, la capacidad de campo teórica fue mayor en el esquema 4×2 y en el esquema 4×4 , respectivamente.

Zonas de trabajo del tractor MF-592T

La Figura 6.9 muestra las fronteras de desconexión de la tracción de las ruedas delanteras para los diferentes índices de trabajo presentados en la misma escala en función de la resistencia de tracción, para dividir las zonas de trabajo del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4 .

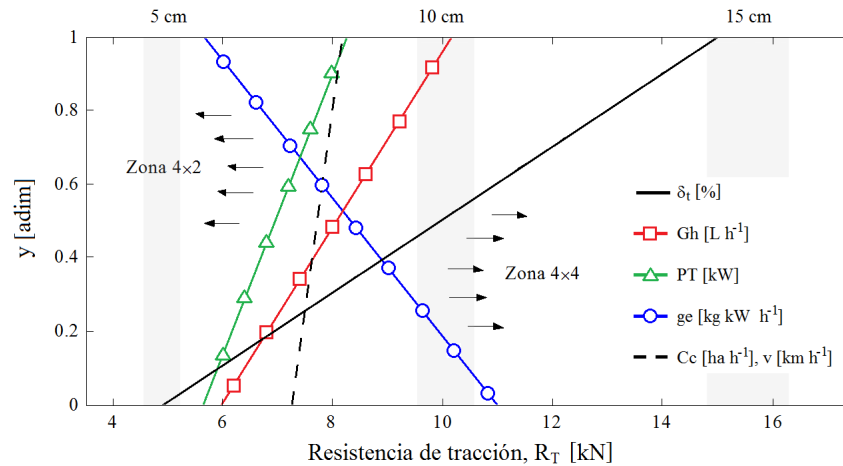


Figura 6.9: Zonas de trabajo del tractor MF-592T en los esquemas de tracción 4×2 y 4×4 , y fronteras de desconexión de la tracción delantera.

Cuadro 6.3: Cálculo de las fronteras de desconexión de la tracción delantera de los indicadores de trabajo (Figura 6.9).

En función de R_T (kN)	En función de y (adim)	
$\delta_t = 0.10 * R_T - 0.38$	$\delta_t = 28.75 * y + 0.005$	%
$v = 1.13 * R_T - 7.79$	$v = 4.81 * y + 0.21$	km·h ⁻¹
$G_h = 0.24 * R_T - 0.58$	$G_h = 10.48 * y + 0.42$	L·h ⁻¹
$P_T = 0.38 * R_T - 2.17$	$P_T = 25.09 * y - 0.01$	kW
$g_e = -0.19 * R_T + 2.40$	$g_e = 1.40 * y + 0.18$	kg·kW ⁻¹ ·h ⁻¹
$C_{c_{sup}} = 1.12 * R_T - 7.72$	$C_{c_{sup}} = 1.11 * y + 0.21$	ha·h ⁻¹

Las zonas de trabajo generalizadas del tractor MF-592T comprendieron rangos de carga de tracción desde 0 kN (tractor sin implemento) hasta 6.5 ± 0.8 kN para el esquema 4×2 , y desde 9.6 ± 1.4 kN hasta la carga de tracción máxima permisible para el esquema

4×4. En los niveles de carga de tracción de 7.3 a 8.2 kN, correspondientes a profundidades de penetración de los discos de 7.5 a 8.5 cm, respectivamente, el tractor presenta los mismos valores de los parámetros de trabajo en los dos esquemas de tracción. La tracción delantera debe ser desconectada cuando la carga de tracción sea menor de 7.3 kN, y debe ser conectada cuando la tracción sea mayor de 8.2 kN, para obtener los mejores índices de trabajo y mejorar la eficiencia del tractor.

6.5. Conclusiones

Existen zonas de trabajo de acuerdo al esquema de tracción, en las cuales el tractor MF-592T presentó los mejores índices de trabajo al trabajar con una rastra de discos. Para el esquema 4×2, la zona de trabajo fue definida por la carga de tracción de 0 a 7.3 kN y la profundidad de corte de los discos de 0 a 7.5 cm, mientras que la zona de trabajo para el esquema 4×4 se ubicó en la carga de tracción de 8.2 kN al valor máximo permisible, correspondiente a una profundidad de corte mayor de 8.5 cm.

