

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA



PROPUESTA ALTERNATIVA PARA EL SISTEMA
MOTRIZ DE UNA COMPACTADORA PARA CARPETA
ASFALTICA CON RUEDAS NEUMATICAS.

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N :
JUAN JOSE GARCIA CAMACHO
OSCAR HERRERA MORALES
ANTONIO ZEPEDA SANCHEZ



ASESOR: M.I. LEOPOLDO A. GONZALEZ GONZALEZ



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

REFLEXIONES

"La lombriz de tierra no tiene garras ni dientes afilados ni músculos poderosos, pero puede vivir alimentándose de la tierra en el suelo y bebiendo agua subterránea, porque concentra su atención en buscar sustento. El cangrejo, en cambio, tiene ocho patas y dos pinzas, pero no tiene dónde vivir salvo en los escondites de serpientes y anguilas porque su impaciencia no le permite concentrarse en procurarse un refugio. Lo mismo es válido para los hombres. El que no tiene la firme voluntad de penetrar en el estudio y carece de espíritu de dedicación, no podrá llegar a ningún lugar de significación. Si rehusa realizar una labor silenciosa y ardua, no podrá lograr grandes éxitos en su empresa. Si vacila en la encrucijada, no podrá alcanzar su destino." (Xun Kuang, 313-238 a. de J.C.)

Oscar

"La multitud de ríos, imitando el ejemplo del mar, llegan al mar, en tanto que las colinas, imitando el ejemplo de la montaña, nunca llegan a ser montañas. ¿Por qué ha de limitarse un hombre a sí mismo a un estrecho encierro como lo hacen las colinas?" (Yang Xiong, 53-18 a. de J.C.)

"Marchitas las hoja de adentro, brotan nuevas ramas del banano. Enseguida los nuevos brotes se ven envueltos por nuevas hojas. ¡Ojala fuera yo uno de ellos y, adquiriendo nuevas y nuevas virtudes, conociera más y más el mundo en compañía de las nuevas hojas!" (Qian Daxin, 1728-1804)

Toño

"Los pequeños actos que se ejecutan son mejores que todos aquellos grandes que se planean." (George Marshall)

Juan José

DEDICATORIAS

CON ENORME AMOR Y CARIÑO
DEDICO EL PRESENTE TRABAJO

A MIS PADRES,
SR. RÉGULO HERRERA R.
SRA. JOSEFINA MORALES DE H.,
quienes han consagrado su vida
a mis hermanos y a mí. Con
todo mi agradecimiento por
haberme dado la oportunidad
de vivir, por el ánimo y
entusiasmo que supieron
inculcarme para el logro de
de mi carrera; así como por toda
su dedicación, sacrificio
y apoyo infatigable.

Dedico esta obra a mis padres,
suplicando la acepten como
la mejor muestra del respeto y
admiración que siento por ellos.

A MIS HERMANOS

JAVIER Y ARACELI

Por haber confiado en mí y a quienes
quiero y admiro porque se han sabido
imponer en la vida y, deseo logren
los mayores triunfos en ella.

A TOTO

Por haberse convertido en
el aliciente para superarme
cada día más en todos
los ámbitos de la vida.

Sinceramente, con todo mi corazón...

Oscar

CON ENORME CARIÑO Y RESPETO
DEDICO EL PRESENTE TRABAJO

A MIS PADRES

J. GUADALUPE ZEPEDA JIMÉNEZ

JULIA SÁNCHEZ DE ZEPEDA

Como un pequeño testimonio de mi eterno agradecimiento, por el gran apoyo y aliento que siempre me han brindado, y por el que sé, que me seguirán dando.

A MI QUERIDA MÓNICA

Con gran amor, cariño y profundo agradecimiento, por su amor y comprensión que ha sabido prodigarme, y haber traído al mundo a una niña tan hermosa.

A MI BELLA HIJA

MÓNICA INGRID (3 meses)

Por proporcionarme con su sola presencia la fuerza para superar todos los obstáculos y haber llenado de alegría a mi vida.

Una niña nace con una aureola de brillo angelical del que siempre queda el suficiente halo de luz para cautivarnos el corazón.

A MIS HERMANOS

EDUARDO Y MAURA

Por su valiosa amistad, apoyo y
estímulos que me han brindado,
por ser más que mis hermanos...
mis amigos, gracias.

A todos ellos, que este trabajo
sea una pequeña muestra de mi
eterna gratitud por su valiosa
ayuda, amor y comprensión.

Antonio

CON GRAN ADMIRACIÓN Y RESPETO
DEDICO EL PRESENTE TRABAJO

A MIS PADRES QUERIDOS

A quienes les debo todo:

SR. APOLINAR GARCÍA PÉREZ

SRA. SOCORRO BENITA CAMACHO DE GARCÍA

por sus consejos, sacrificios y desvelos.

A MIS HERMANAS

MA. DEL CARMEN

y HEBE

Por su apoyo incondicional.

Con mucho cariño y amor

a mi niña linda: GEORGINA

por su apoyo y comprensión,

que me motivaron a lograr esta meta.

A Oscar Herrera y
Antonio Zepeda por su
apoyo y colaboración.

Juan José

AGRADECIMIENTOS

A NUESTROS MAESTROS Y ESCUELA

Quienes nos enseñaron,
ofreciéndonos tiempo, estímulo y
sabiduría, haciéndose
merecedores a nuestra gratitud y
respeto; sólo podemos mostrarles
nuestro agradecimiento
siendo lo mejor posible.

A NUESTROS COMPAÑEROS Y AMIGOS

Adolfo Silvestre, Luis Pacheco,
Luis Miguel Medina, Leonardo Torres,
Roberto Palafox, Manuel Correa,
Armando Matamoros y Dulce Ma. Toledo,
por aquellos inolvidables días de
convivencia y amistad desinteresada.

A LOS INGENIEROS DEL C.D.M.

Alberto Camacho, Leopoldo,
Vicente, Adrián, Jesús Manuel,
Alberto, Saúl, Jaqueline,
Victor, Gustavo, Saulo,
Luis Manuel y Oscar Raúl, por
su confianza y valiosos consejos.

| CONTENIDO | PAGINA |
|---|--------|
| REFLEXIONES | i |
| DEDICATORIAS | ii |
| AGRADECIMIENTOS | vii |
| CAPITULO I. INTRODUCCION | 1 |
| CAPITULO II. COMPACTACION | 4 |
| 2.1. QUE ES LA COMPACTACION? | 4 |
| 2.2. PROPOSITO E IMPORTANCIA | 6 |
| 2.3. COMO ESTA CONSTITUIDA UNA CARRETERA? | 8 |
| 2.4. METODOS DE COMPACTACION | 11 |
| 2.4.1. PRESION ESTATICA | 11 |
| 2.4.2. VIBRACION | 13 |
| 2.4.3. IMPACTO | 15 |
| 2.4.4. AMASAMIENTO | 17 |
| CAPITULO III. TIPOS DE MAQUINAS COMPACTADORAS | 19 |
| 3.1. MAQUINA COMPACTADORA CON NEUMATICOS | 19 |
| 3.2. MAQUINA COMPACTADORA CON RODILLOS DE PATA DE CABRA | 22 |
| 3.3. MAQUINA COMPACTADORA CON RODILLOS VIBRATORIOS | 25 |
| 3.4. SELECCION DE MAQUINAS COMPACTADORAS | 28 |

| | | |
|--------------|---|----|
| CAPITULO IV. | SISTEMAS MAS IMPORTANTES QUE INTEGRAN UNA MAQUINA COMPACTADORA CON NEUMATICOS (TIPICA) | 32 |
| 4.1. | TREN DE FUERZA | 32 |
| 4.2. | DIRECCION | 33 |
| 4.3. | FRENADO | 34 |
| 4.4. | INFLADO DE NEUMATICOS | 35 |
| 4.5. | LASTRADO | 35 |
| 4.6. | ROCIADO | 36 |
| 4.7. | PROBLEMAS MAS COMUNES EN LA COMPACTADORA TIPICA . | 37 |
| CAPITULO V. | PROPUESTA DE UNA CONFIGURACION ALTERNATIVA . | 39 |
| 5.1. | ALTERNATIVA HIDROSTATICA | 39 |
| 5.1.1. | TRANSMISION HIDROSTATICA | 40 |
| | COMPONENTES DE LA TRANSMISION HIDROSTATICA . | 40 |
| | ANALOGIA ELECTRICA | 41 |
| | TIPOS DE TRANSMISIONES HIDRAULICAS | 43 |
| | BOMBAS Y MOTORES HIDROSTATICOS | 48 |
| | SISTEMA HIDROSTATICO DE PISTONES AXIALES . . | 53 |
| | TIPOS DE CIRCUITOS PARA LAS TRANSMISIONES HIDROSTATICAS | 57 |
| 5.2. | COMPARACION ENTRE EL SISTEMA CONVENCIONAL Y EL SISTEMA PROPUESTO | 61 |
| 5.3. | VENTAJAS DEL SISTEMA PROPUESTO SOBRE EL CONVENCIONAL | 65 |
| 5.4. | CONCLUSIONES DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL MANTENIMIENTO | 66 |

| | | |
|--------------|---|-----|
| CAPITULO VI. | MEMORIA DE CALCULO DE LAS PARTES MAS RELEVANTES DE LA MAQUINA COMPACTADORA PROPUESTA | 68 |
| 6.1. | NOMENCLATURA | 68 |
| 6.2. | CALCULO DE LA FUERZA DE TRACCION | 70 |
| 6.3. | CALCULO PARA SELECCIONAR EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA | 75 |
| 6.4. | CALCULO PARA SELECCIONAR EL ENGRANAJE REDUCTOR . . | 79 |
| 6.5. | SELECCION DE LOS COMPONENTES HIDROSTATICOS | 82 |
| 6.6. | CALCULO PARA SELECCIONAR EL SISTEMA DE VIRAJE . . | 85 |
| VII. | RESULTADOS | 103 |
| VIII | CONCLUSIONES | 105 |
| IX. | BIBLIOGRAFIA | 107 |

CAPITULO I

INTRODUCCION

El constante desarrollo de nuestro país, palpable en el gran auge de elaboración de carreteras que el presente sexenio ha despertado, ha obligado a las empresas nacionales a realizar inversiones considerables en la adquisición de equipos extranjeros, enfrentándose con ésto a un problema mayor, depender de compañías transnacionales en lo referente a la adquisición de refacciones y de mantenimiento cada día más costosos. Esto ocasiona pérdidas de tiempo que se reflejan en pérdidas económicas ya que la maquinaria tiene que permanecer inactiva, hasta la llegada de las refacciones al lugar donde se encuentra la máquina.

Las empresas nacionales se han visto en la necesidad de buscar nuevos caminos o alternativas, ya que para cumplir con estos requisitos, se requiere de maquinaria moderna, confiable, de alta eficiencia, con partes de fácil mantenimiento y adquisición (preferentemente nacionales); con la cual se pueda planear la ejecución de las obras y cumplir con los programas de trabajo trazados, y acorde con los reglamentos específicos de la construcción por realizar; intentando con ésto disminuir tal dependencia sobre todo en la adquisición de refacciones y equipos. Por esta razón, algunas empresas han comenzado a canalizar recursos económicos para la fabricación de su propia maquinaria de construcción.

Como un primer paso, una empresa nacional dedicada a la construcción de caminos, carreteras y autopistas pidió al Centro de Diseño y Manufactura de la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M., el diseño de configuración de un equipo de compactación con neumáticos, seleccionado éste por ser el equipo de compactación más sencillo en su fabricación; el cual pudiera ser fabricado con materiales, partes y equipos componentes de fácil obtención en el mercado nacional y en algunos casos (necesarios) en el mercado internacional, tratando de ser lo menos dependientes de éste.

OBJETO DEL PRESENTE TRABAJO

Determinar un diseño de configuración de una máquina compactadora con neumáticos para carpetas asfálticas teniendo en cuenta las siguientes características principales:

- La simplicidad en su diseño y construcción tomando en cuenta su posible fabricación en serie.
- La funcionalidad para obtener las mejores condiciones de tracción, distribución de peso y mayor maniobrabilidad.
- La economía en su construcción, operación y mantenimiento.
- Uso de materiales, partes y equipos componentes de fácil obtención.

El presente trabajo pretende demostrar, además, que el diseño mecánico aplicado a este tipo de máquinas puede competir con maquinaria importada, en funcionalidad y calidad, teniendo la ventaja de que la máquina diseñada se adapte a las necesidades de trabajo del país.

CAPITULO II**COMPACTACION****2.1 QUE ES LA COMPACTACION?**

La palabra "compactación" se deriva del latín "compactus" que quiere decir: unir, juntar.

Desde tiempos antiguos se ha reconocido la conveniencia de compactar los terraplenes de los caminos. Los métodos primitivos incluían llevar borregos de un lado a otro del terreno y arrastrar con caballos aplanadoras pesadas de madera.

Hasta hace unos pocos años se podía contar con la compactación hecha por las unidades de transporte y por aplanadoras casuales, junto con los asentamientos naturales, para estabilizar los terrenos, de modo que retuvieran sus formas y soportaran las cargas que se colocarán sobre ellos.

