

Universidad Autónoma Agraria  
Antonio Narro

División de Ingeniería



Desarrollo de un transductor de fuerzas para la evaluación de  
implementos integrales en tractores categoría II Basado en el diseño  
Octagonal extendido

Por:

Manuel Hinojosa García

Tesis

Presentada como requisito parcial para obtener el título de:

Ingeniero Mecánico Agrícola

Buenavista, Saltillo, Coahuila, México

Mayo de 2003

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA AGRARIA  
ANTONIO NARRO**

**DIVISIÓN DE INGENIERÍA**

Desarrollo de un transductor de fuerzas para la evaluación de  
implementos integrales en tractores categoría II Basado en el diseño  
Octagonal extendido

Por:

Manuel Hinojosa García

Tesis

Que somete a consideración del H. Jurado Examinador como requisito parcial  
para obtener el título de:

**INGENIERO MECÁNICO AGRÍCOLA**

Aprobado  
Presidente del Jurado

---

**Dr. Martín Cadena Zapata**

Asesor externo del INIFAP

Sinodal

---

**Dr. Santos G. Campos Magaña**

---

**Ing. Juan Arredondo Valdez**

Coordinador de la División de Ingeniería

---

**M.C. Luis Edmundo Ramírez Ramos**

Buenavista, Saltillo, Coahuila, Mayo de 2003.

### **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a **Dios nuestro señor** por haberme conducido por un buen camino durante toda mi vida y por permitirme culminar con éxito mi carrera.

A mi inolvidable **ALMA MATER** por haberme brindado la oportunidad de prepararme profesionalmente, así como a las demás instituciones que me encaminaron académicamente .

Mis más sincero y particular agradecimiento al **Dr. Santos G. Campos Magaña**, por la excelente dirección de este trabajo de tesis, su gran apoyo y el tiempo dedicado a la presente investigación.

Al Dr. **Martín Cadena Zapata** por el apoyo brindado durante la realización de éste trabajo por darnos la oportunidad y confianza de trabajar en el Dpto. de Maquinaria Agrícola.

Al **M. C. Héctor Uriel Serna**, por su colaboración en éste trabajo de tesis y por la aportación de sus conocimientos, así mismo por la confianza y amistad que me brindo.

A los diversos maestros del departamento de Maquinaria Agrícola, **M. C. Jesús Valenzuela García, Ing. Juan Arredondo Valdez, Ing. Tomás Gaytan Muñiz, Ing. B. Elizabeth de la Peña Casas , Dr. Aguinaldo García Santos y M. C. Juan Antonio Guerrero Hdz.** por aportar un pequeño granito de arena durante el desarrollo de mi carrera.

Así mismo aprovecho el espacio para agradecer a todas aquellas personas que de una u otra forma me estimularon en el trayecto de mi carrera y en mi vida.

A mis compañeros de la generación XCIV, de la carrera de Ing. Mecánico Agrícola, en especial, **Agustina del Carmen, Leticia, José Manuel, Sarain, Jorge A., Jaudiel, Adrián, Teófilo, Carlos, Antonio y Ángel,** por su amistad y por haberme dado la oportunidad de convivir con ellos durante mi estancia en la Universidad.

Al **Ing. Víctor Serrano Tejada,** por sus consejos y apoyo que siempre me brindo, pero sobre todo por su amistad.

A mi amigo **Fabián García Carrillo,** por todas las alegrías y tristezas que hemos pasado juntos.

“ Fui buitre, soy buitre y seguiré siendo buitre”

#### DEDICATORIAS

**A mis padres:**

**Sr. Clemente Hinojosa Rodríguez.  
Sra. Ma. Elena García Gracia.**

Un eterno agradecimiento porque siempre me brindaron su apoyo, sus consejos y su ayuda moral que fue lo que más me motivo siempre a salir adelante en mis errores, fracasos y tropiezos de mi vida. Siempre les estaré agradecidos por haberme dado la vida y sacarme adelante desde niño hasta que ahora ustedes desearon que fuera.

“Un Hombre de provecho”

**!!!! Padres el sueño se cumplió !!!!**

**Dios los bendiga siempre.**

**Con mucho cariño para mis hermanos:**

**Raúl, Joaquín, Matilde, Lorena, Ma. De Jesús, Bernardo,  
Martín, Clemente y Fabián.**

Por los lazos que nos unen, por el apoyo que siempre me brindaron y por el valor que representa su existencia en mi vida, a quienes les deseo lo mejor en la vida. Gracias Hermanos

**A todos mis familiares y amigos:**

Porque con sus palabras de aliento siempre me impulsaron a seguir adelante.

**A mi novia:**

**Yesenia Santillán S.**, por tu paciencia y amor, por ser alguien importante en mi vida y por todo el apoyo que me brindaste, solo te puedo decir “**gracias**”.

## INDICE DE CONTENIDO

	Página
AGRADECIMIENTOS .....	i
DEDICATORIAS .....	iii
RESUMEN	
I . INTRODUCCIÓN	
1.1.- Antecedentes .....	2
1.2.- Objetivos e Hipótesis .....	8
II . REVISIÓN DE LITERATURA	
2.1.- Tecnología de tractores – implementos .....	9

2.1.2 .- Análisis de los sistemas de brazos inferiores del tractor .....	10
2.1.3 .- Factores de diseño para herramientas de labranza .....	11
2.1.4 .- Métodos de enganche de implementos .....	12
2.1.5.- Fuerzas actuando sobre una herramienta de labranza o implemento .....	13
2.1.5.1 .- Relación de la fuerza vertical y horizontal .....	15
2.2 .- Teoría de mecánica de suelos .....	16
2.2.1.- Esfuerzo cortante y ecuación de Coulomb .....	18
2.2.2.- Fricción y adhesión .....	19
2.2.3.- Ecuación Universal de movimiento de tierras .....	20
2.3 .- Transductores .....	21
2.3.1.- Factores involucrados en la selección para el diseño de un transductor de fuerzas .....	22
2.3.2.- Galgas extensiométricas .....	23
2.3.3.- Puente de Wheatstone .....	27
2.4.- Análisis de esfuerzos .....	27
2.5 .- Análisis teórico de diseño del anillo .....	31
2.6.- Sistema de adquisición de datos .....	37
<b>III. MATERIALES Y MÉTODOS</b>	
3.1.- Materiales .....	38
3.2.- Metodología .....	39
3.2.1.- Diseño de dinamómetros axiales .....	41
3.3.2.- Procedimiento para el diseño y construcción de propuesta .....	43
3.3.- Preparación del equipo de adquisición de datos .....	44
3.3.1 .- Preparación del Software para captura de datos .....	44
3.2.3.- Registro de información .....	45
3.3.3 – Análisis de datos .....	46
3.4.- Análisis de información .....	46

IV. RESULTADOS	
4.1.- . Diseño, Construcción y Calibración de Transductores Axiales .....	48
4.2.- Pruebas de Campo .....	49
4.3.- Descripción del Diseño de la Propuesta.....	53
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	57
VI. LITERATURA CITADA .....	59
VI .- ANEXOS .....	63
A.- Simbología .....	64
B.-Dibujos y planos del diseño .....	65
C.-Figuras .....	80
D.-Cuadros de resultados obtenidos en campo en diferentes Implementos de labranza.....	87
E.-Calibración de dinamómetros .....	89
F.- Programa “análisis” .....	94
G.-Programa “Diseño de transductores octagonales” .....	101
H.-Tablas de resultados del proceso iterativo del programa " Diseño de transductores octagonales .....	106
I .- Calibración de dinamómetro de transferencia de peso .....	108

## RESUMEN

Debido a los pocos conocimientos de los agricultores acerca de la necesidad de la fuerza de tracción para los implementos, así como la potencia necesaria consumida por cada implemento para efectuar sus labores, se hace necesario conocer con precisión la magnitud y dirección de las fuerzas de reacción del suelo sobre un implemento, por lo que se requiere contar con instrumentos capaces de medir en forma confiable dichos parámetros para la evaluación de implementos de labranza bajo condiciones de campo.

El objetivo de esta investigación fue diseñar un instrumento integral donde se puede obtener hasta un 95% de confiabilidad en la medición de estos parámetros para la evaluación de implementos categoría II y así sustituir el uso de dos tractores como es citado en el desarrollo de protocolos de normas de varios implementos.

Después de revisar varios resultados de fuerzas y transferencias de peso reportados por diferentes autores y mediante resultados de reportes de tractores de Nebraska y OECD así como de pruebas realizadas en campo con implementos tales como multiarado, arado, rastra, vibrocultivador, se diseñó una estructura compuesta por 4 elementos principales: (1) Una estructura flotante, (2) una estructura de tipo de enganche rápido (3) Dos elementos sensores con capacidad de 60 KN de fuerza de tiro y penetración dividido en dos transductores octagonales y una fuerza de 70 KN para el sensor axial.

Para el diseño de los sensores octagonales se reacondiciono el programa "Diseño de transductores octagonales" que incluye dimensiones del anillo: radio, ancho y espesor del anillo; esfuerzo de cedencia del material ( $N/m^2$ ), modulo de elasticidad; factores de seguridad y factor de galga, sensibilidad y voltaje de salida esperado y después de realizar varias iteraciones de este programa se obtuvieron las siguientes dimensiones del octagonal :

Para un acero 1018 con un esfuerzo de fluencia de 343 MPa. El diámetro del ring (d) fue de 71 mm; con una distancia entre centros (2L) de 0.1398 m; un ancho (b) de 0.0762 m (3") y un espesor (t) de 0.028 m.

## I . INTRODUCCIÓN

En nuestro país existe la problemática de realizar las labores culturales con sistemas de mecanización inadecuadas, como por ejemplo labores de labranza convencional en una agricultura intensiva en laderas en zonas tropicales; sin embargo, en este momento no es posible sustituirlos sin causar una elevación en los costos de producción para el campesino. Por otro lado, tampoco se cuenta con la información necesaria sobre el desempeño de maquinaria y herramientas de labranza, y como debe aplicarse en cada unidad de producción. Aunado a lo anterior, se cuenta con poca información acerca del desempeño de implementos agrícolas y además de desconocer también cual es la más apropiada para los diferentes sistemas y tipos de suelo y como se puede incrementar la producción agrícola y la reducción de costos y de energía, optimizando ambos sistemas (Campos, 2000).

Las empresas que producen implementos agrícolas no se han preocupado por implementar diseños óptimos, ni en controlar la calidad de los ya existentes. Debido a los pocos conocimientos de los agricultores acerca del funcionamiento y las necesidades de la fuerza de tracción para los implementos, así como la potencia necesaria consumida por cada implemento para efectuar sus labores, se hace necesario de conocer con precisión la magnitud y dirección de las fuerzas de reacción del suelo sobre un implemento, por lo que se requiere contar con instrumentos capaces de medir en forma

precisa dichos parámetros para la evaluación de implementos de labranza bajo condiciones de campo. Lo anterior también será un servicio a fabricantes de equipo agrícola como información para desarrollar tecnología donde no se

pierda o consuma demasiada potencia y combustible que en un momento determinado redunde en gastos para el productor agropecuario y disminuya por un lado su capacidad económica y por consiguiente aumente su capacidad de producción del mismo.

Con relación a esta problemática el Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA), al igual que otras instituciones mexicanas de investigación, se encuentra trabajando en la elaboración de métodos y manuales de prueba para la evaluación de maquinaria y equipo agrícola. El objetivo global del proyecto CENEMA es el de coadyuvar al desarrollo y extensión del uso de maquinaria agrícola adecuada y segura para pequeños y medianos productores. Una prioridad para la evaluación de implementos es contar con instrumentos para satisfacer los requerimientos de prueba de los diferentes parámetros. Una de las pruebas es la evaluación de tiro, actualmente el método aprobado en México requiere de un dinamómetro de tiro el cual es colocado entre dos tractores, un tractor con el implemento a evaluar en posición de trabajo y otro como fuente de potencia. Ante esta situación es posible desarrollar e implementar un instrumento integral confiable que reemplace el utilizar dos tractores como es especificado en el desarrollo de normas con la finalidad de reducir costos.

## 1.2.- Antecedentes

Godwin y Spoor citado por Campos (2000) indican que uno de los aspectos más importante en la evaluación de nuevos diseños de herramientas de labranza es el proceso de medición de las magnitudes de las fuerzas que

actúan en dichos implementos, la característica de la falla, así como el volumen de disturbación y sección transversal del suelo como producto de la geometría de la herramienta, controlando variables del suelo como son humedad y densidad.

Tradicionalmente se emplean dinamómetros de tiro que representan un 60 % de las fuerzas a medir en la evaluación de herramientas, requiriéndose para estos diseñar elementos que permitan medir tanto la fuerza de penetración (30%) y las parásitas (10%). Esto con la finalidad de contar con un instrumento fundamental para el desarrollo de nuevas formas de implementos que demande menor consumo de energía.

Graham *et al.* (1990) desarrolló como parte de un sistema de monitoreo de variables, un transductor de tipo hidráulico empleado para medir fuerzas de tiro en la evaluación de implementos remolcados. El sistema consistió de un cilindro de simple acción conectado entre el tractor y el implemento. Se empleó un transductor de presión para convertir esta a una señal eléctrica. Una respuesta lineal fue obtenida entre la presión ejercida por el tiro y la salida en mV. El inconveniente de este sistema a pesar de su alta confiabilidad es que solamente mide una componente de la fuerza resultante. Thomson y Shinnars (1989) desarrollaron un sistema para medir fuerzas de reacción de suelo en dos direcciones chocando en una estructura rígida emulando un sistema de enganche rápido a los tres puntos del tractor. El sistema emplea celdas de carga como unidades de medición de las fuerzas de reacción. El arreglo de las celdas de carga indicaron errores de sensibilidad cruzada del orden de  $\pm 5$  por ciento para fuerzas que fluctúan entre 1.5 N y 35kN. El Transductor Octagonal de Anillo Extendido para uso en Estudios de Labranza. (Cook and Ravnovich,

1954) se diseñó primeramente para monitorear las dos componentes de fuerzas y el momento en el plano de estas fuerzas de reacción del suelo. El sistema de fuerzas en estudios de labranza donde la falla del suelo es simétrica consiste de dos fuerzas mutuamente perpendiculares, y el momento en el plano de estas dos fuerzas. Thomas Fontain en 1991 evaluó un sistema de transductor de platos flotantes de seis componentes. Estas componentes permiten la medición de la fuerza de reacción en las tres direcciones. Las componentes empleadas en la medición de las fuerzas de reacción fueron celdas de carga. Encontrando en sus resultados sensibilidades cruzadas del orden  $\pm 5$  por ciento. El método de análisis de las vigas en cantiliver empleadas como transductores es explicada ampliamente por Sakurai (1996). En él señala como las fuerzas son determinadas a través de un análisis de suma de momentos en un punto en la viga, mediante el cual son determinadas cada una de las fuerzas y la dirección de la fuerza resultante ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $R$  y  $\theta$ ).

Campos *et al.* (2000) diseñaron y compararon el funcionamiento de tres transductores de fuerzas basados en el principio de funcionamiento de las galgas extensiométricas, evaluados bajo condiciones de laboratorio y simulando las condiciones de suelo sin labrar en campo. Los transductores diseñados fueron: 1. El octagonal extendido, 2 Placas flotantes y 3. Viga en "u". Los tres transductores fueron diseñados para cubrir los siguientes parámetros de operación: magnitud  $F_x$  igual a 5000 N,  $F_z$  igual a 2500 N y momento debido a la fuerza resultante igual 7 KNm. Los porcentajes de sensibilidades cruzadas obtenidas para cada uno de los transductores fueron, Octagonal (1.5%), Viga en "U" (2.3%) y Placas flotantes (5.0%). La mejor respuesta fue obtenida con el Transductor Octagonal, seguida por la Viga en "U".

En el caso de implementos acoplados a la barra de tiro del tractor, la medición de solamente una fuerza, la fuerza de tiro, se realiza al insertar un dinamómetro entre las barras de tiro del tractor y del implemento (Ochoa, 2002). Sin embargo para el caso de los implementos montados en el enganche de los tres puntos del tractor, un simple y muy utilizado método para determinar la fuerza de tiro de estos ha sido el de tirar del tractor con el implemento acoplado a este por medio de un segundo tractor y midiendo la fuerza requerida por el primero con un dinamómetro que registra fuerza axial (Arcos, 1997). La fuerza promedio con el implemento en posición de trabajo, menos la fuerza obtenida con el implemento levantado, es tomada como la fuerza de tiro requerida por el implemento; al mismo tiempo se mide la velocidad de operación, con lo que se puede calcular la potencia desarrollada por el tractor al jalar un implemento.

El desarrollo de los implementos montados ha disminuido considerablemente el utilizar un dinamómetro en la barra de tiro para medir el esfuerzo tractivo y el tiro del implemento, particularmente para calcular la capacidad tractiva y la transferencia de peso del tractor en diferentes condiciones de campo.

**Tomando en cuenta la importancia que tienen las pruebas y evaluación de la maquinaria agrícola, para su correcta selección, de tal forma que se garanticen los mejores índices técnico – económicos durante su explotación bajo condiciones específicas de cada país, y considerando el interés para México, el objetivo fundamental de evaluación técnica de equipos es proveerle al agricultor de escasos recursos económicos**

**equipo confiable que rinda un beneficio neto positivo y atractivo (AFRC, 1990).**

La mejoría en calidad de las técnicas de evaluación de un programa de pruebas nacional o regional sería de beneficio para varios grupos entre ellos:

- Fabricantes locales de implementos agrícolas.
- Extensionistas laborando en programas de desarrollo rural.
- Bancos de crédito rural que toman decisiones acerca de líneas de crédito extendidas a los pequeños productores.
- Proyectistas y tomadores de decisiones en los sectores agrícolas e industriales.

Además la disciplina de evaluación científica desarrolla las aptitudes de observación y medición precisa, aspectos fundamentales en la capacitación de ingenieros agrícolas.

El término “prueba” se refiere a un análisis del comportamiento de una maquina comparándolo con normas definidas y/o bajo condiciones ideales (Jhonson, 1985). En cambio “evaluación” involucra la medición de su comportamiento bajo condiciones agrícolas reales, por ejemplo el rendimiento de un arado en suelos de diferentes texturas y contenidos de humedad y con un rango de coberturas vegetativas (eje. maleza, rastrojo).

El propósito principal de obtener datos del comportamiento de un equipo es compararlo con el requerimiento para el cual fue diseñado (Crossley y Kilgour 1983).

En práctica, la gran mayoría de procedimientos para equipos agrícolas incluyen una parte realizada bajo condiciones ideales y controlables (pruebas), y una parte realizada en condiciones reales de la agricultura (evaluaciones).

La clase de prueba seleccionada será influenciada por los siguientes factores:

- La etapa de desarrollo de la tecnología bajo prueba.
- Los beneficiarios potenciales de los reportes de prueba.

La etapa de desarrollo. Aquí se considera la naturaleza de las pruebas realizadas en las etapas de: diseño, desarrollo del prototipo, y fabricación.

Los beneficiarios de los reportes. Un procedimiento de prueba apropiado solo puede elaborarse si el uso de la información producida esta bien definida.

El proceso de desarrollo y evaluación de herramientas de labranza bajo condiciones de campo requiere de tiempos superiores a los 3 años, debida a que el proceso de incremento en densidad aparente del suelo es lento, además de que es imposible aislar los efectos de humedad, textura sobre el comportamiento de las herramientas de labranza (Campos, 2000).

Actualmente el país se encuentra en proceso de desarrollo de normas y métodos de pruebas en tractores e implementos. Para el caso específico de prueba de implementos las pruebas que se desarrollan de acuerdo a la norma de evaluación de arados son las siguientes (Ochoa, 2002):

- 1.- Estudio técnico de la estructura
- 2.- Evaluación en campo.
  - Condiciones de la parcela de prueba
  - Prueba de ajuste
  - Evaluación de funcionamiento.
  - Fuente de potencia.
- 3.- Estudio de seguridad y maniobrabilidad.
- 4.- Prueba continua.
- 5.- Estudio mediante el desarme.

La prueba de potencia tiene como objetivo identificar la potencia necesaria para efectuar la tracción del equipo sujeto a prueba y se realiza de dos maneras.