Las zonas de trabajo del tractor para los dos esquemas de tracción, también pueden ser determinadas a partir de los indicadores de trabajo evaluados en función de la velocidad de trabajo. Si la resistencia de tracción presenta una relación no lineal con la profundidad de trabajo, las zonas de trabajo pueden ser definidas en dependencia de la profundidad de trabajo.

Las fronteras de desconexión de las ruedas delanteras presentaron para una carga definida los mismos valores de los índices de trabajo en los dos esquemas de tracción en las diferentes posiciones de la transmisión, y representaron las fases de transición entre las zonas de trabajo.

El tractor presentó mejores índices de trabajo en el esquema 4×2 cuando las cargas aplicadas fueron menores de 7.3 kN, y en el esquema 4×4 cuando tales cargas fueron mayores de 8.2 kN.

Trabajar en el esquema de tracción adecuado permitió mejorar los índices de trabajo y la eficiencia del tractor, en función de la carga aplicada y de la velocidad de trabajo. Se obtuvieron ahorros de combustible de hasta 35.6 %, incrementos en la fuerza de tracción,

en la potencia de tracción y en la productividad de hasta 11.8, 70.9 y 66.7 %, y reducciones en los patinajes de las ruedas traseras y en el consumo específico de combustible de hasta 77.6 y 62.3 %, respectivamente.

En los dos esquemas de tracción, la fuerza de tracción aumentó hasta en 15.3 % al incrementar la velocidad de trabajo de la 1ra a la 3ra posición, lo cual resultó en aumentos de la fuerza en 0.71 kN por cada incremento de la velocidad en 1 km·h⁻¹.

6.6. Literatura Citada

- Al-Janobi A. Field comparison of tractive performance of an FWA tractor on sandy loam soil. *Misr Journal of Agricultural Engineering*. 14(1):27-32 1997.
- AFMRC-PAMI. Alberta Farm Machinery Research Centre, Prairie Agricultural Machinery Institute. 1980. Evaluation Report No. E3479. Massey Ferguson 360 Wide Level Disk Harrow. ISSN 0383-3445. Alberta, Canada.
- AGCO. 2004. Fendt 800 Vario TMS. Fendt Marktoberdorf. Kaufbeuren, Alemania. 32 p.
- Andreev A. F.; Kabanau V. I.; Vantsevich V. V. 2010. Driveline systems of ground vehicles, theory and design. CRC Press. Estados Unidos de América. 758 p.
- ASABE D497. 2009. Agricultural Machinery Management Data. En: ASABE STANDARDS 2009. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América.
- ASABE EP496. 2009. Agricultural Machinery Management. En: ASABE STANDARDS 2009. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América.
- ANSI/ASAE S296. 2005. General terminology for traction of agricultural traction and transport devices and vehicles. En: ASABE STANDARDS 2005 American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América.
- ASAE S495. 2005. Uniform Terminology for Agricultural Machinery Management. En: ASABE STANDARDS 2005. American Society of Agricultural and Biological Engineers. Estados Unidos de América.
- Chudakov D. A. 1977. Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles.