En los últimos años ha habido un gran progreso en la ciencia de la compactación de suelos. Los estudios de laboratorio han resuelto muchos problemas del comportamiento del suelo y los fabricantes han diseñado una amplia variedad de equipos para producir el máximo de compactación con el máximo de economía.

La compactación de los suelos debe ejecutarse de la forma más adecuada, ya que a excepción de unas correctas características de drenaje, el agua o líquidos es el factor que tiene mayor influencia en las condiciones funcionales de cualquier obra civil.

Se desprende de lo anterior, que la vida útil de una obra en la que interviene la compactación dependerá en gran parte del grado de compactación especificado, el cual deberá ser estrictamente controlado.

La realización de proyectos cada vez más ambiciosos y de programas cada vez más agresivos han originado una intensa y constante evolución de equipos de compactación.

Se han introducido mejoras como: Poderosos sistemas hidráulicos, sensores electrónicos confiables, diseños más funcionales, mayor versatilidad en su uso, transmisiones rápidas, potentes motores, etc. Todos realizados por compañías transnacionales que hacen depender a su gusto a sus compradores de equipos. Con objeto de poder cumplir con plazos cada vez menores en la ejecución de obras cada vez mayores se ha llegado a la necesidad de utilizar equipos de gran producción.

Los grandes equipos de carga, acarreo y regado del material han obligado a los fabricantes de equipos de compactación ha diseñar máquinas compactadoras capaces de balancear el riego del material con la compactación para evitar interferencia de actividades y pérdidas de tiempo.

2.2 PROPOSITO E IMPORTANCIA

¿Cual es el propósito de la compactación?

La compactación mejora las características de un suelo en lo que se refiere a:

- A) Resistencia mecánica.
- B) Resistencia a los asentamientos bajo cargas futuras.
- C) Impermeabilidad.

Entre las obras que requieren compactación se pueden señalar como más importantes las carreteras, las autopistas y las presas.

La compactación está condicionada por los factores del suelo siguientes:

- Naturaleza de la maquinaria de compactación.
- Energía utilizada (lastrado del aparato, número de pasadas).
- Contenido de agua del material.
- Espesor de las capas compactadas.
- Naturaleza de los materiales compactados.

¿ Cual es su importancia ?

Los suelos compactados deberán ser capaces de soportar su propio peso y el peso de las cargas super-impuestas, si falla, el costo de la reparación puede ser muy elevado.

Desde el punto de vista del constructor, lo más importante es obtener la densidad específica. Obtenida esta densidad se asegura que la resistencia a futuros asentamientos y la impermeabilidad sean más duraderas, sin embargo la obtención de la densidad no necesariamente asegura la resistencia mecánica supuesta, ya que ésta depende en muchos suelos, de la humedad a la cual fueron compactados.

2.3 **COMO ESTA CONSTITUIDA UNA CARRETERA?**

La construcción de carreteras ha originado grandes cambios en todas las áreas de crecimiento urbano y rural del país. Prácticamente todos los productos del campo ya sean agrícolas o ganaderos se mueven por este medio; con la llegada de nuevos vehículos motorizados, los servicios médicos y otros servicios similares, pueden obtenerse con más facilidades en el campo al igual que en la ciudad. En los últimos 15 años el gobierno se ha enfocado primordialmente a completar una red de buenos caminos que unan todas las partes del país. Los adelantos técnicos han sido grandes durante la era de las carreteras modernas. Los conocimientos se han extendido a los campos de los suelos y otros materiales para carreteras, de modo que los proyectos ahora son más económicos y seguros. Los progresos en maquinaria han revolucionado los métodos de construcción, el ingeniero de caminos se ha vuelto más conciente al respecto, a que una carretera puede ser atractiva al mismo tiempo que útil y ha aprendido mucho con relación al mejoramiento de las fajas de carretera y al control de la erosión. Se están desarrollando técnicas enteramente nuevas en el campo de planeación, trazado geométrico y regulación del tráfico por carreteras, etc. En todas las ramas de la Ingeniería de caminos se han colocado las bases para un tremendo adelanto en la construcción de carreteras en los años venideros.

En la construcción de carreteras, se puede decir, que la calidad de las diferentes capas que lo forman es mayor a medida que están más cerca de la rasante, esto trae como consecuencia que las capas superficiales sean construidas con procedimientos tales que garanticen la calidad esperada. Las diferentes capas (ver figura 2.1) que forman una carretera típica son las siguientes:

- **TERRENO ORIGINAL:**

Es la estructura soporte sobre la cual la carpeta asfáltica y sus capas especiales descansan.

- **TERRAPLEN:**

Es un relleno a base de material rocoso que se esparce usualmente en capas y el cual queda asentado por encima de la superficie del terreno original.

- **SUBBASE:**

Es un relleno compuesto de áridos envueltos y aglomerados con betún asfáltico situado por debajo de la capa de base granulosa.

- **BASE GRANULOSA:**

Capa de material situada inmediatamente bajo la capa de base asfáltica, puede componerse de piedra machacada, grava machacada o no, escoria machacada y arena, o combinaciones de estos materiales.

- **BASE ASFALTICA:**

Es la capa de cimentación compuesta de áridos aglomerados con material asfáltico situado por encima de la base granulosa.

- **SUPERFICIE DE ASFALTO:**

Es una mezcla en caliente, de alta calidad y perfectamente controlada de betún asfáltico y áridos de alta calidad, bien graduados que se compactan perfectamente para formar una masa densa y uniforme.

- **BETÓN ASFALTICO:**

Es el asfalto refinado para satisfacer las especificaciones establecidas para los materiales empleados en la pavimentación.

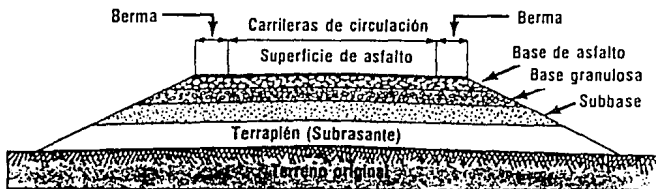


FIGURA 2.1 CAPAS DE UNA CARRETERA TÍPICA

2.4 METODOS DE COMPACTACION

2.4.1 PRESION ESTATICA

En compactación estática, (ver figura 2.2) las cargas especificadas en unidades de peso, que aplican los tambores sobre el suelo, producen en éste, fuerzas de resistencia al corte por deslizamiento, que impulsan a las partículas a cruzarse deslizándose entre sí. La compactación se produce cuando, por la fuerza aplicada, las partículas rompen su vinculación natural y se mueven hacia una posición más estable dentro del material.

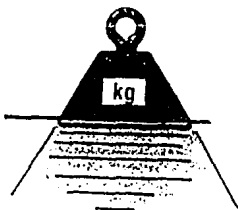
La acción de este principio de compactar, es de arriba hacia abajo, es decir, las capas superiores alcanzan primero mayores densidades que las de abajo.

VENTAJAS:

- La maquinaria que se emplea es menos costosa.
- El mantenimiento de la maquinaria empleada es relativamente bajo.

DESVENTAJAS:

- La parte superior se compacta primero que la de abajo, con ésto se consume mayor energía de compactación, porque el esfuerzo compactivo debe atravesar la parte ya compactada, para poder compactar la inferior.
- La resistencia que presentan las partículas de un suelo para deslizarse dentro de la masa del mismo.
- No puede compactar capas muy bajas.
- Para este tipo de compactación es necesario hacer riegos de agua intensivos cuando el material así lo requiera.

**FIGURA 2.2 METODO DE COMPACTACION "PRESION ESTATICA"**

2.4.2**VIBRACION**

Este principio de compactación es el más complejo y es el que últimamente ha tenido mayor desarrollo y prácticamente ha invadido todos los materiales por compactar.

En este tipo de compactación también se aplica una cierta presión, pero al mismo tiempo el material es sometido a rápidos y fuertes impactos o vibraciones, (ver figura 2.3) entre 700 y 4000 golpes, dependiendo del compactador que produce una rápida sucesión de ondas de presión que se esparcen en todas las direcciones. Las ondas de presión vibratoria son eficaces en la ruptura del vínculo que unen las partículas del material que se compactan, las partículas tienden a reorientarse en un estado más denso (con menos porosidad).

VENTAJAS:

- Es posible compactar a más alta densidad, facilita la obtención de los últimos porcentajes del grado de compactación que son tan difíciles de obtener, y a veces imposible de obtener con compactadores estáticos.

- Permite el uso de compactadores más pequeños.
- Se puede trabajar sobre capas de material de mayor espesor.
- Permite hacer los trabajos más rápidos con menos número de pasadas de los compactadores.
- Por las razones anteriores los costos de compactación más económicos.

DESVENTAJAS:

- Su eficiencia está limitada a suelos granulares.
- La falta de conocimientos del personal para el uso de estos equipos, en lo que se refiere al número de pasadas del tambor vibratorio.
- La maniobrabilidad del equipo (su eje de giro).

**FIGURA 2.3 METODO DE COMPACTACION "VIBRACION"**

2.4.3 IMPACTO

El principio en que se basa este tipo de compactación es que, cuando un cuerpo se levanta a una cierta distancia sobre una superficie y se deja caer, (ver figura 2.4) la presión que ejerce sobre ésta, es varias veces mayor que la presión que ejerce el mismo cuerpo estando apoyado estáticamente sobre dicha superficie.

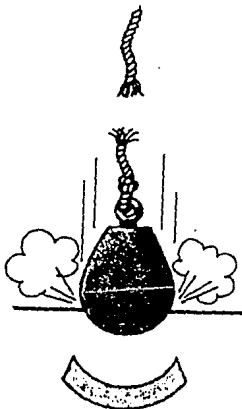
Esto sucede por que el peso que cae lleva consigo velocidad, que a la vez se convierte en energía en el instante del impacto. El impacto crea una onda de presión que entra en el suelo desde la superficie.

VENTAJAS:

- En la superficie, el impacto crea una fuerza de compactación mayor que cualquier otra carga estática equivalente.
- Los compactadores vibratorios son los equipos ideales para este método de compactación.
- La onda de presión del impacto logra penetrar de la superficie al interior y logra compactar capas muy bajas de los suelos.

DESVENTAJAS:

- La falta de conocimientos para operar estos equipos de compactación lo que se refiere a la alta y baja frecuencia.
- Se puede llegar a fragilizar con facilidad la estructura compactada si se exceden el número de impactos del compactador vibratorio.

**FIGURA 2.4 METODO DE COMPACTACION "IMPACTO"**

2.4.4 AMASAMIENTO

En este caso puede confundirse con exprimir, es decir el efecto de un compactador pata de cabra al penetrar en un material ejerce presión hacia todos lados, obligando al agua y/o al aire a salir por la superficie.

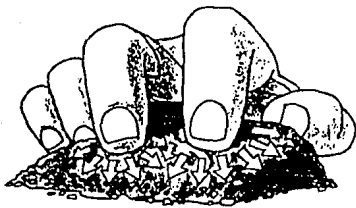
La compactación por este principio se lleva a cabo de abajo hacia arriba; es decir las capas inferiores se densifican primero y las superiores posteriormente (ver figura 2.5). Por ésto se dice que un rodillo pata de cabra emerge o sale cuando el material se encuentra compactado debidamente.

VENTAJAS:

- Se emplea con mucho en materiales cohesivos.
- Los compactadores de pata de cabra son los más eficaces en este tipo de compactación.

DESVENTAJAS:

- Su efectividad es casi nula en materiales granulares.



2.5 METODO DE COMPACTACION "AMASAMIENTO"

3.1 MAQUINA COMPACTADORA CON NEUMATICOS

Los compactadores de neumáticos se usan en trabajos de compactación de pequeños a medianos (ver figura 3.1). Las fuerzas de compactación (presión y manipulación) generadas por los neumáticos de goma producen la densidad obrando desde la capa superior hacia abajo. La cantidad de fuerza de compactación puede variar alterando la presión de los neumáticos (el método normal) figura 3.2 o, cambiando el peso del lastre (lo menos frecuente). La acción amasadora es consecuencia del diseño de las ruedas en disposición alternada (figura 3.3), que contribuyen a sellar la superficie. Esto hace que el compactador de neumáticos sea casi irremplazable para los tratamientos superficiales⁽¹⁾ y las bases constituidas por áridos relativamente blandos.

VENTAJAS

- Son ideales para buscar puntos blandos que puedan existir en el relleno.
- Su facilidad de transporte, ya sea remolcados o autopropulsados.

- Las gravas simples o tratadas, y los tratamientos superficiales, son ejemplos de los materiales que pueden compactar.

DESVENTAJAS

- Los materiales que escapan a su aplicación son las arenas de granulometría cortada^[1].
- Los neumáticos no se recomiendan para los trabajos de alta producción de compactación de terraplenes de capas gruesas de material suelto.

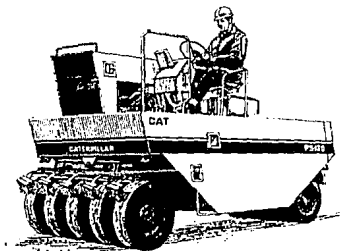


FIGURA 3.1 COMPACTADOR DE NEUMATICOS

- [1] Son aplicaciones a cualquier tipo de material asfáltico, que producen un incremento en el espesor inferior.
- [2] Son áridos uniformemente graduados, desde el tamaño máximo hasta el polvo mineral.

