

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA AGRARIA
ANTONIO NARRO

DIVISIÓN DE INGENIERÍA



Diseño de un sistema de desgaste para el banco
de pruebas de discos de arado

Por:

KELVIN LÓPEZ AGUILAR

TESIS

Presentada como Requisito Parcial para Obtener el Título de:

INGENIERO MECÁNICO AGRÍCOLA

Buenavista, Saltillo, Coahuila, México

25 de noviembre de 2011

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA AGRARIA
"ANTONIO NARRO"

DIVISIÓN DE INGENIERÍA

Diseño de un sistema de desgaste para el banco
de pruebas de discos de arado

Por:

KELVIN LÓPEZ AGUILAR

TESIS:

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

INGENIERO MECÁNICO AGRÍCOLA

Aprobada por el Comité de Tesis

Ing. Juan Arredondo Valdez
Presidente del Jurado

M.C. Juan A. Guerrero Hernández
Sinodal

M.C. Héctor U. Serna Fernández
Sinodal

M.C. Luis Rodríguez Gutiérrez
Cordinador de la División de Ingeniería

Saltillo, Coahuila, México

Coordinación de
Ingeniería

25 de noviembre de 2011

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar agradecer a Dios todopoderoso rey de reyes y señor de señores, que te encuentras en lo in nito del universo, por haberme permitido ver la luz en este mundo, q desde el primer día en que nací hasta el día de hoy, nunca me has abandonado y has estado en las buenas y en las malas siempre conmigo cuando mas te necesito, por haber permitido que lograra una de mis metas en la vida y primeramente de ti seguiré adelante siempre y cuando tu me permitas seguir existiendo en la faz de este mundo, gracias por haberme permitido llegar a la cúspide de la montaña y asi poder emprender el vuelo mas fácil.

A mi hermosa universidad, por darme esa gran oportunidad de formarme como profesionista, por haberme abierto sus puertas dándome sus asistencia como el comedor, transporte, biblioteca, centro de cómputo; y siempre compare al comedor como una carrera en la vida, a ver quien llegaba primero, en donde se acomodaba uno mejor y al nal si uno quedaba satisfecho del menú que nos brinda la vida.

A mi alma mater, por ofrecerme todas las actividades que contribuyeron a mi educación y porque aquí he vivido una etapa de mi vida, en donde quedan tantos recuerdos que cada día viví en sus salones de clase, con mis profesores, mis compañeros y mis amigos que con ellos tantos momentos felices e inolvidables pase.

Agradezco a mis profesores por enseñarme que un número no re eja el conocimiento adquirido, por entrenarme en el trabajo de equipo y poner a mi alcance un gran número de herramientas necesarias para salir adelante y destacar como profesionista, en la parte de ingeniería mecánica al **Ing. Juan Arredondo Valdez**, al **M.C. Juan A. Guerrero Hernández**, al **M.C.**

Héctor Uriel Serna Fernández y al DR.Martín Cadena Zapata
en la parte agrícola.

Agradezco mucho con el respeto que se merecen, mis asesores de tesis:

En especial al Ing. Juan Arredondo Valdez por ser el asesor principal de este proyecto, por tantos consejos que me dio animándome a seguir adelante y que hay mucho más que lograr en esta vida y no quedarme estancado, por su gran y valiosa amistad que me ha brindado.

Al M.C. Juan A. Guerrero Hernández por el tiempo que me prestó al revisar mis dibujos y sus consejos de echarle ganas en la vida retroceder nunca rendirse jamás gracias profe.

Al M.C. Héctor U. Serna Fernández por prestar su valioso tiempo y apoyarme en las dudas que se me presentaban en la parte numérica, gracias.

DEDICATORIA

A mis queridos padres

Cuando se trata de agradecer el amor, los valores, el impulso, la motivación, el cuidado, la protección, los desvelos, y el sacrificio que han tenido para mí, las palabras se evaporan, el nudo que me atraviesa la garganta me impide hablar, pero no escribir, solo siento una gran emoción y un profundo agradecimiento de tenerlos a ustedes como padres, no hay manera, ni una sola palabra que pueda expresar el infinito agradecimiento que tengo hacia ustedes por todo lo hermoso que me han dado.

En este momento los recuerdos tocan mi corazón, recuerdos hermosos de mi niñez, y ustedes siempre ahí, junto a mí, impulsándome para lograr cualquier cosa que me propusiera, no hay día que no agradezca a Dios la oportunidad que me dio de tener unos padres como ustedes, que me han ayudado tanto a realizar mi sueños, y lograr mis más grandes metas, la vida sigue Y aún es largo el camino, me faltan muchas más metas por cumplir, sueños que realizar, y que no les quedé duda que lo haré, que todo lo que me han enseñado en cada segundo de mi vida lo aplicaré para ser mejor

Con la preparación que he obtenido a lo largo de mi carrera profesional que hoy naliza, el día de mañana les recompensaré el esfuerzo el amor y el sacrificio que me han brindado, y cuando su pelo blanco aparezca en sus cabecitas, señal de los años dorados, seguiré a su lado para seguirlos amando y venerando por siempre, gracias papacito, gracias mamacita por tanto y tanto amor, y aunque me encuentre lejos de ustedes estoy muy cerca porque el amor nos une y siempre nos unirá. Por la herencia más valiosa que pudiera recibir, fruto del inmenso apoyo y conanza que en mi se depositó para que los esfuerzos y sacrificios hechos por mi no fueran en vano.

A mis padres por darme la vida, una maravillosa formación, por su ternura y todo su amor, y por contagiarme de sus mayores fortalezas

Sra. Idolina Aguilar Morales.

Por tu mirada y tu aliento, gracias madrecita del alma querida, por ser la mujer que me dio la vida y me enseñó a vivirla, arrullarme entre tus brazos tanto tiempo, por el desvelo que has tenido por nosotros, por apoyarme incansable, ilimitada e incondicionalmente, por tus valiosos consejos, por el gran amor y devoción que tienes a tus hijos, por enseñarme a tener esa fortaleza de salir adelante sin importar los obstáculos, no hay palabras en este mundo para agradecerte, mamá. Por eso te dedico este trabajo porque formas una parte muy especial en mi vida y en lo más profundo de mi corazón, TE AMO MAMITA.

Sr. Constantino López de León.

Por tu trabajo y respeto, gracias padre por haberme apoyado económica y moralmente desde la infancia hasta hoy, por tus sabias palabras que me sirven para alcanzar las metas en la vida, por tus consejos que me ayudan a seguir viendo hacia el futuro y volar muy alto, aparte de ser mi padre eres mi mejor amigo porque con ó en ti todas mis cosas que me pasan, gracias por inculcarme todos aquellos valores que son los cimientos de la vida, por eso te dedico este trabajo realizado con todo mi cariño y respeto, gracias.

A mis hermanos: Eliu, Elba Eloina, Julián, Etzali Ninel: Que han sido mi inspiración cada día, por su inmenso cariño, muestras de afecto y darme ánimos para alcanzar esta meta en mi carrera profesional. Por el cariño y apoyo moral que siempre he recibido de ustedes y con el cual he logrado culminar mi esfuerzo, terminando así mi carrera profesional, que es para mí la mejor de las herencias.

A mi cuñada Zulma L. Olivares Martínez y mis sobrinas Viridiana L. y Diana L.: Son regalo que Dios ha mandado a nuestra familia para bendecirnos, cuando llega el nacimiento de un nuevo ser, es señal de que hay nueva esperanza para continuar adelante. A mi cuñado José Álvaro Trujillo: Aunque ha sido poco lo que hemos hablado y a pesar de ser un hombre de experiencia, ha sabido hacerse responsable de su esposa y sus hijos, cuida bien a mi hermana.

A mi cuñado José Álvaro Trujillo: Aunque ha sido poco lo que hemos hablado y a pesar de ser un hombre de experiencia, ha sabido hacerse responsable de su esposa y sus hijos, cuida bien a mi hermana.

A mi abuelita Carmela morales Gómez(+): Por enseñarme esa gran unidad que hay entre familia de la cual orgullosamente formo parte.

A mis tíos y tías: Samuel, Rubio, Belarmino, Leonel (+), Catalina, Celita, Teresa, Doris y mi tía Agripina López de León: Por todo el apoyo que me han dado, sobre todo en los momentos más difíciles, por el ejemplo de superación que me da cada uno de ustedes y sobre todo por hacerme sentir que tengo un gran apoyo en cada una de estas grandes y unidas familias.

A todos mis primos y primas: Por darme tantos momentos memorables, divertidos y agradables, por compartir las diferentes etapas de mi vida y por ser grandes amigos.

Índice general

AGRADECIMIENTOS	i
DEDICATORIA	iii
RESUMEN	xii
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Antecedentes del proyecto	2
1.2. Justificación	3
1.3. Objetivo General.....	4
1.3.1. Objetivos específicos.....	4
1.4. Hipótesis.....	4
2. REVISIÓN DE LITERATURA	5
2.1. Arado de discos	5
2.1.1. Disco agrícola.....	7
2.1.2. Composición de los discos agrícolas.....	8
2.1.3. Parametros de diseño	8
2.1.4. Dureza.....	10
2.1.5. Velocidad periférica de los discos.....	10
2.1.6. Representación estática de fuerzas actuantes en un disco	11
2.1.7. Fuerzas que actúan entre el implemento y el tractor . .	12
2.1.8. Elementos de los arados de disco	13
2.2. Regulaciones del arado.....	15
2.2.1. Ángulo de corte.....	15
2.2.2. Ángulo de inclinación	15
2.2.3. Regulación del enganche	16

2.2.4.	Regulación de la profundidad de trabajo y de la inclinación horizontal.	17
2.3.	El suelo arable.....	17
2.3.1.	Relación suelo/suelo y suelo/herramienta.....	18
2.3.2.	Relación suelo/suelo.....	18
2.3.3.	Relación suelo/herramienta	21
2.4.	Fallas superficiales de materiales	22
2.4.1.	Fricción	22
2.4.2.	Efecto de la aspereza sobre la fricción.....	22
2.4.3.	Efecto de la velocidad sobre la fricción	23
2.5.	Desgaste.....	23
2.5.1.	Tipos de desgaste	24
2.5.2.	Desgaste en los discos	28
2.6.	Abrasivos	29
2.6.1.	Tipos comunes de abrasivos que se usan en la industria	29
2.7.	Composición del acero.....	30
2.7.1.	Propiedades mecánicas del acero	30
2.8.	Momento de una fuerza respecto de una línea.....	31
2.9.	Par de torsión.....	33
2.10.	Momentos de inercia de masa	34
2.10.1.	Determinación del momento de inercia de un cuerpo tridimensional por integración	35
2.11.	Tiempo que se necesita para acelerar una carga.....	36
2.12.	Motores eléctricos.....	37
2.12.1.	Factores importantes para la selección de motores . . .	37
2.12.2.	Tamaño del motor.....	38
3.	MATERIALES Y MÉTODOS	40
3.1.	Materiales	40
3.2.	Metodología.....	41
3.2.1.	Fases del diseño.....	43
3.2.2.	Consideraciones del diseño.....	47
4.	RESULTADOS Y DISCUSIONES	48
4.1.	Resultado	48
4.2.	Modificaciones del banco de pruebas	48
4.3.	Mecanismo para rotar el disco.....	49
4.4.	Cálculo del largo de la cadena.....	53
4.5.	Discusión	54

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	55
BIBLIOGRAFÍA	57
A. Magnitudes lineales y angulares del disco	60
B. Ecuaciones de movimiento del disco	63
C. Dibujos	70

Índice de guras

2.1. Arado de discos. R: rasqueta.....	6
2.2. Solera que se forma al laborar con un arado de discos p:profundidad de la labor, c:altura de las crestas.	6
2.3. Eje de giro del disco de arado.....	7
2.4. Tipos de bordes de los discos.....	7
2.5. Parametros geométricos de un disco. Nartov 1985.....	10
2.6. Ejemplo de las fuerzas resultantes del suelo actuando sobre una hoja de disco vertical de 61 cm (24 pulgadas) en condiciones normales de campo en un suelo de textura media, los efectos totales son presentados por dos fuerzas intersectantes a) una fuerza de empuje t, mas una fuerza radial u, y b) una fuerza horizontal rh, mas una fuerza vertical v. Kepner, 1978..	11
2.7. Fuerzas fricción actuantes sobre un disco cortador. Nartov, 1985	12
2.8. Elementos y regulaciones de un brazo porta-disco.....	13
2.9. Rueda trasera.....	14
2.10. Disco en posición de frente con respecto del bastidor; Vista aerea del bastidor y del disco.....	15
2.11. Ángulos que se forman en la proyección del disco sobre un plano horizontal: α , ángulo del disco o de la cama; β , ángulo de corte.....	15
2.12. Regulación del ángulo de inclinacion de un disco.....	16
2.13. Regulación longitudinal de un arado de disco arrastrado: 1) Manivela de regulación de la rueda trasera; 2) Manivela de regulación de la rueda delantera.....	17
2.14. Se obtiene prácticamente una gra ca de este modo colocando una carga en kg.....	19
2.15. Variaciones de las fuerzas resistentes del suelo en funcion de la humedad.....	22

2.16. Diagrama de la máquina de desgaste abrasivo (Norma ASTM G65-94).	24
2.17. Tipos de abrasión: (a) Abrasión de dos cuerpos y (b) abrasión de tres cuerpos.....	25
2.18. Desgaste adhesivo. Generación del mecanismo de adhesión al ser deformadas las asperezas. (a) Presión de contacto muy alto debido a la pequeña área de contacto, (b) la partícula es deformada plásticamente aumentando su área de contacto. Produciéndose así la adhesión. A= área de contacto, F= fuerza, P= presión de contacto.....	26
2.19. Desgaste corrosivo. Modelo representativo de la formación de la capa de oxido.	27
2.20. Desgaste por fatiga. Esquema de la formación de grietas superficiales y sub-superficiales.	27
2.21. Desgaste por fretting. Lugares que se encuentran propensos a fretting en un remache.	28
2.22. Desgaste oxidativo. Crecimiento de oxido debido al calor generado por fricción en un contacto deslizante.	28
2.23. Momento de una fuerza respecto de una línea.	32
2.24. Par de torsion.	34
2.25. Momento de inercia de una masa.	35
2.26. Determinación del momento de inercia de un cuerpo de revolución.....	36
3.1. Fases del diseño.	43
4.1. Banco de pruebas para discos de arado.....	49
4.2. Modificación del banco de pruebas.....	50
4.3. Mecanismo para rotar el disco.....	51
A.1. Magnitudes.	60
A.2. Aceleración normal.	61
B.1. Vectores de velocidad.....	63
B.2. Momento de rozamiento.....	68

Índice de cuadros

1.1. Tabla de velocidad periférica y fuerzas de tiro.....	2
2.1. Composición química de los discos agrícolas.....	8
2.2. Dimensiones comunes para discos de arados agrícolas. Cañavate 1989.....	9
2.3. Durezas.....	10
2.4. Valores promedio de cohesión (kg/cm^2) y ángulos de fricción para distintos tipos y estados de suelo	20
2.5. Dureza de materiales usados como abrasivos; HK= Knoop Hardness.....	29
2.6. Uso de algunos aceros.....	31

RESUMEN

Podemos decir que desde que el hombre aprendió como hacer fuego o inventó la rueda, ha trabajado con tópicos como son la fricción y el desgaste. Los arados de discos juegan un papel muy importante en la labor de aradura, ya que demandan menor potencia del tractor, realizan un mejor volteo del suelo y tienen un menor desgaste debido a que rotan en lugar de deslizarse, a diferencia de los arados de vertedera. Actualmente en México el Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA) se encarga de la evaluación de estos, para tener un mejor control de calidad. Pero, el problema al que se enfrentan es que tienen que realizar las pruebas directamente en campo (operando el implemento en una parcela), requiriendo mucho tiempo (150 horas), y por consiguiente dinero. De ahí surge la necesidad de diseñar una maquina en la que se puedan realizar las pruebas en menor tiempo, de forma confiable y a un menor costo.