- a).- Medirla directamente con un equipo especial. Equipo para medir la potencia directamente en los tres puntos de enganche, mediante un transductor de deformación.
- b).- Medirla por medio de dinamómetro de tensión colocado entre dos tractores  
Donde las variables a medir son:
  - b).- Velocidad de desplazamiento
  - c).- Fuerza necesaria para tracción con y sin el implemento en operación.

El desarrollo de esta propuesta tiene como propósito el diseñar un transductor que pueda ser utilizado para la evaluación de implementos tales como: multiarado, arado, rastra, vibrocultivador, sembradora, cultivadora y cualquier otro implemento integral a tractores de categoría II (40 – 100 Hp), por lo que podrá emplearse en la determinación de la fuerza de tiro que dentro del

procedimiento de desarrollo de las normas como lo son de arados, rastras, sembradoras comprende la medición de la magnitud de este parámetro, además en la creación de bancos de pruebas, así como para dimensionar implementos en cuanto a magnitudes de las fuerzas de tiro, penetración y localización de la fuerza resultante.

## 1.2 .- Objetivos e Hipótesis

Objetivo General:

Diseñar, un transductor integral confiable con capacidad de 60 KN de tiro y fuerza vertical así como 70 KN de transferencia de peso, para la determinación de las magnitudes y posición de las fuerzas que actúan en implementos integrales a tractores categoría II.

Ojetivos específicos:

- Determinar la magnitud de las fuerzas de reacción del suelo que actúan sobre los diferentes implementos integrales, así como su dirección y posición en una línea de acción.
- Determinar transferencia de peso por el implemento hacia el tractor; obtener la potencia o energía consumida por cada implemento en las labores agrícolas.
- Acondicionamiento de un programa para el diseño de sensores octagonales.

Hipótesis :

Mediante el uso de este dinamómetro (transductor octagonal extendido) se podrá determinar las fuerzas de reacción del suelo en implementos integrales.

## II. REVISIÓN DE LITERATURA

### 2.1. Tecnología de Tractores - Implementos

El desempeño del tractor, desde el punto de vista técnico, puede ser evaluado por la habilidad para encontrarse con un número de requerimientos (Inns, 1984), como son:

- 1.- Funcionamiento de la tracción. Deberá proveer la potencia requerida tan eficientemente como sea posible, el principal impedimento para lograr esta es la combinación excesiva que esta en función de :
  - a) Tipo y condición del suelo (que no son fácilmente controlables).
  - b) La geometría y carga de superficie de contacto llanta/ suelo o rodado/ suelo. La carga en particular puede ser variada por el operador por la adición de lastre adecuado.
  - c) Los arreglos efectivos de enganche.- La transferencia de peso y el peso adicional son influenciados para el diseño, el ajuste de geometría y las fuerzas de enganche.
- 2.- Guiabilidad . Para un rodado del tractor esta depende principalmente de la existencia de la carga entre las llantas de las ruedas guía y la tierra.
- 3.- Estabilidad . La estabilidad longitudinal (hacia atrás) y lateral (hacia los lados ) deben ser consideradas.

4.- Rueda bajo carga . La carga total sobre las ruedas, incluyendo los efectos de transferencia de peso, peso adicional y lastre no debe exceder la capacidad normal recomendada por el fabricante en la presión de inflado en uso.

### 2.1.2.- Análisis de los Sistemas de Brazos Inferiores del Tractor

Dos tipos de brazos de enganche son comunes en tractores en la actualidad. Prácticamente todos los implementos son montados en la parte posterior del tractor, se encuentran los de tres puntos, tipo brazos de convergencia, y de enganches de brazos paralelos; estos son empleados extensamente para cultivadores montados frontalmente. Cada uno de estos tipos puede ser operado con los miembros de enganche actuando como brazos libres en el plano vertical o con el implemento soportado a través de un mecanismo de levante del tractor (brazos restringidos) Kepner *et al.* (1978).

De acuerdo a Johannsen (1954) citado por Campos (1993), el arreglo del enganche de tres puntos para implementos montados atrás del tractor pueden ser clasificados dentro de dos grupos:

- 1.- Funcionamiento de brazo restringido de enganches de tres puntos.
- 2.- Funcionamiento de brazo libre de enganches de tres puntos.

El funcionamiento de brazo restringido es mostrado en el apéndice C (figura 2.1); donde el implemento obtiene todo su apoyo vertical del tractor, los brazos de enganche se encuentran libres solamente cuando la herramienta está entrando a la tierra. Tan rápido como la herramienta alcance su profundidad de trabajo, este es retenido por el sistema hidráulico. (Kepner, 1978).

El sistema de brazos restringidos provee un método alternativo para el sistema de geometría de brazo libre variable para alcanzar el equilibrio del

implemento. La fuerza del brazo superior es axial pero la dirección de los brazos inferiores es variada. Para alcanzar el equilibrio de estas fuerzas puede usarse alguno de los siguientes métodos (Inns, 1984):

- 1.- Un sistema de control automático de la fuerza de tiro.
- 2.- Un sistema de control automático de posición.
- 3.- Un sistema de control de presión.

El funcionamiento de brazos libres, mostrado en apéndice C (figura 2.2), la profundidad es normalmente controlada por llantas indicadoras montadas sobre la estructura del implemento. Con este sistema la convergencia de los brazos en un plano vertical provee un punto de enganche o un centro instantáneo de rotación ( $F_v$ ). La localización de  $F_v$  puede rápidamente ser cambiado, modificando el arreglo de los brazos y este es automáticamente cambiado cuando el implemento esta subiendo o bajando. (Kepner, 1978).

Un implemento completamente montado es mantenido en equilibrio en una profundidad particular de trabajo bajo la influencia de las siguientes fuerzas (Inns, 1984):

- a). Peso del implemento.
- b). Fuerzas fundamentales del suelo.
- c). Fuerzas de enganche en el tractor.

Al respecto Kepner *et al.* (1978), menciona que los enganches libres con ruedas guadoras dan más uniformidad de profundidad que cualquier control automático de posición o control automático de fuerza de tiro cuando la

superficie de campo es irregular y la resistencia del suelo varia considerablemente.

### 2.1.3.- Factores de Diseño para Herramientas de Labranza

Normalmente entre los factores que deberían ser considerados para diseñar y evaluar un sistema de implementos de labranza enganchados en la parte posterior de un tractor son (Kepner, 1978):

- 1.- Habilidad para obtener penetración del implemento bajo condiciones adversas, particularmente con implementos tales como rastras de discos y arados de discos.
- 2.- Efecto del implemento sobre la habilidad tractiva del tractor (transferencia de peso).
- 3.- Uniformidad de la profundidad de laboreo, que el implemento pase sobre partes irregulares de la superficie del suelo.
- 4.- Estandarización del enganche que permita ínter cambiabilidad.
- 5.-Rapidez con la cual las herramientas entran a la tierra.

Kepner *et al.* (1978) menciona que el objetivo de un herramienta de labranza es manipular un suelo (cambiar, mover o formar) que requiere cambiar una condición deseada de éste. Tres factores resumidos de diseño son necesarios, (a) condición inicial del suelo, (b) forma de la herramienta y la manera del movimiento de la herramienta (c) controlar o definir la manipulación del suelo. Los resultados de estos tres factores independientes de entrada son

evidenciados por dos factores de salida, a saber, la condición final del suelo y las fuerzas requeridas para manipular el suelo.

#### 2.1.4.- Métodos de Enganche de Implementos

1.-Remolcado. El implemento es tirado por medio de una barra de tiro con una unión de un solo punto. La barra de tiro es usualmente horizontal, por consiguiente la componente vertical de la fuerza en el pasador del enganche para el tractor es pequeña y el implemento es principalmente soportado sobre un arreglo apropiado de llantas que están en contacto con la tierra.

2.- Semi – integrales .- Es aquel que se fija en los brazos laterales del enganche de tres puntos del tractor dependiendo de éste para elevar o descender su sección delantera, pero requiere de una rueda de transporte en la sección trasera para que este suba o baje. Esta rueda bien podría ser la misma rueda guía o una independiente (Alvarado, 1976).

3.- Integrales .- Todos aquellos implementos que utilizan el enganche de tres puntos formando una sola unidad con el tractor y dependen exclusivamente del enganche hidráulico de este para ascender y descender (Alvarado, 1976).

En este sistema (Inns, 1984) enuncia que en el enganche del tractor los brazos pueden ser:

a) brazos libres

b) brazos restringidos (o controlados)

### **2.1.5.- Fuerzas Actuando sobre una Herramienta de Labranza o Implemento**

Un implemento (o herramienta) moviéndose a una velocidad constante está sujeto a tres fuerzas principales o sistemas de fuerzas que deben de estar en equilibrio Kepner *et al.* (1978) estas son:

- 1.- La fuerza de gravedad actuando sobre el implemento.
- 2.- Las fuerzas del suelo actuado sobre el implemento.
- 3.- Las fuerzas actuando entre el implemento y el primer movimiento.

Si el torque de una transmisión de potencia rotativa no se involucrada, la resultante de estas fuerzas es la de tiro de la unidad de potencia sobre el implemento.

Clyde (1936) subdivide el total de las fuerzas de reacción del suelo dentro de fuerzas útiles y parásitas. El define que las fuerzas del suelo útiles son aquellas en la cual la herramienta debe vencer el corte, quebramiento y movimiento del suelo. Las fuerzas parásitas son aquellas (incluyendo la fricción o resistencia al rodamiento) que actúan sobre superficies estables.

Cuando una herramienta no es simétrica sobre el plano vertical, longitudinal a través de una línea centro, las fuerzas del suelo útiles frecuentemente introducen un efecto rotacional. Dos formas de expresar la reacción total del suelo sobre un implemento de labranza para el caso general en que un efecto rotacional existe es mostrado en apéndice C (figura 2.3).

La figura 2.4 (apéndice C) describe un método gráfico para determinar la resultante de todas las fuerzas que actúan sobre el enganche. Obsérvese que en el enlace inferior hay una fuerza inclinada,  $b$ , que de este modo afecta la localización del centro virtual  $f'$ . Con el enlace libre o tipo flotante, no puede existir una fuerza inclinada excepto aquella resultante de la fricción en el perno conector de enganche. Es obvio que en la figura 2.4, el centro  $f'$ , las fuerzas sobre el sistema de enganche será más alto si en los enganches inferiores existe una fuerza inclinada hacia abajo.

Hunt (1983) enlista los requerimientos de potencia, de tiro y de energía de varias máquinas de campo mostradas en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 .- Determinación de fuerza de tiro de diferentes implementos de labranza

implemento		FH (KN)	Energía o trabajo KW/ hr/Ha
Arado	3 discos	12.649	22.1 – 46.1
	4 discos	16.865	
Rastra	20 discos	5.928	4.0 – 7.4
Multiarado	2 cuerpos	73	3.1 – 5.2
Sembradora	2 Hileras	3.6	2.4 - 12

Fuente: Hunt (1983)

Para un implemento particular y condición del suelo las fuerzas del suelo se incrementaran con la profundidad de trabajo. La resultante del peso del implemento y las fuerzas del suelo, por lo tanto, tendrán magnitud variable, dirección y posición dependiendo de la profundidad de trabajo. Dentro de las investigaciones realizadas por Garner *et al.* (1988) con pruebas realizadas con un dinamómetro integrado al tractor tirando de ardo de cinceles, determinaron

las magnitudes de las fuerzas y momentos a 30 y 43 cm. de profundidad mostradas en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 . Datos de fuerzas y momentos realizadas con dinamómetro de enganche a los tres puntos del tractor.

Profundidad	Fuerza de tiro (KN)	Fuerza Y (KN)	Momento (KN – m)
0.3 m	14. 3	- 3.175	7.805
0.43 m	27.675	- 9.125	15.99

Fuente: Garner *et al.* (1988)

#### 2.1.5 .1 .- Relación de la Fuerza Vertical y Horizontal

Un arado de vertederas generalmente él mismo tiene una componente vertical actuando hacia abajo de la fuerza útil del suelo (succión). La magnitud de V en relación a L varía extensamente, empezando por la influencia del tipo de suelo, condición del suelo, profundidad de corte, partes de la forma de corte o afilados y otro factores. El valor de la fuerza vertical V se incrementa con la velocidad como se muestra en el apéndice C (figura 2.5), pero con una tendencia en algunos suelos para una reducción ligera de la relación V/L. La relación V/L de las pruebas realizadas en un tanque de suelos esquematizadas de la figura 2.5 obtienen rangos de relación de 0.5 a 0.6 para las arenas y de 0.35 a 0.45 para limos arenoso finos. Resultados reportados por pruebas de campo en varios tipos y condiciones de suelos, presumiblemente con partes en condiciones buenas dan rangos de relaciones V/L de 0.1 a 0.3.

En la figura 2.6 (apéndice C) se muestra las reacciones del suelo sobre arados de discos donde la fuerza vertical y horizontal es influenciada por el ángulo de inclinación del disco. De manera que incrementando el ángulo de inclinación, dentro de un rango de  $15^\circ$  a  $25^\circ$ , incrementa la fuerza de tiro y la fuerza vertical disminuye pero disminuye la fuerza medida lateral (figura 2.6 c). Así la penetración es mejor en los ángulos de inclinación más pequeños.

## 2.2 .- Teoría de Mecánica de Suelos

La teoría de falla de suelo indica que para herramientas de labranza con geometría simétrica tales como cinceles, subsuelos, cultivadores, etc., las fuerzas significativas son las componentes de tiro (paralelo a la dirección de avance) y las fuerzas de succión o verticales (que son perpendiculares a la dirección de avance). Otros implementos presentan una tercer componente dado que su geometría no es simétrica con respecto a la línea de trabajo como en el caso de los arados de disco y vertedera, los cuales presentan reacciones de fuerzas laterales con ángulos de acción no predecibles. Las magnitudes estimadas de estas fuerzas de reacción dependen entre otros, de los siguientes parámetros: Profundidad de trabajo, densidad de suelo( $\gamma$ ), humedad del suelo, coeficiente de adhesión metal-suelo (Ca), geometría de la herramienta. Estos parámetros combinados permiten predecir las magnitudes de la fuerza de tiro y de penetración para herramientas de geometría simétrica. Alvarado (1976) menciona que para que una fuerza produzca un trabajo mecánico útil, es preciso que se determine el movimiento. Un cambio en la geometría requiere del desarrollo de nuevas ecuaciones de predicción y de la validación de las mismas.

Ortiz - Cañavate (1989) enuncia que la mala utilización del terreno de labor así como de los equipos mecánicos tiene una incidencia negativa en el crecimiento y desarrollo del cultivo, consumo de energía, facilidad de erosión y otra serie de factores no menos importantes.

Por esta razón se hace especial incapié en los procesos de:

- Compactación
- Estado de consistencia
- Esfuerzo cortante
- Resistencia al deslizamiento metal – suelo
- Resistencia a la penetración

Que a nuestro juicio están continuamente presentes en todas las actividades donde están implicados un tractor y un apero o maquina agrícola.

Kepner *et al.* (1978) describe que las reacciones de los suelos debido a fuerzas aplicadas por implementos de labranzas son afectadas por la resistencia del suelo a compresión, la resistencia al corte, adhesión (fuerzas atractivas entre el suelo y algún otro material), y la resistencia a la fricción. Estas son todas las propiedades dinámicas que se hacen de manifiesto solamente a través del movimiento del suelo.

Con el avance de la herramienta, el suelo en esta trayectoria está sujeto a esfuerzo de compresión que, en un suelo friable, resulta ser una acción de corte. El cortado de los suelos es considerablemente diferente del cortado de muchos sólidos, esto es debido que la reacción puede ser ejercida por una distancia considerable sobre cualquiera de los lados del plano de corte por la fricción interna y la acción cohesiva de las películas de humedad.

### 2.2.1.- Esfuerzo Cortante y Ecuación de Coulomb

Cuando a un suelo lo sometemos a una carga externa, ésta se reparte en el interior de su masa originando una serie de tensiones que pueden producir o no su deformación y rotura, Ortiz-Cañavate (1989).

La fuerza máxima de corte del suelo usualmente varía dependiendo del esfuerzo normal el cual es aplicado a través del área de corte. La figura 2.7 (b) (C.) muestra la manera de ésta variación, que puede ser representado por la ecuación 2.1 (Coulomb 1973).

$$\tau = C + \sigma \tan \phi$$

(2.1)

donde:

$\tau$  = esfuerzo de corte en un suelo húmedo.

C = cohesión.

$\sigma$  = esfuerzo normal o plano de humedad de corte

$\phi$  = ángulo de fricción interna.

Esta ecuación muestra que hay dos componentes que incrementan la resistencia del suelo al corte. Una de estas, la cohesión C, el cual es constante y no importa el valor del esfuerzo normal . El otro componente,  $\sigma \tan \phi$ ,

dependen del ángulo de resistencia del corte  $\phi$  y se incrementa en proporción con el incremento del esfuerzo normal.

Los valores de  $c$  y  $\phi$  varían con el tipo de suelo y condición de éste como se muestra en la figura 2.8 (apéndice C) La fuerza de corte tiene una importante influencia sobre la fuerza de tiro de un implemento de labranza. De manera que el corte del suelo puede ser definido como la acción de corte en capas o bloques que no causa ninguna otra falla mayor tales como corte, como se muestra en la figura 2.9 (apéndice C).

### 2.2.2.- Fricción y Adhesión

Todas las operaciones de labranza envuelven una acción de deslizamiento del suelo sobre alguna superficie de la herramienta. La fricción del suelo contra una herramienta teniendo áreas de contacto grandes representa una componente significativa de los requerimientos de la fuerza de tiro. La fricción entre dos cuerpos son usualmente supuestas para seguir la ley por fricción simple, representado por la ecuación 2.2:

$$\mu = \frac{F}{N} = \text{Tan}\psi$$

(2.2)

donde :

$\mu$  = coeficiente de fricción (suelo con suelo)

F = tangente de la fuerza friccional a la superficie

N = Fuerza normal (perpendicular a la superficie)

$\Psi$  = Angulo de fricción

En esta relación,  $\mu$  es independiente de la carga normal, el área de contacto y la velocidad de deslizamiento.

Cuando el suelo se desliza sobre metal, las fuerzas adhesivas entre el suelo y el metal tienen una influencia marcada en la fuerza de fricción. Estas tienen el efecto de incrementar la carga normal (perpendicular) a la superficie e incrementa la fuerza tangencial de fricción.

La relación general entre la fricción suelo – metal y el contenido de humedad del suelo, es descrito por Nichols (1931) como se muestra en la figura 2.10 (apéndice C) .

### 2.2.3.- Ecuación Universal de Movimiento de Tierra

Reece (1965) reconoció que los mecanismos de movimientos de tierra tienen comportamiento similar ya que tienden a formaciones poco profundas sobre el suelo tal y como lo describe Terzagui en 1943. Los efectos cuantitativos de la máxima presión del rodamiento por el peso del suelo, cohesión y presión por sobrecarga alrededor del nivel de formación pueden ser separados y son algebraicamente aditivos. Reece propuso lo siguiente como ecuación universal del movimiento de tierras, esto con la finalidad de describir la fuerza necesaria para cortar el suelo con una herramienta ( Mckyes, 1985).

$$P = (\gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + q d n_q) w$$

(2.3)

Donde:

$P$  = Fuerza total de la herramienta

$\gamma$  = Densidad total del suelo

$g$  = Aceleración de la gravedad

$d$  = Profundidad de trabajo de la herramienta de trabajo

$c$  = Fuerza de cohesión del suelo

$q$  = Presión de sobrecarga vertical actuante sobre la superficie

$w$  = Ancho del implemento

$N_\gamma$  ,  $N_c$  ,  $N_q$  = son factores que dependen no únicamente de la fuerza de fricción, sino que también dependen de la geometría de la herramienta y de las propiedades de fuerza del suelo hacia la herramienta.

Las variables geométricas de la herramienta en la que influye la magnitud de los coeficientes  $N$  son; el ángulo horizontal, la posible curvatura de la forma de la herramienta y la profundidad de anchura o angostura del radio de la herramienta.