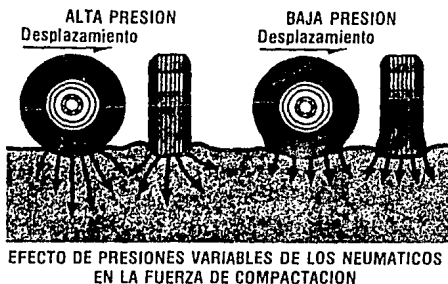


FIGURA 3.2

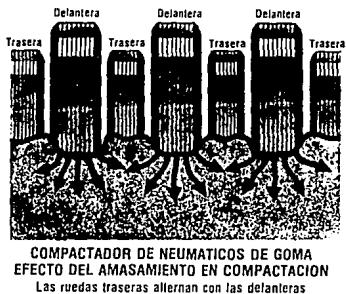


FIGURA 3.3

3.2 MAQUINA COMPACTADORA DE RODILLOS DE PATA DE CABRA

Los rodillos de pata de cabra tienen como elementos activos unos cilindros metálicos erizados de protuberancias generalmente fijas llamadas patas de cabra (ver figura 3.4).

La acción del compactador es semejante al paso de un rebaño cuyas innumerables patas penetran en el suelo y lo compactan. La idea que ha dado origen a éstas máquinas ha sido la de concentrar la carga en pequeñas superficies que punzonan el suelo, penetran en el macizo y compactan en profundidad sobre una serie de pequeñas superficies. Este punzonamiento no plantea problemas al movimiento ya que cuando la pata ha penetrado en toda su altura el cilindro reposa a todo lo largo de la generatriz y disminuye considerablemente la presión de contacto. Se han utilizado mucho estas máquinas para compactar terraplenes o los cimientos del firme compuesto de elementos finos.

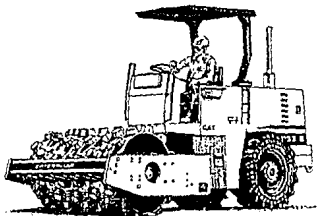
Estas máquinas están constituidas por un chasis que puede llevar un solo cilindro previsto de patas o dos cilindros en el mismo eje dispuestos entonces a una y otra parte del timón. Estos chasis están constituidos de tal forma que se pueden enganchar a un mismo tractor dos máquinas, una detrás de otra, es además, frecuente este tipo de utilización.

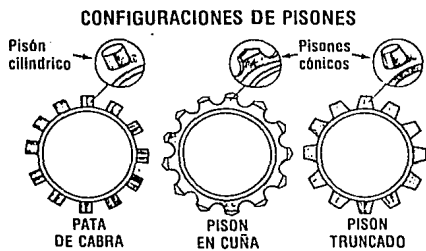
CARACTERISTICAS DE LAS PATAS

- Su longitud es poco variable (17 cm a 26 cm)
- Su superficie de apoyo va de 14 a 140 cm². Los valores más frecuentes se encuentran alrededor de 40 cm².

SU FORMA:

- La superficie de apoyo más corriente es plana y perpendicular al eje de la pata pudiendo ser circular, cuadrada o rectangular, no obstante puede ser oblicua o incluso compuesta de dos planos (ver figura 3.5).

**FIGURA 3.4 COMPACTADOR DE PATA DE CABRA**

**FIGURA 3.5**

3.3 MAQUINA COMPACTADORA DE RODILLOS VIBRATORIOS

Los rodillos vibratorios han aparecido en el mercado más recientemente que las máquinas estáticas (ver figura 3.6).

La vibración facilita la compactación disminuyendo o incluso suprimiendo el rozamiento entre los granos. Los rodillos vibratorios permiten una acción notable en profundidad, sobre todo cuando el rodillo es pesado.

Estas máquinas se utilizan, sobre todo, para compactar materiales con un ángulo de rozamiento interno elevado, lo que explica que el campo de acción más adecuado sea el de base de carretera.

El elemento activo de estas máquinas es su cilindro que rueda sobre el suelo a compactar y que gracias a un mecanismo vibratorio está animado de un movimiento oscilatorio.

Los rodillos vibratorios más modernos y eficaces constan de dos rodillos, dispuestos uno detrás de otro.

VENTAJAS:

- Son sumamente eficaces y casi irremplazables para ciertos materiales con ángulo de rozamiento interno elevado, y para arenas secas con granulometría cortada, dan una mejor compactación en profundidad, precisan sólo un pequeño número de pasadas (ver figura 3.7), son máquinas relativamente ligeras, etc.

DESVENTAJAS:

- No compactan en superficie, y a veces, pueden descompactarla, su rendimiento es pequeño por su reducida velocidad de desplazamiento, lo que hace también necesario cargarlos en un vehículo o remolque para desplazarlos de una obra a otra, pueden conducir cuando su empleo es defectuoso a ondulaciones y costras, si se aumenta mucho el número de pasadas pueden fragmentar los elementos de la grava que se quiere compactar y en esta misma forma se corre el riesgo de averiarlos (ver figura 3.8).

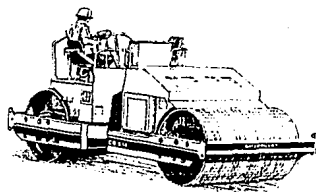


FIGURA 3.6 COMPACTADOR DE RODILLOS VIBRATORIOS

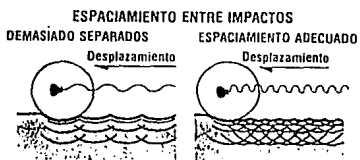


FIGURA 3.7

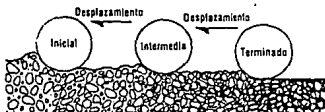


FIGURA 3.8

3.4 SELECCION DE MAQUINAS COMPACTADORAS

La selección de compactadores más adecuada no siempre es sencilla, ya que depende de muchos factores como: tipo de suelo (grava, arena, material granuloso con finos limosos, arcilla, etc.), tipo de trabajo, método de movimiento de tierra, compactabilidad con equipos de otras actividades, compactadores disponibles, continuidad de trabajo, etc.

En la selección final deben hacerse intervenir, cuando menos, los factores mencionados. Es frecuente la utilización de varios equipos que combinen los diferentes efectos de compactación.

Los efectos más importantes que pueden considerarse para esta selección son:

- 1.- TIPO DE MATERIAL
- 2.- TAMAÑO DE OBRA
- 3.- REQUERIMIENTOS ESPECIALES

TIPO DE MATERIAL

Los materiales de granulometría gruesa (arena, grava, piedra triturada) son los más apropiados para ser compactados eficientemente. Para este tipo de materiales son usados con gran éxito los compactadores autopropulsados o los vibratorios lisos arrastrados.

La base y subbase pueden ser compactadas al 95% en espesores de 20 a 25 cm en tres o cuatro pasadas de un rodillo vibratorio de 4000 kg de peso y con una frecuencia de 1500 a 1800 vibraciones.

Para la compactación de limos se puede usar un compactador de rodillo liso vibratorio, en caso de contener un 35% de arena, el rodillo pata de cabra vibratorio resulta adecuado para compactación de limos que contengan arcillas.

Para materiales arcillosos o arcilla se usa el rodillo de impactos o de pata de cabra.

Mientras que en los materiales de base granuloso, arenoso y arcilloso se usan los compactadores de neumáticos.

Para seleccionar los compactadores de acuerdo al tipo de material se muestra la siguiente tabla.

SELECCION DE COMPACTADORES

| TIPO DE MATERIAL | | RODILLO DE IMPACTO | RODILLO DE PATA DE CABRA | RODILLO NEUMÁTICO | RODILLO DE PATA DE CABRA | RODILLO NEUMÁTICO | MEMBRADO |
|--|---|--------------------|--------------------------|-------------------|--------------------------|-------------------|----------|
| ACABADOS DE CAMINOS BASE Y SUB-BASE | ACABADOS DE SUPERFICIES ASFALTICAS | | | | | | ● |
| | BASES ASFALTICAS | | | ● | | | ○ |
| | BASES GRANULARES | | | ● | | | ○ |
| | SUB-BASES GRANULARES | | | ● | | | ○ |
| ROCAS | ROCA CON FINOS | ● | ○ | × | | | |
| GRAVAS LIMPIAS | GRAVA BIEN GRABADA, MEZCLA DE GRAVA Y ARENA CON POCO O NADA DE FINOS | ● | ○ | ● | | | |
| | GRAVA MAL GRABADA, MEZCLA DE GRAVA Y ARENA CON POCO O NADA DE FINOS | ● | ○ | ● | | | |
| GRAVAS CON FINOS | GRAVA LIMPIA, MEZCLA DE GRAVA, ARENA Y LIMO | ● | ● | ● | ● | | |
| | GRAVA ARCILLOSA, MEZCLA DE GRAVA, ARENA Y ARCILLA | ○ | ○ | ● | ○ | | |
| ARENAS LIMPIAS | ARENA BIEN GRABADA, ARENA CON GRAVA CON POCO O NADA DE FINOS | ● | ○ | ● | | | |
| | ARENA MAL GRABADA, ARENA CON GRAVA CON POCO O NADA DE FINOS | ● | | ● | | | |
| ARENAS CON FINOS | ARENAS LIMPIAS, MEZCLA DE ARENA Y ARCILLA | ○ | ● | ○ | ○ | × | ○ |
| | ARENAS ARCILLOSAS, MEZCLA DE ARENA Y ARCILLA | × | ● | ○ | × | × | ○ |
| ARCILLAS Y LIMOS | LIMOS INORGANICOS, POLVO DE ROCA, LIMOS ARENOSOS O ARCILLOSOS, LIGERAMENTE PLASTICOS | × | ● | ○ | ○ | ● | × |
| | ARCILLAS INORGANICAS DE BAJA O MEDIA PLASTICIDAD CON GRAVA, ARCILLA ARENOSA, ARCILLA LIMPIA | × | ● | ○ | × | ● | × |
| | LIMOS ORGANICOS Y ARCILLA LIMPIA ORGANICA DE BAJA PLASTICIDAD | × | ○ | ○ | × | ● | ● |
| | LIMOS INORGANICOS, LIMOS MUCOSOS O BIEN GRABADOS | | ● | ○ | × | ● | × |
| | LIMOS ELASTICOS | | ● | ○ | × | ● | ○ |
| | ARCILLAS INORGANICAS DE ALTA PLASTICIDAD | | ● | ○ | × | ● | ○ |
| | ARCILLAS FRICAS | | ● | ○ | × | ● | ○ |
| | ARCILLAS ORGANICAS DE MEDIA O ALTA PLASTICIDAD | | ● | ○ | × | ● | ○ |
| LIMOS ORGANICOS DE MEDIA PLASTICIDAD | | ● | ○ | × | ● | ○ | |
| | TURBAS Y SUELOS MUY ALTAMENTE ORGANICOS | | | | | | |

● PRIMERA SELECCION

○ SEGUNDA SELECCION

× POSIBLE REQUERIMIENTO EXTRAÍDO COMPLETO.

SELECCION DE EQUIPOS COMPACTADORES

TAMAÑO DE LA OBRA

Dependiendo del tamaño de la obra y habiendo seleccionado el tipo de compactador adecuado para el material a compactar se puede determinar el número de compactadores necesarios para cumplir con el plazo estipulado.

REQUERIMIENTOS ESPECIALES

Existen casos en que por requerimientos especiales es necesario decidirse por un determinado tipo de compactadores, cuando se exige una superficie determinada o altos grados de compactación, será necesario escoger el compactador que más se adecúe a los requerimientos de la obra.

Debemos tener en mente que, en la construcción pesada, la inversión en equipos es cuantiosa y que estos se adquieren usualmente fuera del país, por lo que es muy importante pensar cuidadosamente todas las posibilidades, para poder escoger la maquinaria más eficiente, esto es, el menor número posible de unidades para un trabajo determinado.

**CAPITULO IV SISTEMAS MAS IMPORTANTES QUE INTEGRAN UNA
 MAQUINA COMPACTADORA CON NEUMATICOS
 (TIPICA)**

4.1 TREN DE FUERZA

La función principal de este sistema, es el de transmitir el movimiento de la máquina por medio de la potencia del motor, con un determinado número de revoluciones, que son reguladas por el convertidor de par, el cual está conectado a la caja de velocidades, la que establece las velocidades del movimiento de la máquina a través de la flecha cardán, la cual transmite la potencia al diferencial, que a su vez, por medio de cadenas, transmiten el movimiento a las ruedas traseras (ver figura 4.1).