- Moscú, Rusia: Mir Moscú. 435 P.
- Gaytán R. J. G.; Muñoz G. F.; Chávez A. N.; Capulín Q. J. A. 2005. Evaluación comparativa de los tractores NH 6610 y JD 5715T en los aspectos técnicos, agrotécnicos y económicos. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 14(4):14-23, Universidad Agraria de La Habana Fructuoso Rodríguez Pérez, Cuba.
- IDAE. 2005. Ahorro de combustible en el tractor agrícola, Instituto para la diversificación y ahorro de energía. Madrid España. 38 p.
- Jróvostov P. Explotación del parque de tractores y máquinas, Editorial Mir, Moscú, 1977.
- Kolator B.; Bialobrzewski I. A simulation model of 2WD tractor performance. *Computers and Electronics in Agriculture*. 76(2011):231-239.
- Mayans C. P. R.; Soca C. J. R.; Cantens L. G. J.; Romantchik K. E. 2009. Balance de potencia del conjunto formado por el tractor New Holland 6610s y la sembradora v-20. En: *Ciencias Técnicas Agropecuarias*. 18(4):1-7.
- Morelos M. A.; Romantchik K. E.; José G. Gaytán R. J. G.; Villaseñor P. C. A. 2009. Fuerzas de tracción de las ruedas del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4 al tomar una curva. *Ingeniería Agrícola y Biosistemas* 1(2):77-84.
- Nebraska OECD. 2005. Summary of OECD Test 2238 - Nebraska Summary 482, John Deere 6715 Diesel 16 Speed. Institute of Agriculture and Natural Resources. University of Nebraska-Lincoln. Estados Unidos de América.
- OECD. 2012. Code 2: OECD Standard Code for the Official Testing of Agricultural and Forestry Tractor Performance. Organisation for Economic Co-operation and Development. Paris, Francia.
- Ortiz Villanueva Bonifacio, Ortiz Solorio Carlos Alberto. 1990. Edafología. Universidad Autónoma Chapingo. 394 p.
- Pérez M. 2006. Rendimiento de un tractor agrícola en función del sistema de labranza y la carga. I. Características de la tracción. *Bioagro* 18(1):49-55, Universidad Centro-Occidental Lisandro Alvarado, Barquisimeto-Cabudare, Venezuela.
- PAES, 2001. 119: Agricultural Machinery - Four Wheel Tractor - Methods of Test. Philippine Agricultural Engineering Standards. Filipinas.
- Paul M.; Wilks E. 1989. Driven front axles for agricultural tractors. ASAE Distinguished

Lecture Series, Lecture No. 14. American Society of Agricultural Engineers. Estados Unidos de América. 17 p.

Vladimir V. Vantsevich. Multi-wheel drive vehicle energy/fuel efficiency and traction performance: Objective function analysis. Journal of Terramechanics 44(2007):239-253.

Vladimir V. Vantsevich. Power losses and energy efficiency of multi-wheel drive vehicles: A method for evaluation. Journal of Terramechanics 45(2008):89-101.

Capítulo 7

Conclusiones Generales y Recomendaciones

De la discrepancia cinemática del tractor 4×4

- A partir de los resultados obtenidos, el tractor MF-592T 4×4 presentó una relación de transmisión mecánica fija entre las ruedas delanteras y traseras menor a la unidad.
- Un factor de discrepancia cinemática debido a las velocidades angulares, constante y mayor a la unidad.
- Un factor de discrepancia cinemática debido a los radios de rodadura menor a la unidad, el cual incrementó apenas entre 0.79 y 0.31 % para presiones de inflado entre 80 y 180 kPa, al incrementar la carga de tracción hasta 25 kN.
- Un factor de discrepancia cinemática de la curva menor a la unidad por el diseño de la dirección en las ruedas delanteras.
- Se puede utilizar el tractor MF-592T 4×4 en línea recta con presiones de inflado de 130 kPa en las cuatro ruedas y trabajar con cargas de tracción entre 0 y 25 kN, para obtener factores aceptables de discrepancia cinemática de 1 ∓ 0.003 .
- Se puede utilizar el tractor MF-592T 4×4 en la curva con presiones de inflado de 130 kPa en las cuatro ruedas y trabajar con cargas de tracción entre 0 y 25 kN, en

ángulos la dirección menores a 12° y radios de giro de las ruedas traseras mayores de 11.8 m, para obtener factores aceptables de discrepancia cinemática entre 1 y 0.98.

- La discrepancia cinemática del tractor agrícola 4×4 en la curva afecta el desempeño del tractor en mayor medida que la discrepancia cinemática causada al aplicar una carga de tracción, ya que la variación de los radios de giro es muy grande en comparación a la variación de los radios de rodadura debida a los cambios de las cargas verticales de las ruedas.
- La discrepancia cinemática en la curva puede ser compensada a partir del diseño de la caja de reenvío con una relación de transmisión variable continua en dependencia del ángulo de dirección, para mantener el factor de discrepancia cinemática del tractor agrícola 4×4 igual a la unidad en todo ángulo de dirección permisible.
- La discrepancia cinemática de los radios de rodadura puede ser compensada a partir del diseño de un contrapeso con desplazamiento longitudinal para ajustar las cargas verticales en las ruedas delanteras y traseras, y mantener el factor de discrepancia cinemática del tractor agrícola 4×4 igual a la unidad en todo nivel de carga de tracción permisible.