El banco cuenta con un brazo porta-disco capaz de sujetar un disco de 24", que gira alrededor de su propio eje, un mecanismo de palanca que posteriormente se le acondicionará un material abrasivo en la parte inferior y por medio de una fuerza entre el lo del disco y el material abrasivo podrán determinar el volumen de desgastes y se estimará la vida útil del disco, éste proyecto está en su primera etapa de construcción y para definir las especificaciones del diseño final habrá que seguir con los estudios de evaluación del proyecto.

PALABRAS CLAVE: Sistema, diseño, mecanismo, arado, disco, desgaste, bastidor, cadena, sprocket, motor, angulo, ptr, movimiento, deslizamiento.

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

Actualmente los fabricantes de implementos agrícolas sienten una fuerte presión por desarrollar nuevos y mejores productos, que registren una alta duración, con habilidad y por su puesto una alta calidad.

La labor agrícola y primaria más importante en la preparación de los suelos es la aradura, ya que in uye signi cativamente y en gran medida, determina el resto de las operaciones tecnológicas necesarias a realizar en cada cultivo, repercutiendo en el rendimiento de las cosechas. Esta labor, se lleva a cabo principalmente con el arado de disco, que fue desarrollado hacia 1890, con la nalidad de reducir el rozamiento (herramienta- suelo), construyendo un cuerpo que rodara en lugar de deslizarse por el surco, como lo hace el arado de vertedera, y de esa manera disminuir el desgaste del cuerpo.

Con los arados de disco se busca transformar las fuerzas debidas al rozamiento en fuerzas de rodadura, los discos sirven para cortar, levantar, voltear y desmenuzar la tierra, para aumentar el espacio poroso y ayudar a la mezcla y descomposición de la materia orgánica.

Los arados de discos se emplean, sobre todo, en terrenos difíciles, como son los duros y secos, donde el disco puede penetrar debido a su peso, y en terrenos pedregosos y rocosos, donde el disco, al girar, franquea los obstáculos, mientras que la vertedera se rompería. Por otra parte mezclan mejor la tierra que los arados de vertedera. Los arados de discos se clasi can por el tipo de enganche al tractor, reversibilidad y por el número de cuerpos, siendo el más utilizado en México, el arado suspendido, reversible de tres discos.

Diámetro del disco	Fuerza de tiro	Velocidad periférica
24 pulg	13.78 KN	23 rpm
22 pulg	13.34 KN	22 rpm

Cuadro 1.1: Tabla de velocidad periférica y fuerzas de tiro

1.1. Antecedentes del proyecto

Núñez (2002), realizó un diseño conceptual de un banco de pruebas para discos de arados, realizando un análisis de la norma mexicana que regula la calidad de discos agrícolas (NMX-0-189-1984). De esta manera encontró que para medir el desgaste de los discos era muy laborioso en campo, que consistía en tener un terreno muy grande y un tiempo de 150 horas, con un costo demasiado mayor que el implemento; por esta razón se dio la tarea de diseñar un mecanismo que simulara el mismo trabajo de campo en el laboratorio y así calcular la vida útil del disco. Obtuvo como resultado un mecanismo que está constituido de un brazo porta disco, un disco y un mecanismo de resorte y palancas que permiten aplicar una carga entre el borde del disco y un rodillo de desgaste, este mecanismo tenía que trabajar bajo condiciones controladas como es la velocidad de giro, cargas aplicadas, par de torsión, características del material abrasivo utilizado, número de ciclos del disco, área de desgaste y temperatura.

Pliego G. (2003), realizó unas pruebas para analizar el efecto del índice de desgaste en el desempeño de los discos de arado en un suelo franco, en el desarrollo de esta investigación evaluó discos de 22" y 24" en un suelo con un 44, 36 y 20 por ciento de arena, limo y arcilla respectivamente, los ángulos de los discos fueron de 26° y 57° de ángulo vertical y horizontal, y la velocidad del tractor entre 5 y 6 Km/h. Los datos que obtuvo se muestran en el siguiente cuadro, (1.1).

Balan (2004), construyó el banco de pruebas para discos de arado en su primera etapa, tomando en cuenta el diseño conceptual que realizó Núñez (2002), interpretando los planos, seleccionando los materiales con los que cuenta el banco de pruebas, cotizando los precios de cada una de los materiales para poder adquirirlos y llevar a cabo los trazos, cortes y construir. En esta etapa se construyó el bastidor que soporta el mecanismo, el brazo porta

disco y las ruedas para poder mover el banco.

Estrada (2005), realizó un diseño conceptual de un mecanismo de frenado para el banco de pruebas de discos de arado, retomando nuevamente el trabajo de Núñez (2002) y de Balan (2004) para poder realizar y acoplar el sistema de frenado, el cual evaluó los diferentes factores que intervienen en el trabajo de aradura e investigo las variables que afectan el desgaste de los discos agrícolas, también realizó un programa en Excel que facilite la utilización del banco de pruebas, obteniendo como resultado el diseño de frenado que simula las fuerzas actuantes en el disco como resultado de labor de aradura.

La construcción de un banco de pruebas para arados de discos nace de la necesidad de reducir costos y tiempo en la verificación de la calidad de arados de discos, este equipo permitirá sustituir algunas de las pruebas realizadas de acuerdo a los procedimientos del manual de evaluación de arados de la norma NMX-O-182-SCFI-2003 especificado en el punto 4.6, principalmente a los que se refiere la estimación de la durabilidad de los discos agrícolas, para ello se ha desarrollado el diseño de un banco de pruebas que permita estimar el desgaste que sufren los discos agrícolas por efecto de las fuerzas abrasivas del suelo; bajo condiciones controladas (velocidades de giro, cargas aplicadas, par de torsión, características del material abrasivo, número de ciclos, áreas de desgaste, temperatura) y con un equipo de precisión se determinará el volumen de desgaste y se estimará el tiempo de vida útil del disco.

1.2. Justificación

El proyecto surge de la necesidad de ahorrar costos, tiempo y esfuerzo humano, tomando en cuenta y continuando los trabajos realizados por Núñez (2002) quien realizó el diseño conceptual, construido por Balan (2004) y Estrada (2005) acoplando un mecanismo de frenado.

El proyecto será de gran ayuda al Centro De Estandarización De Maquinaria Agrícola (CENEMA), para realizar las pruebas de evaluación de arados de discos, así como para el departamento de maquinaria agrícola.

El mayor beneficio lo tendrán los agricultores, que podrán contar con la

vida útil de los discos y de esa manera planear, cuando reemplazar los mismos.

El banco será un método alternativo que nos permita sustituir los procedimientos de evaluación en que respecta a las pruebas de durabilidad, con un ahorro considerable; si decimos que la prueba de durabilidad son de 150 hrs. Continuas que debe estar trabajando un tractor, el costo promedio por hectárea es de 450.00 pesos, y un tractor trabaja aproximadamente 1 hectárea cada 6 horas (Domínguez 2001), entonces se requiere trabajar un promedio de 25 hectáreas lo que representa 11, 250.00 pesos para cubrir el número de hectáreas y verificar la respuesta del efecto abrasivo del suelo sobre los discos, en cada prueba.

1.3. Objetivo General

Diseñar un sistema, que permita realizar la prueba de desgaste en los discos de arados agrícolas para calcular su vida útil, como parte de los protocolos de prueba de la norma mexicana NMX-O-182-SCFI-2003.

1.3.1. Objetivos específicos

- Realizar el diseño del mecanismo de desgaste en Auto CAD 2010.
- Proponer los materiales que se utilizaran en la construcción del mecanismo de desgaste.

1.4. Hipótesis

Es posible diseñar un sistema de desgaste que simule el mismo trabajo de campo donde se pueda obtener la información necesaria para poder calcular la vida útil de los discos agrícolas.

Capítulo 2

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. Arado de discos

Se trata de arados formados por discos en forma de casquete esférico que giran alrededor de unos ejes unidos al bastidor, vea gura (2.1). Estos ejes forman cierto ángulo con la dirección de avance, encontrándose inclinados con relación al plano horizontal. La tierra cortada por el disco presiona sobre este, y le hace girar, arrastrando y elevando el suelo; cuando alcanza una cierta altura, una rasqueta desvía la trayectoria del suelo, que cae al fondo del surco, produciendo de este modo el volteo de tierra.

Con los discos, la solera que se forma es ondulada, vea gura (2.2) .La banda de tierra cortada es fraccionada, debido a que el disco ataca siguiendo un ángulo abierto, y la rasqueta complementa la acción de disgregación.

Este particularmente indicado para los siguientes terrenos:

- Pesados y adherentes.
- Secos y duros.
- Con gran contenido de piedras y raíces.
- Muy abarsivos.

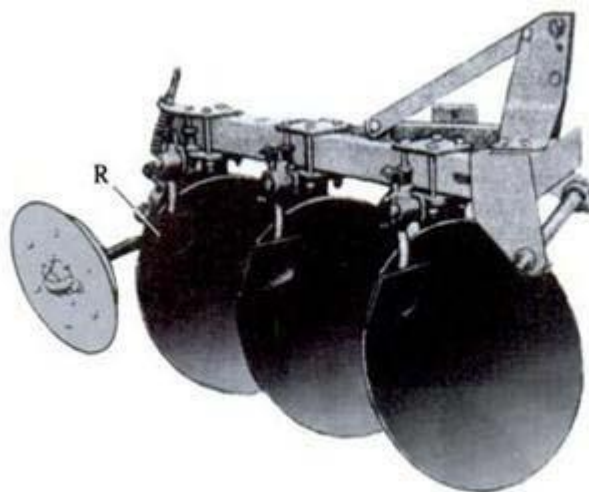


Figura 2.1: Arado de discos. R: rasqueta

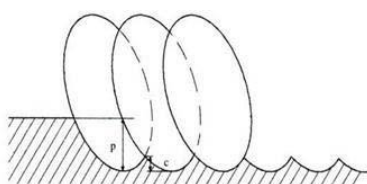


Figura 2.2: Solera que se forma al laborar con un arado de discos p:profundidad de la labor, c:altura de las crestas.

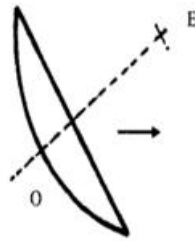


Figura 2.3: Eje de giro del disco de arado.

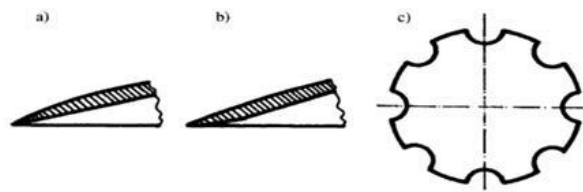


Figura 2.4: Tipos de bordes de los discos

2.1.1. Disco agrícola

Es el elemento fundamental de trabajo, ya que es quien se encarga de cortar el suelo. Se trata de un casquete esférico de acero fundido al alto carbón, que se caracteriza por dar mayor endurecimiento al material, aunque se convierte en un material quebradizo, por lo cual es sometido a un tratamiento térmico especial para darle mayor resistencia al desgaste o al rompimiento ocasionado por golpes sobre piedras, troncos o raíces que puedan encontrarse en la superficie de trabajo. Este puede girar sobre un eje diametral OE que pasa por su polo. vea figura (2.3)

Si atendemos a la forma del borde, existen tres tipos vea figura(2.4):

- a) Liso con biselado exterior.
- b) Liso con biselado interior.
- c) Borde escotado.

Elementos	Ac. al(C) lam. en cruz (*)	Ac. al (C) proc. esp.
Carbono	0.80 a 0.95	0.80 a 0.95
Manganeso	0.60 a 1.30	0.60 a 1.30
Azufre max.	0.050	0.25
Fosforo max.	0.040	0.015
Silicio	0.1 a 0.30	0.1 a 0.30

Cuadro 2.1: Composición química de los discos agrícolas

(*) El proceso de carbon laminado en cruz solamente se realiza por comun acuerdo entre el fabricante y el consumidor

2.1.2. Composición de los discos agrícolas

Los discos para uso agrícola, objeto de la norma NMX-0-189-1984, deben cumplir con la composición química indicada en el siguiente Cuadro, de este trabajo comprobándose con lo establecido en el punto 7.1 de la norma.

En caso de no disponer de los aceros señalados, los discos para uso agrícola deben ser fabricados con aceros aleados 5160 y 8660, cuya composición química es la que se establece en la norma mexicana NOM-B-325.

2.1.3. Parametros de diseño

La relación índice de desgaste, versus demanda de energía y calidad de trabajo, nos indican los diámetros de los discos que realizan mejor la incorporación de suelo, la mejor incorporación de residuos vegetales y el tamaño óptimo de agregados, ya que son éstos los principales parámetros que perseguimos durante la labranza, (Hunt D., 1991). Si además contamos con la cantidad de combustible consumido y las fuerzas necesarias para realizar el trabajo, es decir la relación índice de desgaste- demanda de energía, podremos inferir la vida útil de los discos de arados en función de los índices de desgaste.

Chávez et al. (2000), encontró que conforme se incrementa la velocidad de avance del implemento se incrementa la fuerza horizontal demandada, pero se reduce la calidad del trabajo; donde el menor valor de la fuerza horizontal demandada, y el mayor valor de área de corte se obtuvo con 15° y 42° de ángulo vertical y de corte respectivamente de cada disco, a su vez para una mejor calidad de trabajo se encontraron valores de los ángulos de 25° y 45°,

	Diámetros (mm)	Espesor (mm)	Concv. (mm)
Disco de 24"	610	4.5-5	82.6
Disco de 26"	660	5-6.5	101.8
Disco de 28"	710	6.5-7.5	107.5
Disco de 32"	810	8	107.5

Cuadro 2.2: Dimensiones comunes para discos de arados agrícolas. Cañavate 1989.

o de 25° y 42° a una velocidad de trabajo de 5.1 Km/hr.

Wills. (1985), menciona que el tamaño y la forma de un disco, su colocación relativa a la dirección del movimiento y las propiedades del suelo determinan sus características de desempeño, pudiendo expresarse en término de fuerza de tiro, profundidad de trabajo, adherencia del suelo sobre la superficie del disco, compactación del suelo o la forma de aradura. La interacción geométrica entre un disco y el suelo puede ser expresada en término de cuatro parámetros básicos: El radio de curvatura del disco, su diámetro, el ángulo de ataque y la profundidad de penetración.

Cañavate (1989), dice que la profundidad máxima es de la tercera parte de su diámetro. El ángulo del borde del disco es de: $V = 43^\circ$ a 45° El valor usado del espesor del disco es de aproximadamente: $E \approx 0.01D$

El cuadro (2.2) muestra los diámetros, espesores y concavidades comunes en discos de arados agrícolas.

Según Cañavate (1985), la superficie de trabajo ST es:

$$ST = 0.27 * N * D^2 * \cos \alpha * \cos \mu \quad (2.1)$$

Donde:

ST = Superficie de trabajo.

N = Núm. de discos.

D = Diámetro de disco.

α = Ángulo de ataque.