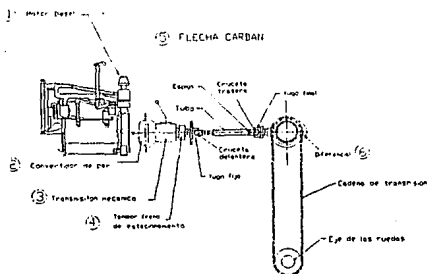
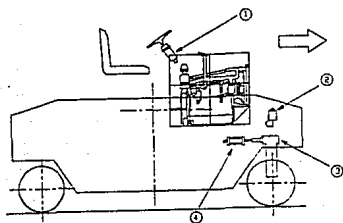


FIGURA 4.1

4.2 DIRECCION

Se emplea para dar el sentido del movimiento de las ruedas delanteras a través del volante, el cual está acoplado a una unidad de mando, la cual regula la presión del fluido que le transmite la bomba de dirección para desplazar el vástago del pistón hidráulico, el cual hace que vire el travesaño primario que contiene los neumáticos delanteros (ver figura 4.2).



| No. | DESCRIPCION |
|-----|---------------------|
| 1 | Unidad de Mando |
| 2 | Bomba de Direccion |
| 3 | Cabezal Frontal |
| 4 | Cilindro Hidraulico |

FIGURA 4.2

4.3 FRENADO

El sistema de frenado está compuesto por dos tipos de frenos, uno de servicio y otro de estacionamiento, ambos independientes, los cuales deberán actuar para detener la máquina en forma momentánea o totalmente. El freno de servicio es accionado por medio del pedal el cual hace que las balatas actúen sobre el tambor de frenado. El freno de estacionamiento manual se acciona por medio de la caja de velocidades cuando la máquina deja de prestar servicio (ver figura 4.3).

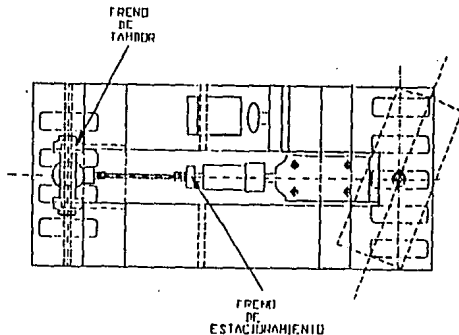


FIGURA 4.3

4.4 INFLADO DE NEUMATICOS

La razón de inflar los neumáticos es la de variar la presión de contacto de los neumáticos sobre la carpeta de asfalto para obtener diferentes texturas (ver figura 4.4).



FIGURA 4.4

4.5 LASTRADO

La función de este sistema consiste en variar el peso de la máquina, mediante el incremento de carga llamada lastre las cuales son colocadas en los depósitos laterales de las máquinas (ver figura 4.5).

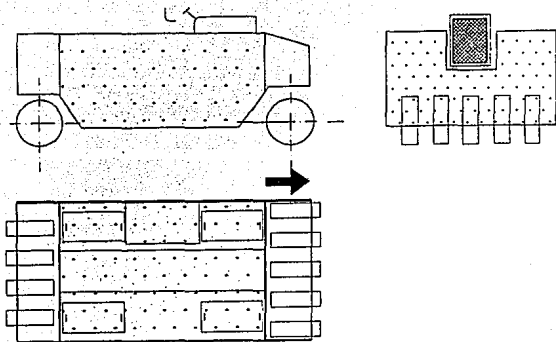


FIGURA 4.5

4.6 ROCIADO

Este sistema se emplea para la limpieza de los neumáticos mientras se está trabajando, ya que las mezclas empleadas al colocar el asfalto provoca la adherencia de impurezas o piedras en los neumáticos, los cuales son retirados por el agua rociada y las escobillas de limpieza (ver figura 4.6).

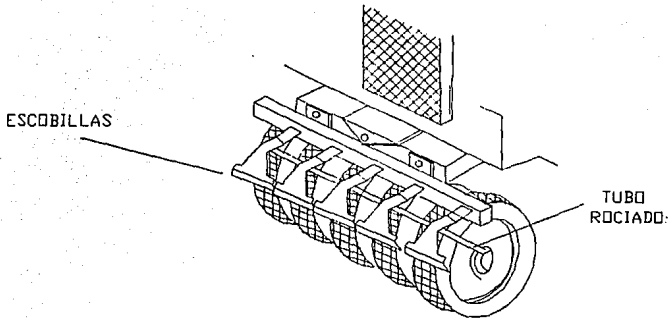
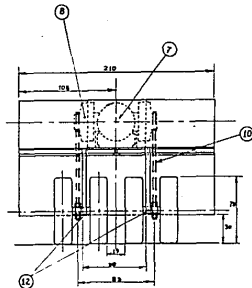
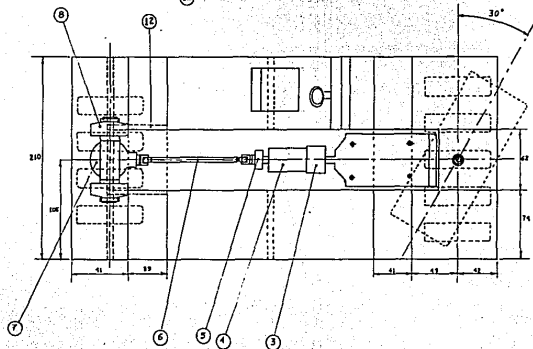
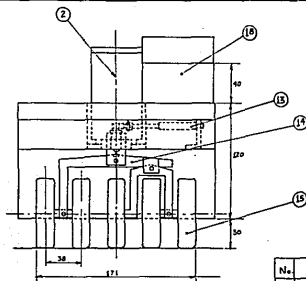
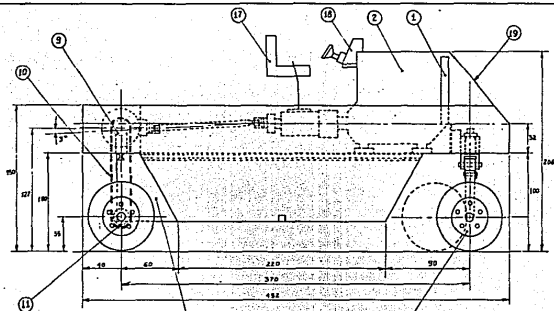


FIGURA 4.6

4.7 PROBLEMAS MAS COMUNES EN LA COMPACTADORA TIPICA

- Gran cantidad de partes en el tren motriz lo que implica un mantenimiento periódico y constante a todas las partes.
- Disposición de depósitos de lastre poco accesibles para hacer llenados y vaciados.
- Espacios reducidos para dar el mantenimiento a las partes donde se generan las fallas.
- Difícil acceso del conductor al puesto de mandos.
- Las partes componentes de los diferentes sistemas requieren conectarse con mucha precisión.

- El desgaste de las escobillas de limpieza de los neumáticos que propician el desgaste prematuro de los neumáticos.
- La relación conductor-máquina no es la adecuada.
- La mala distribución de mangueras de conexión, tanto del sistema de inflado y desinflado de llantas, como de el sistema de frenos y el de distribución de aceites.



| Nº. | DESCRIPCION |
|-----|----------------------------|
| 1. | RADIADOR. |
| 2. | MOTOR DIESEL. |
| 3. | CONVERTIDOR DE PAR. |
| 4. | CAJA DE CAMBIOS. |
| 5. | FRENO DE ESTACIONAMIENTO. |
| 6. | FLECHA CARBON. |
| 7. | DIFERENCIAL. |
| 8. | FRENO. |
| 9. | CATARINA SUPERIOR. |
| 10. | CADENA DE TRACCION. |
| 11. | CATARINA INFERIOR. |
| 12. | SOPORTE EJE TRASERO. |
| 13. | CILINDRO HIDRAULICO. |
| 14. | EJE DELANTERO. |
| 15. | NEUMATICO. |
| 16. | RIN. |
| 17. | ASIENTO PARA EL CONDUCTOR. |
| 18. | TABLERO DE INSTRUMENTOS. |
| 19. | CUBIERTA DEL RADIADOR. |

CENTRO DE DISEÑO MECÁNICO
 FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
 MÁQUINA COMPACTADORA DE ASFALTO
 ESCALA 1:20 ACOT. EN CML
 FECHA 22-VI-92 DISEÑO: LAGG - AZS.

CAPITULO V PROPUESTA DE UNA CONFIGURACION
ALTERNATIVA

5.1 ALTERNATIVA HIDROSTATICA

De todo lo visto anteriormente, y en base a los requerimientos especificados por la empresa, se presenta una alternativa de solución a su problema cuya principal diferencia radica en el sistema de tren de fuerza.

Dicha alternativa es utilizar un tren de fuerza hidrostático. El uso de motores hidrostáticos para mover vehículos no se ha generalizado debido a las características de alto par y baja velocidad de dichos motores. Sin embargo, en aplicaciones en vehículos de baja velocidad, como es el caso de las máquinas compactadoras, presenta ventajas muy importantes.

Antes de desarrollar la alternativa hidrostática se realizó una comparación entre las transmisiones hidrostática y mecánica y, una comparación técnica de los dos sistemas, el convencional y el propuesto, para evaluar la conveniencia de cambios en el sistema del tren de fuerza.

5.1.1. TRANSMISION HIDROSTATICA

Una transmisión, es un sistema capaz de establecer una relación entre la torsión y la velocidad de un motor de combustión interna o un motor eléctrico, y la torsión y velocidad requeridos para impulsar una carga. Esto es frecuentemente logrado por una caja de engranes o una transmisión mecánica. Pero, cuando se reemplaza el convertidor de par y la caja de cambios por una bomba hidráulica, la flecha cardán por un sistema de mangueras, y el diferencial y la transmisión de cadenas por un motor hidráulico; entonces, tendremos una transmisión hidrostática. La transmisión hidrostática está basada en el principio de Pascal que dice: "La presión ejercida sobre una porción de la superficie de un líquido se transmite íntegramente y por igual en todas direcciones".

COMPONENTES DE LA TRANSMISION HIDROSTATICA

El sistema de transmisión hidrostática consiste en una reserva, una bomba hidráulica de desplazamiento variable, un motor hidráulico de desplazamiento fijo, un enfriador de aceite, filtro en las líneas de succión y las conexiones, y líneas necesarias para la conducción del fluido hidráulico.

Los componentes del sistema están conectados conforme a un circuito cerrado, el cual permite una circulación continua de líquido a alta presión entre la bomba y el motor. Para compensar las fugas en este circuito de alta presión, una bomba de carga introduce líquido en el circuito para que siempre haya disponible un volumen constante de líquido, la bomba de carga hace circular el fluido caliente del motor y la bomba a través del enfriador de aceite y enseguida a la reserva.

ANALOGIA ELECTRICA

Con el fin de describir este tipo de sistema de la forma más simple posible, recurriremos a una analogía eléctrica en la cual, haciendo referencia a la figura 5.1, consideramos un motor de combustión el cual mueve un generador eléctrico convirtiendo la energía mecánica en energía eléctrica, la que se transmite por medio de conductores hasta el motor o motores que convierten, a su vez, la energía eléctrica en energía mecánica para impulsar el mecanismo deseado.

En el sistema hidrostático (ver figura 5.2.), tendremos el motor de combustión interna que mueve una bomba hidráulica que hace las veces de generador, convirtiendo la energía mecánica en energía hidráulica, la que se transmite por un fluido que circula por el circuito a determinada presión.

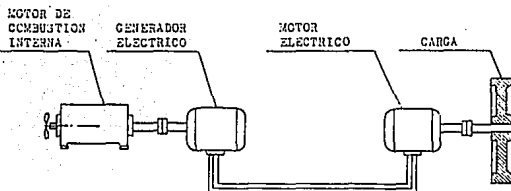


FIGURA 5.1.

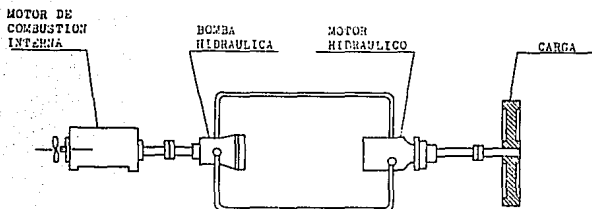


FIGURA 5.2.

La energía es transferida por el fluido dentro de tuberías al motor hidráulico el cual convierte a su vez la energía hidráulica en energía mecánica para su aplicación. En términos generales podríamos hablar de una equivalencia entre diferencia de potencial y diferencia de presión, y de corriente eléctrica que circula en los conductores del circuito eléctrico y gasto del fluido circulando en la tubería del sistema hidráulico.

TIPOS DE TRANSMISIONES HIDRAULICAS

Hay dos tipos básicos de transmisiones hidráulicas:

- a) Transmisiones hidrocinéticas.
- b) Transmisiones hidrostáticas.

En las transmisiones hidrocinéticas se usa la energía de movimiento de un fluido a alta velocidad para transmitir la potencia. (Ver Figura 5.3).

Básicamente consisten en una bomba centrífuga que imprime al fluido una velocidad muy alta a una presión comparativamente baja. La potencia es transferida por medio del cambio en la cantidad de movimiento del fluido al pasar por la turbina.

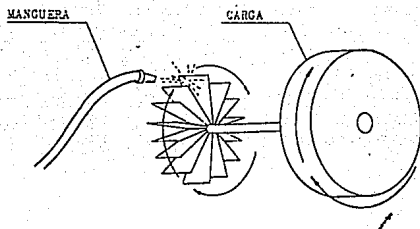


FIGURA 5.3.

Este tipo de transmisión se usa en gran escala en las transmisiones automáticas de los automóviles.

En las transmisiones hidrostáticas el fluido se encuentra a alta presión y a una velocidad comparativamente baja.