De las condiciones críticas de las ruedas en la curva, para desbloquear el diferencial en el esquema 4×2 y para desconectar la tracción delantera en el esquema 4×4

- Es importante conocer la correspondencia entre el patinaje, la fuerza de tracción y el ángulo de dirección, para precisar las condiciones óptimas del desbloqueo del diferencial en el esquema 4×2 , y de la desconexión de la tracción delantera en el esquema 4×4 .
- Al incrementar el ángulo de dirección del tractor, el patinaje y la fuerza tangencial aumentaron en la rueda interior y disminuyeron en la rueda exterior en el esque-

ma 4×2 , y de forma similar tales parámetros aumentaron en las ruedas traseras y disminuyeron en las ruedas delanteras en el esquema 4×4 .

- El ángulo de dirección y los radios de giro de las ruedas son dos parámetros relacionados por las distancias entre las ruedas traseras y entre los ejes motrices, de tal forma que el incremento en un parámetro implica la reducción en el otro, sin embargo deben ser considerados el juego de la dirección, los patinajes y deslizamientos de las ruedas.
- Los valores críticos de los patinajes, de las fuerzas de tracción y de los ángulos de dirección en la rueda interior del eje motriz simple, presentaron una tendencia lineal debido a que el eje trasero que contiene las ruedas motrices es adyacente al centro instantáneo de rotación, es decir, los radios de giro de las ruedas interior y exterior son co-lineales.
- Los valores críticos de los parámetros mencionados en las ruedas traseras del tractor con tracción en las cuatro ruedas, presentaron una tendencia no-lineal debido a que el eje central que contiene las ruedas motrices es opuesto al centro instantáneo de rotación, por lo cual los radios de giro de las ruedas delanteras y traseras están separados por un ángulo igual al ángulo de dirección, y su relación es no lineal.
- Si el diferencial no es desbloqueado y el patinaje de la rueda exterior es menor de cero, esta rueda empieza a presentar deslizamiento, y los patinajes y las fuerzas de tracción aumentan aun más en la rueda interior, y se produce en el eje trasero un torque parásito, el cual incrementa el consumo de combustible, puede romper el eje motriz y aumentar el desgaste de las ruedas, reduciendo la eficiencia del tractor 4×2 en la curva.
- De forma similar, si la doble tracción no es desconectada y los patinajes de las ruedas delanteras son menores de cero, estas ruedas empiezan a presentar deslizamiento, y los patinajes y las fuerzas de tracción aumentan aun más en las ruedas traseras, y se produce en el eje central un torque parásito, el cual tiene los mismos efectos negativos mencionados, reduciendo la eficiencia del tractor 4×4 en la curva.

- Aun cuando existe tantas sumas de los patinajes de las ruedas como tantos ángulos de dirección para la misma fuerza de tracción, y tantas sumas de los patinajes de las ruedas como tantas fuerzas de tracción para el mismo ángulo de dirección, para desbloquear el diferencial del tractor 4×2 y para desconectar la tracción delantera del tractor 4×4 en la curva, se deben elegir aquellas opciones que permitan operar el tractor con los mecanismos de tracción conectados para aprovechar las ventajas de tracción y de estabilidad, hasta antes de alcanzar patinajes iguales a cero en la rueda exterior de un eje motriz y en las ruedas delanteras del tractor de doble tracción.

De la instrumentación del tractor agrícola para determinar los indicadores de trabajo

- El tractor agrícola fue instrumentado con diferentes sensores para medir los indicadores de trabajo del tractor agrícola, en condiciones de laboratorio y en campo.
- En la fase de laboratorio se instrumentó un banco para una rueda individual delantera y trasera del tractor, con sensores de desplazamiento para medir la deflexión de los neumáticos, y con sensores de presión hidráulica para medir la carga de compresión aplicada, a partir de la relación entre la fuerza, la presión y el área transversal de la camisa del cilindro hidráulico. El banco permitió medir la deflexiones de los neumáticos para diferentes presiones de inflado.
- Para medir los radios de rodadura de las ruedas se implementó la carga de compresión que se aplica en las Pruebas de Cabinas y Marcos de Protección (ROPS) de tractores agrícolas, del Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA), la cual utiliza un sistema hidráulico para aplicar las cargas de compresión y un sistema de adquisición y registro de datos desarrollado en LabView.
- Se recomienda re-diseñar el banco para aplicar la carga de compresión de forma horizontal con un cilindro hidráulico, para reducir los riesgos de accidente, en lugar de la aplicación de la carga de forma vertical con dos cilindros hidráulicos.
- En el área agrícola no existe antecedente de algún equipo para medir la deflexión de