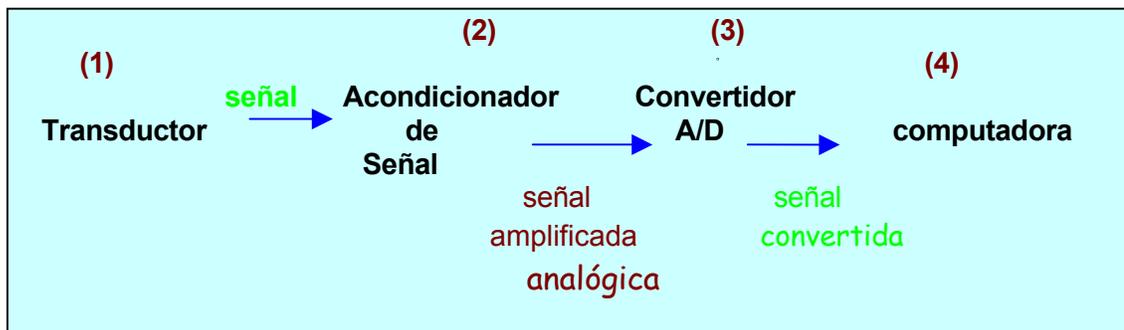
### 2.3 . -Transductores

Mojica (2000) describe que un transductor es un dispositivo que ha sido diseñado para reaccionar ante un estímulo físico y proporcionar una salida que puede ser un desplazamiento o por lo regular un voltaje, que posteriormente puede ser comparado o analizado dependiendo de los requerimientos del sistema donde se utiliza.

Moo (1999) señala que los transductores (sensores) son elementos de transformación de una variable física correspondiente a un fenómeno, a una señal eléctrica que describe ese comportamiento y su desempeño se debe a los elementos de captura, éstos solo trabajan con señales eléctricas.

Generalmente los transductores son empleados en la medición de magnitudes físicas, como por ejemplo, temperatura, presión, longitud, etc.

En la figura 2.11 se muestra un diagrama de bloques de un sistema típico de medición empleado en la recolección de datos .



**Figura 2.11. Diagrama de adquisición y procesamiento de datos**

2.3.1 .- Factores Involucrados en la Selección para el Diseño de un Transductor de Fuerzas.

La necesidad de conocer con precisión la magnitud y dirección de las fuerzas de reacción del suelo, que actúan sobre un implemento en particular para su diseño óptimo requiere el uso de transductores para medir dichos parámetros los cuales se han diseñado para medir las fuerzas de tiro, fuerza vertical para herramientas de geometría simétrica ya que de acuerdo a la teoría de la falla de suelo son los componentes de interés. También existe una tercera fuerza de interés para elementos de geometría no simétrica como es la fuerza lateral.

Uno de los transductores mas apropiados para determinar las fuerzas de reacción del suelo en los implementos de labranza es el transductor octagonal extendido, que tienen las ventajas sobre otros comúnmente empleados en la evaluación de equipos de labranza cuando la precisión de la localización de las galgas extensiométricas ha sido realizada: (Campos, 1993)

- a).- Sensitividad alta y predecible sin desviaciones grandes.
- b).- La sensitividad cruzada insignificante.
- c).- No detecta fuerzas parásitas originadas por la fricción.
- d).- Tamaño relativamente pequeño.
- e) .- Respuesta lineal.
- f).- Precisa determinación de la magnitud de las fuerzas no importando la localización de las mismas.
- g).- Detecta dos fuerzas en un plano, además del momento resultante en un solo transductor.
- h).- Detecta los cambios de dirección de las fuerzas

Cuando un elemento de maquinaria se somete a una fuerza, este sufre una deformación proporcional a la fuerza aplicada. La deformación puede ser causada por una carga axial, por una torsión o por un momento. Esta deformación puede ser medida para conocer la fuerza que está actuando sobre el elemento ésta es sensada mediante galgas extensiométricas. Las galgas extensiométricas pueden ser utilizadas para transformar esta deformación en valores de voltaje, estas son adheridas al material en el cual se desea conocer la fuerza aplicada, al deformarse el material, la galga aumentaría o disminuiría su longitud junto con el material, variando así su resistencia (Mojica, 2000). Por lo tanto para los transductores de fuerzas se necesitan un elemento elástico que traduzca la fuerza en deformación. El material para construir los transductores de fuerza debe tener las siguientes características: rigidez elevada, carga de ruptura elevada, límite elástico y módulo de elasticidad bajo. Y para la elección de las galgas de deformación se consideran los siguientes factores: longitud de carga, factor de galga, salida de galga, temperatura característica, deslizamiento característico, endurecimiento y bajo costo (Moo, 1999).

### 2.3.2.- Galgas Extensiométricas

La galga extensiométrica es un ejemplo de transductor pasivo que convierte un desplazamiento mecánico en un cambio de resistencia. Una galga extensiométrica es un dispositivo delgado, como una oblea, que se puede unir (soldar) a una variedad de materiales con el fin de medir los esfuerzos aplicados. Las galgas extensiométricas metálicas se fabrican con alambres resistentes de diámetros muy pequeños, como constatan, o grabado en laminillas metálicas delgadas. La resistencia del alambre o de la lámina

delgada cambia de longitud a medida que el material al cual esta soldada sufre tensiones o compresiones. En este cambio la resistencia es proporcional a la tensión aplicada y se mide con un puente de Wheatstone adaptado especialmente (Cooper, 1991).

Para la configuración de las galgas la forma del elemento sensor se selecciona de acuerdo con la tensión mecánica por medir; uniaxial, biaxial o multidireccional. Para aplicaciones uniaxiales a menudo se utilizan elementos sensores largos y angostos para maximizar la tensión del material sensor en la sección de interés como lo muestra en el apéndice C (figura 2.12).

La figura (2.12 a) muestra un galga extensiométrica uniaxial de alambre, a su derecha otra con las mismas características pero de laminilla.

Se pueden lograr mediciones simultaneas de esfuerzos en más de una dirección colocando galgas de un solo elemento en la dirección correcta. Sin embargo, para simplificar esta tarea y tener mayor exactitud, se dispone de galgas de múltiples elementos o rosetas.

Las siguientes rosetas pueden utilizarse en transductores de fuerzas. Las galgas se conectan en un circuito puente de Wheatstone para proporcionar una máxima salida. La figura 2.13 (apéndice C) muestra diferentes rosetas de dos elementos:

La sensibilidad de galgas de deformación es moderada en términos de “factor de las galgas”. La formula para el factor de la galga se explica como sigue:

la ley de Hook para los materiales como metales generalmente se expresa como:

$$\varepsilon = \frac{dL}{L} = \frac{\sigma}{E} \quad (2.4)$$

Donde:

$\varepsilon$  = Deformación

L = Longitud original

dL = Cambio en longitud debido la deformación

$\sigma$  = Esfuerzo.

E = Modulo de elasticidad

Según la ecuación (2.4), puede decirse que la tensión es obtenida por la determinación de deformación, en región elástica. Aunque hay varios métodos para determinar la deformación, se usan ampliamente las galgas para medir la deformación. Porque la tecnología de usar métodos de la galga extensiométrica es la simplicidad de manejo y de alta precisión.

Cuando la deformación ocurre, la resistencia eléctrica de una galga cambia como la ecuación siguiente:

Según la ley de Ohm:

$$V=RI \quad (2.5)$$

Donde:

V = Voltaje

R = Resistencia

I = Corriente.

Y, la relación entre resistencia (R) y la deformación ( $\varepsilon$ ) es:

$$\frac{dR}{R} = K\varepsilon \quad (2.6)$$

Donde :

R = Resistencia sin deformación.

dL = Incremento de la resistencia sin deformación.

K = Numero fijo proporcional.

$\varepsilon$  = Deformación.

Subsecuentemente, la relación entre resistencia ( R ) y la sección de material se expresan como sigue:

$$R = \rho \frac{L}{A} \quad (2.7)$$

Donde:

$\rho$  = Resistividad

L = Longitud.

A = Área de la sección

En este punto Vaughan (1975) cita que un viga bajo una carga de tensión simple ésta incrementa en su longitud y al mismo tiempo es correspondiente a

un decremento en la sección transversal. Este es conocido como el efecto Poisson, de manera que la deformación es medida en cualquiera de los planos perpendiculares correspondientes a la carga aplicada, una deformación negativa con valores muy pequeños será detectada. La magnitud de ésta deformación es pequeña depende al radio de Poisson ( $\mu$ ), y esta constante varia de material a material. Este usualmente es sobre 0.3, así que la deformación medida perpendicular a la carga será aproximadamente 0.3 veces a la deformación paralela a la carga.

### 2.3.3.- Puente de Wheatstone

**El dispositivo eléctrico que es normalmente usado para medir  $\epsilon K = \frac{dR}{R}$  y para convertir esta medición de cambio de resistencia en deformación, se utiliza el potenciómetro y el puente de Wheatstone como es mostrado en el apéndice C ( fig. 2.14) .El puente de Wheatstone puede determinar lecturas de galgas de tensión dinámicas y estáticas. El voltaje de la excitación puede ser CA o DC, aquí solo DC es considerado. De esto se puede desprender la ecuación 2.8.**

$$V = \frac{(U)(FG)(n)(\epsilon)}{4} * Gain$$

### (2.8)

Donde :

V = voltaje de salida esperado

$U$  = Voltaje de excitación

$n$  = Numero de galgas activas

$\varepsilon$  = Deformación

$F_G$  = Factor de galga

**Gain = ganancia**

#### 2.4 .- Análisis de Esfuerzos

**Una medida de fuerza con alto grado de exactitud, es de gran importancia en el análisis mecánico en un problema de ingeniería. En particular, la resistencia medida del suelo para varios funcionamientos de maquinaria, tal como arado, que es indispensable en la maquinaria agrícola para nuestro campo (Sakurai, 1996).**

La cantidad de acercamientos en este objetivo, el método de deformación de la galga puede proporcionar la exactitud más alta y el método de medición más barato. En este capítulo, una medida general de la fuerza en uno de los tres estados dimensionales es explicada que permite medir no solo una magnitud y una dirección de la fuerza sino también una posición en la línea de acción.

1. – Cuando la línea de acción de la fuerza es conocida:

En este caso, tres tipos de medición para la magnitud de la fuerza son considerados primeramente son:

a) Tensión o compresión

b)

El simple estado de tensión y compresión ocurre en el eje cuando la línea de acción coincide con el eje para la medición se muestra en apéndice C (fig. 2.15 a) las deformaciones máximas principales están dadas por

:

$$\varepsilon_s^0 = \frac{\sigma_s^0}{E} = \frac{F}{EA} \quad (2.9)$$

$$\varepsilon_s^{\frac{\pi}{2}} = -\mu \varepsilon_s^0 \quad (2.10)$$

Donde:

$\varepsilon_s^0$ ,  $\varepsilon_s^{\frac{\pi}{2}}$  = Deformación normal para  $\theta = 0$  y  $\pi/2$ .

$\sigma_s^0$  = Esfuerzo normal para  $\theta = 0$ .

$\theta$  = El ángulo medido de la línea del centro del eje a la dirección de la deformación normal  $\varepsilon$  en una dirección reloj-contador.

F = Fuerza aplicada.

A = Área de la sección cruzada del eje

E = Modulo de Young

$\mu$  = relación de Poisson

el exponente y el subíndice son agregados a los esfuerzos y deformaciones para indicar las direcciones de ellos y condiciones de fuerza actuando respectivamente.

### b) Flexión

Un estado de flexión ocurre en el eje cuando la línea de acción es perpendicular al eje y es interceptada en el centro como se muestra en Fig. 2.16a.( apéndice C). El máximo y mínimo de deformaciones en posición aparte de la línea de acción con la distancia  $L_b$  son dados por:

$$\varepsilon_b^{0\pm} = \pm \frac{\sigma_0}{E} = \pm \frac{M}{E Z_b} = \pm \frac{F L_b}{E Z_b} \quad (2.11)$$

$$\varepsilon_b^{\frac{\pi}{2}\pm} = \mu \varepsilon_b^{0\pm} = \pm \mu \frac{M}{E Z_b} = \pm \mu \frac{F L_b}{E Z_b} \quad (2.12)$$

donde

$\varepsilon_b^{0\pm}$ ,  $\varepsilon_b^{\frac{\pi}{2}\pm}$  = deformación normal a  $\theta = 0$  y  $\pi/2$  respectivamente, mientras el subíndice (+) y (-) son colocados para un lado máximo tensional y otro lado máximo a compresión respectivamente.

Por lo tanto,  $M (= FL_b)$  es un momento aplicado y  $Z_b$  es un módulo de la sección dado por:

$$Z_b = \frac{2I}{d'} \quad (2.13)$$

Donde

$I$  = Segundo momento de área

$d'$  = radio del eje

### c) Torsión

Un estado de torsión ocurre en el eje, cuando la línea de acción no intersecta al eje y el producto escalar de vectores va en dirección de la línea del eje cero, es lo ilustrado en Fig. 2.17a (apéndice C ). Las deformaciones principales máximas y mínimas están dadas por:

$$\varepsilon_{t'}^{\frac{\pi}{4}} = \sigma_{t'}^{\frac{\pi}{4}} = \frac{\tau_t}{G} = \frac{T_t}{GZ_p} = \frac{FL_t}{GZ_p} \quad (2.14)$$

$$\varepsilon_{t'}^{\frac{\pi}{4}} = -\sigma_{t'}^{\frac{\pi}{4}} = \frac{\tau_t}{G} = -\frac{T}{GZ_p} = -\frac{FL_t}{GZ_p} \quad (2.15)$$

Donde :

$\varepsilon_{t'}^{\frac{\pi}{4}-}$  ,  $\varepsilon_{t'}^{\frac{\pi}{4}+}$  = Deformación normal a  $\theta = \pi/4$  y  $-\pi/4$  respectivamente.

$\sigma_{t'}^{\frac{\pi}{4}}$  = Esfuerzo normal a  $\theta = \pi/4$ .

G = Módulo de elasticidad.

Tt = Torsión que aplica al eje.

Lt = Distancia entre la línea de acción y el eje.

Zp = Momento polar de inercia de área.

Más allá referenciado a la fig. 2.17b (apéndice C), una deformación para un ángulo  $\theta$  arbitrario se representa por:

$$\varepsilon_t = \frac{F L_t}{G Z_p} \sin 2\theta \quad (2.16)$$

## 2.5 .- Análisis Teórico del Diseño del Anillo

Un análisis teórico de la aplicación del anillo extendido del transductor octagonal fue desarrollado por Cook (*et. al.* 1963) citado por Varela, (2000) esto es basado en el análisis de la energía elástica de un anillo usado como una celda de carga. En apéndice C ( figura 2.18) se muestra las fuerzas actuando en un elemento del anillo; donde el momento flexionante ( $M\theta$ ), a cualquier punto en el anillo es calculado y es dado por la ecuación (2.17)

$$M\theta = \frac{1}{2} F_x r (\sin \theta - 2/\pi) - \frac{1}{2} F_y r \cos \theta \quad (2.17)$$

La colocación del nodo para cada fuerza individual involucrada en el elemento del anillo se encuentra cuando el momento producido por  $1/2F_x$  se vuelve cero y esto es verdadero cuando  $\text{Sen}\theta = 2/\pi$ , ( $\theta = 39.6^\circ$ ). El momento debido a  $1/2 F_y$  es cero cuando  $\text{Cos}\theta = 0$ , ( $\theta = 90^\circ$ ).

Como resultado de este análisis, las dos colocaciones de nodo de deformación son: ( $\theta = 39.6^\circ$ ) para la fuerza ( $F_x$ ) y ( $\theta = 90^\circ$ ) para la fuerza ( $F_y$ ). La deformación esperada ( $\varepsilon$ ), producida por el momento en el anillo de carga se obtuvo y esta dado por las siguientes ecuaciones:

$$\varepsilon_{39.6^\circ} = \frac{2.31 F_y r}{E b t^2} \quad (2.18)$$

$$\varepsilon_{90^\circ} = \frac{1.09 F_x r}{E b t^2} \quad (2.19)$$

Para propósitos prácticos, principalmente para evitar la rotación del anillo debido a la fuerza vertical ( $F_y$ ), una versión extendida del anillo fue sugerida por Cook *et al.* (1963) citado por Varela (2000) fue encontrado que con esta modificación práctica, el anillo de carga, la colocación del nodo de deformación para la fuerza horizontal cambiaba a ( $\theta = 50^\circ$ ) pero permanecía a ( $\theta = 90^\circ$ ) cambiaba así para generar las siguientes ecuaciones:

$$\varepsilon_{50^\circ} = \frac{1.4 F_y r}{E b t^2} \quad (2.20)$$

$$\varepsilon_{90^\circ} = \frac{0.7 F_x r}{E b t^2} \quad (2.21)$$

Como resultado del análisis de esfuerzo - deformación de los anillos extendidos, (Cook *et al.* 1963) derivó la ecuación (2.22) que envuelve la relación Sensitividad del momento flexionante – rigidez. Esta ecuación es básica para el diseño de cualquier tamaño de Anillo Octagonal Extendido.

$$K = 6.626 - 19.63 Ms + 21.142 Ms^2 - 8.699 Ms \quad (2.22)$$

Esta ecuación da la relación básica para el diseño del anillo extendido donde los términos (  $Ms = \varepsilon E b t^2 / M$  ) y (  $K = L/r$  ) son la sensibilidad del momento sensitivo (Ms) y la rigidez respectivamente (K).

La representación gráfica de la ecuación como una función de (Ms) y (K).

Una contribución importante al diseño de los Anillo Extendidos fue dado por Godwin (1975), el determino que para emplear estos transductores en la evaluación de implementos de labranza era necesario insertar dos platos separadores, uno entre el montaje y el transductor y otro entre el transductor y el implemento. Esto fue necesario para eliminar el cruzamiento de sensibilidades cuando las galgas extensiométricas fueron localizadas a :  $\theta = 50^\circ$  para  $F_y$  y  $\theta = 90^\circ$  para  $F_x$ , determinando su nueva localización y sensibilidades en forma experimental ( $\theta = 34^\circ$  para  $F_x$  y  $\theta = 90^\circ$  para  $F_x$ ).

Las sensibilidades experimentales determinadas por Godwin son dadas por las siguientes ecuaciones :

$$\varepsilon_{90^\circ} = \frac{1.5 F_y r}{E b t^2} \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_{34^\circ} = \frac{1.66 F_x r}{E b t^2} \quad (2.24)$$

Consideraciones adicionales para el diseño del anillo extendido fueron dadas por Hoag (1977) *Citado por Campos (1993)*. Estos tienen el objetivo de mejorar la sensibilidad del anillo por medio de aumentar al máximo la relación  $[\epsilon/S\{x,y\}]$ . Esta relación representa la cantidad de deformación por unidad de desplazamiento relativo del anillo del fondo medio. La relación  $\{\epsilon/S\}$  puede ser expresada como una función de las dimensiones principales del anillo  $\{t, r \text{ y } b\}$  y están dadas por la ecuación (2.25)

$$\epsilon / S_x = 0.60 t/r^2 \quad (2.25)$$

Para obtener máxima ejecución del anillo en la tensión – proporción del desplazamiento, sugirió Hoag, (1977) *citado por Varela, (2000)* que la relación  $(t / r^2)$  debe aumentarse al máximo. Para los requerimientos específicos esperados de cualquier fuerza máxima o momento, la deformación máxima en el anillo puede ser seleccionando el material del anillo apropiado junto con un máximo conveniente a la deformación aceptable, esto puede verse en la ecuación (2.26).

$$\left\{ \frac{t}{r^2} \right\} = \frac{M}{\sigma_{\max} t r^2 b} \quad (2.26)$$

La ecuación anterior puede verse que para mejorar la relación de  $\{\epsilon / S_x\}$ , estos deben ser valores relativamente pequeños de  $\{t, r, b\}$ .