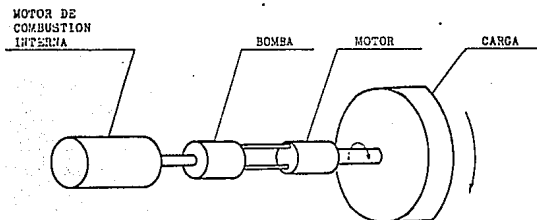


FIGURA 5.4.

Básicamente, la energía es transferida por el fluido mismo en un circuito cerrado (ver Figura 5.4). Aunque el fluido se mueve a través del circuito, se considera que la potencia se transmite únicamente por el cambio en la presión. El fluido, relativamente incompresible, actúa como una unión entre el motor y la bomba.

La operación del sistema hidrostático se puede explicar por medio de la Figura 5.5.

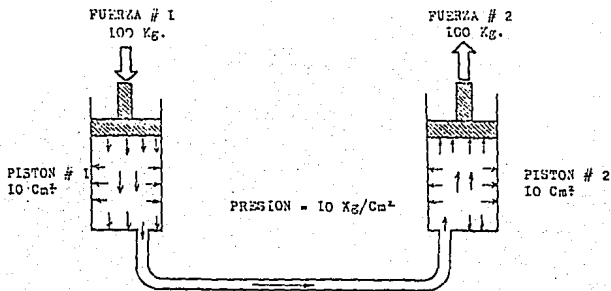


FIGURA 5.5.

Refiriéndonos a la figura 5.5; si el pistón 1 es empujado hacia abajo, se desarrollará una presión en el líquido, la cual será transmitida por el fluido ejerciéndose por igual en todas las superficies que lo contienen. Si la fuerza es igual a 100 Kg, y el área del pistón de 10 cm²; la presión en el líquido será de 10 Kg/cm²; esta misma presión actúa en el pistón 2 de tal modo que por cada centímetro cuadrado de su área, será empujado hacia arriba con una fuerza de 10 Kg, dándonos un total de 100 Kg. Todo lo que se ha hecho en este caso, es transportar la fuerza de 100 Kg de un lado a otro.

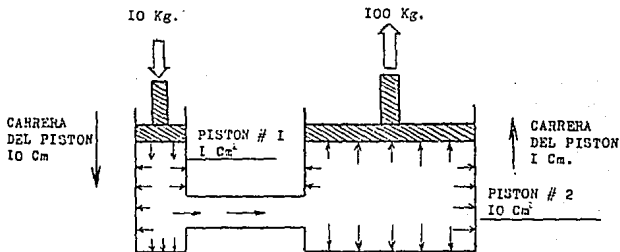


FIGURA 5.6.

Si deseamos multiplicar la fuerza y refiriéndonos a la figura 5.6, una fuerza de 10 Kg ejercida en el pistón 1, que tiene un área de 1 cm², transmitirá 10 Kg de presión por centímetro cuadrado en todas las direcciones a través del líquido. Puesto que el pistón 2 tiene un área de 10 cm², es decir, 10 veces el área del pistón 1, la fuerza hacia arriba será 10 veces más grande, o sea 100 Kg.

Hay que notar que el sistema también funciona en sentido contrario. Es decir, que si consideramos una fuerza aplicada en el pistón 2 entonces, la fuerza que obtendremos en el pistón 1 es 10 veces menor.

En la práctica, una transmisión hidrostática consiste de un motor y una bomba de desplazamiento positivo, esto último significa que la unidad de bomba y motor manejará la misma cantidad de volumen del fluido para cada revolución, independientemente de la velocidad o de la presión. Este desplazamiento se mide en cm³ por revolución.

BOMBAS Y MOTORES HIDROSTATICOS

Existen en el mercado diversas construcciones de bombas que responden a las necesidades de transmisión de la energía hidráulica, que funcionan esencialmente por transmisión de un fluido a alta presión. Los principales tipos de bombas y motores son:

- a) De engranes.
- b) De paletas.
- c) De pistones radiales.

BOMBAS Y MOTORES DE ENGRANES

Esencialmente, la bomba consiste de dos engranes montados sobre ejes paralelos dejando una holgura muy reducida con las paredes de la caja. El aceite es llevado alrededor de la periferia por los engranes desde la succión a la descarga. Los dientes en contacto entre los dos engranes, evitan que el aceite pueda regresar del lado de descarga al de succión. (Ver figura 5.7).

Las bombas y motores de engranes son necesariamente de desplazamiento constante. Un motor hidráulico de engranes será simplemente una bomba de engranes a la que se suministra un fluido bajo presión.

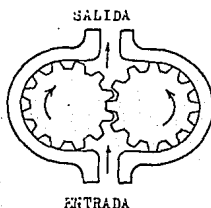


FIGURA 5.7.

BOMBAS Y MOTORES DE PALETAS O ALABES

En este tipo de construcción un rotor es montado en una caja, dejando una holgura muy reducida contra las placas de los extremos. El rotor lleva álabes insertados radialmente o diagonalmente (ver figura 5.8). El eje rotor se monta excéntricamente en relación a la caja, y los álabes deslizan, sobre una superficie endurecida, en el interior de la caja.

A medida que los álabes pasan del punto de menor distancia, al de mayor distancia entre el rotor y la cubierta, se incrementa el espacio entre ellos. Este espacio se llena con aceite a través de una ranura periférica del lado de succión de la bomba. Después de haber alcanzado el punto de mayor distancia entre el rotor y la cubierta, los espacios que quedan entre ambas piezas disminuyen, y el aceite es impulsado al puerto de descarga de la bomba. Este tipo de bomba o motor se puede construir de modo que su desplazamiento sea variable, variando la excentricidad del rotor en relación con la cubierta.

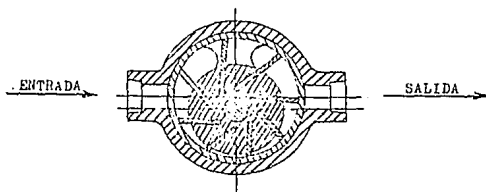


FIGURA 5.8.

BOMBAS Y MOTORES DE PISTONES RADIALES

Este tipo de bomba emplea un cuerpo de cilindro rotatorio que gira alrededor de una válvula central. El cuerpo que contiene los cilindros gira por medio del eje motriz al que está unido. El aceite pasa a través de orificios en el eje de la válvula de husillo hacia una ranura circunferencial que se extiende sobre un arco de 180°. Similarmente la descarga se realiza a través de otro juego de orificios opuestos al puerto de succión, teniendo una ranura similar. Los pistones están contenidos en el cuerpo del rotor y arreglados para que cuando pasen por la ranura de succión la dirección de su carrera sea hacia afuera, succionando al aceite hacia adentro en la carrera de descarga del aceite a presión. (Ver figura 5.9).

En la parte exterior de los pistones, éstos llevan zapatas de reacción u otro medio similar, para poder transmitir su reacción a un anillo o rotor exterior que gira montado sobre rodamientos apoyados en un anillo de retención o block deslizante.

Para hacer variar el desplazamiento de la bomba, se hace variar excéntricamente el anillo de retención sobre el cual se apoyan los rodamientos del rotor de reacción de tal modo que la variación de la carrera de los pistones será igual al doble de la excentricidad.

Este tipo de bombas puede ser reversible también, es decir, se puede invertir la dirección del flujo, al pasar la excentricidad del anillo de retención al lado opuesto original con respecto al centro geométrico de la cubierta.

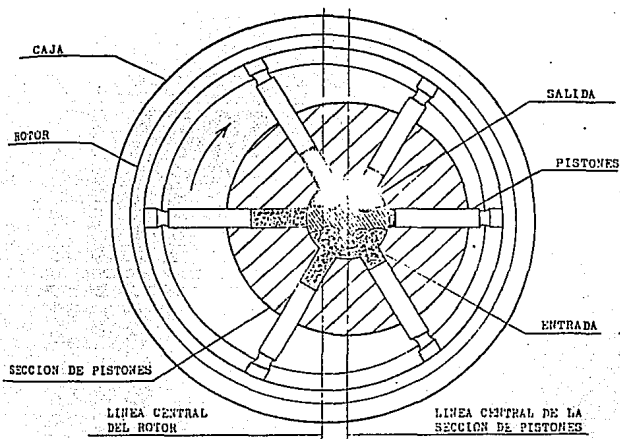


FIGURA 5.9.

SISTEMA HIDROSTATICO DE PISTONES AXIALES

En la descripción que sigue a continuación de un sistema de bomba y motor de pistones axiales se hará referencia a una bomba de desplazamiento variable y un motor de desplazamiento fijo, debido a que en la aplicación que se presenta del sistema se desea obtener un par de salida constante del motor siendo éste arreglo el que se debe aplicar.

Una bomba de desplazamiento variable tiene las características constructivas siguientes:

- El eje motriz impulsa, a través de un acoplamiento estriado, al block de cilindros.
- Los pistones axiales localizados en el block de cilindros se mueven alternativamente.
- La carrera de los pistones depende del ángulo de la placa de inclinación, que va montada sobre un pivote o muñón.
- El eje motriz y el block de cilindros son las únicas partes que giran.
- El eje motriz no toca a la placa de inclinación.

Si la placa de inclinación está en posición vertical el sistema se encuentra en neutral y no bombea aceite. (Ver figura 5.10).

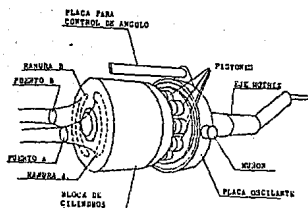


FIGURA 5.10

Si la placa se mueve hacia la izquierda (como lo muestra la figura 5.11), y se hace girar el block de cilindros, el aceite será aspirado por el puerto de entrada B y expelido por el puerto A. Si la placa se ha movido solamente la mitad de su recorrido, la descarga de la bomba será solamente de la mitad de la capacidad.

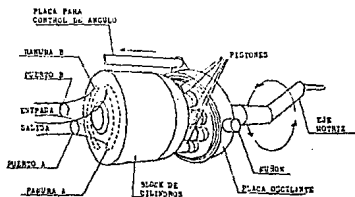


FIGURA 5.11.

Si la placa se mueve hacia la derecha (como lo muestra la figura 5.12), y se hace girar el block de cilindros, el flujos de aceite se invierte. Se tiene que notar que, aunque el flujo de aceite se ha invertido, el eje motriz continúa girando en la misma dirección.

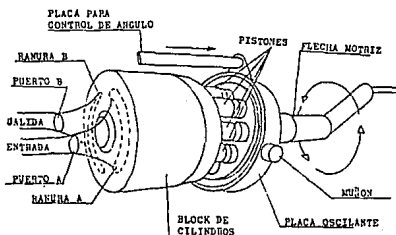


FIGURA 5.12.

Un motor de desplazamiento fijo tendrá las características siguientes: (Ver figura 5.13).

- Es similar a la bomba excepto que la placa de inclinación es fija y no se puede variar su ángulo de inclinación.
- El motor no tiene posición neutral.

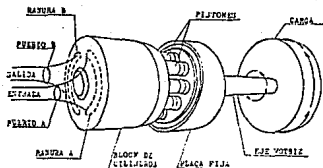


FIGURA 5.13.

El fluido de la bomba se introduce a través del puerto A ejerciendo una fuerza contra los pistones, los que a su vez se apoyan contra la placa de inclinación fija, resbalando como se ilustra en la figura 5.14.

Puesto que los pistones están localizados en el block de cilindros, la acción de deslizamiento tiende a hacer girar al block, haciendo girar el eje motriz al cual está unido el block.

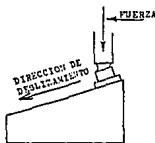


FIGURA 5.14.

Si el fluido a presión se introduce a través del puerto B, el eje motriz girará en sentido opuesto. Por lo tanto, hay solamente tres factores que afectan la operación de una transmisión hidrostática:

- El gasto, que determina la velocidad de salida.
- La dirección del fluido, que determina el sentido de rotación del eje de salida.
- La presión del fluido, que determina el par de salida del eje motriz.

Puesto que estos factores son controlables en forma continua, quiere decir, que una transmisión hidrostática es altamente controlable. Este control continuo es una de las principales ventajas de las transmisiones hidrostáticas.

TIPOS DE CIRCUITOS PARA LAS TRANSMISIONES HIDROSTATICAS

Hay dos principales tipos de circuitos:

- Circuito abierto.- En éste, el fluido es aspirado por la bomba del depósito, el cual fluye al motor y después es descargado, nuevamente, al depósito. (Ver figura 5.15).

- **Circuito cerrado.**- En este tipo de circuito, el fluido circula continuamente entre la bomba y el motor, usándose una bomba de carga para mantener la cantidad necesaria de fluido en el circuito. (Ver figura 5.16).

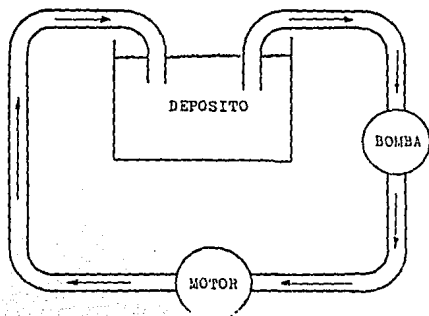


FIGURA 5.15.