μ = Ángulo de inclinación vertical

Dureza	Escala	Dureza
Rockwell	C	36 a 45
Brinell	Diametro de bola de acero	325 a 415

Cuadro 2.3: Durezas

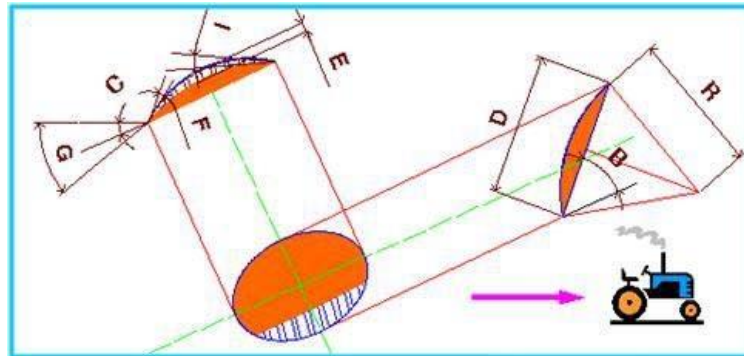


Figura 2.5: Parametros geométricos de un disco. Nartov 1985

2.1.4. Dureza

Los discos agrícolas de la norma NMX-0-189-1984, deben cumplir con la dureza establecida en el siguiente cuadro comprobándose con lo establecido en 7.5 de la norma mencionada antes.

2.1.5. Velocidad periférica de los discos

Cuando el arado avanza a una velocidad V , el disco gira con una velocidad V_u teórica a razón de:

$$V_u = V * \text{sen} \quad (2.2)$$

La velocidad periférica efectiva debido al rozamiento es de:

- $V_p = (0.7 - 0.9) * V_u$, Para terrenos sueltos.
- $V_p = (0.4 - 0.6) * V_u$, Para terrenos fuertes.

Los principales parámetros de los discos agrícolas se muestran en la figura,(2.5).

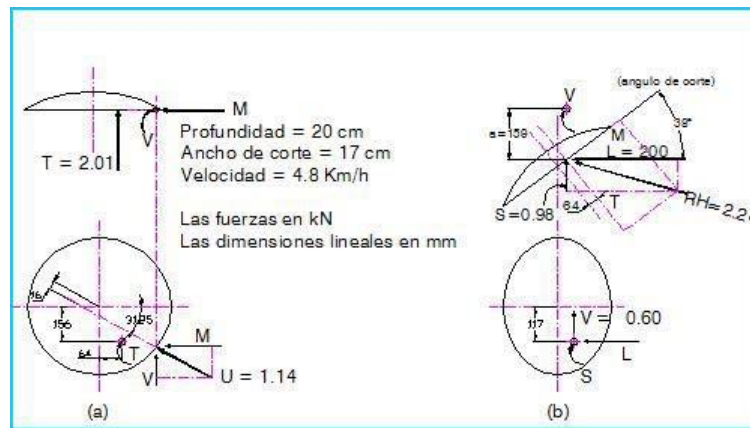


Figura 2.6: Ejemplo de las fuerzas resultantes del suelo actuando sobre una hoja de disco vertical de 61 cm (24 pulgadas) en condiciones normales de campo en un suelo de textura media, los efectos totales son presentados por dos fuerzas intersectantes a) una fuerza de empuje t , mas una fuerza radial u , y b) una fuerza horizontal rh , mas una fuerza vertical v . Kepner, 1978.

D = Diámetro del disco.

R = Radio de curvatura de la superficie esférica.

C = Angulo entre el diámetro horizontal del disco y la dirección de movimiento del implemento, (Angulo de ataque o ángulo del disco).

B = Inclinación del disco con respecto a su eje vertical, (Ángulo de inclinación).

E = Espesor del disco.

I = Angulo del borde cortante.

F = Angulo cortante del borde trasero del disco.

G = Angulo en el cual cae la capa del suelo cortado.

2.1.6. Representación estática de fuerzas actuantes en un disco

Kepner (1978), afirma que el efecto neto de todas las fuerzas del suelo actuando sobre un disco como resultado de las operaciones de corte, pulverización, elevación e inversión del corte del surco, además de cualquier otra fuerza parásita actuando sobre el disco, puede ser expresada en varias formas, una forma sintetizada de esta afirmación se muestra en la figura: (2.6)

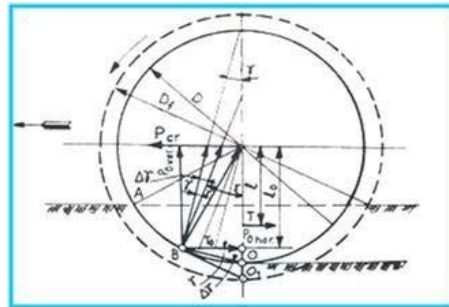


Figura 2.7: Fuerzas fricción actuantes sobre un disco cortador. Nartov, 1985

2.1.7. Fuerzas que actúan entre el implemento y el tractor

La superficie de trabajo de los discos esféricos desempeña un movimiento complejo, pues además de seguir un movimiento horizontal con la máquina, el disco rota sobre su eje bajo la acción de fuerzas reactivas del suelo, descompuestas en fuerzas de corte y fuerzas de fricción opuestas a la velocidad de las superficies laterales del cortador. vea la figura(2.7)

Según Nartov (1985), uno de las principales componentes de las reacciones es la fuerza cortante requerida para separar el corte del horizonte superior del suelo. Esta fuerza depende de la naturaleza del suelo, de la herramienta de trabajo y el ángulo de corte. Las mencionadas fuerzas determinan los requerimientos de potencia del implemento. "Las herramientas de trabajo deben de tener los parámetros para los cuales se asegure no únicamente la apropiada calidad del suelo trabajado sino que también requieran de una mínima potencia".

Kepner (1978), indica que un implemento de labranza moviéndose a una velocidad constante está sujeto a tres fuerzas principales que deben estar en equilibrio, las cuales son: La fuerza de gravedad, las reacciones del suelo y las fuerzas que actúan entre el implemento y el tractor.

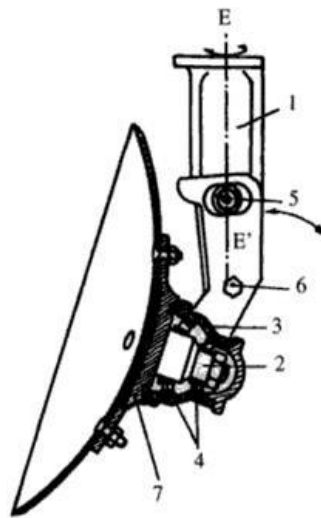


Figura 2.8: Elementos y regulaciones de un brazo porta-disco.

2.1.8. Elementos de los arados de disco

Brazo porta-disco o cama

Se trata de un conjunto de elementos que se unen al disco con el bastidor del arado, vea gura (2.8). Consta de un brazo central (1) en cuyo extremo lleva un eje (2) solidario al disco que gira con este cuando trabaja. Se une a la carcasa (3) mediante unos rodamientos (4) que facilitan el movimiento de rotación; estos, con el tiempo, se desgastan, debido fundamentalmente a las cargas a que está sometido durante el trabajo, produciendo una serie de holguras por las cuales se aumenta el riesgo de rotura. Como puede verse, existe una tuerca de regulación (5) que permite inclinar más o menos el disco hacia delante, girando alrededor de un perno (6). Entre la carcasa (3) y la placa soporte del disco (7) existe una junta de goma que impide el paso de elementos abrasivos que puedan dañar los rodamientos. Otra característica del brazo porta disco es que debe tener la posibilidad de girar alrededor de un eje vertical EE', a fin de poder modificar la posición del disco en sentido lateral.

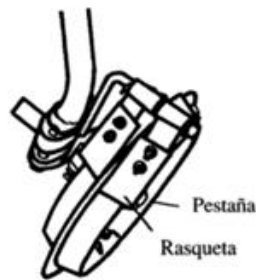


Figura 2.9: Rueda trasera.

Rasqueta

Es una reja situada en el interior del disco, su misión es ayudar al volteo del terreno, y limpiar el disco de la tierra que quede adherida a él mismo.

Rueda trasera

Situada en la parte posterior del arado (2.9), la rueda trasera tiene como misión además de soporte, guiar el arado según la dirección de marcha, esta pieza tiene una cierta inclinación sobre el fondo del surco, así como una pestaña a lo largo del diámetro, de manera que permite asentarse mejor el arado, a la vez que absorbe el empuje lateral realizado por el terreno sobre el disco. Según el tipo de suelo se incluyen rasquetas en la rueda trasera, a fin de evitar que se forme una capa dura de suelo sobre su superficie; se aconseja montarlas en suelos adherentes y blandos.

Bastidor

Es de forma similar al empleado en los arados de vertedera; en los de discos hay una tendencia a utilizar un travesaño hueco de sección circular al cual van unidos los cuerpos de arado, ruedas y sistemas de enganche al tractor.(2.10)

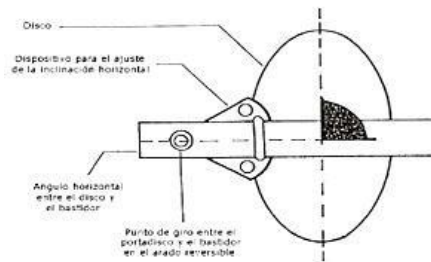


Figura 2.10: Disco en posición de frente con respecto del bastidor; Vista aérea del bastidor y del disco.

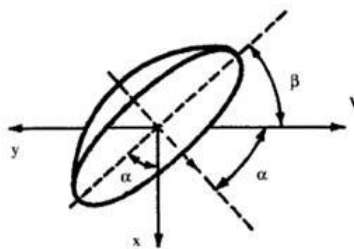


Figura 2.11: Ángulos que se forman en la proyección del disco sobre un plano horizontal: α , ángulo del disco o de la cama; β , ángulo de corte.

2.2. Regulaciones del arado

2.2.1. Ángulo de corte

El ángulo de ataque o de corte, β , es el que forma la línea de avance o dirección de marcha con el diámetro horizontal del disco. La modificación de este ángulo se lleva a cabo actuando sobre el brazo soporte, pudiendo permitir el giro en sentido u otro alrededor del eje vertical de dicho brazo, de este modo puede controlarse también la anchura de trabajo, ya que la superficie del disco proyectada sobre un plano perpendicular a la línea de avance varía con este ángulo. Los valores más corrientes son de 40 a 45°. El complementario, α , se llama ángulo del disco o de la cama. (2.11)

2.2.2. Ángulo de inclinación

Es la que se forma con la vertical del plano del disco. Se modifica haciendo variar la inclinación del soporte del disco con relación al brazo. Este ángulo, γ

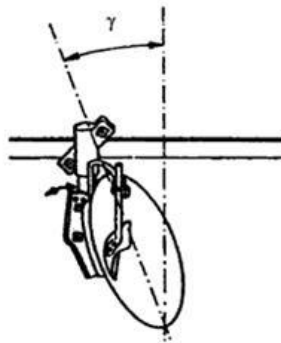


Figura 2.12: Regulación del ángulo de inclinación de un disco.

, varía entre 10 y 20°, al aumentar se mejora la penetración del disco en suelos adherentes y pesados que tienen tendencias a enrollarse bajo el borde de corte bajo el fondo del surco. Al disminuir el ángulo de inclinación, se mejora el trabajo del disco en suelos sueltos. Cuanto más pequeño sea el ángulo de inclinación (discos más empujados) mayor es la presión sobre el suelo, resultando una mayor velocidad de giro del disco, una mayor pulverización del suelo y un mejor corte y enterrado de rastrojo.(2.12)

2.2.3. Regulación del enganche

La posición del centro de resistencia es realmente difícil de determinar, teniendo en cuenta además que varía con el tipo de suelo e inclinación de los discos. Prácticamente se considera que el centro de resistencia se encuentra por debajo del eje que atraviesa los discos en un punto situado en la primera mitad del arado. La línea de tracción de los arados de discos arrastrados pasa por el punto de enganche (tractor y apero) y el centro de resistencia. Para arados semisuspendidos y suspendidos, al no haber el único punto de enganche (por ir en enganche de tres puntos), este resulta de la intersección de los brazos de enganche. Estos arados se estabilizan en la parte delantera del tractor, más concretamente por la rigidez de los brazos inferiores del enganche y eventualmente por una rueda de control de profundidad.

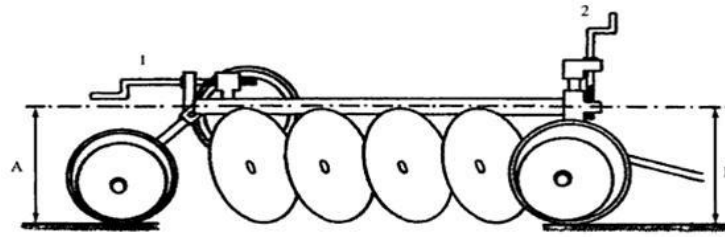


Figura 2.13: Regulación longitudinal de un arado de disco arrastrado: 1) Manivela de regulación de la rueda trasera; 2) Manivela de regulación de la rueda delantera..

2.2.4. Regulación de la profundidad de trabajo y de la inclinación horizontal.

La posición del bastidor puede ser modificada tanto en altura como en posición horizontal con relación a la rueda trasera de soporte, en el caso de discos arrastrados. Las partes delanteras pueden subirse o bajarse con relación a las ruedas que van por el fondo del surco y sobre el barbecho. Es decir, actuando sobre la palanca 1 para la modificación de la altura trasera A y sobre la 2 para la variación de la altura delantera B; en todo momento debe conseguirse que A y B sean iguales. vea (2.13)

2.3. El suelo arable

El suelo tomado desde el punto de vista de la relación con las herramientas de labranza tiene un componente principal de análisis que es su resistencia mecánica.

La resistencia mecánica es la que condiciona que el suelo pueda ser laboreado con mayor facilidad, es decir la resistencia al laboreo, dicha resistencia está determinada por dos componentes de estado físico que son la resistencia cohesiva y la resistencia friccional.

A continuación se aborda el análisis de cada uno de estos factores y veremos a su vez cuáles son las variables que afectan la magnitud de sus dimensiones.

2.3.1. Relación suelo/suelo y suelo/herramienta

Los esfuerzos mecánicos a los que se halla sometido un suelo deformable están referidos a su resistencia a la compresión, resistencia a la tensión y resistencia al corte, siendo este último el más importante al hablar de labranza, tanto porque el suelo a labrar debe ser fundamentalmente cortado de la manera más económica en términos energéticos por la herramienta, cuando deberá tener la suficiente resistencia como para que soporte la acción de tracción del neumático sin cortarse para que el tractor tenga piso.

2.3.2. Relación suelo/suelo

Los parámetros que definen la relación suelo/suelo son fundamentalmente:

1. Cohesión.
2. Fricción suelo/suelo (definido en función del ángulo de fricción interna).
3. Densidad aparente.

Al analizar los valores de esfuerzo máximo de corte de un suelo en función del esfuerzo normal al mismo, es decir lo que ocurre normalmente cuando uno introduce una herramienta en el suelo que tiene determinado peso o carga vertical y la arrastra a determinada velocidad que obtiene una relación que puede ser graficada e interpretada en función de una ecuación lineal. Tal ecuación tiene ya algunos años ya que fue determinada por Coulomb en el año 1776 y no por ello ha perdido vigencia ya que se utiliza generalmente para definir respuestas mecánicas en el suelo principalmente.