los neumáticos y otros parámetros relacionados, en la industria aeronáutica y automotriz existen algunos prototipos, pero sus aplicaciones están enfocadas al diseño y no a la interacción de las ruedas con las fuerzas y momentos que implica el proceso de la tracción con el suelo.

- Para la fase de campo el tractor se instrumentó con sensores de rotación instalados en las cuatro ruedas, en una rueda de referencia y en la toma de fuerza para medir las revoluciones correspondientes, se utilizó un dinamómetro de tensión dispuesto entre la barra de tiro del tractor y el enganche del implemento de tiro para medir la fuerza de tracción, y se instaló un sensor de flujo entre el filtro primario y la bomba de cebado para registrar el consumo de combustible del motor.
- El sistema de adquisición y registro de los datos desarrollado en LabView, permitió medir de forma simultánea los parámetros de campo, e incrementó la precisión del cálculo de los patinajes.

De las mediciones de los índices de trabajo en los esquemas 4×2 y 4×4

- Los indicadores de trabajo del tractor en los esquemas 4×2 y 4×4 , son discutidos en los Capítulos 2, 3 y 6.

De las zonas de trabajo del tractor agrícola en los esquemas 4×2 y 4×4

- Existen zonas de trabajo de acuerdo al esquema de tracción, en las cuales el tractor MF-592T presentó los mejores índices de trabajo al trabajar con una rastra de discos, los cuales consistieron en la reducción del patinaje de las ruedas, y de los consumos horarios y específicos de combustible, y en el incremento en la potencia de tracción y productividad.
- Para el esquema 4×2 , la zona de trabajo fue definida por la carga de tracción de 0 a 7.3 kN y la profundidad de corte de los discos de 0 a 7.5 cm, mientras que la zona de trabajo para el esquema 4×4 se ubicó en la carga de tracción de 8.2 kN al valor máximo permisible, correspondiente a una profundidad de corte mayor de 8.5 cm.

- Las zonas de trabajo del tractor para los dos esquemas de tracción, también pueden ser determinadas a partir de los indicadores de trabajo evaluados en función de la velocidad de trabajo.
- Si la resistencia de tracción presenta una relación no lineal con la profundidad de trabajo, las zonas de trabajo pueden ser definidas en dependencia de la profundidad de trabajo.
- Las fronteras de desconexión de las ruedas delanteras presentaron para una carga definida los mismos valores de los índices de trabajo en los dos esquemas de tracción en las diferentes posiciones de la transmisión, y representaron las fases de transición entre las zonas de trabajo.
- El tractor presentó mejores índices de trabajo en el esquema 4×2 cuando las cargas aplicadas fueron menores de 7.3 kN, y en el esquema 4×4 cuando tales cargas fueron mayores de 8.2 kN.
- Trabajar en el esquema de tracción adecuado permitió mejorar los índices de trabajo y la eficiencia del tractor, en función de la carga aplicada y de la velocidad de trabajo.
- Se obtuvieron ahorros de combustible de hasta 35.6 %, incrementos en la fuerza de tracción, en la potencia de tracción y en la productividad de hasta 11.8, 70.9 y 66.7 %, y reducciones en los patinajes de las ruedas traseras y en el consumo específico de combustible de hasta 77.6 y 62.3 %, respectivamente.
- En los dos esquemas de tracción, la fuerza de tracción aumentó hasta en 15.3 % al incrementar la velocidad de trabajo de la 1ra a la 3ra posición (de 2.88 a 4.91 $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$), lo cual resultó en aumentos de la fuerza en 0.71 kN por cada incremento de la velocidad en 1 $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$.