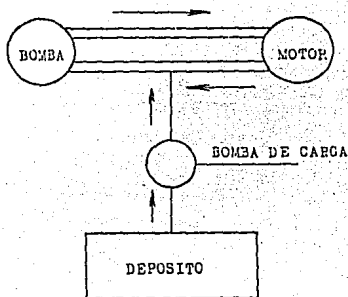


FIGURA 5.16.

Usando una bomba de desplazamiento variable y un motor de desplazamiento fijo como transmisión, tendrá siguientes características:

- Velocidad de entrada constante.
- El par de salida del motor constante, para una presión del sistema fijo.
- Potencia variable en función del desplazamiento de la bomba.
- La velocidad de salida es variable, cambiando el flujo de la bomba.

VENTAJAS DE LAS TRANSMISIONES HIDROSTATICAS

El arte de los impulsos hidrostáticos es bien conocido y ha sido explorado por más de cincuenta años.

Las transmisiones hidrostáticas han sido usadas en maquinaria con movimiento, en aplicaciones para la marina, aviación y maquinaria pesada desde que empezó el siglo y, hasta hace unos años, la adopción de estos sistemas en vehículos fue lenta. Los componentes apropiados, económicos, ligeros y compactos, para estas aplicaciones, no habían sido creados. Ahora que se han desarrollado estos componentes, veremos a muchos fabricantes incorporando las transmisiones hidrostáticas en los próximos años.

A continuación se enuncian algunas de las muchas ventajas de la transmisión hidrostática.

- Con un impulso hidrostático se puede lograr una regulación infinitamente variable del rendimiento de velocidad y torsión. El control se logra fácilmente y con exactitud.
- El impulso puede ser de aceleración suave sin los "pasos" que se tienen en la caja de cambios.

- La baja inercia de las partes giratorias, permite una rápida puesta en marcha, parada y retroceso.
- La fuente de potencia (motor) se puede colocar en cualquier parte de la máquina sin problemas de un complicado sistema de transmisión de potencia.
- Los componentes son pequeños y ligeros, en comparación con la potencia transmitida.

5.2. COMPARACION ENTRE EL SISTEMA CONVENCIONAL Y EL SISTEMA PROPUESTO

De las características que hemos analizado de las transmisiones hidrostáticas, se pueden concluir los siguientes aspectos, más sobresalientes, que las distinguen de las transmisiones convencionales:

- Puesto que el gasto de la bomba se puede hacer variar en forma continua, la velocidad de salida del motor también será variable en forma continua, con el control de gasto de la bomba, se controlará también el sentido de avance hacia adelante o en reversa.
- No es necesario el uso de frenos de servicio ya que la velocidad de salida del motor es función del gasto de la bomba, si la palanca de control se coloca en neutral, se obtendrá un frenado por bloqueo hidráulico al ser nulo el gasto de la bomba.

- El cambio de sentido de viaje de avance a reversa se puede efectuar sin necesidad de detener la máquina sin peligro alguno para la transmisión.
- La velocidad de viaje no debe ser ajustada con el acelerador del motor, ya que ésto, trae como consecuencia un sobrecalentamiento de la transmisión y del motor.
- El ángulo de inclinación de la placa puede ser variado de 0° a 18° para cubrir el rango de velocidades. La presión de trabajo del sistema será de aproximadamente 350 Kg/cm^2 (5000 lb/plg^2). El ángulo de inclinación en el cual la máquina desarrolla la mayor fuerza de tracción es de 8° , lo cual equivale a una velocidad de viaje de 5 Km/hr . En otras palabras, a una presión dada, la potencia del sistema es proporcional al gasto de la bomba. Si la carga se aumenta, se deberá disminuir el ángulo de inclinación de la placa de la bomba a través de la palanca de control, hasta que la unidad pueda sobrepasar la pendiente o carga impuesta.

SISTEMA CONVENCIONAL

El tren de fuerza consta de:

- (1) motor diesel.
- (2) convertidor de par.
- (3) caja de cambios.
- (4) flecha cardán.
- (5) diferencial y transmisión de cadenas.

Todo ese conjunto de partes deberá estar rígidamente soportado y alineado en el bastidor de la máquina. (ver figura 5.17)

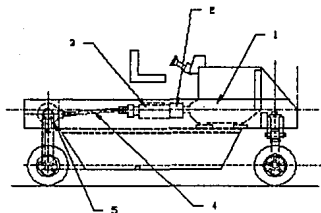


FIGURA 5.17

SISTEMA PROPUESTO

El tren de fuerza consta de:

- (1) motor diesel.
- (2) engranaje reductor.
- (3) bomba hidráulica.
- (4) sistema de mangueras.
- (5) motores hidrostáticos.

La transmisión del par motor a las ruedas de tracción se lleva a cabo por medio de la bomba y los motores hidrostáticos, mediante mangueras que proporcionan gran flexibilidad y economía. (ver figura 5.18)

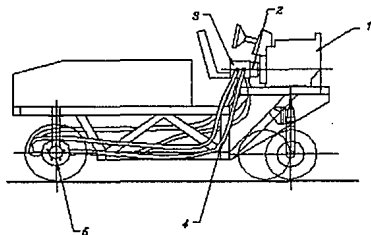


FIGURA 5.18

Después de evaluar la comparación de los sistemas podemos determinar que la eficiencia del sistema de tracción hidrostático es mucho mayor que la del sistema mecánico, puesto que los elementos mecánicos mencionados tienen pérdidas considerables por fricción.

APLICACIONES Y LIMITACIONES

Entre las aplicaciones más importantes podemos citar:

- Aplanadoras.
- Rodillos vibratorios autopulsados.
- Grúas.
- Pavimentadoras.
- Revolvedoras de concreto, etc.

En general se puede decir que, las aplicaciones más interesantes de este tipo de transmisión, serán aquellas en que sea deseable el control altamente variable de la velocidad sin cambios bruscos en el sentido de movimiento.

Las limitaciones más importantes de estas transmisiones se refieren primeramente, al uso de altas presiones en el sistema hidráulico a fin de reducir el peso y costo de los elementos, lo cual puede traer como consecuencia vibraciones excesivas de la tubería, golpes de ariete, y altos calentamientos del sistema hidráulico; en segundo lugar, la velocidad de entrada no puede ser mayor de, aproximadamente, 4000 R.P.M., lo cual elimina este tipo de transmisión para ciertas aplicaciones, por ejemplo en la propulsión de automóviles.

5.3. VENTAJAS DEL SISTEMA PROPUESTO SOBRE EL CONVENCIONAL

- Simplicidad y flexibilidad en el diseño del sistema de tracción.
- Economía, tanto en el costo de fabricación como en los de operación y mantenimiento, que son menores que en los sistemas mecánicos.
- Mayor eficiencia. Las pérdidas en el sistema hidrostático por el calentamiento del fluido son menores que las pérdidas por fricción en el sistema mecánico.
- Simplicidad en el mantenimiento por su reducido número de partes en el sistema hidrostático.

5.4. CONCLUSIONES DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL MANTENIMIENTO

Las ventajas que presentan los sistemas hidrostáticos para la transmisión de potencia en la maquinaria de construcción, hacen que un número creciente de fabricantes de equipo original las puedan adoptar como equipo de norma para la transmisión de potencia para la impulsión de la máquina misma o bien para movimientos auxiliares de la máquina.

En general, los sistemas hidráulicos son más sencillos de mantener en buenas condiciones de operación; y las partes de repuesto (sellos, válvulas, resortes, etc.) son, comparativamente con aquellas partes de las transmisiones mecánicas que normalmente sufren desgastes, más baratos y requieren menor tiempo para su colocación y ajuste.

Los cuidados más importantes que se deben observar en relación con una transmisión hidráulica, se refieren al uso del tipo de aceite recomendado por el fabricante de la transmisión, y la observación cuidadosa del sistema de filtrado para evitar la contaminación del aceite. Esta precaución es particularmente importante debido a los ajustes muy estrechos entre los elementos de operación (válvulas, bombas, motores, etc.). Siendo éste la principal fuente de fallas en un sistema hidráulico.

Al ser la aplicación de los sistemas hidráulicos cada vez más frecuente en la maquinaria de construcción, es indispensable que el personal encargado de su operación y reparación tenga los conocimientos suficientes sobre sus principios fundamentales, a fin de que se puedan lograr en la práctica todos los beneficios que se esperan obtener en forma teórica de un sistema que tiene ventajas importantes en su operación y mantenimiento.

CAPITULO VI.- MEMORIA DE CALCULO DE LAS PARTES MAS
RELEVANTES DE LA MAQUINA COMPACTADORA
PROPUESTA

6.1 NOMENCLATURA

| | | |
|------------|---|---|
| W | : | Peso de la máquina. |
| F_t | : | Fuerza de tracción. |
| F_c | : | Resistencia a la rodadura. |
| F_i | : | Resistencia por la fuerza de inercia. |
| F_A | : | Resistencia del aire. |
| F_a | : | Resistencia al ascenso de pendientes. |
| α | : | Angulo de la pendiente del camino. |
| δ | : | Coefficiente de las masas reducidas. |
| f | : | Coefficiente de resistencia a la rodadura. |
| dV/dt | : | Inercia lineal. |
| g | : | Aceleración de la gravedad. |
| T_t | : | Par de tracción. |
| r | : | Radio de los neumáticos. |
| V_{min} | : | Velocidad lineal mínima. |
| ω | : | Velocidad angular. |
| Pot | : | Potencia. |
| T_{TM} | : | Par torsional del motor. |
| ω_m | : | Velocidad angular del motor. |
| T_H | : | Par torsional de salida de la caja de engranes. |

-
- ω_E : Velocidad angular de salida de la caja de engranes.
- F_1 : Fuerza requerida para mover el eje delantero.
- F : Fuerza de reacción sobre los cinco neumáticos delanteros.
- μ : Coeficiente de fricción entre los neumáticos lisos y el asfalto.
- Q_H : Gasto del equipo hidrostático.
- D_H : Desplazamiento del fluido.
- T_{KP} : Torque del kin pin.
- r_p : Brazo de palanca.
- S : Desplazamiento del cilindro de la dirección.
- r_2 : Radio de la interfase.
- F_p : Fuerza del pistón hidráulico.
- P : Presión.
- A_{EMB} : Area del émbolo.
- D_{EMB} : Diámetro del émbolo.
- V : Volumen del pistón hidráulico.
- S_T : Desplazamiento total del vástago del pistón.
- Q : Gasto.
- t : Tiempo determinado.
- n : Número de vueltas.

6.2 CALCULO DE LA FUERZA DE TRACCION

Las fuerzas que intervienen en la operación de la máquina son las que se muestran en la figura 6.1.

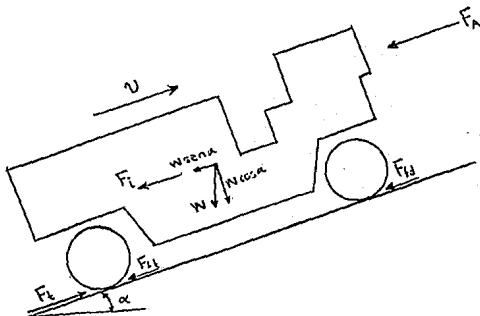


FIGURA 6.1

La ecuación que resulta al proyectar sobre un eje paralelo al camino las fuerzas que actúan sobre la máquina es:

$$F_t - (F_{fd} + F_R) - W \cdot \sin \alpha - F_A - F_i \text{ ----- (1)}$$

Considerando:

$$F_{fd} + F_R = F_f = W \cdot f \cdot \cos \alpha$$

y
$$F_n = W \cdot \sin \alpha$$

$$W = 16000 \text{ Kg} \quad (\text{Peso total de la máquina})$$

obtenemos que:

$$F_f + F_a = F_c = W \cdot (f \cdot \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha)$$

por lo tanto:

$$F_i - F_c - F_A - F_i = 0$$

Considerando que:

En condiciones normales, las pendientes de los caminos de pavimento rígido, no sobrepasan el valor del 15 % (ver ANEXO, Fig. 1), el cual equivale a una pendiente aproximada de 9° y que el coeficiente de resistencia a la rodadura (ver ANEXO, Tabla 1) es, $f = 0.01$.

Sustituyendo valores:

$$F_c = (16000 \text{ Kg}) (0.01 \cdot \cos 9 + \operatorname{sen} 9)$$

$$F_c = 2661 \text{ Kg}$$

La resistencia por la fuerza de inercia está definida de la siguiente manera:

$$F_i = \frac{W}{g} \cdot \delta \cdot \frac{dV}{dt} \text{-----} (2)$$

Considerando que la inercia lineal dv/dt , tiene un valor de 0.25 m/seg^2 , entonces tenemos que la fuerza de inercia debida a la masa del vehiculo es:

$$\frac{W}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{(16000 \text{ Kg})(0.25 \text{ m/seg}^2)}{9.81 \text{ m/seg}^2}$$

$$\frac{W}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = 407.75 \text{ Kg}$$

por otro lado, (ver ANEXO, Tabla 2):

$$\delta = 1.12$$

Continuando con la ecuación (2) y sustituyendo valores de $(W/g)(dv/dt)$ y δ , tenemos:

$$F_i = 407.75 \text{ Kg} \cdot 1.12$$

$$F_i = 456.68 \text{ Kg}$$

Sustituyendo la resistencia total del camino F_c y despreciando F_a (Porque la máquina opera a una velocidad muy baja), en la ecuación (1), tenemos:

$$F_i = F_c + F_a$$

Sustituyendo valores:

$$F_i = 2661 \text{ Kg} + 456.68 \text{ Kg}$$

$$F_i = 3117.68 \text{ Kg}$$

El par de tracción de las ruedas traseras lo obtenemos de la siguiente expresión:

$$T_i = F_i \cdot r$$

Sabemos que los neumáticos son de un diámetro de 0.762 m (30 Pulg), por lo tanto tenemos que el radio de los neumáticos es de 0.381 m.