Según Coulomb, el esfuerzo máximo que puede soportar un suelo sin cortarse estará dada por la sumatoria de sus fuerzas cohesivas y friccionales. Dicha relación puede anotarse de la siguiente forma:

Donde:

τ_{max} = Máximo esfuerzo de corte (kg/cm^2).

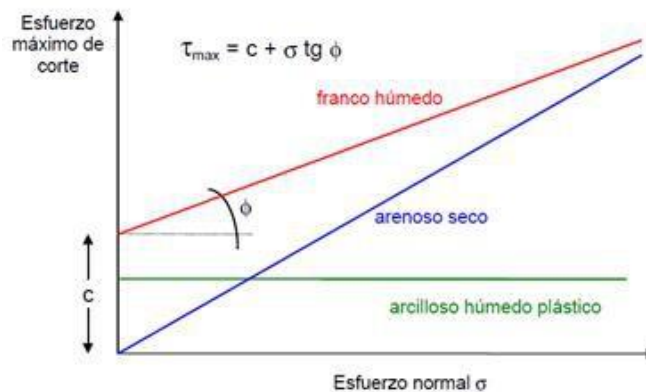


Figura 2.14: Se obtiene prácticamente una gráfica de este modo colocando una carga en kg..

C = Cohesión del suelo (kg/cm^2).

σ = Esfuerzo normal (kg/cm^2).

ϕ = Ángulo de fricción interna suelo/suelo.

Gráficamente: Vea la gráfica (2.14)

Sobre una superficie con garras la cual se clava en el suelo y se registra la fuerza que hay que realizar para que el suelo se corte. Manteniendo la superficie se va agregando progresivamente más carga de vez en vez. El valor de cohesión se obtiene por proyección al eje de ordenadas. Obsérvese que para un suelo franco los valores de ángulo de fricción interna son intermedios, la cohesión en la arena seca es cero y el esfuerzo máximo de corte en arcilla húmeda es independiente de la carga. Si bien los ángulos de fricción dependen fundamentalmente de la textura del suelo, para cada contenido de humedad también hay variación, no solo del ángulo de fricción sino también de la cohesión.

La cohesión depende fundamentalmente de la humedad y la textura y desde el punto de vista de la resistencia mecánica del suelo son importantes sus componentes moleculares y superficiales, es así que se definen:

Tipo de suelo	Estado	Áng. de fricción	Cohesión interna
Arenoso	compactado	38°-40°	0
Arenoso	suelto	32°-35°	0
no Arenoso	compactado	25°-30°	0
Franco arenoso	suelto	18°-22°	0
Franco arenoso	friable	24°-28°	0.20-0.25
Franco	plastico	24°-28°	0.10-0.15
Franco	friable	22°-26°	0.25-0.30
Arcilloso	plastico	15°-19°	0.15-0.20
Arcilloso	friable	17°-19°	0.40-0.60
	plastico	10°-14°	0.25-0.30

Cuadro 2.4: Valores promedio de cohesión (kg/cm^2) y ángulos de fricción para distintos tipos y estados de suelo

- Cohesión molecular: referida a la resistencia de los terrones individuales.
- Cohesión superficial: referida a la resistencia de grupo de terrones.

En general puede decirse que a medida que disminuya la humedad de un suelo dado aumenta la cohesión molecular y disminuye la cohesión superficial. Obviamente que para poder desmenuzar un suelo y llegar a la siembra con pocos cascotes será necesario que las labranzas se realicen con contenidos de humedad tales en que la cohesión superficial sea mayor que la molecular. Es común escuchar lamentos sobre situaciones de camas de siembra cascotudas debido a que la labranza primaria se llevo a cabo en un momento en que la situación mencionada no se tuvo en cuenta. En general tal situación se produce cuando la parte superior del perfil esta con la humedad necesaria para una buena labor pero la capa superficial se encuentra con menor contenido de agua y la relación se invierte.

Esta situación va asociada a la densidad aparente del suelo ya que las capas compactadas reducen la capacidad de infiltración y por ende de humectación. Asimismo, la compactación afecta de manera directa el ángulo de fricción interna del suelo, es decir que un mismo suelo pero con mayor densidad aparente tendrá mayor ángulo de fricción.

2.3.3. Relación suelo/herramienta

Así como la resistencia al corte o cizallamiento es de fundamental importancia al tratar la relación suelo/suelo, el esfuerzo de deslizamiento es de vital importancia al tratar la relación suelo/herramienta ya que la labranza se basa en el deslizamiento del suelo por superficies metálicas con formas más o menos agudas, planas o curvadas.

Del mismo modo que se trató el tema suelo/suelo puede asociarse la ecuación de Coulomb a la relación suelo/herramienta, con la salvedad que en lo que el suelo era la cohesión pasa a ser ahora adhesión (suelo/metal) y lo que era ángulo de rozamiento interno pasa a ser ahora ángulo de fricción (suelo/metal), siendo:

$$\tau'_{max} = C\alpha + \sigma tg\delta \quad (2.3)$$

Donde:

τ'_{max} = Máximo esfuerzo de deslizamiento (kg/cm²).

$C\alpha$ = Adhesión suelo/metal (kg/cm²).

σ = Esfuerzo normal (kg/cm²).

δ = Ángulo de fricción suelo/metal.

En general la adhesión puede decirse como la fuerza de atracción que se opone al deslizamiento del suelo sobre el metal y depende del contenido de arcilla del suelo y el contenido de humedad del mismo, alcanzando valores considerables en suelos arcillosos en estado plástico (valores desde 0.1 a 0.3 kg/cm²).

La fricción depende de la magnitud del rozamiento suelo/metal y depende del grado del pulido de la herramienta fundamentalmente (oxidada 15° a 25°, limpia 5° a 15°, pulida hasta 5°). A modo de síntesis puede graficarse para un determinado tipo de suelo la variación de las propiedades dinámicas más importantes como son la cohesión molecular, la cohesión superficial y la adhesión o adherencia suelo/metal en función de la variable más dinámica del suelo como es el contenido de humedad:

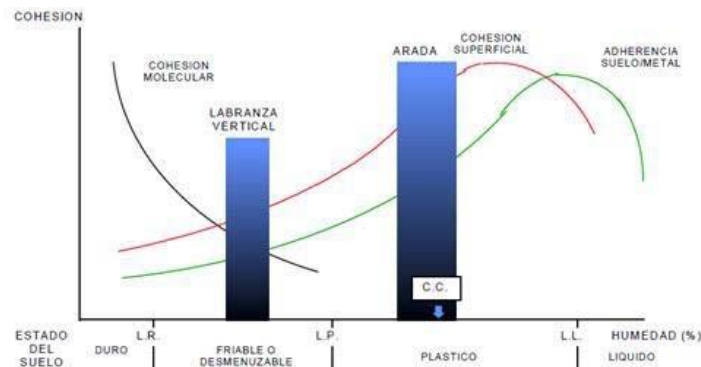


Figura 2.15: Variaciones de las fuerzas resistentes del suelo en función de la humedad.

2.4. Fallas superficiales de materiales

2.4.1. Fricción

Mott (1996), refiere que la fricción se define por la siguiente ecuación:

$$f = \mu * F \quad (2.4)$$

Donde:

f = fuerza de fricción.

μ = coeficiente de fricción.

F = fuerza normal.

La fuerza normal oprime recíprocamente ambas superficies, con lo que se producen deformaciones elásticas y adherencias en los picos de las asperezas. Podemos definir la fuerza Coulomb de fricción como la fuerza necesaria para cortar las asperezas adheridas y entrelazadas elásticamente a fin de permitir un movimiento deslizante.

2.4.2. Efecto de la aspereza sobre la fricción

Se podría esperar que la aspereza superficial tuviera gran influencia sobre el coeficiente de fricción. No obstante, las pruebas demuestran solo una relación débil.

2.4.3. Efecto de la velocidad sobre la fricción

La fricción por lo general se modela como independiente de la velocidad de deslizamiento.

2.5. Desgaste

El desgaste es uno de los mecanismos más comunes que determinan el fin de la vida útil de una componente mecánica. Se define el desgaste como un proceso de continua pérdida de material de la superficie de un cuerpo debido a las cargas tribológicas, es decir por contacto de dos sólidos entre sí animados de movimiento relativo. Dos mecanismos de desgaste muy conocidos son el desgaste abrasivo y el adhesivo. En el primero, la abrasión se produce por macropartículas provenientes de la misma pieza, que actúan como lija directamente sobre la cara de incidencia. El desgaste por adhesión consiste en la formación y rotura de enlaces atómicos entre los dos sólidos, formando así una estructura dinámica que provoca la pérdida de material de la superficie.

El desgaste se cuantifica generalmente midiendo la pérdida de material (en volumen, superficie o longitud) según el desplazamiento total relativo entre los dos sólidos. Al respecto se encuentran estandarizadas las pruebas, las medidas, los cálculos y la expresión de los resultados. Es por esa razón que se eligió construir el sistema de desgaste abrasivo según norma para poder determinar de manera cuantitativa la resistencia al desgaste de un determinado material.

Este sistema permite realizar la prueba "Dry Sand/Rubber Wheel" que consiste en medir el desgaste abrasivo con una arena de determinada granulometría que se deja caer entre el espécimen de prueba (empujado mediante un brazo con determinada carga) y una rueda de goma que se mueve en la misma dirección que la arena. Se mide la pérdida de volumen del espécimen en función del tiempo o de las revoluciones que dio la rueda. ver (2.16)

En la búsqueda de minimizar costos de operación y maximizar el rendimiento de maquinarias y/o equipo, el desgaste tiene un papel protagónico. El desgaste es un gran enemigo en muchas de las industrias, pues con su acción tiende a retirar recursos prematuramente. Los ingenieros han comenzado una

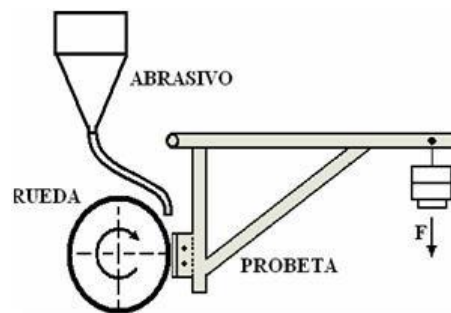


Figura 2.16: Diagrama de la máquina de desgaste abrasivo (Norma ASTM G65-94).

lucha contra él, a través de hacer análisis técnicos económicos, buscando no ser derrotados y evitando alimentar patios con desechos. El análisis del desgaste es complejo, interviniendo factores como dureza, tenacidad, estructura, composición química, modo y tipo de carga, velocidad, rugosidad de la superficie, distancia recorrida, corrosión presente, etc.

Todo evento que incluya fricción tiene dos efectos negativos: el calor y el desgaste. Normalmente, el desgaste no ocasiona fallas violentas, pero trae como consecuencias: reducción de la eficiencia de operación, pérdidas de potencia por fricción, incremento del consumo de lubricantes, eventualmente conduce al reemplazo de componentes desgastados y a la obsolescencia de las máquinas en su conjunto. El desgaste junto con la fricción y la lubricación constituyen los objetos de estudio de la tribología. Martínez (1996) afirma que la tribología es una ciencia multidisciplinaria que incluye a la hidrodinámica, la mecánica del cuerpo sólido, la ciencia de materiales, química, física, matemáticas y computación. El sistema tribológico consta de un par de fricción, un tercer cuerpo (lubricante) y el medio ambiente.

2.5.1. Tipos de desgaste

Hay cuatro formas de desgaste principales (Rabinowicz, 1995): abrasivo, adhesivo, corrosivo y fatiga superficial.

Desgaste abrasivo

En el desgaste abrasivo el material es removido o desplazado de una superficie por partículas duras, de una superficie que es deslizada por otra.

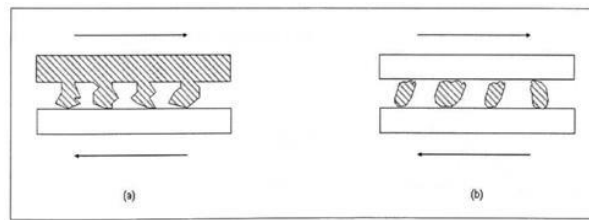


Figura 2.17: Tipos de abrasión: (a) Abrasión de dos cuerpos y (b) abrasión de tres cuerpos.

Existen dos formas básicas de abrasión, ver (2.17): abrasión por desgaste de dos cuerpos gura (a) y abrasión por desgaste de tres cuerpos gura (b).

El desgaste por abrasión de dos cuerpos ocurre cuando las protuberancias duras de una superficie son deslizadas contra otra. Por otra parte el desgaste por abrasión de tres cuerpos se presentan en sistemas donde partículas tienen la libertad de deslizarse o girar entre dos superficies en contacto, los rangos de desgaste en la abrasión de tres cuerpos son generalmente mas bajos, que en el sistema de abrasión de dos cuerpos.

Desgaste adhesivo

El desgaste adhesivo ocurre entre dos superficies que se encuentran en contacto, las cuales se adhieren formando uniones entre ellas. Un deslizamiento producirá un desprendimiento de material de la superficie suave. Si el material es dúctil, la deformación que se produce antes de la separación de la partícula es mucho mayor, la partícula que ha sido separada de la aspereza puede permanecer unida a otra aspereza como material transferido de una superficie a otra o puede ser liberada como partícula de desgaste.

En algunos casos, el punto de cedencia del material es excedido y las asperezas se deforman plásticamente hasta que el área real de contacto incrementa para soportar la carga aplicada, de tal modo que las superficies pueden adherirse, esto causara que la soldadura en frio tome lugar. Deslizamientos continuos causaran que las uniones entre asperezas sean cizalladas y nuevas uniones sean formadas. Algunos factores como partículas de contam-

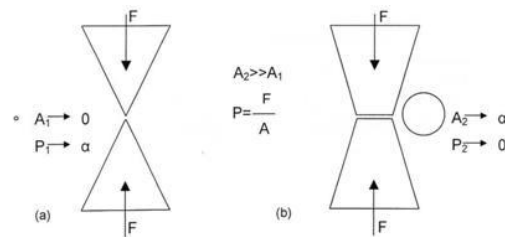


Figura 2.18: Desgaste adhesivo. Generación del mecanismo de adhesión al ser deformadas las asperezas. (a) Presión de contacto muy alto debido a la pequeña área de contacto, (b) la partícula es deformada plásticamente aumentando su área de contacto. Produciéndose así la adhesión. A = área de contacto, F = fuerza, P = presión de contacto.

inantes pueden ayudar a minimizar esta adhesión, las cuales se dispersan del área de contacto por el movimiento tangencial que ocurre en la interfase.ver (2.18)

Desgaste corrosivo

Es caracterizado como la degradación de materiales en donde la corrosión y los mecanismos de desgaste se encuentran involucrados. La combinación de efectos de desgaste y corrosión pueden resultar en una pérdida total de material mucho mas grande que si se presentan por adición o individualmente. La deformación plástica por altos esfuerzos de contacto causa endurecimiento por deformación y susceptibilidad al ataque químico. De igual forma la deformación plástica en el mecanismo de desgaste por impacto puede hacer que las super cies sean más susceptibles a la corrosión. El modelo de desgaste corrosivo, es explicado en dos etapas.ver (2.19)

1. Formación de una película de oxido en la super cie. Esta película de oxido puede operar como lubricante, en la mayoría de los materiales no es posible ya que dicha película es muy frágil.
2. Al ser esta capa de oxido frágil que expuesta a los fenómenos de deslizamiento del sistema, siendo esta removida.