Godwin *et al.* (1993) Diseñaron un dinamómetro para medir las fuerzas y momentos que actúan sobre implementos de labranza. El diseño fue basado en dos anillos octagonales extendidos montados “ espalda con espalda” o

“espaldas no discretas” arreglados con sus ejes longitudinales en ángulos correctos, estos anillos se encontraban montados en un plato cada uno con la finalidad de ser colocado ante el tandem del implemento y así poder ser transportados, también se encontraban montados sobre un tubo con el propósito de medir las fuerzas que ocasiona un par o una fuerza lateral a un implemento. Mediante su investigación encontraron la posición óptima para el montaje de las galgas extensiométricas y fue de 22.5° considerando que es una modificación apropiada para la teoría de un anillo delgado. Las sensibilidades experimentales determinadas por Godwin son dadas por las ecuaciones siguientes:

$$\varepsilon_{22.5^\circ} = \frac{2.66Fxr}{Ebt^2} \quad (2.27)$$

$$\varepsilon_{90^\circ} = \frac{1.13Fyr}{Ebt^2} \quad (2.28)$$

Campos *et al.* (1992) desarrollaron una metodología sencilla para el diseño de Anillos Octagonales teniendo en mente su aplicación en la evaluación de implementos de labranza bajo condiciones de campo. Campos demostró que existe un efecto de la longitud del plato sobre la localización de los nudos de deformación, cosa que cabe señalar que Godwin no menciona el efecto de la longitud de los platos (en función del largo total del anillo extendido) sobre la Sensitividad del transductor y su efecto sobre la localización de los nudos de deformación.

Esto se derivó en realizar una determinación experimental de las dimensiones apropiadas del plato, así como su efecto en la nueva localización de los nudos

de deformación para la fuerza horizontal ( $F_x$ ), corrigiendo así la localización del nudo de deformación producido por la componente horizontal localizándose a  $\theta = 391/4^\circ$  y se encontró que las sensibilidades para cada nudo de deformación fueron :

$$\varepsilon_{90^\circ} = \frac{2.12F_x r}{Ebt^2} \quad (2.29)$$

$$\varepsilon_{39.25^\circ} = \frac{2.24F_y r}{Ebt^2} \quad (2.30)$$

En la tabla 2.3 se muestra una de las diferentes situaciones de nudo en deformación de el anillo extendido en los transductores , como resultado de fuerzas horizontales y verticales aplicadas, y como su respectivas sensibilidades derivadas por investigadores diferentes.

**Tabla 2. 3. Localización de los nudos de concentración de esfuerzos derivados por diferentes investigadores**

SITUACIÓN DE NUDO DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS ( $\theta$ )	SUGERIDO POR DIFERENTES AUTORES
NUDO	SENSITIVIDAD ( $\varepsilon$ )

	$\theta_{Fy}$	$\theta_{Fx}$	$F_x$	$F_y$
Anillo de carga (Cook, 1963)	90°	39.6°	$\frac{1.09 F_x r}{E b t^2}$	$\frac{2.31 F_y r}{E b t^2}$
Anillo exterior (Cook, 1963)	90°	50°	$\frac{0.7 F_x r}{E b t^2}$	$\frac{1.4 F_y r}{E b t^2}$
Godwin (1975)	90°	34°	$\frac{1.5 F_x r}{E b t^2}$	$\frac{1.66 F_y r}{E b t^2}$
(Anillos espaldas no discretas) (Godwin, 1993)	90	22.5	$\frac{2.66 F_x r}{E b t^2}$	$\frac{1.13 F_y r}{E b t^2}$
Campos (1992)	90°	39 ¼°	$\frac{2.12 F_x r}{E b t^2}$	$\frac{2.24 F_y r}{E b t^2}$

## 2.6.- Sistema de Adquisición de Datos

El artículo publicado por Rogers y Johnston(1953) indican la necesidad del procesamiento de datos de las fuerzas que actúan sobre los implementos. Ellos usaron un cilindro de simple efecto para los brazos del enganche de tres puntos. Las líneas de presión de estos cilindros fueron ruta para las galgas, montadas sobre un equipo. Durante la operación de este sistema el equipo fue

fotografiado con una cámara de video en 16 parte/s. Aparentemente el procesamiento de datos para las fuerzas fueron obtenidos de un análisis de foto por foto de la filmación. Ellos fueron capaces de gravar las fuerzas en intervalos de distancias de 5 cm. En el campo. Neuholff (1959) describe la técnica de cómo se puede usar un analizador de deformación y registrarla para medir la suma de dos fuerzas simultáneamente.

Licso (1988), Campos (2000), Graham (1989) describen la necesidad de un sistema de alta velocidad de muestreo para la reproducción de las fuerzas de reacción del suelo que incluye transductores de magnitudes de fuerzas y su localización; en cuanto al hardware en varias investigaciones se puede identificar en todas y cada una de ellas, un sistema de acondicionamiento de señales provenientes de los sensores de fuerzas, un sistema convertidor analógico a digital y software para su funcionamiento Moo (2000). El anterior sistema permite reproducir en términos de energía lo que esta sucediendo en interacción suelo herramienta. Moo (2000) desarrollo un sistema de adquisición de datos de laboratorio y campo que permite evaluar el desempeño de los implementos de labranza, además muestra el diseño de medidores de velocidad y desplazamiento. Dentro de la adquisición de datos de laboratorio comprende de un tanque de suelos el cual el sistema y los transductores se adaptan a este. Y para el análisis de información proveniente de los procesos de muestreo (conversión analógica a digital) utilizo la metodología del algoritmo de la transformada Rápida de Fourier para la obtención de la potencia espectral.

### III. MATERIALES, EQUIPO Y MÉTODO

#### 3.1.- Materiales.

El equipo empleado en la recolección de datos fue con un sistema preciso de adquisición de datos el cual esta integrado por :

- 1.- Una computadora personal ( Toshiba, con procesador AMD – K6 (tm) 3D, memoria RAM de 32.0 MB, con capacidad de disco duro de 4.02 GB).
- 2.- Un amplificador – acondicionador (DBK–16) con módulos de 2 canales, con ganancia de 10x a 1250x ( $\epsilon$ ), fabricado por Iotech, Inc. (<http://www.iotech.com>) usado para amplificar la señal del transductor y proporcionar una salida estandarizada de voltaje para así poder enviarla a un convertidor analógico – digital. Este además provee el voltaje de excitación al transductor en un rango de 1-10V y 100 mA.
- 3 .-Un convertidor analógico – digital (Dak Book 200) .- El cual es un modulo que se conecta al puerto paralelo de la computadora y que convierte los valores de voltaje en valores digitales para que puedan ser procesados por la

computadora. Este se compone de dos partes, la parte que procesa la información y un banco de baterías que alimenta a la parte de procesamiento. Este modulo es integrado por seis módulos de voltaje diferencial. Con una ganancia de 0.01 – 10 V y con una velocidad de muestreo de 25 – 625 E3 muestras por segundo. Con 16 canales analógicos y ocho canales digitales con rangos de ganancias en micro deformaciones de 100 a 10 Khz .

Este sistema permite almacenar en forma instantánea los datos, en un disco flexible, y permite ver la respuesta de los canales en pantalla durante el proceso. Los datos obtenidos durante el proceso son posteriormente analizados con los paquetes de Excel y MATLAB.

El tipo de galgas extensiométricas empleadas para llevar a cabo la determinación de la fuerza resultante máxima en los diferentes implementos, para tomar la referencia para el diseño fueron del tipo EA – 13 - 060LZ – 120 con un factor de galga de 2.09, conectadas en un circuito de puente de “Wheatstone”.

Las pruebas de campo se llevaron a cabo en el bajío de la UAAAN donde se utilizaron dos tractores y diferentes implementos con las siguientes características:

Tractor New Holland 5010 (Doble tracción) con una fuerza de tiro de 30 KN.

Tractor John Deere 2300 con una fuerza de 45 KN.

Tabla 3.1.- Pesos de implementos

Implemento	Peso (Kgrs)	Fuerza (KN)
Multiarado	480	4.71
Arado 3 discos	585	5.74
Rastra de 20 discos	595	5.84
Vibrocultivador (7 cinceles)	331	3.25

### 3.2.- Metodología:

Los fines de evaluación y diseño del implemento agrícola integrado al tractor comienza a partir del análisis de fuerzas de reacción del suelo sobre los implementos. El proceso de este análisis puede apreciarse en el siguiente esquema:

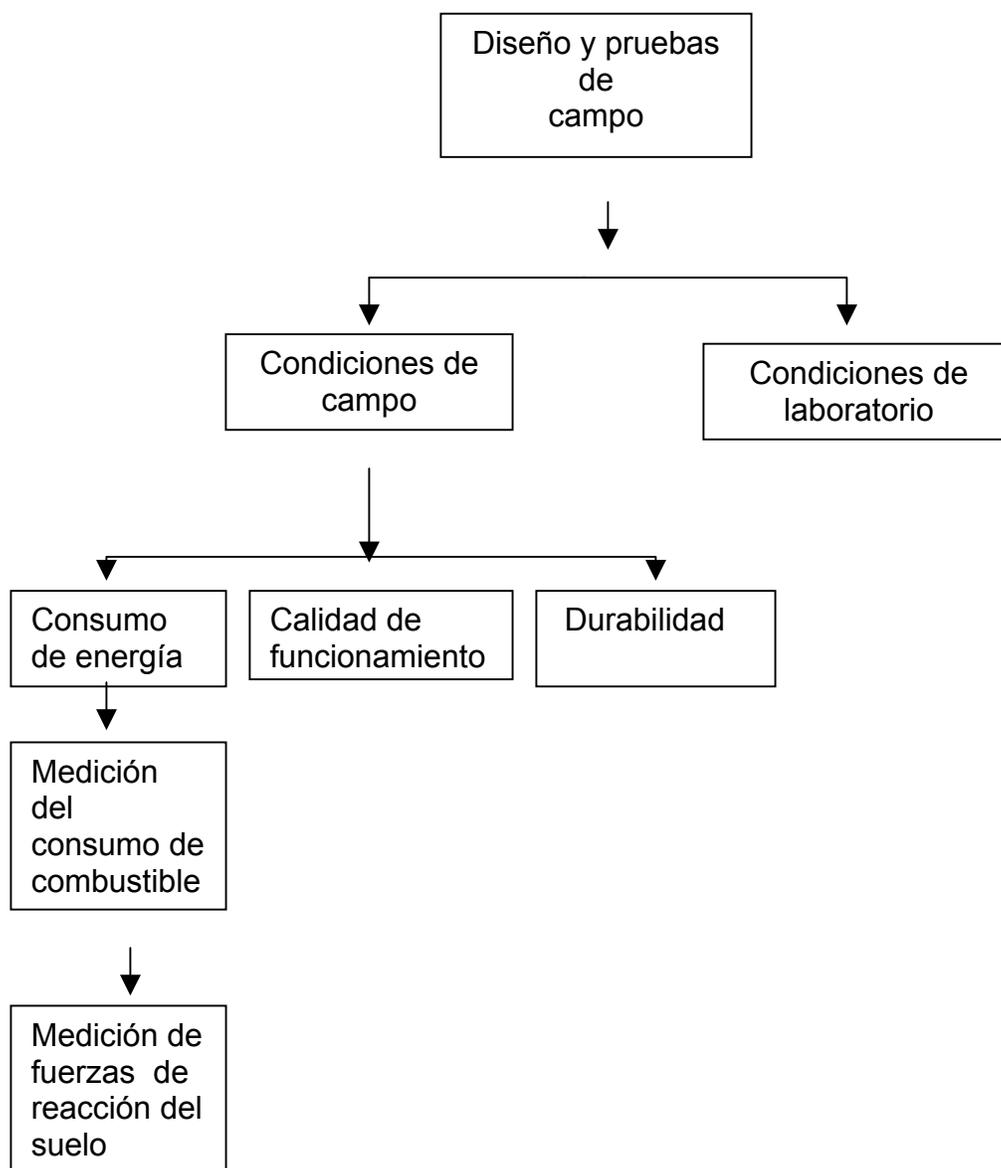


Fig. 3.1.- Medición de parámetros para pruebas de implementos bajo condiciones de campo.

Donde para las condiciones de campo es necesario determinar las magnitudes, posición y dirección de las fuerzas de reacción del suelo que actúan sobre un implemento de labranza. El propósito de esto es corroborar con las magnitudes de la fuerza de tiro y transferencia de peso para así dimensionar los transductores, en el cual mediante el análisis de datos se toma como base la lectura promedio mas alta de valores sumándole el pico mas alto, determinado en valores de voltaje y expresado en magnitudes de fuerza . Para esto fue necesario diseñar dos dinamómetros axiales.

### 3.2.1.- Diseño de Dinamómetros Axiales.

1.- Se diseñaron y construyeron dos dinamómetros axiales para realizar las mediciones de la fuerza de tiro y transferencia de peso (Con capacidad máxima 45 KN y 60 KN respectivamente) de implemento – tractor (KN) en los implementos de la tabla 3.1.

2.- Antes de iniciar la adquisición de datos por vez primera, fue necesario determinar la curva de calibración para cada uno de ellos para interpretar los valores de voltaje a magnitudes de fuerza. Esto se realiza mediante pruebas estáticas de carga y descarga con pesos conocidos. A los valores obtenidos se le realizo la regresión lineal para obtener la curva de calibración. Las graficas y resultados de calibración son mostrados en anexo E.

Para la medición de las variables se utilizaron dos tractores, con las características antes mencionadas, en el cual para determinar la fuerza de tiro es colocado un dinamómetro en medio de los dos tractores, un tractor con el implemento acoplado a éste y en posición de trabajo es remolcado por el otro como se muestra en la figura 3.2, la fuerza promedio con el implemento en posición de trabajo, menos la fuerza obtenida con el implemento levantado, es tomada como la fuerza de tiro. Un segundo dinamómetro es colocado en la barra del tercer punto que registra la fuerza promedio de transferencia de peso.

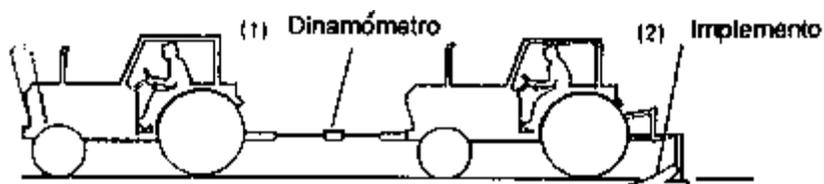


Fig. 3.2.- Fuerza de tiro de un implemento acoplado al tractor

Fuente:RNAM, 1983

En la figura 3.3 se muestran todos los elementos que integran el equipo para la adquisición de datos en campo:

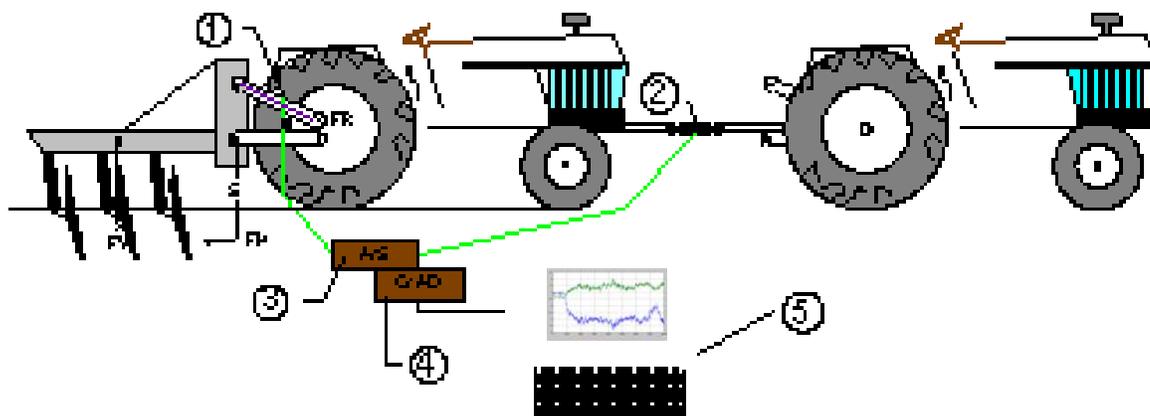


Figura 3.3 . Elementos del sistema de adquisición de datos

- 1.- Dinamómetro axial
- 2.- Dinamómetro de tensión
- 3.- Amplificador- acondicionador (DBK –16)
- 4.- Convertidor analógico digital.
- 5.- Computadora personal.

### 3.2.2.- Procedimiento para el Diseño y Construcción de la Propuesta

El procedimiento para el diseño y construcción de la propuesta continua con una segunda parte que empieza en:

- 1.- Análisis de información de los datos obtenidos en campo para las fuerzas de tiro y transferencia de peso de implementos integrales.

2.- Acondicionamiento del programa realizado en Basic para el proceso iterativo del diseño y construcción de transductores octagonales, que facilite la determinación de las dimensiones apropiadas de los transductores octagonales el cual se muestra en anexo G así como una tabla de resultados obtenidos mediante la compilación de este mostrada en anexo H.

3.- Determinación de las dimensiones apropiadas del transductor del anillo octagonal mediante la compilación del programa “ Diseño de transductores octagonales” que incluye dimensiones del anillo : radio, ancho y espesor del anillo; esfuerzo de cedencia del material ( $N/m^2$ ), modulo de elasticidad; factores de seguridad y factor de galga, sensibilidad y voltaje de salida esperado.

4.- Los elementos que integran la propuesta son :

- (1) Dos Transductores octagonales con capacidad de 30 KN de fuerza.
- (2) Una transductor para cargas axiales con capacidad de 70 KN.
- (3) Un sistema de enganche rápido.
- (4) Una estructura flotante.

3.3.- Preparación del Equipo de Adquisición de Datos

a) Se conectan los cables del transductor con la tarjeta DBK – 16, cuidando que coincidan conectores vertical en el transductor con el vertical en la tarjeta, de igual forma se hace para la horizontal.

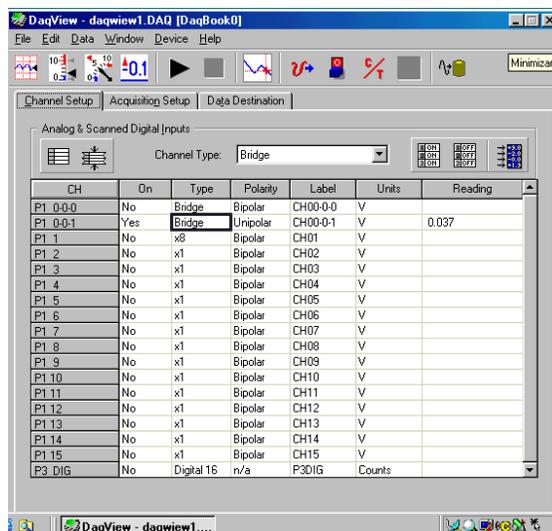
b) Se conecta el cable de alimentación de la tarjeta DBK – 16, a la fuente de voltaje de 12 volts, teniendo en cuenta la polaridad correcta.

c) En el DaqBook 200, se conectan los cables de los datos: el que comunica al modulo con el puerto paralelo de la computadora y el de la entrada analógica hacia el conector de la tarjeta. Se coloca el cable de alimentación que va de las baterías del DaqBook a la unidad de proceso de datos. Se enciende el DaqBook.

d) Con el DaqBook ya encendido, se ejecuta el programa DaqView 7.11.08(2). En este momento el sistema de adquisición de datos ya esta activado, y es recomendable esperar de 5 a 10 minutos para iniciar la captura de datos, ya que las galgas extensiométricas deben alcanzar su temperatura de operación o de lo contrario se puede obtener datos erróneos.

### 3.3.1.- Preparación del Software para Capturar Datos

La figura 3.4 muestra una sección de DaqView y los parámetros que se deben configurar para iniciar el muestreo de información, estos son: selección y configuración del hardware, configuración de los canales a ser sensados, frecuencia de muestreo, cantidad de datos a registrar, nombre del archivo para guardar los datos.



**Fig 3.4.- Captura de datos de una sesión de Daqview**

### 3.3.2 .- Registro de Información

a).- En la barra de herramientas se presiona el icono EDIT y una vez abierto se presiona el botón Acquire y pulsar enter.

b).- Esperar 5 segundos para iniciar el trabajo de la herramienta, esto se hace para que se registre la parte inicial de la evaluación, es decir, cuando la herramienta no presenta todavía resistencia por parte del suelo, y así poder tener un punto de referencia en el momento de realizar el análisis de los datos. Una vez pasados los 5 segundos se baja el implemento en posición de trabajo.

c).- Cuando la herramienta alcanza el punto final de la evaluación y que el programa DaqView presenta el cuadro de mensaje de grabación de archivo, se detiene el movimiento del tractor.

d).- En ese momento ya se encuentra en el disco con un archivo de texto que debe ser editado para posteriormente poder realizar el análisis con el programa MATLAB.