Sustituyendo los valores anteriores:

$$T_i = (3117.68 \text{ Kg})(0.381 \text{ m})$$

$$T_i = 1187.836 \text{ Kg-m}$$

Por lo tanto tenemos que el par de tracción mínimo para mover la máquina es de :

$$T_1 = 1187.836 \text{ Kg-m}$$

$$T_1 = 8591.62 \text{ Lb-pie}$$

6.3 CALCULO PARA SELECCIONAR EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA

Del cálculo de la fuerza de tracción se obtuvo el par de tracción T_i , de las ruedas traseras, siendo el siguiente:

$$T_i = 1187.836 \text{ Kg-m}$$

$$T_i = 8591.62 \text{ Lb-pie}$$

Considerando una velocidad mínima de 5 Km/hr y una velocidad máxima de 40 Km/hr y considerando que los neumáticos tienen un diámetro de 0.762 m (30 Pulg) tenemos, convirtiendo las unidades de la velocidad mínima a m/seg:

$$V_{\min} = 5 \text{ Km/hr} \left[\frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ Km}} \right] \left[\frac{1 \text{ Hr}}{3600 \text{ seg}} \right]$$

$$V_{\min} = 1.38 \text{ m/seg}$$

Donde:

$$V_{\min} = \omega \cdot r$$

Despejando ω tenemos:

$$\omega = \frac{V_{\text{min}}}{r}$$

Sustituyendo valores:

$$\omega = \frac{1.38 \text{ m/seg}}{0.381 \text{ m}}$$

$$\omega = 3.622 \text{ rad/seg}$$

Para calcular la potencia requerida del motor de combustión interna tenemos que:

$$P_{\text{OT}} = T_i \omega$$

Sabemos que:

$$T_i = 1187.836 \text{ Kg-m}$$

Convirtiendo a N-m:

$$T_i = 1187.836 \text{ Kg-m} \left[\frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} \right]$$

Tenemos:

$$T_i = 11652.67 \text{ N-m}$$

Por lo tanto:

$$P_{OT} = T_i \cdot \omega$$

Sustituyendo valores:

$$P_{OT} = (11652.67 \text{ N-m}) (3.622 \text{ rad/seg})$$

$$P_{OT} = 42205.97 \text{ Watts}$$

Convirtiendo las unidades de potencia a HP:

$$P_{OT} = 42205.97 \text{ Watts} \left[\frac{1 \text{ HP}}{745.7 \text{ Watts}} \right]$$

Tenemos que:

$$P_{OT} = 56.6 \text{ HP} \quad (\text{Teórica})$$

De esta forma obtenemos la potencia teórica requerida y procedemos a seleccionar el motor de catálogos comerciales.

Del catálogo general comercial de motores diesel de PERKINS (ver ANEXO, Fig. 2), seleccionamos el motor 6.3542 con las siguientes condiciones:

- A trabajo continuo.
- Las curvas de selección son a una altitud sobre el nivel del mar de 2640 mts (8662 pies).
- La presión barométrica total a 557.28 mmhg (21.94 Plg.hg).
- La temperatura de entrada de aire a 20°C (68 °F).

De la misma figura, seleccionamos las siguientes características:

- La potencia a 65 HP.
- La velocidad del motor a 2200 RPM.
- La presión media efectiva al freno de 65 Lb/plg².
- El par torsional de 220 N-m.

6.4 CALCULO PARA SELECCIONAR EL ENGRANAJE REDUCTOR

Del motor seleccionado obtenemos los siguientes datos (ver figura 6.2).

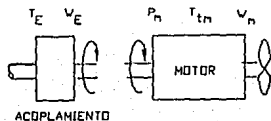


FIGURA 6.2

$$P_{OT} = P_m = 65 \text{ HP}$$

$$T_{tm} = 220 \text{ N-m}$$

$$\omega_m = 2200 \text{ RPM}$$

Tenemos que:

$$P_{OT} = T \cdot \omega$$

Por lo tanto:

$$T_E \cdot \omega_E = P_{OT} = T_{tm} \cdot \omega_m$$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

De donde:

$$\frac{T_{t.m}}{T_E} = \frac{\omega_E}{\omega_m} \text{-----} (3)$$

Entrando con $\omega_m = 2200$ rpm en el catálogo comercial para acoplamiento de cajas de engranes (ver ANEXO, tabla 3), obtenemos la relación de acoplamiento:

$$1 : 2.07$$

Por lo tanto:

$$\frac{1}{2.07} = \frac{\omega_E}{\omega_m}$$

Despejando ω_E :

$$\omega_E = \frac{\omega_m}{2.07}$$

Sustituyendo valores:

$$\omega_E = \frac{2200 \text{ rpm}}{2.07}$$

$$\omega_E = 1062.80 \text{ rpm}$$

Retomando la ecuación (3):

$$\frac{T_{lm}}{T_E} = \frac{\omega_E}{\omega_m}$$

Despejando T_E :

$$T_E = \frac{T_{lm}\omega_m}{\omega_E}$$

Sustituyendo valores:

$$T_E = \frac{(220N-m)(2200rpm)}{1062 \ 80rpm}$$

$$T_E = 455.40 \text{ N-m}$$

6.5. SELECCION DE LOS COMPONENTES HIDROSTATICOS

Sabiendo el par de tracción que requieren las ruedas traseras (calculado anteriormente), podemos seleccionar los motores y bomba hidrostáticos necesarios, y que deben tener como característica principal ser de desplazamiento fijo y desplazamiento variable respectivamente.

El par de tracción de las ruedas traseras es:

$$1294.17 \text{ Kg-m} = 11652.67 \text{ N-m} = 9357.70 \text{ Lb-pie}$$

Sabemos que la potencia, mecánica e hidráulica, se puede definir como:

$$\text{Pot} = T \cdot \omega$$

y

$$\text{Pot} = P \cdot Q_H$$

respectivamente. Estableciendo una igualdad entre los términos mecánicos e hidráulicos, podemos despejar el gasto Q_H :

$$Q_H = \frac{T \cdot \omega \cdot 10^6}{P}$$

donde:

- Q - [cm³/min]
- P - [Pa]
- T - [N-m]
- ω - [rpm]

Sustituyendo valores y sabiendo que este tipo de componentes hidráulicos trabajan a una presión máxima de 480 bar (por especificaciones de fabricación. Ver ANEXO, Fig. 3), obtenemos:

$$Q_H = \frac{(11652.67 Nm) \cdot (34.56 RPM) \cdot (10^6)}{480 \cdot 10^5 N/m^2}$$

$$Q_H = 8390 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Con el gasto obtenido, es posible determinar el desplazamiento requerido del fluido, es decir:

$$D_H = \frac{Q}{\omega}$$

Sustituyendo valores:

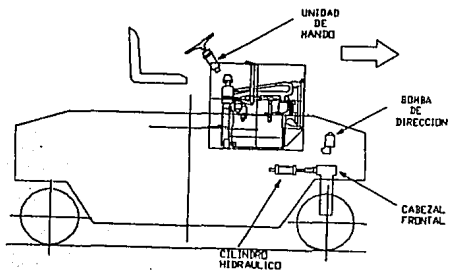
$$D_H = \frac{8390 \text{ cm}^3/\text{min}}{34.56 \text{ rpm}}$$

$$D_H = 242.766 \text{ cm/rev}$$

Finalmente, con los datos obtenidos de presión (480 bar), gasto (8390 cm³/min) y desplazamiento (242.766 cm/rev), podemos seleccionar los componentes que satisfagan nuestras necesidades, siendo éstos, el motor de desplazamiento fijo y la bomba de desplazamiento variable SAUER SUNDSTRAND Serie 90 con un tamaño de carcasa de 250. (Ver ANEXO, Tablas 4 y 5).

6.6. CALCULO PARA SELECCIONAR EL SISTEMA DE VIRAJE

En figura 6.3, se puede ver cómo está distribuido cada elemento del sistema de viraje.

**FIGURA 6.3**

Tomando en cuenta que el peso aproximado de la máquina es de 16000 Kg. (Ver figura 6.4)

El peso que soportan las ruedas es:

16000 Kg entre 9 ruedas = 1777.777 Kg

Las cuatro ruedas traseras soportan:

$$4 (1777.777 \text{ Kg}) = 7111.111 \text{ Kg}$$

Las cinco ruedas delanteras soportan:

$$5 (7111.111 \text{ Kg}) = 8888.888 \text{ Kg} \quad (\text{ Ver figura 6.5 })$$

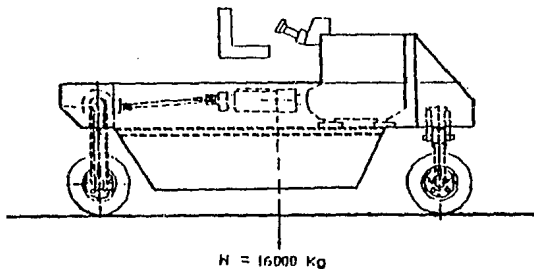


FIGURA 6.4

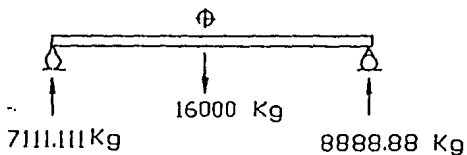


FIGURA 6.5

Para hacer que el vehículo vire, es necesario vencer la fuerza que existe entre los neumáticos delanteros y el piso, la cual se determina de la siguiente manera:

$$F_1 = F \cdot \mu$$

Sabemos que:

$$F = 8888.888 \text{ Kg}$$

$$\mu = 0.8$$

De donde μ es el coeficiente de fricción entre el neumáticos y el asfalto (ver ANEXO, Tabla 6).

Por lo tanto, tenemos:

$$F_1 = (8888.888 \text{ Kg})(0.8)$$

$$F_1 = 7111.11 \text{ Kg}$$

Para calcular el torque necesario en el king pin (ver figura 6.6), es necesario hacer la consideración de que la fuerza F_1 de las cinco ruedas se presenta en la última rueda (como caso extremo).

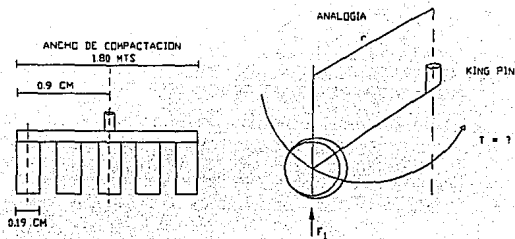


FIGURA 6.6

Considerando que el ancho de compactación es de 1.80 m y un ancho de los neumáticos de 0.19 m y revisando la figura 6.7 tenemos que el radio de giro es de:

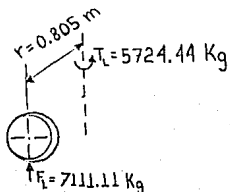


FIGURA 6.7

$$r = (0.9 - \frac{0.19}{2} \text{ m})$$

$$r = 0.805 \text{ m}$$

Calculando el torque con la siguiente relación:

$$T_{ip} = F_i \cdot r$$

Sustituyendo valores:

$$T_{ip} = (7111.11 \text{ Kg})(0.805 \text{ m})$$

$$T_{ip} = 5724.44 \text{ Kg-m}$$

El torque en el king pin requiere de una fuerza proporcionada por un pistón hidráulico.

Considerando un brazo de palanca como la interfase entre el king pin y el vástago del pistón hidráulico, el cual será el elemento que proporcionará la fuerza para hacer girar al king pin y por consecuencia, hace virar la máquina como se muestra en la siguiente figura 6.8.

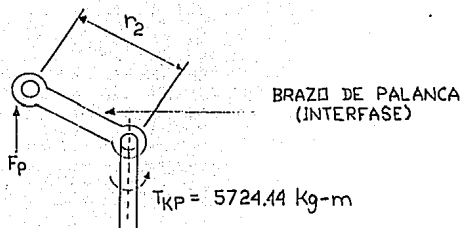


FIGURA 6.8

Antes debemos de saber el desplazamiento lineal mínimo del vástago del pistón hidráulico, por lo tanto, considerando un ángulo de giro de 30° tanto en avance como en retroceso (ver figura 6.9).