Desgaste por fatiga

El desgaste por el mecanismo de fatiga es el resultado de esfuerzos cíclicos entre las asperezas entre dos super cies en contacto. El coe ciente de fricción

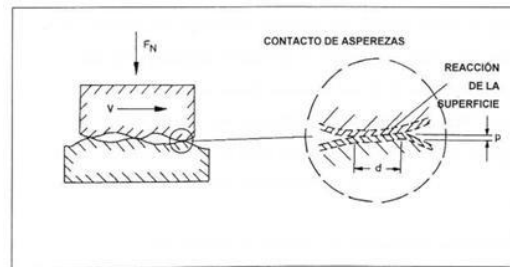


Figura 2.19: Desgaste corrosivo. Modelo representativo de la formación de la capa de óxido.

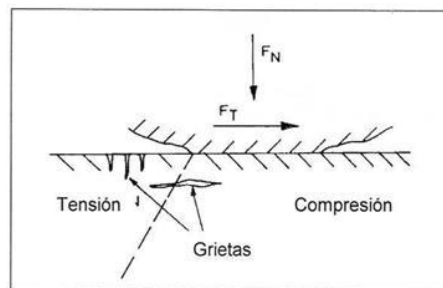


Figura 2.20: Desgaste por fatiga. Esquema de la formación de grietas superficiales y sub-superficiales.

es factor determinante, ya que al estar las superficies lubricadas la adhesión es mínima, pero en sistemas con altos coeficientes de fricción, tendremos zonas de intensa deformación muy cercanas a la superficie, creando grietas superficiales y sub-superficiales, las cuales serán: ver (2.20)

Desgaste por fretting

El fretting se debe a la existencia de movimientos oscilatorios de amplitud pequeña entre dos superficies en contacto. El mecanismo se presenta cuando se mantiene el sistema sometido a un gran número de ciclos. Fretting ocurre entre componentes que tienen como función evitar el movimiento, el medio ambiente juega un papel importante en este tipo de desgaste, ya que en condiciones húmedas a sido mucho mayor que en condiciones secas. Esto se debe a que fretting es iniciado por adhesión, amplificado por corrosión y sus principales efectos por abrasión. ver (2.21)

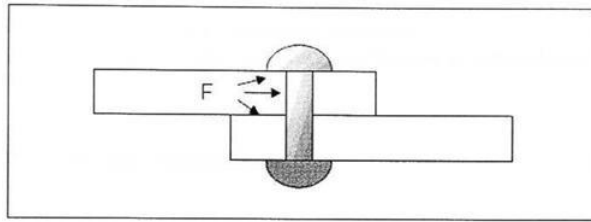


Figura 2.21: Desgaste por fretting. Lugares que se encuentran propensos a fretting en un remache.

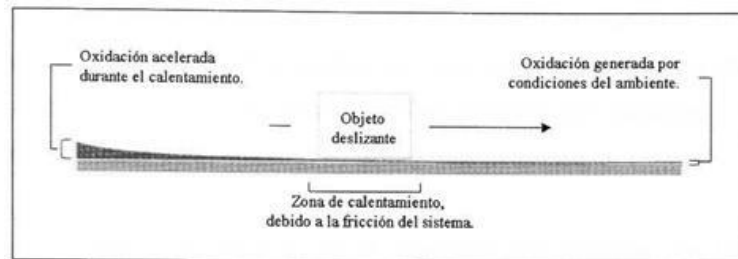


Figura 2.22: Desgaste oxidativo. Crecimiento de oxido debido al calor generado por fricción en un contacto deslizante.

Desgaste oxidativo

Se presenta en superficies metálicas bajo deslizamiento sin lubricación o poca lubricación, en presencia de aire u oxígeno. El calor generado por la fricción en contacto deslizante, en presencia de oxígeno provoca la oxidación acelerada. El desgaste oxidativo también puede presentarse bajo sistemas de deslizamiento lubricados, en donde el espesor de la película del lubricante se encuentra por debajo de los valores de rugosidad de las superficies en contacto. ver (2.22)

2.5.2. Desgaste en los discos

El desgaste que se presenta en los discos es el desgaste abrasivo, el cual ocurre cuando partículas duras (partículas del suelo) se deslizan o ruedan bajo presión a través de una superficie, o cuando una superficie dura se frota a través de otra. Las partículas desgastadas por rozamiento del objeto más duro tienden a rasguñar o acanalar al material más suave.

Mat. y abr.	HK	Mat. y abr.	HK
Vidrio comun	300-500	Carb. de titanio	1800-3200
Aceros endurecidos	700-1300	Carb. de silicio	2100-3000
Carburo de tungsteno	1800-2400	Carb. de boro	2800
Óxido de aluminio	2000-3000	Nitr. de boro cúbico	4000-5000
Nitruro de titanio	2000	Diamante	7000-8000

Cuadro 2.5: Dureza de materiales usados como abrasivos; HK= Knoop Hardness

2.6. Abrasivos

Se refiere al material del cual están conformados los granos abrasivos encargados de la remoción de material. Para ser usado como abrasivo el material debe poseer ciertas condiciones que le permitan llevar a cabo su función de forma eficiente. Estas características son:

1. Dureza: Es la resistencia que ofrece un acero para dejarse penetrar. Se mide en unidades BRINELL (HB) ó unidades ROCKWELL C (HRC) mediante test del mismo nombre. ver (2.5)
2. Resistencia al desgaste: Es la resistencia que ofrece un material a dejarse erosionar cuando está en contacto de fricción con otro material.
3. Tenacidad: Es la capacidad que tiene un material de absorber energía sin producir sura (resistencia a impacto).
4. Uniformidad de los granos: El grado de uniformidad en dimensión y estructura es importante para permitir un control más estricto del proceso.

2.6.1. Tipos comunes de abrasivos que se usan en la industria

1. Alundum : Es usado normalmente para rectificar materiales con cargas de ruptura mayores a 35 (350 MPa). Debido a que posee una menor tenacidad que el carborundum se usa en el rectificado de todo tipo de aceros.

2. Carborundum (SiC): Es usado normalmente para rectificar materiales frágiles con cargas de ruptura menores a 35 daN/mm² (350 MPa). La razón por la cual este material no es usado para el rectificado de aceros, aún presentando una dureza mayor a la del alundum, es su tenacidad. Esta propiedad evita que los granos abrasivos se fracturen, recuperando así la capacidad de corte, por el contrario hace que estos se redondeen generando así los inconvenientes anteriormente discutidos.
3. Diamante natural o sinterizado: Debido a su elevada dureza se usa en el rectificado de materiales extraordinariamente duros o para conseguir acabados excepcionales.
4. Nitruro de boro cúbico (CBN): Este material al igual que el diamante presenta una dureza elevada apropiada para rectificados no convencionales. Aunque se han mencionado cuatro tipos de abrasivos para propósitos generales solo se usan dos, el carborundum o el alundum.

2.7. Composición del acero

El acero es quizá el material que más se utiliza en elementos de maquinaria debido a sus propiedades de alta resistencia, extrema rigidez, durabilidad y relativa facilidad para fabricarlo. El término acero se refiere a una aleación de hierro y carbono que contiene otros elementos de aleación, los cuales le confieren propiedades mecánicas específicas para su utilización en la industria metalmeccánica (Mott, 1992).

Aunque el Carbono es el elemento básico a añadir al Hierro, y a los otros elementos de composición como el Cromo, Tungsteno, Manganeso, Níquel, Vanadio, Cobalto, Molibdeno, Cobre, Azufre y Fósforo. Estos elementos, según su porcentaje, ofrecen características específicas para determinadas aplicaciones, como herramientas, cuchillas, soportes, etc. Ver(2.6)

2.7.1. Propiedades mecánicas del acero

- Resistencia al desgaste. Es la resistencia que ofrece un material a dejarse erosionar cuando está en contacto de fricción con otro material.

Número AISI	Aplicaciones
1015	Partes maquinadas (pueden ser carbizadas).
1030	Partes en forma de barra para uso general.
1045	Flechas o ejes, engranes.
1080	Piezas para equipo agrícola. Piezas
1112	de tornillos para maquinas. Engranes,
4140	echas o ejes, piezas forjadas.
4340	Piezas que requieren un buen endurecimiento directo.
4640	Engranes, echas o ejes, levas.
5150	Flechas o ejes para trabajo pesado, resortes, engranes.
52100	Pista de rodamiento, baleros (aceros para cojinetes).
6150	Engranes, piezas forjadas, echas o ejes, resortes.
8650	Engranes, echas o ejes.
9260	Resortes.

Cuadro 2.6: Uso de algunos aceros.

- Tenacidad. Es la capacidad que tiene un material de absorber energía sin producir sura (resistencia a impacto).
- Maquinabilidad. Es la facilidad que posee un material de permitir el proceso de mecanizado por arranque de viruta.
- Dureza. Es la resistencia que ofrece un acero para dejarse penetrar. Se mide en unidades BRINELL (HB) ó unidades ROCKWEL C (HRC) mediante test del mismo nombre.

2.8. Momento de una fuerza respecto de una línea

Bedford (1996), menciona que la medida de la tendencia de una fuerza a causar un giro alrededor de una línea o eje se denomina momento de una fuerza respecto a una línea. Suponga que una fuerza $F \in \mathbb{R}^3$ actúa sobre un cuerpo, digamos una turbina que gira alrededor de un eje L . y que descomponemos F en componentes con base en el sistema coordenado. Las componentes $F_x \in \mathbb{R}$ y $F_z \in \mathbb{R}$ no hacen girar la turbina, así como tampoco la fuerza paralela al eje del cabrestante lo hace girar. Es la componente $F_y \in \mathbb{R}$ la que

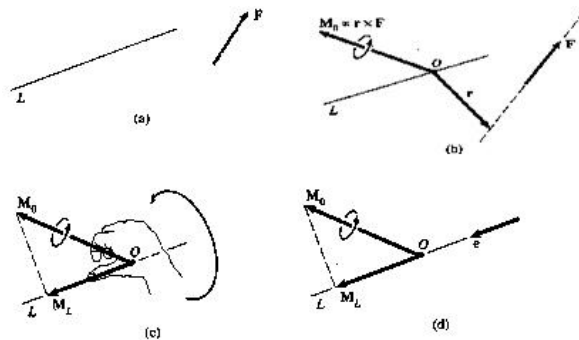


Figura 2.23: Momento de una fuerza respecto de una línea.

tiende a causar giros al ejercer un momento de magnitud F_y respecto al eje de la turbina. En este ejemplo podemos determinar el momento de F respecto a L porque el sistema coordenado está convenientemente situado. Plantemos ahora una expresión que se puede usar para determinar el momento de una fuerza respecto a cualquier línea.

Consideremos una línea L y una fuerza F (Fig. a). Sea M_O el momento de F respecto a un punto arbitrario O sobre L (Fig. b). El momento de F respecto a L es la componente de M_O paralela a L , que denotamos como M_L (Fig. c). La magnitud del momento de F respecto a L es M_L , y cuando el pulgar de la mano derecha apunta hacia M_L , el arco de los dedos indica el sentido del momento respecto a L . Vea (2.23)

En función de un vector unitario e a lo largo de L (Fig. d), M_L está dado por:

$$M_L = (e \times M_O) \times e. \quad (2.5)$$

El vector unitario e puede apuntar en cualquier dirección. El momento $M_O = r \times F$, por lo que podemos también expresar M_L como

$$M_L = (e \times (r \times F)) \times e. \quad (2.6)$$

El producto triple mixto en esta expresión está dado en función de las componentes de los tres vectores por: (3)

$$e \times (r \times F) = \begin{vmatrix} e_x & e_y & e_z \\ r_x & r_y & r_z \\ f_x & f_y & f_z \end{vmatrix}$$

Observe que el valor del escalar $e \times M_o = e \times (r \times F)$ nos da la magnitud y la dirección de ML. El valor absoluto de $e \times M_o$ es la magnitud de ML. Si $e \times M_o$ es positivo, ML apunta hacia e , y si $e \times M_o$ es negativo, ML apunta en la dirección opuesta a e .

El resultado de la ecuación 1 o 2 no depende del punto sobre L elegido para determinar $M_o = r \times F$. si usamos el punto O de la gura para determinar el momento de F respecto a L, obtenemos el resultado por la ecuación 2 y con el punto O` obtenemos lo mismo:

$$(e \times (r' \times F))e = (e \times ((r + U) \times F)) \times e \quad (2.7)$$

$$= (e \times (r \times F) + e \times (u \times F)) \times e \quad (2.8)$$

$$= (e \times (r \times F)) \times e \quad (2.9)$$

Por que $u \times F$ es perpendicular a e . Tambien podemos checar en el apendice B la resultante de las fuerzas y momentos que actúan sobre el disco respecto a su centro.

2.9. Par de torsion

Faires (1999), menciona que la ecuación de calculo de la potencia en caballos de vapor se emplea con tanta frecuencia, que conviene repasar brevemente su deducción, supongamos una fuerza F en Kg. o lb., actuando en la circunferencia de un radio r en centímetros o pulgadas. El trabajo efectuado por esta fuerza en su recorrido de circunferencia completa es $F(2\pi r/100)kgm$. O bien $F(2\pi r/12)lb. - ft$. Si la fuerza recorre la circunferencia n veces, el trabajo total es $F(2\pi r/100)nkgm$ o bien $F(2\pi r/12)nlb - ft$. Si n representa el numero de revoluciones por minuto, estas ultimas formulas indican el trabajo por minuto, en kgm/min. O lb.-ft/min. Ver (2.24)

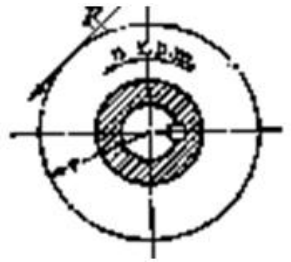


Figura 2.24: Par de torsion.

Pero 4500 kgm/ min. Equivalen a un caballo de vapor (CV), (caballo de vapor métrico = 75 kgm/seg.) por lo que la potencia en C.V. viene dada por:

$$CV. = (2 * 3.14Frn)/(100 * 4500) = Frn/71700 = Tn/71700 \quad (2.10)$$

en CV. (r en cm, T en kgm)

Siendo 71700 aproximadamente igual a $100 * 4500 / 2 * 3.14$ en unidades inglesas tenemos que 33000 ft-lb. /min. Son equivalentes a un horsepower (hp) (caballo de vapor ingles); por tanto:

$$Hp = (F9(2\pi r)(n)/(12)(33000) = Frn/63000 = Tn/63000 \quad (2.11)$$

Donde 63000 es aproximadamente igual a $12 * 33000 / 2\pi$.

2.10. Momentos de inercia de masa

Russell (1994), considérese una pequeña masa m que esta montada sobre una barra de masa despreciable la cual puede rotar libremente alrededor de un eje AA' ; Vea (2.25). Si se aplica una par al sistema, la barra y la masa, las cuales se supone que estaban inicialmente en reposo, comenzarán a girar alrededor de AA' . El tiempo requerido para que el sistema alcance una velocidad de rotación ω es proporcional a la masa m y al cuadrado de la distancia r . Por lo tanto, el producto $r^2 \Delta m$ proporciona una medida de la

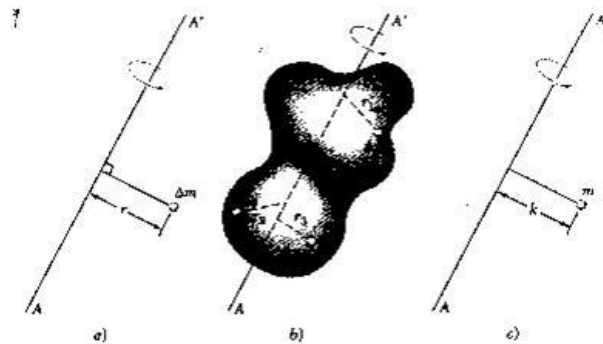


Figura 2.25: Momento de inercia de una masa.

inercia del sistema, esto es, una medida de la resistencia que ofrece el sistema cuando se trata de ponerlo en movimiento. Por esta razón, el producto $r^2\Delta m$ recibe el nombre de momento e inercia de masa Δm con respecto del eje AA' .