### 3.3.3.- Análisis de Datos

a) Se abren los archivos en el programa EXCEL (C:/ Program file/ Daqx/applications/Ascii).

b) Con un editor de texto, se elimina la cabecera del archivo de datos donde esta nombrado el canal y la componente (CHOO-O-OO, V y/o H) y se cambia la extensión del archivo.txt a .dat, para que pueda ser cargados por el programa MATLAB. (guardado en el archivo MATLAB/bin).

c) Se ejecuta el programa MATLAB, con el subprograma “análisis” mostrado en anexo F, y se carga el archivo de datos, se define las variables para las componentes vertical y horizontal y con cada una de ellas se realiza el análisis, mediante el uso del algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier.

### 3.4.- Análisis de Información:

La disposición de un equipo de adquisición de datos que registren los valores que se obtienen por medio de un transductor y los envíe a una computadora, hace posible almacenar en un archivo en disco los valores registrados durante la operación de la herramienta. Este archivo puede ser leído por el programa “análisis.mat” que nos permita procesar toda la información contenida en él por medio de un análisis espectral se puede conocer las fuerzas que se presentan durante la operación del implemento.

La información que se obtiene del sistema de adquisición de datos es de tipo dinámico porque varía con el tiempo, y es aleatorio porque no tiene un comportamiento definido, ya que depende de las fuerzas en la interacción suelo – implemento que son registradas durante la operación de la herramienta. Para determinar que herramienta requiere la máxima fuerza y así poder dimensionar el dinamómetro, es necesario conocer la magnitud de las fuerzas de reacción del suelo y su frecuencia correspondiente, para lo cual se realiza un análisis espectral de los datos obtenidos.

Un espectro es una relación típicamente representada por una gráfica de la magnitud o valor relativo de un parámetro contra frecuencia. Cada fenómeno físico, ya sea electromagnético, mecánico, hidráulico, térmico o de algún otro sistema tiene un espectro único asociado a él.

Para conocer esta información se selecciona el algoritmo de la transformada rápida de Fourier incluido en el programa de Matlab, este algoritmo calcula el espectro de frecuencia de los datos obtenidos, y a partir de aquí se puede localizar la mayor magnitud ocurrida y su correspondiente frecuencia (Mojica, 2000). Un ejemplo del manejo de éste programa se encuentra contenido en anexo F.

## IV. RESULTADOS

### 4.1.-Diseño, Construcción y Calibración de Transductores Axiales

De acuerdo a las tablas 2.1 y 2.2 donde indican la fuerza de tiro y transferencia de peso de diferentes implementos de labranza, así como los reportes de prueba de tractores de Nebraska y OECD, para tractores de categoría II, los parámetros de diseño seleccionados fueron de 45 KN a la barra de tiro y de 60 KN de transferencia de peso.

Las características de estos dinamómetros son indicadas en el cuadro 4.1.

Para la determinación de la fuerza de tiro se utilizó un dinamómetro con una sección transversal de  $945.11 \text{ mm}^2$  de manera que fue necesario ajustar ésta área con el objetivo de tener una mayor sensibilidad donde finalmente quedó con un área de sección transversal de  $453.11 \text{ mm}^2$ . El área del

dinamómetro de transferencia de peso fue de 583.16 mm<sup>2</sup>. Todas sus características de diseño son mostradas en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Características de los dinamómetros axiales.

	Area (mm <sup>2</sup> )	$\sigma$ Mpa.	E GPa	$\epsilon$	Gain	Vs
Din. de tiro	453.11	343	205	$4.79 \times 10^{-4}$	1250	5
Dinamo. De transferencia Peso.	583.16	343	205	$4.975 \times 10^{-4}$	1597	6.6

Los valores obtenidos para el dinamómetro de transferencia de peso son calculados para un fuerza de 60 KN . Para éste dinamómetro se trabaja en un sistema bipolar con un rango de voltaje de 0 a 5 V.

La curva y ecuaciones de calibración de los dinamómetros se muestran en las figuras 4.1 y 4.2 . En anexo E es mostrado el procedimiento de desarrollo de calibración de éstos dinamómetros.

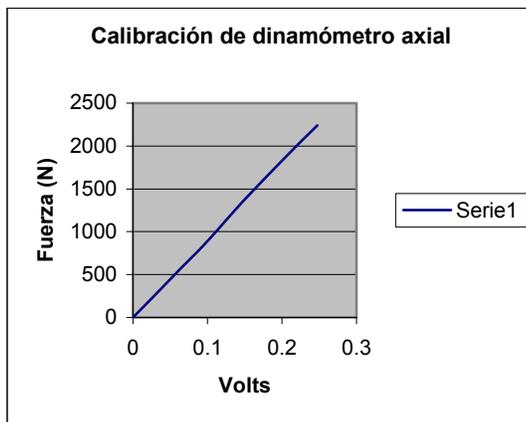


Fig. 4.1 Ecuación de la recta  
 $y = 9112.1854 V - 5.020 \text{ (N/mv)}$

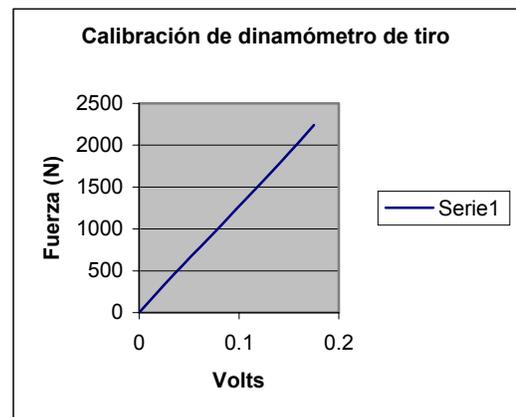


Fig. 4.1 Ecuación de la recta  
 $y = 12717.71 V + 3.623 \text{ (N/mv)}$

#### 4.2. -Pruebas de Campo

Las pruebas de campo se realizaron en los terrenos experimentales del bajo de la UAAAN. Las pruebas consistieron en colocar un dinamómetro

entre los dos tractores para sensar la fuerza de tiro (Fig. 4.3a) y otro en el tercer punto del tractor para determinar la transferencia de peso (Fig 4.4c ).



(a)



(b)

Fig. 4.3 Dinamómetro de tiro



(c)



(d)

Fig 4.4.- Dinamómetro axial

Se realizaron 3 repeticiones por implemento en una distancia de 50 mts. A una velocidad promedio de 4 – 5 Km/h. La adquisición de datos fue de un periodo de 1.25 min. con una velocidad de muestreo de 128 datos/seg, para un total de 8000 datos. Fue necesario hacer una toma de datos jalando un tractor al otro, pero con el implemento levantado, esto con la finalidad de determinar el coeficiente de resistencia al rodamiento.

La fig. 4.5 nos representa la respuesta del comportamiento como va fallando la estructura del suelo en tiempo real. Claramente se observa como el resultado del dinamómetro de transferencia de peso va descendiendo, esta parte nos indica que el implemento va transfiriendo fuerza al tractor, esta se determina realizando un análisis por separado como se indica en la fig. 4.6. Los mismo se realiza para la determinación de la fuerza de tiro Fig. 4.7.

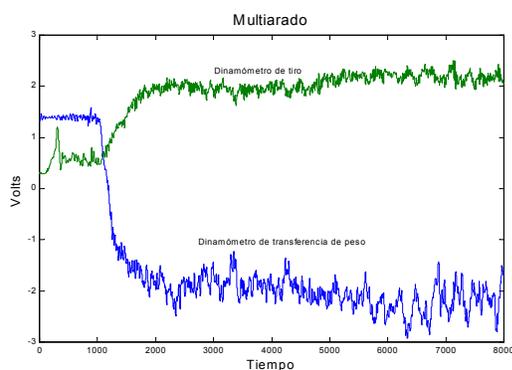


Fig. 4.5.- Gráfica de respuesta de la falla del suelo

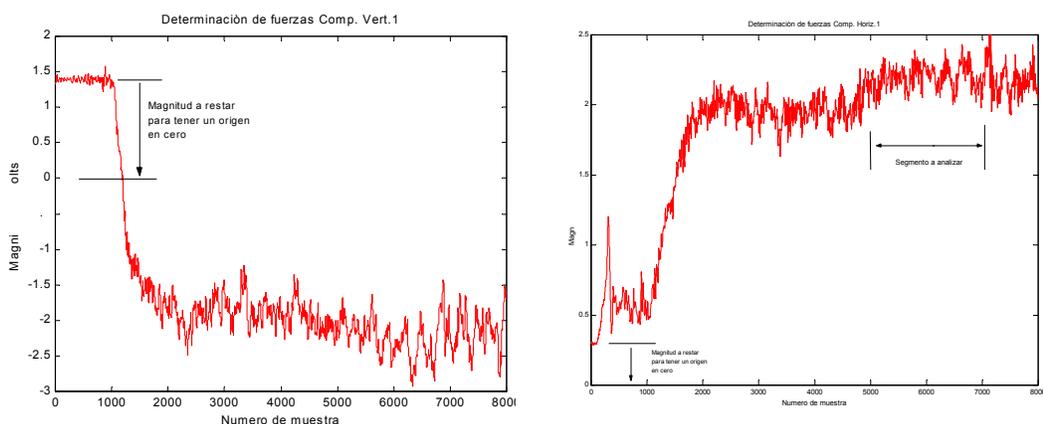


Fig. 4.6. Representación gráfica de la transferencia de peso

Fig. 4.7. Representación gráfica de la fuerza de tiro

**Para llevar a cabo el análisis correcto es necesario desplazar los valores al origen (fig. 4.6, fig 4.7) esto se hace restándole el valor de referencia que inicialmente es tomado antes de comenzar cada prueba .**

En seguida se elige un rango de muestras que generalmente se debe considerar aquella parte que se mantiene más constante los datos y mediante el Software de Matlab con el programa “análisis” (anexo F) se realiza un análisis aplicando la transformada rápida de Fourier donde nos analiza aquellos picos más altos y su frecuencia en la que se presentan. Finalmente se obtiene un valor promedio de las valores analizados que posteriormente se le debe sumar el valor obtenido del pico más alto. El resultado obtenido es multiplicado por nuestro valor de calibración para obtener la fuerza resultante.

En la tabla 4.2 se muestra un cuadro resumen de resultados obtenido en campo.

**Tabla 4.2 .- Resultados de fuerzas de tiro y transferencia de peso**

Implementos	Prof. (cm)	Fuerza de tiro ( KN)	Prof. (cm)	Transferencia de peso (KN)
Arado	30	16.8826	30	23.2147
Multiarado (1cuerpo)	17	22.0602	34	30.8251
Multiarado (2 cuerpos)	15	23.5965	21	38.5213

Rastra	-	5.387	-	17.046
Cultivadora	-	4.76	-	4.837
vibrocultivador	-	9.845	-	16.458

Como puede apreciarse en esta tabla se indican las fuerzas de tiro y transferencia de peso más altas obtenidas en campo para cada implemento, a estas fue necesario restarle el valor del coeficiente de resistencia al rodamiento mostrado en la tabla 4.3 .Se puede ver que el multiarado es el que demanda mayor potencia y transfiere un mayor producto de la fuerza de tiro del implemento al tractor. Como puede notarse estos valores determinados de las fuerzas tienen similitud entre las fuerzas indicadas en la tablas 2.1 y 2.2. reportados por Hunt (1983) y Garner (1988). Un análisis de resultados más detallado es presentado en anexo D.

Tabla 4.3 Determinación de coeficiente de resistencia al rodamiento

Implemento	Fuerza (KN)
Arado	1.4
Multiarado	1.026
Rastra	4.6624
Cultivadora	1.2846
Vibrocultivador	4.3902

#### 4.3. Descripción del Diseño de la Propuesta.

La propuesta de diseño considera para el diseño de los elementos sensores una fuerza de 60 KN de fuerza de tiro y penetración dividido en dos transductores octagonales y una fuerza de 70 KN para el sensor axial.

En base a las pruebas de campo nuestra propuesta de diseño esta integrada de cuatro elementos principales mostrados en la figura 4.7

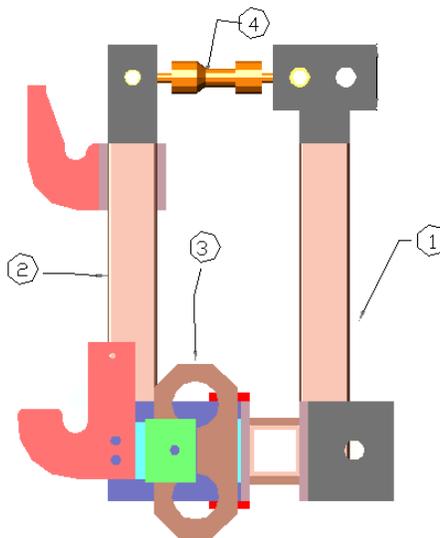


Figura 4.7.- Sistema de medición de fuerzas de reacción del suelo

- (1) una estructura flotante la cual es la parte donde se engancha al tractor,
- (2) una estructura de tipo de enganche rápido de manera que permita un mayor facilidad de enganche del implemento;
- (3) dos transductores octagonales con una capacidad de fuerza de tiro de 35 KN, ya que con esta capacidad puede medir todos los rangos de fuerzas obtenidas en campo y las señales en las tablas 2.1 y 2.2., y
- (4) un dinamómetro axial con capacidad 70 KN para la determinación de la transferencia de peso y localización de la fuerza resultante; este dinamómetro fue construido y calibrado, se utilizo un material de acero inoxidable (T420) con un esfuerzo permisible de 345 MPa y con un modulo de

elasticidad de 189.6 GPa, sus características de diseño son mostradas en la tabla 4.4, en anexo I es mostrada su calibración y el desarrollo de formulas para su diseño, la sección transversal recomendada para el transductor, para un factor de seguridad de 2.5, es de 507.307 mm<sup>2</sup> lo cual da un voltaje de salida bipolar de  $\pm 5$  v a una ganancia de 823 X. La tabla 4.5 muestra las características del octagonal.

Tabla 4.4 .- Características del dinamómetro de transferencia de peso

Area(mm <sup>2</sup> )	$\Phi_e$ (mm)	$\Phi_i$ (mm)	Fuerza(N)	$\sigma_u$ (Mpa)	Fs	Gain	Vs (mv)
636.73	36.3	17.2	(1) 1790	2.234		1119	110
636.73	36.3	17.2	(2) 70000	87.22	3.95	1118	4290
513.39	36.3	25.92	70000	137.81	2.5	823	5000
513.39	36.3	25.92	(3) 38500	75.89	4.6	1250	4172

- (1) Fuerza aplicada al dinamómetro para su calibración.  
 (2) Fuerza máxima de diseño.  
 (3) Fuerza máxima de transferencia de peso medida en campo.

Tabla 4.5 .- Características de octagonales

	Acero	$\sigma_y$ (MPa)	E (GPa)	F KN	M KN	$\epsilon$	Fs	Vs	Gain
Octagonal	1020	343	206.8	35	30	$2.86 \times 10^{-8}$	2.5	13.5	1250

Después de realizar un proceso iterativo del programa “ diseño de transductores” (apéndice G) que involucra todos los factores de diseño de transductores se obtuvo un cuadro de resultados donde se obtuvieron diferentes dimensiones para el diseño de octagonales y esto se realizo variando el espesor (  $t$  ) y radio (  $r$  ), de manera que se eligió aquel transductor que tuvo dimensiones específicas de aceros comerciales, ancho (  $b$  ) y profundidad del anillo (DPT), sus variables son indicadas en la fig. 4.8.

Las características de éste son:

$$LT = 0.2668 \text{ mm}$$

$$DPT = 0.127 \text{ mm (5")}$$

$$b = 0.762 \text{ mm (3")}$$

$$t = .028 \text{ mm}$$

$$d = 71 \text{ mm}$$

$$LP = 0.0978 \text{ mm}$$

$$2L = 0.1398 \text{ mm}$$

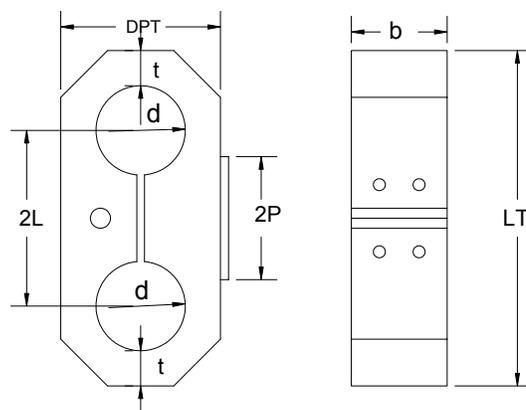


Fig.4.8 Variables de octagonales

La figura 4.9 muestra nuevamente los elementos que integran nuestros transductores para la medición de las fuerzas de reacción del suelo. En anexo A se encuentra especificados cada parte que compone esta estructura, dimensiones, materiales y planos de construcción.

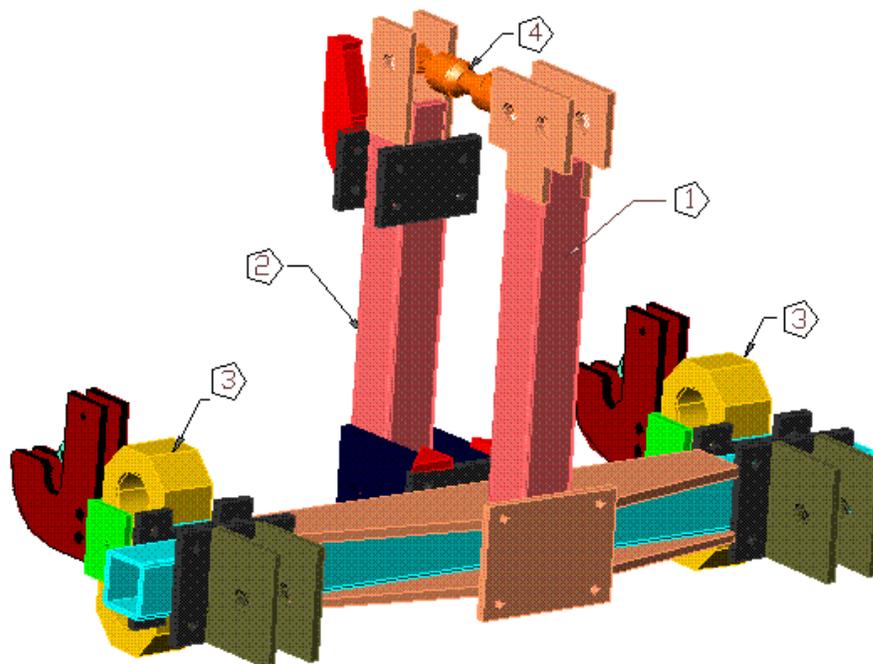


Fig. 4.9 Vista isométrica

El costo del material y mano de obra requerido para la fabricación de un prototipo fue estimado cerca de \$23,250 pesos M. N. Desglosado como sigue:

Estructura .	\$ 10,000.00
Octagonales	\$ 11,000.00
Dinamómetro de transferencia de peso	
2 terminales $\frac{3}{4}$	\$ 750.00
acero inoxidable (maquinado)	\$ 500.00
4 Galgas	\$ 1000.00
Total	\$ 23,250.00

## V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Los transductores axial y de tiro fueron construidos y evaluados en campo, los resultados de las fuerzas de tiro y transferencia de peso proporcionaron fuerzas similares a las reportadas por otros autores Hunt (1983) y Garner (1988).
- Los parámetros obtenidos de la evaluación en campo nos permitieron dimensionar los transductores axiales y octagonales.
- El programa desarrollado para el diseño de octagonales permitió realizar los ajuste al diseño en base a dimensiones, sensibilidad y factores de seguridad en iteraciones de 30 seg.
- Se logró un propuesta de diseño que incluye dos elementos principales: sensores para la medición de las fuerzas y una estructura de acoplamiento, así como sus planos de fabricación.
- Los costos de fabricación de los transductores comparados con otros del mercado son menores ofreciendo la ventaja de medir : transferencias de peso,  $F_x$ ,  $F_y$ , y la posición de la fuerza resultante.