2.10.1. Determinación del momento de inercia de un cuerpo tridimensional por integración

Russell (1994), señala que el momento de inercia de un cuerpo tridimensional se obtiene evaluando la integral $I = \int r^2 dm$. Si el cuerpo es de un material homogéneo de densidad ρ , el elemento de masa dm es igual a ρdV y se puede escribir $I = \rho \int r^2 dV$. Esta integral solo depende de la forma del cuerpo. Por lo tanto, para calcular el momento de inercia de un cuerpo tridimensional, generalmente será necesario llevar a cabo una triple integración o, cuando menos, una doble integración.

Sin embargo, si el cuerpo posee dos planos de simetría, usualmente es posible determinar el momento de inercia del cuerpo con una sola integración seleccionando como elemento de masa dm una placa delgada que es perpendicular a los planos de simetría. Por ejemplo, en el caso de cuerpos de revolución, el elemento de masa será un disco delgado, Vea (2.26). Utilizando la formula (I), el momento de inercia del disco con respecto del eje de revolución se puede expresar tal y como se indica en la Fig. Por otra parte, el momento de inercia del disco con respecto de cada uno de los otros dos ejes coordenados se obtiene usando la formula (II) y el teorema de los ejes paralelos.

Integrando las expresiones obtenidas de esa forma, se obtienen los mo-

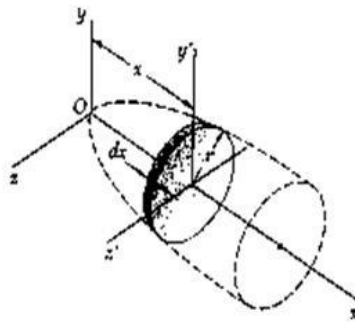


Figura 2.26: Determinación del momento de inercia de un cuerpo de revolución.

mentos de inercia del cuerpo.

$$ICC' = IAA' + IBB' = \frac{1}{2}mr^2 \quad (2.12)$$

$$IAA' = IBB' = \frac{1}{4}mr^2 \quad (2.13)$$

2.11. Tiempo que se necesita para acelerar una carga

Mott (1992), menciona que el principio básico que interviene se tome de la dinámica:

$$T = I\alpha \quad (2.14)$$

Donde I es el momento de inercia de la masa de los componentes que se están acelerando y ω es la aceleración angular, es decir, la cantidad de cambio de velocidad angular. El propósito común de tal análisis consiste en calcular el torque que se necesita para originar un cambio en la velocidad de giro, Δn , de un sistema en una cantidad específica de tiempo, t . Pero $\Delta n/t = \alpha$. A su vez, conviene más expresar el momento de inercia de la masa en términos de radio de giro, k . Por definición:

$$k = \frac{I}{m} \rightarrow k^2 = \frac{I}{m} \quad (2.15)$$

Donde m es la masa y $m = W/g$. por consiguiente:

$$I = mk^2 = Wk^2/g \quad (2.16)$$

Por consiguiente la ecuación correspondiente al torque se convierte en:

$$T = I\alpha = (Wk^2/g) * (\Delta n/t) \quad (2.17)$$

Al término Wk^2 se le suele llamar solo inercia de la carga, aunque, en términos estrictos, esa designación no es correcta; también podemos checar en el apéndice A las ecuaciones de como calcular la aceleración tangencial y la aceleración normal de un disco.

2.12. Motores eléctricos

El motor eléctrico se utiliza mucho para proporcionar la energía motriz principal a la maquinaria industrial, productos de consumo y equipo de oficina.

Los tipos de motores son de corriente directa (CD), de corriente alterna (CA); tanto monofásicos como trifásicos, motores universales, y motores de CA de velocidad variable.

2.12.1. Factores importantes para la selección de motores

Como mínimo, para los motores es necesario especificar los aspectos siguientes:

- Tipo de motor: de CD, CA, monofásico, trifásico y demás.
- Especificaciones de potencia y velocidad.
- Voltaje y frecuencia de operación.

- Tipo de carcasa.
- Tamaño de armazón.
- Detalles relativos al montaje.

Además, es probable que existan necesidades especiales que deben ser comunicadas al vendedor. Los factores principales a tomar en cuenta al seleccionar un motor incluyen los siguientes:

- Torque de operación, velocidad de operación y especificación de potencia.
- Torque de arranque.
- Variaciones de carga que se esperan y variaciones de velocidad correspondientes que pueden tolerarse.
- Limitaciones de corriente durante las fases de arranque y funcionamiento.
- Ciclo de trabajo: que tan a menudo hay que encender y apagar el motor.
- Factores ambientales: temperatura, presencia de atmósfera corrosiva o explosiva, exposiciones al clima o a líquidos, disponibilidad de aire para enfriar y demás.
- Variaciones de voltaje que se esperan: casi todos los motores toleran hasta $\pm 10\%$ de variaciones respecto al voltaje que se especifica. Más allá de este, se requieren diseños especiales.
- Cargas a las que se someten las echas: en particular cargas laterales y cargas de empuje susceptibles de afectar la vida de los cojinetes de las echas.

2.12.2. Tamaño del motor

Para agrupar motores cuyo tamaño es similar se emplea una clasificación general que se basa en el tamaño. Se suele utilizar el caballoje (hp), y a veces se utiliza la unidad métrica de watts o kilowatts, la conversión es:

$$1.0hp = 0.746kW = 746W \quad (2.18)$$

Las clasificaciones son:

- a) Caballaje subfraccional: 1 a 40 milicaballos (mhp) donde 1 mhp = 0.001 hp. Por lo tanto, este rango incluye 0.001 a 0.040 hp (0.75 W a 30 W, aproximadamente).
- b) Caballaje fraccional: 1/20 a 1.0 hp (37 W a 746 W aproximadamente).
- c) Caballaje integral: 1.0 hp (0.75 kW) y mayores.

Capítulo 3

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. Materiales

Los materiales empleados para poder diseñar y construir el sistema de desgaste para el banco de pruebas de discos de arado son los siguientes:

- Marco del banco de pruebas.
- Brazo porta- disco John Deere.
- Flecha. Montada en el eje del brazo porta-disco.
- PTR de 2"x 2".
- 1 motor trifasico.
- 2 sprockets de $Z=26$ y $Z=13$.
- Variador de frecuencia.
- Maquina soldadora.
- Piedras abrasivas.
- Cinta métrica y vernier.
- Computadora.

Marco del banco de pruebas: Material de "PTR" de 2"x 2"X 1/8"(SAE1020), 3"X 3"X 1/4" 4"x 4"X 1/4".^{A36} que sujetaran los elementos que conforman el banco de prueba para discos de arados unidos con soldadura E-6013.

Brazo porta-disco: El brazo porta-disco es un conjunto de elementos que unen al disco con el bastidor del arado.

El Moto-reductor: Sistema integrado, trifásico, 3 hp, 220 - 230 / 440 - 460 volts, 8.4 - 8.2 / 4.2 - 4.1 A (amperes), 60 Hz de frecuencia, con una velocidad de salida de 1725 rpm, factor de servicio 1.15, temperatura ambiente 40 °C.

Variador de frecuencia: MICROMASTER 420 (SIEMENS).

Cinta métrica y vernier: Para la medición del marco, brazo porta-disco y motor del banco de pruebas, medidas que se utilizaron para hacer el diseño en auto CAD y posteriormente para incorporarle el mecanismo del sistema de desgaste.

Computadora: Con el programa Auto CAD 2010, para el diseño del marco del banco de pruebas, el mecanismo de desgaste, base del motor y sus componentes.

3.2. Metodología

Para realizar el diseño y la construcción del mecanismo del sistema de desgaste para el banco se apoyó con el paquete de dibujo Auto CAD 2010, se empleo un diseño basándose en las fases representadas por Shigley, según el cual diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad humana, y que es una solución más probable y viable (Shigley, Mishke, 1990).

La palabra diseño proviene de la palabra latina designare, que signi ca "designar, marcar". El diccionario incluye varias de niciones de la palabra diseño, siendo la más aplicable "delinear, trazar o planear como acción o como trabajo... concebir, inventar o idear".

El diseño de ingeniería se puede definir como el proceso de aplicar las

diversas técnicas y los principios científicos con el objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con su suficiente detalle para permitir su realización (Norton, 1999). Diseñar es formular un plan para satisfacer una demanda humana. La necesidad particular que habrá de satisfacer puede estar bien definida desde el principio (Shigley, 1990).

Un problema de diseño no es un problema hipotético en absoluto. Todo diseño tiene un propósito concreto: la obtención de un resultado real al que se llega mediante una acción determinada o por la creación que tiene realidad física. En ingeniería, el término diseño puede tener diferentes significados para distintas personas:

- Técnico que dibuja en todos sus detalles un engrane, un embrague u otros elementos de una máquina.
- Es la creación de un sistema complejo, como una red de comunicaciones.
- Denominaciones: Ingeniería de sistemas o aplicaciones de la teoría de decisiones. A continuación se definen los términos de diseño mecánico y diseño en ingeniería mecánica.

Diseño Mecánico: El diseño mecánico es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: máquinas, aparatos, estructuras, dispositivos e instrumentos. En su mayor parte el diseño mecánico hace uso de las matemáticas, la ciencia de los materiales y la ciencia mecánica aplicada.

Diseño en Ingeniería Mecánica: Incluye el diseño mecánico pero, es un estudio de mayor amplitud que abarca todas las disciplinas de la ingeniería mecánica incluso las ciencias térmicas y de los ruidos.

Desarrollar un producto para fabricación desde la necesidad misma de solucionar un problema no es una tarea fácil. El proceso es diferente de producto a producto, y no existe un camino único para llegar a la solución de un problema el mejor camino y solución para un caso específico puede ser diferente de persona a persona o de industria a industria.

El proceso de diseño es una especie de mapa que nos guía desde la concepción de una idea hasta la obtención del producto real, de manera que se



Figura 3.1: Fases del diseño.

puedan ir tomando las mejores decisiones a través de todo el proceso de diseño a fin de obtener un producto de alta calidad que sea desarrollado rápida y económicamente.

3.2.1. Fases del diseño

El proceso total de diseño, se muestra en la siguiente figura 3.1. ¿Cómo empieza? ¿Simplemente llega un ingeniero a su escritorio y se sienta ante una hoja de papel en blanco y se pone a escribir algunas ideas? ¿Qué hace después? ¿Qué factores determinan o influyen en las decisiones que se deben tomar? Por último, ¿Cómo termina este proceso total de diseño? (Shigley, 1990). vea la figura (3.1)

Al inicio de las fases de diseño se describe el proceso total de diseño desde que empieza hasta que termina como se mostró en la figura. Principia con la identificación de una necesidad y con una decisión de hacer algo. Después de muchas iteraciones, el proceso finaliza con la presentación de los planes para satisfacer tal necesidad.

Identificación de necesidades y de definición de problemas

El diseño comienza cuando un ingeniero se da cuenta de una necesidad y decide hacer algo al respecto.

Identificar la necesidad puede manifestarse simplemente como un vago descontento o bien por la intuición de una dificultad o en la sensación de que algo no está correcto. Con frecuencia, la necesidad no es del todo evidente; por lo general, se identifica de repente a partir de una circunstancia adversa o de una serie de circunstancias fortuitas que surgen al mismo tiempo.

Hay una diferencia bien clara entre el planteamiento de la necesidad y la definición del problema que es más específica.

La importancia que ocupa a este trabajo es el desarrollo del "Diseño y construcción de un sistema de desgaste para el banco de pruebas para discos de arados," además de que ya se tiene una propuesta de diseño conceptual del banco como primer acercamiento a lo que será el producto final. En relación que obtengamos un equipo de laboratorio que nos permita estimar la durabilidad de discos de uso agrícola no se han encontrado antecedentes por lo que podemos decir que estamos desarrollando nueva tecnología.

La definición del problema debe abarcar todas las condiciones para el objeto que debe ser diseñado. Las condiciones o especificaciones son las cantidades de entrada y de salida, las características y dimensiones del espacio que deberá ocupar el objeto, y todas las limitaciones a estas cantidades. Las especificaciones de costo, la cantidad de piezas a fabricar, la duración esperada, el intervalo o variedad de capacidades, la temperatura de trabajo y la habilidad. Entre dichas condiciones sobresalen las velocidades necesarias, las intensidades de alimentación en las máquinas, las limitaciones de temperatura, el alcance máximo, las variaciones esperadas en las variables y las restricciones en tamaño y peso.

En el caso del banco de pruebas los procesos de fabricación, requeridos deben ser muy sencillos de tal forma que las especificaciones no tengan altas exigencias y puedan ser llevadas a cabo en un taller medianamente equipado con procesos de soldadura convencionales, equipos de medición, maquinado, corte, y acabados de uso común, el banco por lo tanto podrá ser desarrollado

por los investigadores del proyecto hasta que este completamente construido y posteriormente evaluado.

Una vez establecidas las especificaciones y llevado a cabo todo sobre el banco de prueba, los encargados del proyecto deberán dar seguimiento a cada uno de los componentes individuales del banco con base en lo especificado en los planos, reportes y especificaciones, debidamente documentados, además de normas aplicables.

Cuando se halla de nido el problema y obtenido un conjunto de especificaciones implícitas formuladas por escrito, el siguiente paso es la síntesis de una solución óptima. Ahora bien, la síntesis no podrá efectuarse antes de hacer el análisis y la optimización debido a que se analiza el sistema a diseñar, con el fin de determinar si su funcionamiento cumplirá las especificaciones. El análisis podría revelar que el sistema no es óptimo. Si el diseño no resultase satisfactorio en una de dichas pruebas o en ambas, el procedimiento de síntesis deberá iniciarse otra vez.

Se ha indicado, y se reiterará sucesivamente, que el diseño es un proceso iterativo en el que se pasa por varias etapas, se evalúan los resultados y luego se vuelve a una fase anterior del proceso. En esta forma es posible sintetizar varios componentes de un sistema, analizarlos y optimizarlos para volver después a la fase de síntesis y ver que efectos tiene esto sobre las partes restantes del sistema. Para el análisis y la optimización se requiere que se ideen o imaginen modelos abstractos del sistema que admitan alguna forma de análisis matemático, tales consideraciones reciben el nombre de modelos matemáticos.

Evaluación y presentación

La evaluación es una fase significativa del proceso total de diseño. Como es la demostración definitiva de que un diseño es acertado y, por lo general, incluye pruebas de un prototipo en laboratorio. En tal punto es cuando se desea observar si el diseño satisface realmente la necesidad o las necesidades. ¿Es confiable? ¿Es fácil de mantener y ajustar? ¿Se obtendrán ganancias por su venta o utilización? ¿Y es factible de ser asegurado fácilmente y a bajo precio? ¿Es probable que se requieran medios especiales para reemplazar el

sistema o partes defectuosas? (Shigley, 1990).

Es probable que los enfoques en cuanto a diseño tenga que adaptarse para hacerlos compatibles con ciertas industrias y mercados. Al enfocarse en un diseño, el responsable debe establecer criterios que servirán de guía en los procesos de toma de decisiones inherentes a cualquier proyecto. Como para cada problema de diseño existente distintas alternativas con relación a su solución (Mott, 1992).

A continuación se mencionan los criterios generales en el diseño mecánico o de maquinaria.

- Seguridad.
- Rendimiento (el grado en el que el diseño satisface o excede los objetivos de diseño).
- Con habilidad (una alta probabilidad de que el diseño cumplirá con la vida útil o la excederá).
- Facilidad para fabricar.
- Disponibilidad de servicio o reemplazo de componentes.
- Facilidad en cuanto a operación.
- Costo inicial bajo.
- Costo de operación y mantenimiento bajos.
- Tamaño reducido y poco peso.
- Poco ruido y escasa vibración; que opere con suavidad.
- Uso de materiales accesibles y facilidad en la compra de componentes.
- Uso prudente de partes cuyo diseño es único, junto con componentes en el mercado.
- Que su aspecto resulte atractivo y adecuado para su aplicación.

3.2.2. Consideraciones del diseño

A veces la resistencia de un elemento en un sistema es asunto muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento. En tal caso se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. Cuando se usa la expresión consideración de diseño se está refiriendo a una característica que interviene en el diseño de un elemento o quizás, en todo el sistema. Generalmente se tienen que tomar en cuenta varios factores en un diseño determinado. Algunos de los más importantes son los siguientes:

1. Resistencia
2. Con habilidad
3. Propiedades térmicas
4. Corrosión
5. Desgaste
6. Fricción
7. Costo
8. Seguridad
9. Peso duración
10. Ruido
11. Forma
12. Lubricación
13. Mantenimiento
14. Responsabilidad legal

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamblaje de los elementos del sistema.

Esto es completamente correcto y apropiado en un ambiente académico, donde en realidad se necesita utilizar tales principios para resolver problemas profesionales. Sin embargo, a fin de conservar la perspectiva correcta, se debe observar que en muchos casos los factores de diseño importantes son tales que no es necesario hacer cálculos o experimentos para definir un elemento o sistema.

Capítulo 4

RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1. Resultado

Como resultado del proceso de diseño se obtuvo el sistema mostrado en la figura, aunque no parezca de gran importancia pero con esto ya se tiene un gran avance. Se puede apreciar el diseño:Vea (4.1)

El motor forma parte del mecanismo para rotar el disco, ya que este está colocado a 13° con respecto al eje (Z) perpendicular al eje del ángulo vertical o de inclinación y el variador de frecuencia con el cual se modifican las velocidades de giro del motor, como sabemos sirve para regular la frecuencia del voltaje aplicado al motor, logrando modificar su velocidad. Sin embargo, simultáneamente con el cambio de frecuencia, debe variarse el voltaje aplicado al motor para evitar la saturación del núcleo magnético con una elevación de la corriente que dañaría al motor.

4.2. Modificaciones del banco de pruebas

Se realizaron algunas modificaciones al banco de pruebas construido por Balan (2004), las cuales se muestran en la figura. Estas modificaciones se hicieron con la finalidad de facilitar la construcción del sistema propuesto en este trabajo y son las siguientes:Vea (4.2)

1. Base del motor: Esta conformada por una estructura de ángulo para soldadura de $3/16'' \times 2'' - 3'$ y sirve para soportar y sujetar el motor,

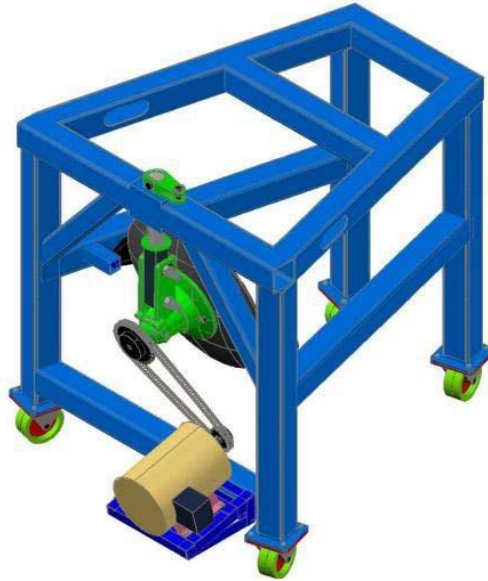


Figura 4.1: Banco de pruebas para discos de arado.

esta montada al marco y tiene perforaciones para poder tensionar la cadena de rodillos, esta base está a 13° con respecto al eje x .

- 2 Flecha de la masa: Sirve para acoplar el sprocket de 26 dientes.
- 3 Estructura PTR de $3'' \times 3''$: En el banco construido se encuentra una viga horizontal, para soportar la base del motor, ya que de la forma que se encuentra montado facilita la colocación de dicha base.
- 4 Pasador y perforación para dejar jo el timón o brazo porta-disco.

4.3. Mecanismo para rotar el disco

Este mecanismo sirve para rotar el disco y la velocidad del motor se controla con un variador de frecuencia, el motor está colocado a 55° con respecto al eje vertical (Y), la distancia que hay entre los centros de los sprockets es de 420 mm, este mecanismo está compuesto por: Vea (4.3).

- 1 Motor trifásico de 3 hp.

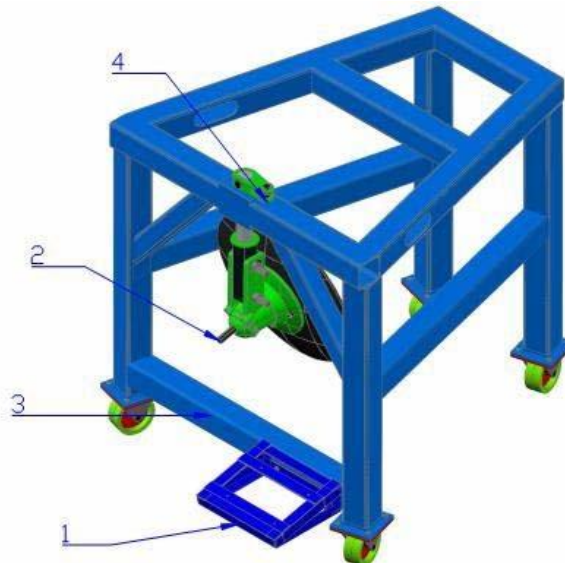


Figura 4.2: Modificación del banco de pruebas.

- 2 Sprockets de $Z=26$ dientes.
- 3 Sprocket de $Z=13$ dientes
- 4 Cadena de rodillos, paso=19.05 mm
- 5 Flecha; Montada en el eje del brazo porta disco, 100 mm.
- 6 Eje del brazo porta-disco.

Según Ortiz Cañavate (1995), las velocidades de trabajo típicas para arado de discos o vertedera son del orden de 5 a 9 km/h. Menciona también que los valores más comunes para el ángulo de corte varían entre 40° y 45° .

Tomando en consideraciones ésta información y considerando un disco de 24 (611 mm) de diámetro y una velocidad de 5 km/h, la velocidad angular promedio de éste disco si no existe patinaje y el ángulo de corte es de 42.5° , es rodamiento puro, en el cual la velocidad circunferencial lineal del lo del disco es igual a la velocidad de avance V_1 del disco:

$$V_1 = V \cos \alpha \quad (4.1)$$

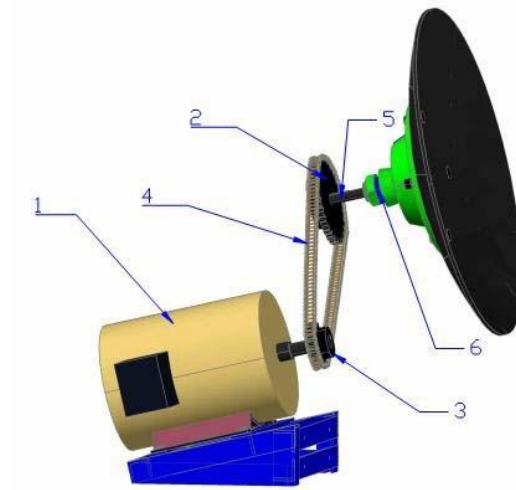


Figura 4.3: Mecanismo para rotar el disco.

Donde V es la velocidad de avance de la maquina.

La velocidad angular de rotación del disco en este caso es igual a:

$$\omega = V_1/D/2 = 2V \cos\alpha/D \quad (4.2)$$

$$\omega = [2(5000m) \cos 42.5^\circ / (0.610)] / 3600 \text{ s} \quad (4.3)$$

$$\omega = 3.38 \text{ rad/s} \quad (4.4)$$

Convirtiendo a rpm tenemos:

$$1 \text{ radian} = 180/\Pi \text{ grados}$$

$$360^\circ = 1 \text{ rev}$$

$$(3.38)(180)/\Pi = 194^\circ \quad (4.5)$$

$$) (194^\circ)/360^\circ = 0.5388 \text{ rev/s} \quad (4.6)$$

$$(0.5388)(60s) = 32.328 \text{ rpm} \quad (4.7)$$

Matemáticamente, la relación de transmisión entre dos engranajes circulares con un determinado número de dientes Z se puede expresar de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (4.8)$$

Donde:

ω_1 = Velocidad angular de entrada.

ω_2 = velocidad angular de salida transmitida.

Z_1 = Número de dientes del engranaje de entrada.

Z_2 = Número de dientes del engranaje de salida.

Como ya calculamos la ω_1 proseguimos a calcular la ω_2 de la siguiente manera:

Despejando la ecuación de la relación de transmisión queda:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 Z_1}{Z_2} \quad (4.9)$$

Sustituyendo los valores conocidos obtenemos:

$$\omega_2 = \frac{(32.328 \text{ rpm})(13 \text{ dientes})}{(26 \text{ dientes})} = 16.164 \text{ rpm} \quad (4.10)$$

Con la siguiente ecuación calculamos cuantas vueltas gira el eje conducido cuando el eje conductor gira una vuelta.

$$N_2 = \frac{(Z_1)(N_1)}{(Z_2)} \quad (4.11)$$

y al susituir valores nos da:

$$N_2 = \frac{(13)(1)}{(26)} = \frac{1}{2} \quad (4.12)$$

Esto nos dice que cuando la rueda de 13 dientes gira una vuelta, la de 26 dientes gira media vuelta.

Como en toda transmisión por ruedas dentadas se cumple:

$$Z_1 \times N_1 = Z_2 \times N_2 \quad (4.13)$$

Donde:

N_1 = Velocidad del eje motriz o conductor.

N_2 = Velocidad del eje conducido.

Z_1 = Número de dientes de la rueda conductora.

Z_2 = número de dientes de la rueda conducida.

$$(13 \text{ dientes})(32.328 \text{ rpm}) = (26 \text{ dientes})(16.164 \text{ rpm}) \quad (4.14)$$

$$420.264 = 420.264 \quad (4.15)$$

4.4. Cálculo del largo de la cadena

La ecuación para hallar el largo de la cadena (expresado en pasos), conociéndose la distancia entre ejes en pasos y la cantidad de dientes de la rueda (sprocket grande) y piñón (sprocket chico) es la siguiente:

$$L = 2C + (N + n)/2 + (N - n/2 \times \Pi)^2/C \quad (4.16)$$

Donde:

L = Longitud de la cadena expresada en pasos; 19.05 mm (3/4")

C = Distancia entre ejes expresado en pasos; 420mm = 22.04 pasos.

N = Número de dientes de la rueda; 26 dientes.

n = Número de dientes del piñón; 13 dientes.

$$L = 2(22.04) + (26 + 13)/2 + (26 - 13/2 \times \Pi)^2/22.04 \quad (4.17)$$

$$L = 44.08 + 19.5 + 0.19 = 63.77 \text{ pasos} \quad (4.18)$$

$$L = 63.77 \times 22.04 = 1405.48 \text{ mm}/1000 \text{ mm} = 1.405 \text{ m} \quad (4.19)$$

4.5. Discusión

Para el proceso de construcción, se realizaron algunas modificaciones y/o adaptaciones de nuevos elementos a la propuesta original, se maquinó la echa que va soldado directamente al eje del brazo porta-disco, se cambió el balero cónico interior y el balero conico exterior y la taza del balero exterior.

Cuando ya este en su desarrollo total el banco de pruebas con cada uno de sus elementos se hace un ahorro en combustible, mano de obra tiempo de trabajo y costo al momento de hacer las pruebas en campo, este banco se puede decir que es portátil porque se puede transportar de un lugar a otro con la ayuda de sus cuatro ruedas que se encuentran en cada pata del bastidor, girando así de la misma manera a 360°.

Resultara ser mas económico realizar las pruebas de desgaste con este banco de pruebas de discos de arado, que hacerlas en campo con el tractor, ya que es mas laborioso y costoso que en el laboratorio.

Capítulo 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

De acuerdo al objetivo planteado se obtuvo el diseño del sistema de desgaste para discos de arado, ya que el proceso de construcción se logro hasta la parte del mecanismo para rotar el disco, por falta de recursos económicos ya no se pudo construir el mecanismo de desgaste pero si se hizo una propuesta de diseño en esta parte del proyecto.

Cabe mencionar que el diseño pueda tener modificaciones para investigaciones futuras, debido a que existen muchas formas de diseñar los sistemas de desgaste. De acuerdo a los resultados obtenidos hasta este momento se puede afirmar que existen fundamentos suficientes para continuar el proyecto, el banco de pruebas es viable desde los puntos de vistas técnicos y económicos.

Cada componente o mecanismo esta diseñado de la forma más conveniente y estandarizado de cada una de sus piezas de modo que sea preciso y seguro al momento del montaje y armado del mecanismo, y que una de las ventajas es que la operación del banco lo podrá efectuar una sola persona.

Los cuidados de mantenimiento necesario del banco serán la lubricación correcta de la echa donde tiene movimiento, los sprockets, las ruedas para la transportación, lavar la cadena y sumergirla en aceite pesado o grasa caliente, para que penetre en todos los pernos, bujes y rodillos; Luego, dejar escurrir fuera del baño caliente y volver a colocar sobre los sprockets y observar periódicamente el estado de los diversos elementos componentes del banco.

Finalmente reitero que este acercamiento al desarrollo de construcción del banco de pruebas no es la propuesta definitiva porque se debe de seguir trabajando el proyecto para analizar detalles que surjan en investigaciones futuras.

Bibliografía

- [1] Núñez, C. F., Diseño de un Banco de Pruebas para Discos de Arados (Etapa de Especificaciones), Tesis de licenciatura, Saltillo, Coahuila, UAAAN, 2002.

- [2] Pliego, G. J., Efecto del Índice de Desgaste (α) en el Desempeño de los Discos de Arados en un Suelo Franco, Tesis de Licenciatura, Saltillo, Coahuila, UAAAN, 2003.

- [3] Balan F. E. , Construcción de un banco de pruebas para disco de arado, Tesis licenciatura, Saltillo, Coahuila, UAAAN ,2004.

- [4] Estrada G.H., Diseño Conceptual de un Mecanismo de Frenado para el Banco de Pruebas de Discos de Arado, Tesis licenciatura, Saltillo, Coahuila, UAAAN, 2005.

- [5] Kepner, R.A. y Bainer R.B., Principles of farm machinery, Publishing Co. Connecticut, E.U.A., 1978

- [6] Cañabate, J. O., Técnica de la Mecanización Agraria, Madrid España, Mundi - Prensa, 1989.