### Recomendaciones

- Para el diseño y construcción de los dinamómetros es importante contar con una amplia revisión de literatura ya que de esta manera se pueden ir afinando cada detalle de nuevos diseños.

- Se diseñe una estructura de calibración y posteriormente se realice una evaluación de campo en base a los implementos propuestos en las normas del CENEMA.

## V. LITERATURA CITADA

- 1.- Aceros fortuna. 1997 Manual técnico.
- 2.- A. F. R. C. 1990. Agricultural Tractors. Silsoe Bedfordshire Inglaterra.
- 3.- Alvarado, D. C. L., 1976. Conocimientos básicos sobre tractores y arados. Universidad de Nuevo León, Monterrey, N.L., México
- 3.-American Society of Agricultural Engineers(estándar). 1983-1984. Agricultural Machinery Management data.ASAE D230.3 Agricultural Engineeres Yearbook, ASAE, St. Joseph, MI. P.151-153.
- 4.- American Society of Agricultural Engineers(standard).1983-1984. Attachment of implements to agricultural wheel tractors equipped with quick-attaching coupler. ASAE S278.6 Agricultural Engineeres Yearbook, ASAE, St. Joseph, MI. P.151-153.

5.-American Society of Agricultural Engineers(estándar). 1983-1984 Three-Point Free – Link attachment for hitching implements to agricultural wheel tractors. ASAE S217.10. Agricultural Engineeres Yearbook, ASAE.

6.- Arcos, Emilio Sánchez; Laurel, Hipólito Ortiz 1997 diseño de un dinamómetro para medición de fuerzas en el enganche de tres puntos del

tractor. Memorias VII congreso nacional de ingeniería agrícola. Buenavista Saltillo, Coah.

7.- Campos M., S.G.1993. Development of minimum maize plante for Mexican agriculture . unpublished phd thesis, Newcastle University, England. 167p.

8.- Campos, M.,S. ; Wills, B.;Cadena Z., M; 1992. Consideraciones para el diseño de transductores octagonales y su aplicación en la evaluación de implementos de labranza. Memorias del II congreso nacional de ingeniería agrícola(AMIA). Irapuato, Gto., México.

9.-Cooper, William D.; Helfrick, Albert D. 1991 Instrumentación electrónica moderna y técnicas de medición. Ed.Prentice.

10.-Garner, T.H.; Dodd, R. B. ; Wolf Dan; Peiper, U. M. 1988. Force analysis and application of a Three – point hitch dynamometer.Transaction of the ASAE. 31(4) :1047-1053.

11.-Godwin, R.J.; Reynolds, A. J.; O'Dogherty; Al-Ghazal, A. A. 1993. A triaxial dinamometer for force and moment measurements on tillage implements. J. Agric. Engng. Res. 55:189-205.

12.-Hoag, D.L.,R.R. Yoerger 1974. Desingnig load rings for measurement.Transactions of de ASAE 17(2):251-253,261.

13.-Hoag, D.L.,R.R. Yoerger 1975. Analysis and desing of load rings.Transactions of the ASAE 18(6):995-999.

14.- Hunt, D.,1983. Maquinaria agrícola. Edición Limusa.

15.- Inns F. M. y Kilgour 1978. Agricultural Tyres, Silsoe, Bedford, Inglaterra.

16.- Kepner, R. A., Barger, E:L. 1978. Principles of Farm Machinery. Third Edition, The AVI Publishig Company, Inc. Connecticut.

17.- Liljedahl, J. B., Carleton, W. M., Turnquist, Paul K., Smith, David W.1984. Tractores diseño y funcionamiento Ed. Limusa.

18.-Mojica, L. E. D. 2000. Evaluación de discos cortadores de residuos y abresurco para labranza de conservación, empleando equipo multiusos de tracción animal, tesis, Licenciatura, Instituto Tecnológico de Veracruz, Ver.; México.

19.- Moo Yam V. 1999. Desarrollo y valoración de un sistema de adquisición de datos para la evaluación de implementos de labranza Tesis Licenciatura, Universidad Veracruzana.

20.- Ochoa, J. G., 2002. Manual de prueba y evaluación de arados CENEMA Chapingo, México.

21.- Ortiz – Cañavate J., Hernández J. I 1989. Técnica de la Mecanización Agraria Edición Mundi – Prensa, Madrid.

22.- Propuesta, Norma mexicana. 2001. Tractores implementos y maquinaria agrícola – Rastras de discos tipo convencional de levante, especificaciones y método de prueba.

23.- Secretaria de economía norma mexicana, NMX – O – 168 – SCFI – 2002. Tractores, implementos y maquinaria agrícola – sembradoras - sembradoras unitarias y / o fertilizadoras accionadas mecánicamente, con dosificador de semilla de disco específicamente y método de prueba.

24.- Timoshenko, S. P., Gere, James M.1972. Mecánica de materiales Ed. UTEA N. Y., E. U. A.

25 .- Valdez R. J. U. 1985. Estudio edafológico de la UAAAN en el área correspondiente a Buenavista, Saltillo, Coahuila, Tesis licenciatura UAAAN, Buenavista Saltillo, Coah., México, pp 59.

26.- Varela, Sergio Villeda 2000. Evaluación de discos cortadores de residuos y dibujos de patentes. Instituto tecnológico de Veracruz.

## ANEXO A. SIMBOLOGIA

A. i. = Acero inoxidable

E = Módulo de elasticidad del material  $N/m^2$

$\epsilon$  = Deformación debida a un momento o una carga aplicada

$\sigma_y$  = Esfuerzo de diseño para los dinamómetros o esfuerzo de tensión

$\sigma_o$  = Esfuerzo de cedencia

$\sigma_u$  = Esfuerzo unitario

S = Modulo de secciones

Vs = Voltaje de salida esperado

Gain = Amplificación de la señal (voltaje)

N = numero de galgas activas en el dinamómetro.

FG = Factor de galga

FH= Fuerza de tiro actuando sobre la herramienta de labranza, N

Fy= Fuerza vertical actuando sobre una herramienta de labranza, N

M = Momento aplicado al dinamómetro, Nm

Fs = Factor de seguridad

Ms = Momento sensitivo del dinamómetro de anillo

K = Factor de diseño del dinamómetro dependiente de la relación L/r

r = radio medio de las secciones del dinamómetro de anillo, m

b = ancho del dinamómetro, m

Dpt = Profundidad del dinamómetro de anillo, m

t = espesor de las secciones del dinamómetro de anillo, m

Lt = Longitud total de dinamómetro de anillo, m

2P = Longitud del plato del dinamómetro de anillo, m

Pn = El segmento graficado para tener una mejor apreciación de los valores calculados a partir del uso del algoritmo de la transformada rápida de Fourier

Media + Pn = la suma de la media de los datos y el valor Pn para tener la magnitud total de la máxima fuerza que se presenta

$\Phi_i$  = Diámetro interior, mm

$\Phi_e$  = Diámetro exterior, mm

APENDICE C

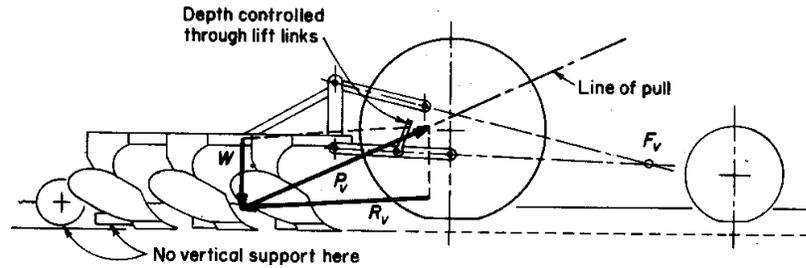


Fig. 8.8. Vertical force relations for a mounted implement when supported by restrained links.  $W$  and  $R_v$  are the same as in Fig. 8.7.

Fig. 2.1

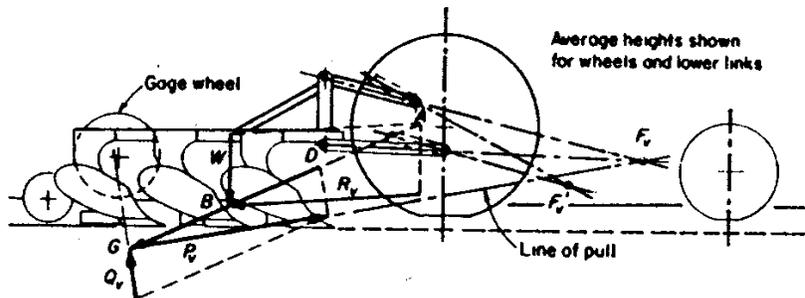


Fig. 2.2

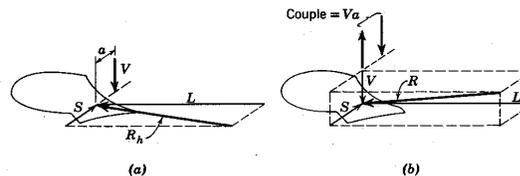


Fig. 5.1. Two ways of expressing the total soil reaction on a tillage tool when a rotational effect exists. (a) Two nonintersecting forces,  $R_h$  and  $V$ . (b) One force  $R$ , plus a couple  $Va$  in a plane perpendicular to the line of motion. (A. W. Clyde.)

Fig. 2.3



Fig. 2.5

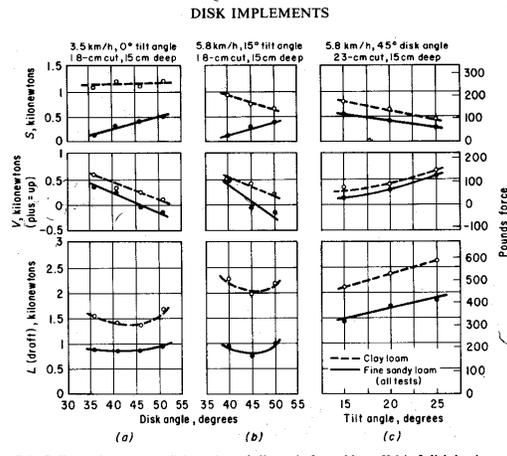


Fig. 2.6

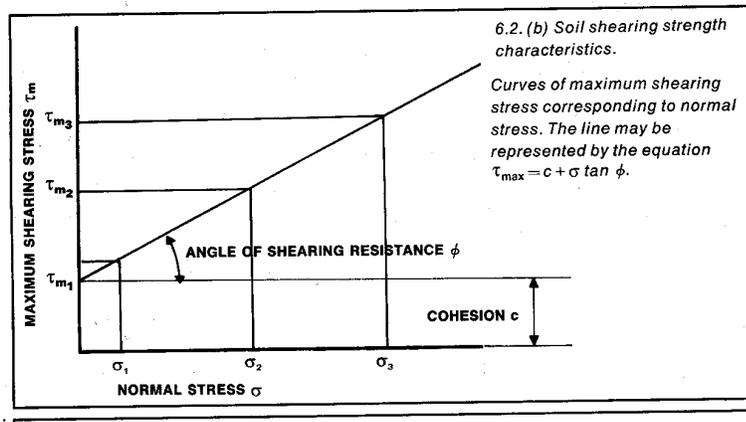


Fig. 2.7

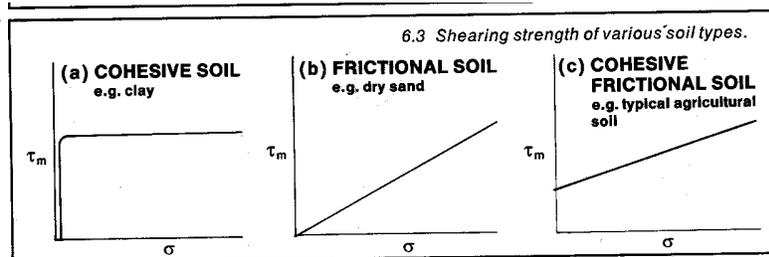


Fig. 2.8

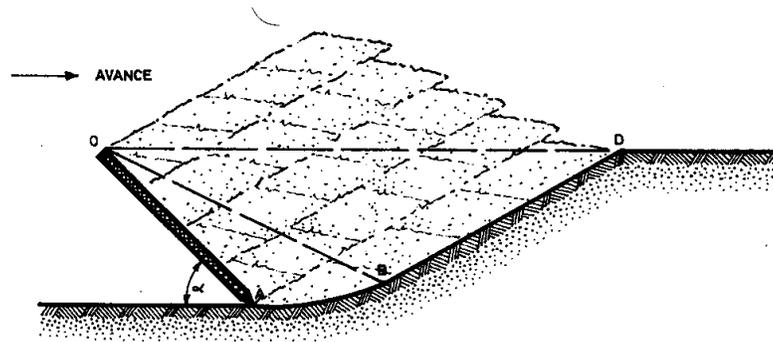


Fig. 5.36 Rotura en bloques

Fig. 2.9

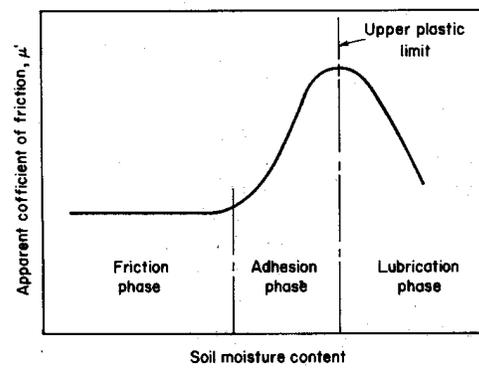


Fig. 5.2. Characteristic curve showing the effect of moisture content upon the apparent coefficient of friction between soils and steel.

Fig. 2.10

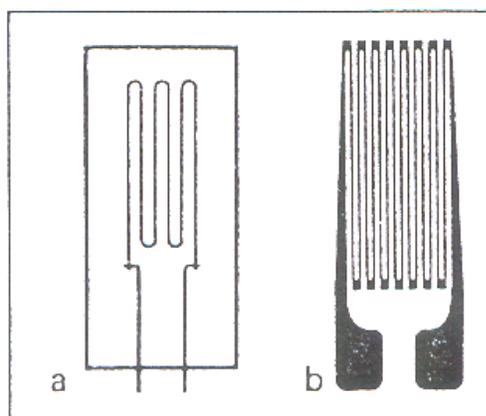
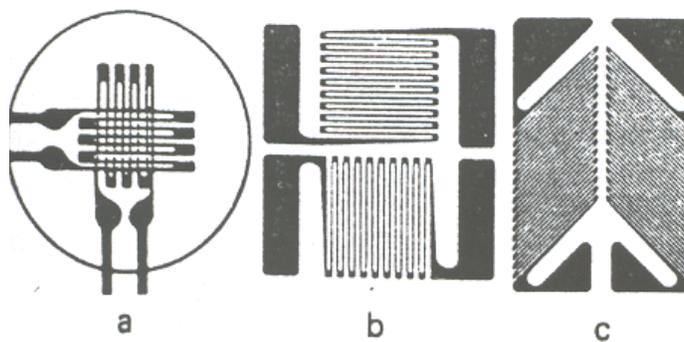


Fig. 2.12



La figura a) muestra laminillas apiladas a 90 grados;  
 b) laminilla plana a 90 grados; c) laminilla plana sesgada  
 a 90 grados.

Fig. 2.13

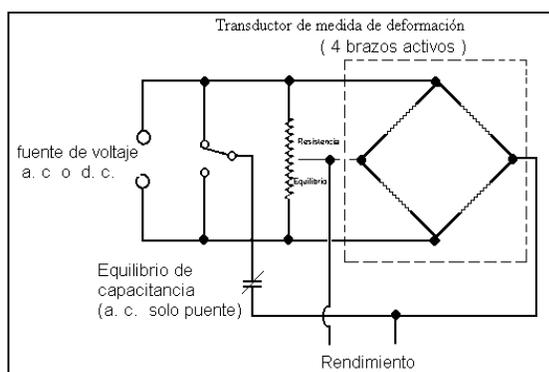


Fig. 2.14

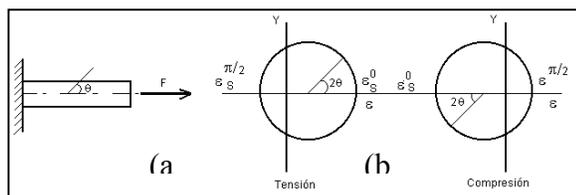


Fig. 2.15.- El estado de deformación en tensión o compresión

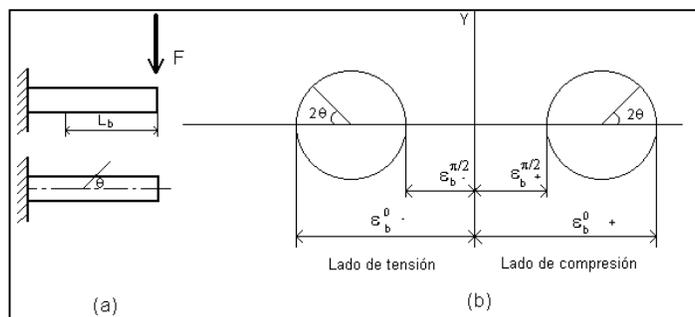


Fig. 2.16.- Estado de deformación-flexión

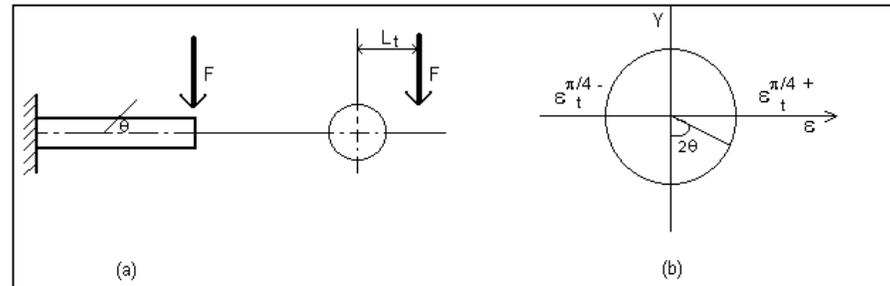


Fig. 2.17.- Estado de deformación en torsión

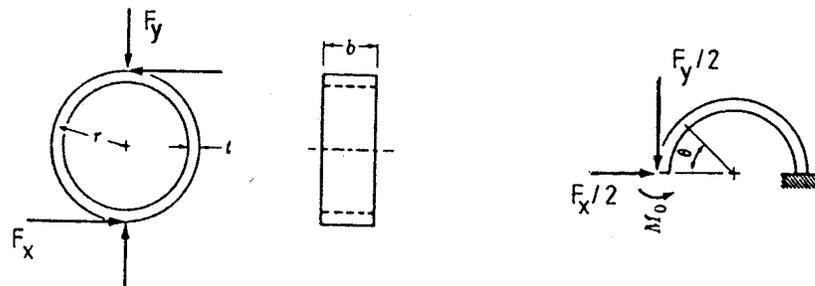


Fig. 2.18

#### Apéndice E. Calibración de dinamómetros axiales:

##### Curva de calibración

La obtención de una curva de calibración se hace mediante los datos de las pruebas estáticas y la aplicación de la fórmula de

Mínimos cuadrados o también llamada Regresión lineal las cuales se muestran a continuación:

$$y = mx + b$$

donde:

m = Pendiente de la recta

b = Punto de intersección del eje Y con la recta.

y = Salida de valores

X = entrada de valores.

Y las fórmulas para m y b son las siguientes:

$$m = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{n \sum x^2 - (\sum x)^2}$$

$$b = \frac{\sum y}{n} - m \frac{\sum x}{n}$$

Una vez obtenidos los valores, resultado de la calibración se aplican estas fórmulas.

La toma de datos de la calibración tiene el siguiente procedimiento:

- 1.- Se colocó el dinamómetro en un posición adecuada (Fig. E.1) para poder aplicarle la fuerza en una sola dirección.
- 2.- Se abre un archivo para almacenar nuestro datos de registro.
- 3.- Se determina el número de valores que se deseen registrar, así como los periodos de reposo de carga en carga.
- 4.- Al iniciar la adquisición de datos se deja un espacio de tiempo antes de colocar el primer peso (pesos conocidos) para tener un valor de referencia.

5.- Una vez teniendo este valor de referencia se le va colocando peso por peso (Fig. E.2) hasta tener la carga deseada.

6 .- Nuevamente se abre otro archivo para hacer la adquisición de datos para la descarga y se realiza de la misma manera dejando espacios de tiempo en cada peso.

7.- Una vez que se obtuvieron estos datos, en la memoria de la computadora, se pasa al análisis de estos para determinar la curva de calibración.

Las ecuaciones de respuesta de los dinamómetros fueron:

Ecuación:  $FH = 12717.707 (V) + 3.623$  (Dinamómetro de tiro)

Ecuación:  $y = 9112.1854(V) - 5.020$  (Dinamómetro axial)



Fig. E.1 .- Colocación del dinamómetro en posición adecuada para posteriormente colocar los pesos (Contra-pesos de tractor)



Fig. E.2 .-Colocación de peso para su Calibración.

El análisis para la calibración se realiza en el programa de Matlab el cual consiste en obtener los promedio de los valores de Volts para cada peso. En la tabla E.1 se muestra los resultados obtenidos. ( A estos valores se le resto el valor de referencia, el cual es necesario que se tome antes de comenzar a colocar los pesos).

Tabla E.1.- Valores en volts obtenidos de la calibración del dinamómetro de tiro.

Orden	Peso	Fuerza	Carga	Descarga	Media
-------	------	--------	-------	----------	-------

	(kgs)	(N)	(v)	(v)	totales
0	0	0	0	0	0
1	47	461.07	0.0348	0.0353	0.03507
2	44.5	897.615	0.0720	0.06875	0.07036
3	46.8	1356.723	0.1111	0.10315	0.10713
4	46	1807.983	0.1482	0.1367	0.14247
	44	2239.623	0.1810	0.16905	0.17504

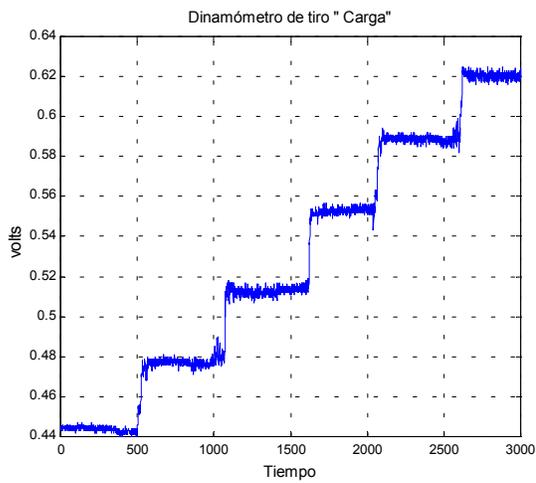


Fig. E.3- Valores obtenidos  
Durante la carga

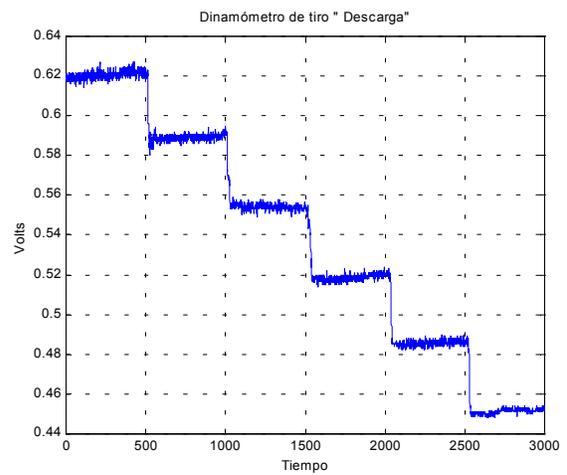
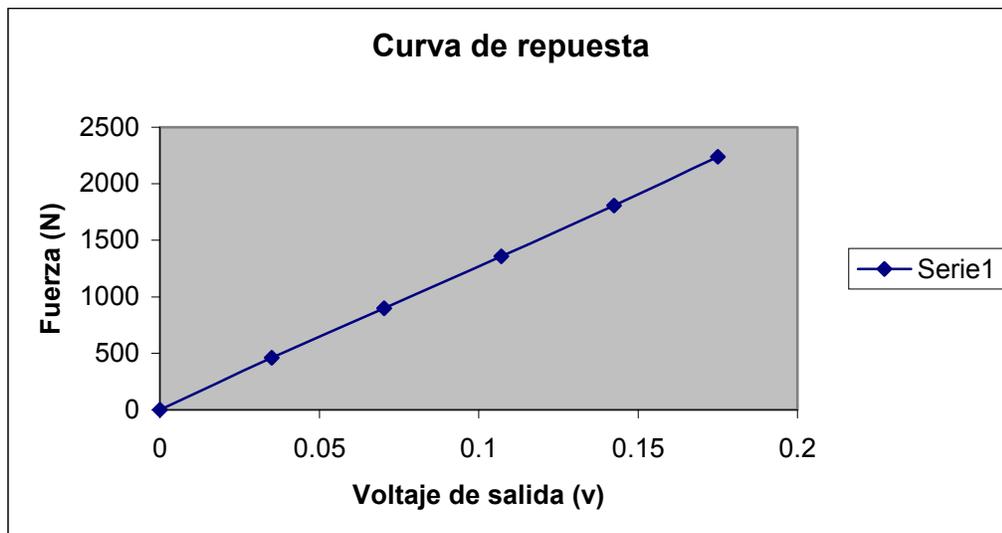


Fig. E.4.- Valores obtenidos  
durante la descarga



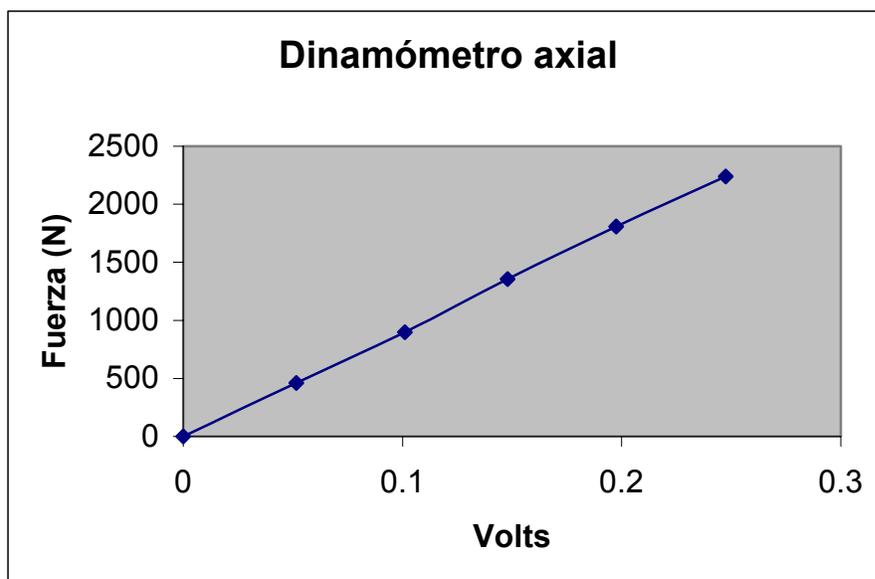
$$\text{Ecuación: } FH = 12717.707 (V) + 3.623$$

La calibración de dinamómetro axial se hizo con el mismo procedimiento, con la diferencia que con éste no se creó una base de datos sino que en el momento de colocar los pesos se tomó la lectura directa. En la tabla E.2 se muestran los resultados obtenidos:

Tabla E.2.- Valores obtenidos en volts de la calibración del dinamómetro axial

Peso (Kgrs)	Fuerza (N)	Carga (V)	Descarga (V)	Medias totales
0	0	0	0	0
47	461.07	0.052	0.051	0.0515
44.5	897.615	0.101	0.101	0.101
46.8	1356.723	0.145	0.151	0.148
46	1807.983	0.197	0.198	0.1975
44	2239.623	0.248	0.247	0.2475

La siguiente gráfica muestra la curva de respuesta representativa de estos valores, así como la ecuación de la recta.



$$\text{Ecuación: } y = 9112.1854 (V) - 5.020$$

#### ANEXO F.- Programa "análisis"

Antes de realizar el análisis de datos mediante este programa es necesario preparar el archivo como se indica en el punto 3.3.3. A continuación se indica la secuencia de comandos para realizar un análisis de datos con el programa Matlab de la misma manera los datos mostrados en paréntesis va señalando un ejemplo para el desarrollo de un análisis.

```

p=path;
incpath=(['...
'c:\edml\data\dcon',...
'c:\edml\data\ddob',...
'c:\edml\data\dgot',...
'c:\edml\data\dlig',...
'c:\edml\data\dlch',...
'c:\edml\data\dlig',...
'c:\edml\data\dmdd',...
'c:\edml\data\dmue',...
'c:\edml\data\dond',...
'c:\edml\data\cincel',...
]);

path(p,incpath);

clear
clc
file=input('Nombre de archivo de datos sin extension : ','s'); (Multiquince)
filename=[file '.dat'];
eval(['load ' filename]);
disp('Listo, archivo cargado')
x=eval(file);
v=x(:,1);
h=x(:,2);
pas=input('Numero de corrida (1/2) : ','s'); (1)
disco=input('Titulo para las graficas : ','s'); (criterio personal)
cv=[' Comp. Vert.' pas];
ch=[' Comp. Horiz.' pas];

disp('Trabajando con la componente del TOP LINK...')

```

```

titulo=[disco cv ];
plot(v, '-r');title(titulo);xlabel('Numero de muestra');ylabel('Magnitud en Volts');grid
on;zoom on
dv=input('Desplazamiento del inicio de valores con respecto a cero : ');(1.34)
(Fig. F.1 )
v=v-dv;
signo=input('Multiplicar por -1 o por 1 : '); (-1)
v=v*signo;
disp('En este momento se graficarán los datos ajustados...Pulsa una tecla...')
pause
plot(v, '-r');title(titulo);xlabel('Numero de muestra');ylabel('Magnitud en Volts');grid
on;zoom on
ini=input('Posición inicial para el análisis :'); (2500) ( Fig. F.2 )
fin=input('Posición final para el análisis :'); (4547) (Fig. F.2 )
v=v(ini:fin);
media=mean(v);
disp('La media del segmento de datos es: ');disp(media) (R = 3.1925)
disp('Este valor será restado para desplazar los datos hacia el cero') disp('Pulsa
una tecla...')
pause
v=v-media;
plot(v, '-r');title(titulo);xlabel('Numero de muestra');ylabel('Magnitud en Volts');grid
on;zoom on (Fig. F.3)
disp('Ahora se obtendran las magnitudes y frecuencias correspondientes.')
disp('Esto puede tardar un poco. Pulsa una tecla...')
pause
Pn=(abs(fft(v))^2)/length(v);
f=(272/length(v))*(0:length(v)/2);
plot(f,Pn(1:length(f)), '-r');title(titulo);xlabel('Frecuencia (Hz)');ylabel('Magnitud en
Volts');grid on;zoom on

```

```

disp('Si no se aprecian los valores, definir un rango entre 1 y el siguiente valor :
(');disp(length(f)) (Fig  )
resp=input('¿ Definir nuevo rango (s/n) ? ','s');  (No)
if resp=='s'
ok=1;
while ok==1
    a=input('Valor inicial : ');
    b=input('Valor final : ');
    plot(f(a:b),Pn(a:b),'-r');title(titulo);xlabel('Frecuencia (Hz)');ylabel('Magnitud en
Volts');grid on;zoom on (Fig. F.4  )
    resp=input('¿ Definir un nuevo rango (s/n)?','s'); (No)
    ok=strcmp('s',resp);
end
end
maxpn=max(Pn);
disp('El valor máximo para Pn es : ');disp(maxpn)  (R = 0.1007)
disp('A continuación, se analizará TIRO. Pulsa una tecla...')
pause

disp('Trabajando con la componente TIRO...')
titulo=[disco ch];
plot(h,'-r');title(titulo);xlabel('Numero de muestra');ylabel('Magnitud en Volts');grid
on;zoom on
dh=input('Desplazamiento del inicio de valores con respecto a cero : ');(0.3)
(Fig. F.5  )
h=h-dh;
signo=input('Multiplicar por -1 o por 1 : '); (1)
h=h*signo;
disp('En este momento se graficarán los datos ajustados...Pulsa una tecla...')
pause

```

```

plot(h, '-r');title(titulo);xlabel('Numero de muestra');ylabel('Magnitud en Volts');grid
on;zoom on
ini=input('Posición inicial para el análisis :'); (5000) (Fig. F.5 )
fin=input('Posición final para el análisis :'); (7047) (Fig. F.5 )
h=h(ini:fin);
media=mean(h);
disp('La media del segmento de datos es: ');disp(media) (R=1.8955)
disp('Este valor será restado para desplazar los datos hacia el cero')
disp('Pulsa una tecla...')
pause
h=h-media;
plot(h, '-r');title(titulo);xlabel('Numero de muestra');ylabel('Magnitud en Volts');grid
on;zoom on (Fig. F.6)
disp('Ahora se obtendran las magnitudes y frecuencias correspondientes.')
disp('Esto puede tardar un poco. Pulsa una tecla...')
pause
Pn=(abs(fft(h))*2)/length(h);
f=(128/length(h))*(0:length(h)/2);
plot(f,Pn(1:length(f)), '-r');title(titulo);xlabel('Frecuencia (Hz)');ylabel('Magnitud en
Volts');grid on;zoom on (Fig. F.7)
disp('Si no se aprecian los valores, definir un rango entre 1 y el siguiente valor :
');disp(length(f))
resp=input('¿ Definir nuevo rango (s/n) ? ','s'); (N)
if resp=='s'
ok=1;
while ok==1
a=input('valor inicial : ');
b=input('valor final : ');
plot(f(a:b),Pn(a:b), '-r');title(titulo);xlabel('Frecuencia (Hz)');ylabel('Magnitud en
Volts');grid on;zoom on
resp=input('¿ Definir un nuevo rango (s/n)? ','s');

```

```

ok=strcmp('s',resp);
end
end
maxpn=max(Pn);
disp('El valor máximo para Pn es : ');disp(maxpn) (0.0403)
disp('Análisis terminado')

```

Para este análisis se encontró un valor máximo (Pn) de la componente de transferencia de peso de 0.1007: El valor total de la magnitud máxima es:

$$\text{Max} = 3.1925 + 0.1007 = 3.2932 \text{ v}$$

Para determinar la magnitud en Newtons se utiliza las ecuaciones de calibración indicadas en apartado 4.1. El valor obtenido en volts se sustituye en la ecuación de calibración para éste dinamómetro y el resultado del valor de la transferencia de peso (Tp) expresado en Newtons fue de:

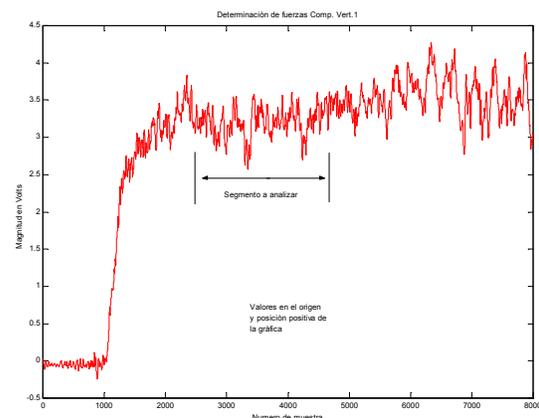
$$T_p = 9112.185(3.2932) - 5.02 = 30.00 \text{ KN}$$

Para la componente horizontal se encontró un valor máximo de 0.0403, el valor total de la magnitud máxima es:

$$\text{Max} = 0.0403 + 1.8955 = 1.9358$$

Para determinar la magnitud en Newtons se aplican las ecuaciones de calibración citadas anteriormente donde la magnitud en Newtons es:

$$F_H = 12747.7 (1.9258) + 3.623 = 23.596 \text{ KN}$$



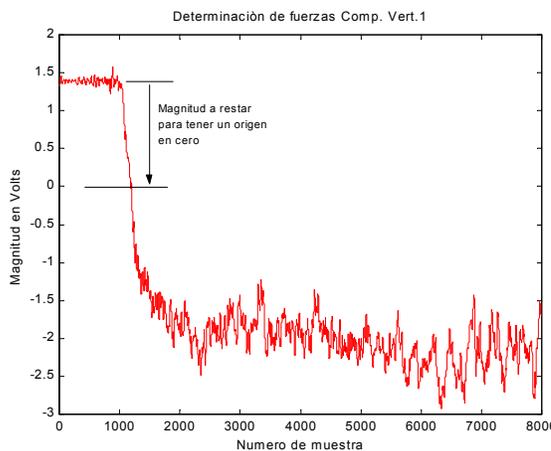


Fig. F.1.- Datos iniciales  
g. F.2.- Datos desplazados a  
cero y positivos

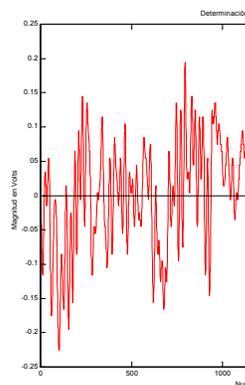


Fig. F.3.- Datos seleccionados y  
La media en cero

Fig. F.4.- Resultado grafico de  
la FFt

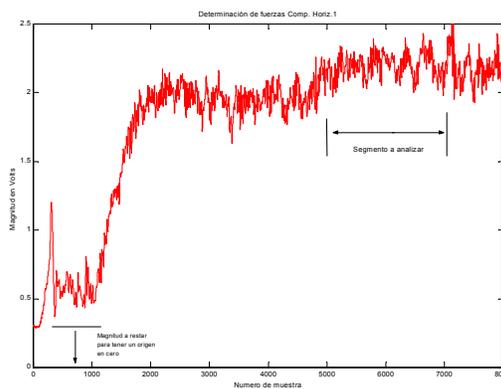


Fig. F.5.- Datos iniciales

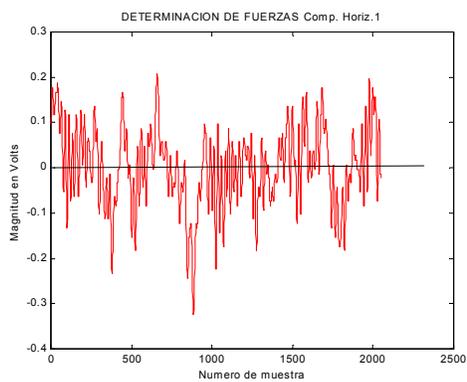


Fig F.6.- Datos seleccionados

y con la media en cero

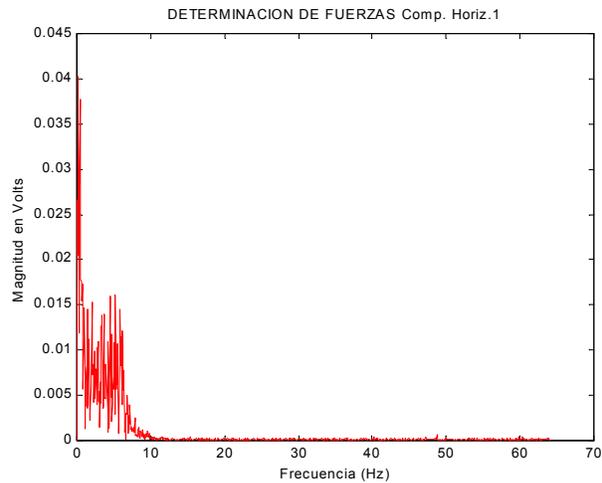


Fig. F.7.- Resultado grafico de la FFT

ANEXO G.- Programa en Basic del Diseño de transductores octagonales adicionado el desarrollo de un ejercicio para el diseño de Un octagonal.

```

10 CLS
20 REM DISEÑO DE UN TRANSDUCTOR OCTAGONAL BASADO EN LAS
   ECUACIONES DE CAMPOS
30 A$=STRING$(70,"*")
40 B$=STRING$(5,"*")
50 D$=STRING$(70,"*")
60 LOCATE 1,7:PRINT TAB(10)A$
70 PRINT
80 LOCATE 3,7:PRINT TAB(15)B$ +" ESTE ES UN PROGRAMA
   RELACIONADO AL DISEÑO "+B$
90 LOCATE 4,5:PRINT TAB(15)B$ + " DE UN TRANSDUCTOR DE UN
   ANILLO OCTAGONAL EXTENDIDO "+B$