- [7] Nartov, P.S., Disk soil-working implements, a. a. balkema/rotterdam, Urss, 1985

-
- [8] Norma Mexicana NMX-B-324-1968, Composición Química de Aceros al Carbono, 1968.
- [9] Martínez, P.F., La tribología, ciencia y técnica para el mantenimiento, 3º Ed. ,Editorial Limusa, México D.F., 1996
- [10] Mott, R.I., Diseño de Elementos de Maquinas, 2a Edición, Ed. Prentice Hall, México, 1992
- [11] Bedford, F., Estática (mecánica para ingeniería), 1a Edición, Addison Wesley Iberoamericana, 1996
- [12] Shigley E. Joseph D. y Mischke R.C., Diseño en Ingeniería Mecánica, 5ta Edición, Ed. Mc Graw Hill, 1990.
- [13] Faires, M.V., Diseño de elementos de maquinas, novena reimpresión ,versión en español, 1999
- [14] Russell , Beer-E y Ferdinand P., Mecánica de materiales, 2ª ed., Graw Hill, 1994
- [15] Norton, R.L., Diseño de Maquinas, 1ª ed., Prentice-Hall, México, 1999
- [16] Norma Mexicana NMX - O - 182 - SCFI - 2003., Tractores Implementos y Maquinaria Agrícola - Arados de Discos - Especificaciones y Método de Prueba, 2003.
- [17] Hunt , D., Maquinaria Agrícola, 2º Ed. ,Editorial Limusa, México D.F.,1991
- [18] Chávez, N.A., Generación de modelos de predicción de fuerza de tiro horizontal demandada por un arado de discos, Revista chapingo, serie

ingeniería agropecuaria, 2000

[19] Wills, B.M.D., An Analysis of the geometric and soil working parameters of a curved vertical disc, 1985

[20] Rabinowicz, E. 1995. Friction and Wear of Materials. Second edition, John Wiley Sons, 1995.

Apéndice A

Magnitudes lineales y angulares del disco

De la definición de radián (unidad natural de medida de ángulos) obtenemos la relación entre el arco y el radio. Como vemos en la figura, el ángulo se obtiene dividiendo la longitud del arco entre su radio.

$$\theta = \frac{s}{r} = \frac{s'}{r'} \quad (\text{A.1})$$

Derivando $s=r\theta$ respecto del tiempo, obtenemos la relación entre la velocidad lineal y la velocidad angular

$$\frac{ds}{dt} = r \frac{d\theta}{dt} \quad (\text{A.2})$$

$$v = r\omega \quad (\text{A.3})$$

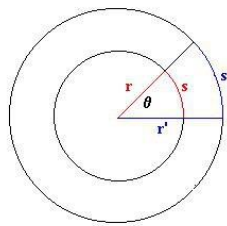


Figura A.1: Magnitudes.

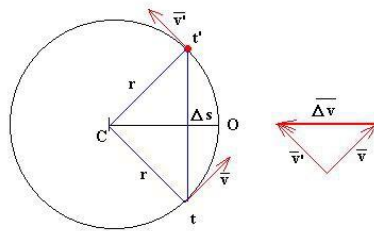


Figura A.2: Aceleración normal.

La dirección de la velocidad es tangente a la trayectoria circular, es decir, perpendicular a la dirección radial.

Aceleración tangencial

Derivando esta última relación con respecto del tiempo obtenemos la relación entre la aceleración tangencial a_t y la aceleración angular.

$$\frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} \quad (\text{A.4})$$

$$a_t = r \alpha \quad (\text{A.5})$$

Un móvil tiene aceleración tangencial, siempre que el módulo de su velocidad cambie con el tiempo.

Aceleración normal

El cálculo de la componente normal de la aceleración es algo más complicado. La aceleración normal está relacionada con el cambio de la dirección de la velocidad con el tiempo. En un movimiento circular uniforme no existe aceleración tangencial ya que el módulo de la velocidad no cambia con el tiempo, solamente cambia su dirección y por tanto, tiene aceleración normal.

Supongamos un móvil que describe un movimiento circular uniforme.

- En el instante t la velocidad del móvil es v , cuyo módulo es v , y cuya dirección es tangente a la circunferencia.

- En el instante t' la velocidad del móvil v' , que tiene el mismo módulo v , pero su dirección ha cambiado.

Calculemos el cambio de velocidad $\Delta v = v' - v$ que experimenta el móvil entre los instantes t y t' , tal como se ve en la gura. El vector Δv tiene dirección radial y sentido hacia el centro de la circunferencia. Los triángulos de color rojo y de color azul de la gura son isósceles y semejantes por lo que podemos establecer la siguiente relación:

$$\frac{\Delta s}{r} = \frac{\Delta v}{v} \quad (\text{A.6})$$

Donde la cuerda Δs es el módulo del vector desplazamiento entre los instantes t y t' .

Dividiendo ambos miembros entre el intervalo de tiempo $\Delta t = t' - t$

$$\frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v \Delta s}{r \Delta t} \quad (\text{A.7})$$

Cuando el intervalo de tiempo Δt tiende a cero, la cuerda Δs se aproxima al arco, y el cociente ds/dt nos da el módulo de la velocidad v del móvil,

$$a_n = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v}{r} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{v ds}{r dt} = \frac{v^2}{r} \quad (\text{A.8})$$

La aceleración normal a_n tiene dirección radial y sentido hacia el centro de la circunferencia que describe el móvil y su módulo viene dado por una u otra de las expresiones siguientes:

$$a_n = \frac{v^2}{r} = \omega^2 r \quad (\text{A.9})$$

Esta es la deducción más elemental de la fórmula de la aceleración normal que se basa en la identificación de la longitud del arco entre dos puntos de la circunferencia con la cuerda que pasa por dichos puntos, cuando ambos puntos están muy próximos entre sí. Una deducción alternativa se proporciona en la página titulada "Deducción alternativa de las fórmulas de la aceleración tangencial y normal".

Apéndice B

Ecuaciones de movimiento del disco

Sea un disco de masa md y de radio R . El centro del disco se mueve con velocidad v , y gira alrededor de un eje perpendicular al plano del disco y que pasa por el centro, con velocidad angular ω .

El vector velocidad de un punto P que dista r del centro y cuya posición angular es θ , es :

$$v_p = (v - \omega r \sin \theta)i + (\omega r \cos \theta)j \quad (\text{B.1})$$

La fuerza de rozamiento dF que actúa sobre el elemento de masa dm se opone al movimiento de dicho elemento, su dirección es la misma que la velocidad v , y de sentido contrario.

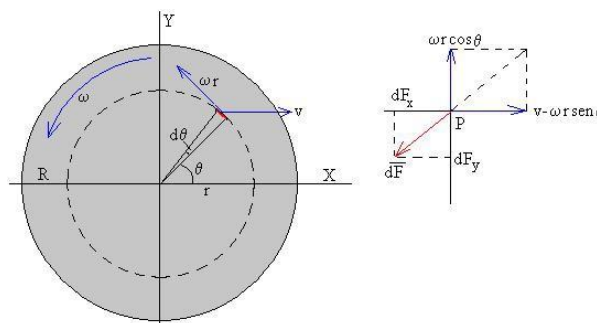
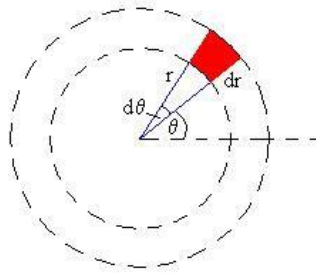


Figura B.1: Vectores de velocidad.



$$dF = - \mu \cdot dm \cdot g \frac{v_p}{v_p} \quad (\text{B.2})$$

Si m_d es la masa del disco, la masa dm contenida en el elemento de área $(r \cdot d\theta)dr$, es :

$$dm = (m_d)(r)(d\theta)(dr)/(\pi R^2)$$

Resultante de las fuerzas que actúan sobre el disco

Las componentes del vector dF sobre dicho elemento son:

$$dF_x = - \frac{m_d}{\pi R^2} \mu g \sqrt{\frac{v - \omega r \sin \theta}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin \theta}} r d\theta \cdot dr \quad (\text{B.3})$$

$$dF_y = - \frac{m_d}{\pi R^2} \mu g \sqrt{\frac{\omega r \cos \theta}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin \theta}} r d\theta \cdot dr \quad (\text{B.4})$$

Las componentes de la fuerza resultante sobre el disco son:

$$F_x = - \frac{m_d}{\pi R^2} \mu g \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R \sqrt{\frac{v - \omega r \sin \theta}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin \theta}} r dr \quad (\text{B.5})$$

$$F_y = - \frac{m_d}{\pi R^2} \mu g \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R \sqrt{\frac{\omega r \cos \theta}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin \theta}} r dr \quad (\text{B.6})$$

Por simetría $F_y=0$.

Ecuación del movimiento del centro de masas del disco

$$md\Delta(dv/dt) = Fx \quad (\text{B.7})$$

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{\mu g}{\pi R^2} \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R \frac{v - \omega r \sin\theta}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin\theta} r dr \quad (\text{B.8})$$

Momento de las fuerzas sobre los elementos del disco, respecto de su centro

$$dM = r \times dF = r \times \left(-\mu \cdot dm \cdot g \frac{V}{v} \right) = -\mu \cdot dm \cdot g (r \cos\theta + r \sin\theta) \times \quad (\text{B.9})$$

$$\left(\frac{v - \omega r \sin\theta}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin\theta} i + \frac{\omega r \cos\theta}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin\theta} j \right) = \quad (\text{B.10})$$

$$-\mu \cdot dm \cdot g \left(\frac{v - \omega r^2 \cos\theta}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin\theta} - \frac{R \sin\theta (v - \omega r \sin\theta)}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin\theta} \right) k = \quad (\text{B.11})$$

$$-\frac{m_d}{\pi R^2} \mu g \left(\frac{r(\omega r - v \sin\theta)}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin\theta} \right) r \cdot d\theta \cdot dr \cdot k \quad (\text{B.12})$$

$\omega^2 r^2$

El momento total de las fuerzas sobre los elementos del disco, respecto del centro es:

$$M = -\frac{m_d}{\pi R^2} \mu g \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R \left(\frac{r^2(\omega r - v \sin\theta)}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \sin\theta} \right) dr \quad (\text{B.13})$$

Ecuación de la dinámica de rotación $I(d\omega/dt) = M \cdot Donde : I=(1/2)md R^2$ es el momento de inercia del disco.

$$\frac{d\omega}{d\theta} = - \frac{2\mu g}{\pi R^4} \int_0^{2x} \int_0^R \frac{r^2 (\omega r - v \text{sen}\theta)}{v^2 + \omega^2 r^2 - 2v\omega r \text{sen}\theta} dr \quad (B.14)$$

Para calcular la posición x y la velocidad v del centro del disco, el ángulo girado φ, y velocidad angular ω de rotación en función del tiempo t, se ha de resolver, empleando procedimientos numéricos, un sistema de dos ecuaciones diferenciales de segundo orden.

$$\frac{d^2x}{dt^2} = - \frac{\mu g}{\pi R^2} f(v, \omega) \dots \dots \dots v \quad \frac{dx}{dt} \quad (B.15)$$

$$\frac{d^2\phi}{dt^2} = - \frac{2\mu g}{\pi R^4} g(v, \omega) \dots \dots \dots \omega \quad \frac{d\phi}{dt} \quad (B.16)$$

Previamente, hemos de obtener los valores de las funciones f(v, ω) y g(v, ω) calculando numéricamente las dos integrales dobles para cada valor de v y ω.

Casos particulares:

- Solamente hay movimiento de traslación, ω = 0

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{\mu g}{\pi R^2} \int_0^{2x} \int_0^R r \cdot dr = - \mu g \quad (B.17)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = - \frac{2\mu g}{\pi R^4} \int_0^{2x} \int_0^R r^2 (- \text{sen}\theta) dr = 0 \quad (B.18)$$

El centro del disco sigue una trayectoria rectilínea. Parte con velocidad inicial v0, va disminuyendo con el tiempo, hasta que se para.

$$v = v_0 - \mu g t \tag{B.19}$$

$$x = v_0 t - \mu g t^2 / 2 \tag{B.20}$$

El tiempo t que tarda en pararse y su desplazamiento x son, respectivamente

$$t = \frac{v_0}{\mu g} \dots\dots\dots x = \frac{1}{2} \frac{v_0^2}{\mu g} \tag{B.21}$$

- Solamente hay movimiento de rotación, v=0

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{\mu g}{2\pi} \int_{2x}^{2x} \int_0^R d\theta - r \sin\theta \cdot dr = 0 \tag{B.22}$$

$$\frac{d\omega}{dt} = - \frac{\mu g}{\pi R^4} \int_0^{2x} \int_0^R r^2 dr = \frac{-4\mu}{3R} \tag{B.23}$$

El centro del disco permanece en reposo. Gira alrededor del eje perpendicular al plano del disco y que pasa por su centro, con velocidad inicial ω_0 , que va disminuyendo con el tiempo, hasta que se para.

$$\omega = \omega_0 - 4\mu g t / (3R)$$

$$\varphi = \omega_0 t - 4\mu g t^2 / (6R)$$

El tiempo t que tarda en pararse y su desplazamiento angular φ son, respectivamente

$$t = \frac{3\omega_0 R}{4\mu g} \dots\dots\dots \varphi = \frac{3}{8} \frac{\omega_0^2 R^2}{\mu g} \tag{B.24}$$

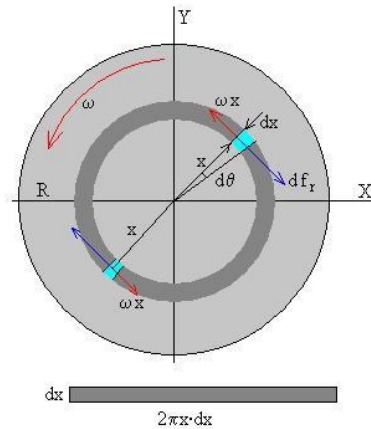


Figura B.2: Momento de rozamiento

Momento de rozamiento

Consideremos un disco en rotación con velocidad angular ω , apoyado en un plano horizontal. Tomamos un elemento del disco, a una distancia x de su centro. La velocidad de dicho elemento es ωx , y su dirección es perpendicular al radio. La fuerza de rozamiento se opone al movimiento de dicho elemento, tal como se muestra en la figura.(B.2)

Si dividimos el disco en anillos de radio x , y de anchura dx , observamos que el momento de las fuerzas de rozamiento debidos a todos los elementos del anillo tiene el mismo módulo, la misma dirección y sentido. El momento resultante es

$$dM_r = \mu dN x \quad (\text{B.25})$$

donde dN es la reacción del plano igual al peso del anillo de radio x y espesor dx

$$dN = \frac{M g}{\pi R^2} 2\pi x \cdot dx = \frac{2M g}{R^2} x \cdot dx \quad (\text{B.26})$$

El momento total, es la suma de los momentos de todos los anillos en los que hemos dividido el disco

$$M_r = \int_0^R \frac{2Mg}{\mu R^2} x^2 dx = \frac{2\mu M g R}{3} \quad (\text{B.27})$$

Introduciendo el valor de M_r en la fórmula de la aceleración a del bloque

$$a = \frac{6m - 4\mu M}{6m + 3M} g \quad (\text{B.28})$$

La velocidad del bloque cuando ha descendido una altura h partiendo del reposo, vale

$$v = \sqrt{2ah} = \sqrt{2 \frac{6m - 4\mu M}{6m + 3M} gh} \quad (\text{B.29})$$

Apéndice C

Dibujos