```

```
100 PRINT
110 LOCATE 7,5:PRINT TAB(10)A$
120 LOCATE 15,10:PRINT
150 COLOR 2:LOCATE 11,15: INPUT "CUAL ES EL MODULO DE
ELASTICIDAD;N/m2="; E:PRINT
160 LOCATE 13,15: INPUT "CUAL EL ESFUERZO DE TENSION;N/m2";
YS:PRINT
170 LOCATE 15,15: INPUT "CUAL ES EL FACTOR DE CARGA"; LF:PRINT
180 LOCATE 17,15: INPUT "CUAL ES EL MOMENTO; NM";M:PRINT
185 LOCATE 19,15: INPUT "CUAL ES EL VALOR DE LA FUERZA
HORIZONTAL ESPERADA =";FH:PRINT
190 LOCATE 21,15: INPUT "CUAL ES EL FACTOR DE GALGA=";GF:PRINT
200 LOCATE 23,15: INPUT "CUAL ES EL NUMERO DE GALGAS
ACTIVAS=";N:PRINT
210 LET DE=YS/LF
220 CLS
230 COLOR 6,7:LOCATE 1,8:PRINT A$
240 LOCATE 3,12:PRINT "EL ESFUERZO PERMISIBLE (eE) ES="; DE
250 LOCATE 5,8:PRINT A$:PRINT
260 PRINT "DEFINE EL VALOR DE  $eE*b*t^2/M$  COMO UNA FUNCION DE"
270 PRINT "LA SENSITIVIDAD ESPERADA; LOS VALORES SUGERIDOS
SON":PRINT
280 INPUT "b:0.05...0.1m";b:PRINT
290 INPUT "t:0.003...0.007m";t:PRINT
300 LET S=(DE*b*(t^2))/M
310 PRINT
320 PRINT D$:PRINT
330 IF S>=0.35 AND S<=0.46 GOTO 440
340 IF S>0.46 THEN GOTO 360
350 IF S<0.35 THEN GOTO 400
360 PRINT "b Y t los valores seleccionados son demasiado grandes"
```

```

370 PRINT "UN BUEN VALOR DEBE SER ENTRE 0.46 ...0.35=";S
380 PRINT D$:PRINT
390 GOTO 260
400 PRINT "b Y t los valores seleccionados son demasiado pequeños"
410 PRINT "UN BUEN VALOR DEBE SER ENTRE 0.46....0.35=";S
420 PRINT D$:PRINT
430 GOTO 260
440 LET K=6.626-19.63*S+21.142*(S^2)-8.6990001*(S^3)
450 PRINT "eEbt2/M=";S
460 PRINT "EL VALOR DE LA RIGIDEZ, COMO UNA FUNCION DE L/r ES"; K
470 PRINT D$:PRINT
480 PRINT"LOS RADIOS SUGERIDOS SON ENTRE 0.02 ....0.05M"
490 INPUT" SELECCIONE EL VALOR DE r=";R
500 LET D=(S/(E*b*(t^2)))*1E6
510 LET SV =D*GF
520 LET L=K*R
530 LET LT=(2*L)+(2*R)+(2*t)
540 LET DPT=(2*R)+(2*t)
550 LET PL=0.7*2*L
560 GOSUB 850
570 CLS
580 COLOR 2,7:PRINT D$:PRINT
590 PRINT "EL VALOR DE K =" ;K; "RADIOS r=";R;"*****";" ANCHO DEL
ANILLO b=";b
600 PRINT "EL ESPESOR=";t;"*****";"LA DIS. ENTRE CENTROS DE
ANILLO (2L) =" ;2*L
610 PRINT "LONGITUD TOTAL (LT) =" ;LT; "*****";"PROFUNDIDAD DEL
ANILLO (DPT) =" ;DPT
620 PRINT "LONGITUD DEL PLATO (PL) =" ;PL
630 PRINT "EL MOMENTO=" ;M; "*****";"EL ESFUERZO DE
TENSION="YS;"*****";"LOAD FACTOR=" ;LF

```

```

640 PRINT "EL FACTOR DE GALGA=";GF;"*****";"NUMERO ACTIVO DE
GALGAS=";N
650 PRINT
660 COLOR 6,7:PRINT D$
670 PRINT "LA SENSITIVIDAD(M)=";D;"eN-1m-1****";SV;"VN-1M-1V-1  "; "
EL VOLTAJE DE SALIDA ESPERADO ES:"
680 PRINT "LA SENSITIVIDAD(Fx)=";eFx;"eN-1****";VEFx;"VN-1V-1  "; " EL
VOLTAJE DE SALIDA ESPERADO ES: ";VSH
690 PRINT "LA SENSITIVIDAD(Fy)=";eFy;"eN-1****";VEFy;"VN-1V-1  "; " EL
VOLTAJE DE SALIDA ESPERADO ES: ";VSV
700 PRINT
710 LET FR=(YS*1E6)/((D*M)*E)
720 PRINT "EL VALOR REAL DEL FACTOR DE SEGURIDAD ES FSr  =";FR
730 COLOR 1,7:PRINT D$:PRINT
740 PRINT "QUIERES REALIZAR OTRA PRUEBA"
750 PRINT "1.- CON OTRO MATERIAL"
760 PRINT "2.- CON EL MISMO MATERIAL"
770 PRINT "3.- SALIR DEL PROGRAMA"
780 INPUT "SELECCIONA UNA OPCION";Y
790 PRINT D$
800 CLS
810 IF Y=1 THEN GOTO 150
820 IF Y=2 THEN GOTO 260
830 IF Y=3 GOTO 910
840 END
850 REM SUBROUTINE
860 LET eFx=(2.12*R*1E6)/(E*b*(t^2))
870 LET VEFx=eFx*GF
872 LET VSH=(VEFx*6*1500*FH)*1E-6
880 LET eFy =(2.24*R*1E6)/(E*b*(T^2))
890 LET VEFy =eFy * GF

```

$$895 \text{ LET VSV} = (\text{VEFy} * 6 * 1500 * (\text{FH}/4.5)) * 1\text{E-}6$$

900 GOTO 570

910 END □

Características del material a usar:

$$E = 205 \text{ GPa.} \quad \sigma_y = 440 \text{ Mpa} \quad F_s = 2.5 \quad F_G = 2.09 \quad M = 30 \text{ KN} \quad b =$$

$$0.0762\text{m}$$

$$T = 0.028\text{m}$$

$$\sigma_o = 440 \times 10^6 / 2.5 = 176 \text{ Mpa}$$

Primeramente es necesario determinar el valor del momento sensitivo (s) derivado de las ecuación de deformación:

$$\varepsilon = \frac{M}{ES}$$

$$S = \frac{\varepsilon E b t^2}{M} \quad \text{sustituyendo valores tenemos:}$$

$$S = \frac{(176 \times 10^6)(0.0762)(0.028^2)}{30000}$$

El momento sensitivo es: 0.3505

Entonces se tiene:

$$\varepsilon = \frac{S}{(E)(b)(t^2)} \quad \text{Sustituyendo valores tenemos:}$$

$$\varepsilon = \frac{.3505}{(205 \times 10^9)(0.0762)(0.028^2)}$$

$$\varepsilon = 2.866195 \times 10^{-8}$$

Se determina el voltaje de salida que es esperado con el valor de este momento mediante la formula 2.8

$$V_s = \frac{(6)(2.09)(4)(2.866195 \times 10^{-8})}{4} \times 1250$$

El voltaje de salida esperado es: 13.45 v

APÉNDICE H. Tablas de resultados del proceso iterativo de programa “ Diseño de octagonales”

Acero 1020                      Esfuerzo a la tensión =440 MPa.      M = 30 KN  
E = 205 GPa.                      Fs = 2.5

Fg = 2.09

b = 0.0762 mm

FH = 33000

<i>Dia. (mm)</i>	<i>t(m)</i>	<i>Ms</i>	<i>L/r</i>	<i>Fs</i>	<i>LT(m)</i>	<i>DPT (m)</i>	<i>DPT (plg)</i>	<i>se</i>
60	0.028	0.3505	1.9686	2.5	0.2341	0.115999	4.5669	2.8
70	0.028	0.3505	1.9686	2.5	0.2638	0.126	4.9606	2.8
71	0.028	0.3505	1.9686	2.5	0.2668	0.127	5	2.8
80	0.028	0.3505	1.9686	2.5	0.2935	0.136	5.3543	2.8
96	0.028	0.3505	1.9686	2.5	0.341	0.152	5.9843	2.8
100	0.028	0.3505	1.9686	2.5	0.3529	0.156	6.1417	2.8

<i>Dia. (mm)</i>	<i>t(m)</i>	<i>Ms</i>	<i>L/r</i>	<i>Fs</i>	<i>LT(m)</i>	<i>DPT (m)</i>	<i>DPT (plg)</i>	<i>se</i>
60	0.029	0.3760	1.772	2.5	0.2243	0.118	4.6457	2.8
69	0.029	0.3760	1.772	2.5	0.2493	0.127	5	2.8
70	0.029	0.3760	1.772	2.5	0.252	0.12799	5.0390	2.8
80	0.029	0.3760	1.772	2.5	0.2798	0.13799	5.4327	2.8
94	0.029	0.3760	1.772	2.5	0.3186	0.15199	5.9839	2.8
100	0.029	0.3760	1.772	2.5	0.3352	0.15799	6.2201	2.8

<i>Dia. (mm)</i>	<i>t(m)</i>	<i>Ms</i>	<i>L/r</i>	<i>Fs</i>	<i>LT(m)</i>	<i>DPT (m)</i>	<i>DPT (plg)</i>	<i>se</i>
60	0.03	0.4023	1.5839	2.5	0.2292	0.1199	4.720	2.8
67	0.03	0.4023	1.5839	2.5	0.2331	0.127	5	2.8
70	0.03	0.4023	1.5839	2.5	0.2409	0.13	5.118	2.8
80	0.03	0.4023	1.5839	2.5	0.2667	0.14	5.512	2.8
92	0.03	0.4023	1.5839	2.5	0.2977	0.152	5.984	2.8
100	0.03	0.4023	1.5839	2.5	0.3184	0.16	6.299	2.8
<i>Dia. (mm)</i>	<i>t(m)</i>	<i>Ms</i>	<i>L/r</i>	<i>Fs</i>	<i>LT(m)</i>	<i>DPT (m)</i>	<i>DPT (plg)</i>	<i>se</i>
60	0.031	0.4296	1.4051	2.5	0.2063	0.122	4.803	2.8
65	0.031	0.4296	1.4051	2.5	0.2183	0.127	5	2.8
70	0.031	0.4296	1.4051	2.5	0.2304	0.132	5.197	2.8
80	0.031	0.4296	1.4051	2.5	0.2544	0.142	5.591	2.8
90	0.031	0.4296	1.4051	2.5	0.2785	0.152	5.984	2.8
100	0.031	0.4296	1.4051	2.5	0.3025	0.162	6.378	2.8

## APENDICE I. Calibración del dinamómetro de transferencia de peso

Para la calibración de este dinamómetro se siguieron los pasos mencionados en apéndice E , la tabla I.1 muestra los valores obtenidos en volts y su equivalente en Newtos. Finalmente los valores obtenidos de esta calibración fueron requeridos para realizar un ajuste de la sección transversal del dinamómetro.

Tabla I.1.- Valores obtenidos en volts de la calibración del dinamómetro de transferencia de peso.

Peso (Kgrs)	Fuerza (N)	Carga (V)	Descarga (V)	Medias totales
0	0	0	0	0
46.8	459.108	0.025	0.03	0.03
46	910.368	0.05	0.055	0.05
45	1351.818	0.08	0.08	0.08
45	1793.268	0.1	0.11	0.11

La ecuación de la curva de calibración es:  $y = 16517.79 V + 10.95$

### Desarrollo de cálculos de diseño para Dinamómetro.

El esfuerzo de cedencia del material es 345 MPa. Con un modulo de elasticidad de 189.6 GPa. La fuerza máxima para el diseño es de 70000 N, teniendo una área transversal original de 802.559 mm<sup>2</sup>, entonces se tiene una deformación de:

$$\varepsilon_1 = \frac{70000}{(802.559 \times 10^{-6})(189.6 \times 10^9)} = 4.60 \times 10^{-4}$$

$$FS = \frac{345 \times 10^6}{87.22 \times 10^6} = 3.955$$

$$\sigma_1 = \frac{70000}{802.259 \times 10^{-6}} = 87.22$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1793.268}{(802.559 \times 10^{-6})(189.6 \times 10^9)} = 1.178 \times 10^{-5} \quad \sigma_2 = \frac{1973.268}{802.259 \times 10^{-6}} = 2.234 \text{ MPa}$$

De la ecuación 2.8 se sustituye el Gain para determinar la ganancia real

$$\text{Gain} = \frac{4 \times 11}{(6)(2.66)(2.09)(1.178 \times 10^{-5})} = 1119.29$$

Como se observa se tiene un factor de seguridad un poco alto por lo que se opto por disminuir este factor a 2.5 y aumentar la sensibilidad del transductor axial reduciendo el área transversal del dinamómetro

$$\begin{array}{l} 802.559 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ ----- } 3.95 \text{ Fs} \quad x = 507.307 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \\ x \text{ ----- } 2.5 \text{ Fs} \end{array}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{70000}{(507.307 \times 10^{-6})(189.6 \times 10^9)} = 7.268 \times 10^{-4}$$

$$Fs = \frac{345 \times 10^6}{137.81 \times 10^6} = 2.5$$

$$\sigma_3 = \frac{70000}{507.307 \times 10^{-6}} = 137.81 \text{ MPa}$$

$$\text{Gain} = \frac{4 \times 5}{(6)(2.09)(2.66)(7.1899 \times 10^{-4})} = 823$$

Como se tiene un voltaje de salida de 16.3 N/mv (1793.268 N / 110 mv ) entonces se calcula el voltaje de salida para la fuerza máxima de diseño con área original.

$$\begin{array}{l} 1.793268 \text{ KN} \text{ ----- } .110 \text{ v} \quad x = 4.29 \text{ v} \\ 70 \text{ KN} \text{ ----- } x \end{array}$$

De la ecuación 2.8 se sustituye el Gain

$$Gain = \frac{4 \times 4.29}{(6)(2.66)(2.09)(4.60 \times 10^{-4})} = 1118$$

Cálculo de  $V_s$  y Gain para la Fuerza máxima de transferencia de peso medida en campo, la fuerza máxima obtenida fue de 38500 N.

$$\varepsilon = \frac{38500}{(507.307 \times 10^{-6})(189.6 \times 10^9)} = 4.0026 \times 10^{-4}$$

$$\sigma_u = \frac{38500}{507.307 \times 10^{-6}} = 75.89 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{345 \times 10^6}{75.89 \times 10^6} = 4.55$$

$$V_s = \frac{(6)(2.09)(2.66)(4.0026 \times 10^{-4})}{4} \times 1250 = 4.17V$$

APÉNDICE D . Cuadros de resultados obtenidos en campo en diferentes implementos de labranza.

implemento	Transferencia de peso					Fuerza de tiro			
	Prof.	Media (volts)	Pn	Pn + Media	Fuerza KN	Media (volts)	Pn	Pn + Media	Fuerza KN
Multiarado									
2 Cuerpos	15	3.193	0.101	3.293	30.00	1.895	0.040	1.936	23.597
	20	3.649	0.353	4.002	36.457	1.745	0.107	1.852	22.524
	18	3.724	0.46	4.185	38.125	-	-	-	-
	18	3.045	0.26	3.305	30.106	-	-	-	-
	21	4.026	0.202	4.223	38.521	-	-	-	-
	21	3.903	0.105	4.008	36.514	-	-	-	-
1 Cuerpo	20.5	1.022	0.271	1.292	11.768	0.4076	0.094	0.502	5.358
	22	2.015	0.146	2.161	19.683	0.815	0.17	0.985	11.501
	13.5	1.444	0.408	1.842	16.781	0.617	0.166	0.783	8.932
	18	1.613	0.207	1.82	16.576	0.592	0.079	0.671	7.509
	14	1.311	0.269	1.579	14.387	0.632	0.115	0.747	8.480
	14	2.19	0.254	2.444	22.261	1.029	0.22	1.249	14.863
	26	2.022	0.296	2.318	21.119	1.063	0.154	1.216	14.447
	19.5	2.316	0.161	2.477	22.568	1.574	0.177	1.751	21.251
	17	2.73	0.258	2.987	27.216	1.63	0.185	1.815	22.060
	10	1.814	0.107	1.921	17.499	0.709	0.072	0.781	8.9113
	28.5	2.121	0.256	2.377	21.656	0.194	0.161	0.356	3.501
	25	3.015	0.149	3.163	28.812	-	-	-	-
	38	2.62	0.527	3.147	28.330	-	-	-	-
	34	2.084	0.477	2.561	23.330	-	-	-	-
	34	3.087	0.297	3.383	30.825	-	-	-	-
	32	2.07	0.218	2.289	20.856	-	-	-	-
	27	1.497	0.299	1.797	16.366	-	-	-	-

implemento	Pro .	Transferencia de peso				Fuerza de tiro			
		Media (Volts)	PSD	Media + PSD	Fuerza KN	Media (Volts)	PSD	Media + PSD	Fuerza KN
Arado	25	0.863	0.241	1.104	10.053	0.924	0.106	1.029	11.694
	25	1.958	0.326	2.284	20.809	1.046	0.282	1.327	15.483
	30	2.003	0.297	2.3	20.954	1.052	0.147	1.199	13.850
	30	1.749	0.208	1.957	17.824	1.124	0.187	1.311	15.275

	30	1.053	0.466	1.519	13.838	-	-	-	-
	30	2.189	2.189	2.548	23.215	-	-	-	-

implemento	Transferencia de peso				Fuerza de tiro			
	Media (Volts)	PSD	Media + PSD	Fuerza KN	Media (Volts)	PSD	Media + PSD	Fuerza KN
Rastra	1.592	0.054	1.646	14.994	0.517	0.038	0.556	2.406
	1.646	0.165	1.811	16.498	0.66	0.043	0.703	4.286
	1.750	0.121	1.871	17.046	0.68	0.107	0.79	5.387
	1.722	0.089	1.811	16.500	0.549	0.185	0.734	4.672
	1.553	0.183	1.736	15.810	0.643	0.12	0.764	5.054

implemento	Transferencia de peso				Fuerza de tiro			
	Media (Volts)	PSD	Media + PSD	Fuerza KN	Media (Volts)	PSD	Media + PSD	Fuerza KN
Cultivadora	0.384	0.038	0.421	3.832	0.298	0.084	0.382	3.577
	0.44	0.03	0.47	4.224	0.32	0.036	0.357	3.262
	0.487	0.043	0.53	4.832	0.436	0.039	0.475	4.760
	0.434	0.064	0.498	4.534	0.257	0.067	0.324	2.837
	0.5	0.31	0.531	4.837	0.156	0.045	0.202	1.285

implemento	Transferencia de peso				Fuerza de tiro			
	Media (Volts)	PSD	Media + PSD	Fuerza KN	Media (Volts)	PSD	Media + PSD	Fuerza KN
Vibrocultivador	1.22	0.055	1.276	11.480	0.510	0.055	0.563	2.774
	1.642	0.073	1.715	15.434	0.336	0.040	0.376	0.397
	1.575	0.095	1.670	15.024	-	-	-	-
	1.330	0.130	1.460	13.132	-	-	-	-
	1.680	0.108	1.789	16.094	0.424	0.053	0.478	1.689
	1.490	0.212	1.702	15.317	-	-	-	-
	1.665	0.142	1.807	16.260	-	-	-	-
					0.895	0.224	1.119	9.845