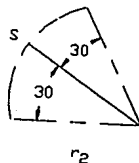


FIGURA 6.9

Podemos calcular dicho desplazamiento con la siguiente relación:

$$s = \theta \cdot r_2$$

De donde:

$$\theta = 60^\circ \text{ (ida y regreso)}$$

Tabulando algunos radios r_2 para obtener diferentes longitudes y encontrar una adecuada.

| r_2 (m) | S (m) | S (Pulg) | |
|-----------|-------|----------|--------------------------------|
| 0.10 | 0.052 | 2.04 | $S = (0.5235)(0.10) = 0.05235$ |
| 0.15 | 0.078 | 3.09 | $S = (0.5235)(0.15) = 0.07853$ |
| 0.20 | 0.104 | 4.12 | $S = (0.5235)(0.20) = 0.10471$ |
| 0.25 | 0.130 | 5.15 | $S = (0.5235)(0.25) = 0.13089$ |
| 0.30 | 0.157 | 6.18 | $S = (0.5235)(0.30) = 0.15707$ |

Considerando un ángulo de giro de 30° y seleccionando una longitud del brazo de palanca de 0.15 m, por cuestiones de espacio, se puede calcular el desplazamiento que debe tener el vástago del pistón hidráulico, por lo tanto utilizando:

$$s = \theta \cdot r_2$$

Y sabiendo que:

$$\theta = 30^{\circ} = 0.5235 \text{ rad}$$

$$r = 0.15 \text{ m}$$

Sustituyendo valores:

$$S = (0.5235 \text{ rad})(0.15 \text{ m})$$

$$S = 0.07853 \text{ m}$$

$$S = 3.09 \text{ Pulg}$$

Considerando ida y vuelta el desplazamiento total será:

$$S_T = 2 (S)$$

$$S_T = 0.157 \text{ m}$$

$$S_T = 6.18 \text{ Pulg}$$

Habiendo seleccionado un radio (r_2) de 0.15 m y ya obtenido el valor del par necesario en el king pin, podemos determinar la fuerza que debe proporcionar el pistón hidráulico para hacer virar la máquina un ángulo de giro de 30° como máximo.

Tenemos que:

$$T_{kp} = F_p r_2$$

Y despejando F_p ,

$$F_p = \frac{T_{kp}}{F_2}$$

Sustituyendo valores:

$$F_p = \frac{5724.44 \text{ Kg-m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$F_p = 38163 \text{ Kg}$$

$$F_p = 84135 \text{ Lb}$$

Una vez obtenida la fuerza del pistón (F_p), procedemos a calcular las características más importantes del pistón.

Por recomendaciones de los fabricantes de equipos hidráulicos (PARKER) se sugiere utilizar una presión de trabajo de 2000 PSI; y con un valor de la fuerza del pistón (F_p) calculada anteriormente, podemos calcular el área con la siguiente expresión:

$$P = \frac{F_p}{A_{ENB}}$$

Sabiendo que:

$$F_p = 84135 \text{ Lb}$$

$$P = 2000 \text{ PSI}$$

Despejando el área tenemos:

$$A_{EMB} = \frac{F_p}{P}$$

Sustituyendo valores:

$$A_{EMB} = \frac{84135 \text{ Lb}}{2000 \text{ Lb/Pulg}^2}$$

$$A_{EMB} = 42.1 \text{ Pulg}^2$$

Para obtener el diámetro del émbolo del pistón hidráulico se utiliza la siguiente ecuación:

$$A_{EMB} = \frac{\pi D_{EMB}^2}{4}$$

Despejando el diámetro tenemos:

$$D_{EMB}^2 = \frac{4 A_{EMB}}{\pi}$$

$$D_{EMB} = \sqrt{\frac{4 A_{EMB}}{\pi}}$$

Sustituyendo valores:

$$D_{EMB} = \sqrt{\frac{4(42.1 \text{ Pulg}^2)}{3.1416}}$$

$$D_{EMB} = 7.32 \text{ Pulg}$$

$$D_{EMB} = 0.186 \text{ mts}$$

Con estos valores se puede obtener el volumen del pistón hidráulico con la siguiente ecuación:

$$V = A_{EMB} S_T$$

$$V = (42.1 \text{ Pulg}^2)(6.18 \text{ Pulg})$$

$$V = 260.2 \text{ Pulg}^3$$

$$V = 1.1264 \text{ galones.}$$

(Por conveniencia para utilizar tablas de equipos comerciales)

Si queremos que la respuesta del pistón sea en un tiempo determinado, debemos determinar el gasto (GPM) del pistón:

$$Q = \frac{V}{t}$$

Tabulamos para diferentes tiempos:

| tiempo (min) | GPM (seg) | Q |
|-----------------|--------------|--------|
| 1 | 60 | 1.1264 |
| 3/4 | 45 | 1.502 |
| 1/2 | 30 | 2.253 |
| 1/4 | 15 | 4.505 |
| 1/8 | 7.5 | 9.011 |
| 1/16 | 3.75 | 18.022 |

Seleccionando el tiempo de 15 seg. obtenemos el gasto:

$$Q = \frac{V}{t}$$

Sustituyendo valores:

$$Q = \frac{1.1264 \text{ galones}}{0.25 \text{ min}}$$

$$Q = 4.505 \text{ GPM}$$

Con todo lo anterior se puede determinar el tipo de pistón hidráulico necesario para hacer virar el tren delantero de la máquina compactadora.

Datos técnicos del pistón hidráulico calculados para seleccionar uno comercial marca PARKER.

| | |
|-----------------------------------|--|
| FUERZA DEL PISTON (F_p) | = 38163 Kg = 84135 Lb |
| PRESION DE TRABAJO (P) | = 2000 Lb/Pulg ² |
| DIAMETRO DEL EMBOLO (D_{EMB}) | = 7.32 Pulg = 0.186 mts |
| DESPLAZAMIENTO TOTAL (S_T) | = 0.157 mts = 6.18 Pulg |
| VOLUMEN | = 260.2 Pulg ³ = 1.1264 gal |
| TIEMPO DE RESPUESTA | = 15 segundos |
| GASTO | = 4.505 GPM |

De acuerdo al catálogo comercial PARKER (ver ANEXO, Tablas 7, 8 y 9).

| | |
|---------------------|--------------|
| DIAMETRO DEL EMBOLO | = 8.0 Pulg |
| CARRERA | = 6.125 Pulg |

Para seleccionar la unidad de mando es necesario proponer en cuantas vueltas del volante se puede hacer virar los 30° a la máquina compactadora.

Considerando que para maquinaria para construcción se recomienda que el viraje de izquierda a derecha sea de 2.5 a 5.5 vueltas del volante.

Para calcular el desplazamiento consideramos el viraje máximo que es de 5.5 vueltas; se cuenta con los siguientes datos:

$$V = 260.2 \text{ Pulg}^3$$

$$N = 5.5 \text{ vueltas}$$

De donde:

$$S = \frac{V}{N}$$

Sustituyendo valores:

$$S = \frac{260.2 \text{ Pulg}^3}{5.5 \text{ rev}}$$

$$S = 47.31 \text{ Pulg}^3/\text{rev}$$

Con este dato podemos seleccionar la unidad de mando orbital, del catálogo comercial marca EATON de las series 35 (para maquinaria de construcción. Ver ANEXO, Tablas 10 y 11).

| DIMENSIONES APROX. | CIRCUITO ABIERTO | CIRCUITO CERRADO |
|--------------------|------------------|------------------|
| Longitud 8.22 Pulg | 202 - 1008 | 202 - 1002 |
| Ancho 5.73 Pulg | | |

| DESPLAZAMIENTO | CARACTERISTICAS | |
|---------------------------|--------------------------|---------------|
| 50 Pulg ³ /rev | Presión máx. del sistema | 0-2200 PSI |
| | Presión máx. de regreso | 300 PSI |
| | Rango de flujo | 35 GPM |
| | Máximo flujo | 40 GPM |
| | Torque de entrada | 20-30 Lb-Pulg |

Ahora debemos obtener el gasto de la bomba, en base al tiempo deseado para cambiar desde la posición derecha a la izquierda

$$Q = \frac{\text{volumen del cilindro}}{\text{tiempo}}$$

Con el volumen del pistón hidráulico tabulamos para diferentes tiempos:

$$V = 260.2 \text{ Pulg}^3$$

$$V = 1.1264 \text{ gal}$$

Tabulando:

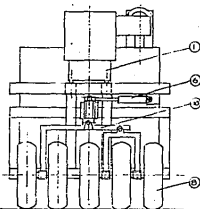
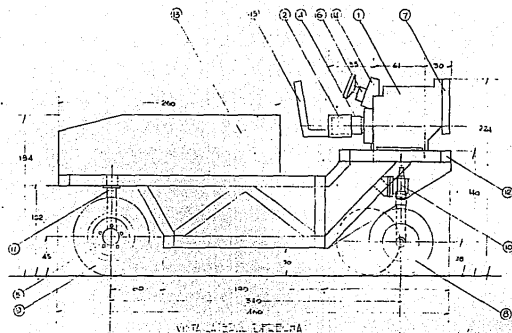
$$Q = \frac{V}{t}$$

| (seg) | GPM |
|-------|--------|
| t | Q |
| 1 | 67.572 |
| 5 | 13.514 |
| 10 | 6.757 |
| 15 | 4.505 |

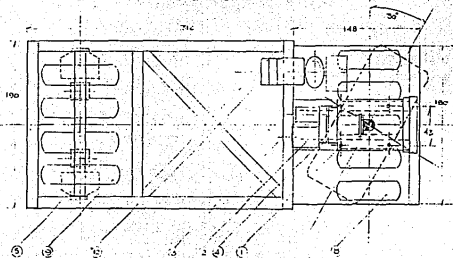
Seleccionando un tiempo de 5 segundos, obtuvimos que el gasto

$$Q = 13.514 \text{ GPM.}$$

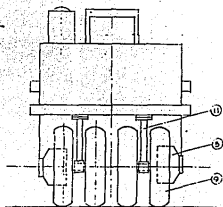
Por último, la figura 6.10, muestra la máquina compactadora con neumáticos con el sistema hidrostático propuesto y algunas modificaciones en el chasis para el mejor aprovechamiento de los espacios en la distribución del lastre, así como para el ensamble de los sistemas y partes que componen la máquina.



VISTA FRONTAL



PLANTA



VISTA POSTERIOR

| LISTA DE DATOS | |
|----------------|--------------------------------|
| 1 | MOTOR DIESEL |
| 2 | BOMBA HIDROGENEOSTATICA |
| 3 | BOMBA DE TRANSACCIONES |
| 4 | CAJA DE ENGENES HIDRAULIC |
| 5 | MOTOR DE TRACCION HIDROSTATICO |
| 6 | SISTEMA METALICO LE VIEJE |
| 7 | CAMBIO DE CALOR |
| 8 | TREN TRASEÑO |
| 9 | TREN TRASEÑO |
| 10 | SUSPENSION TREN DELANTERO |
| 11 | SUSPENSION TREN TRASEÑO |
| 12 | TRINIDAD |
| 13 | CAJA PULSTRE |
| 14 | TABLERO DE ACCIONES |
| 15 | ASIENTO |

CENTRO DE DISEÑO MECÁNICO
 FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
 ALUMNA COMPLETADORA
 DE PRÁCTICAS
 ESCALA 1:10, ACOTADOS EN CM
 fecha 10-11-97 DISEÑO AL. CAMALEJO
 ADONCOT

C 001

VII RESULTADOS

Se obtuvieron conocimientos acerca del estudio de la compactación de pavimentos de carreteras y de terracerías, asociado al desarrollo de tecnologías innovadoras con respecto al diseño tradicional de máquinas compactadoras, tales como el uso de motores hidrostáticos como medio de propulsión, la distribución óptima de las cargas, incluyendo el lastre y el diseño estético de la carrocería.

Después de haber realizado una investigación bibliográfica, sobre equipos utilizados en la compactación de caminos y carreteras nacionales, podemos decir que los equipos de compactación con más aplicaciones en la construcción de carreteras, son los compactadores de rodillo vibratorio, los compactadores de pata de cabra y los compactadores de neumáticos. Al estudiar las máquinas de compactación que actualmente son las más usadas por los empresarios nacionales, podemos concluir que el haber propuesto una nueva forma de transmitir la fuerza del movimiento a la máquina de compactación de neumáticos por medio de la alternativa hidrostática, representa una gran ventaja en varios aspectos sobre las máquinas de compactación existentes en el mercado nacional, que son en su mayoría, de manufactura extranjera;

por lo que podemos afirmar, que es factible el desarrollar máquinas más simples con menos número de piezas y equipos componentes, y por lo tanto, con costos de diseño, fabricación, operación y mantenimiento menores en comparación con las existentes.

Por otro lado, basándonos en el estudio de los cálculos de las partes del sistema hidrostático y del sistema de viraje realizados anteriormente, se comprueba que la máquina funciona adecuadamente (en forma teórica), por lo que serían competitivas en los mercados internacionales.

La fabricación de esta máquina de compactación que realizan en forma conjunta la UNAM y la empresa se encuentra en proceso, por lo que después de pruebas, se estudiará la forma en que la máquina pueda incorporarse a la industria de tal manera que su adquisición por los empresarios nacionales sea más accesible.

Se prevé que en un futuro inmediato la industria manufacturera va a tener un gran desarrollo en nuestro país, para lo cual la industria local requiere modernizarse, tanto en métodos como en equipos de producción.

VIII CONCLUSIONES

Como parte final de este trabajo, podemos hacer las siguientes conclusiones:

- Dada la importancia que el factor costo tiene en las obras, se logró generar un diseño que permitiría efectuar los trabajos de reparación y aplicación en caminos asfaltados a un menor costo y con un buen rendimiento.
- Es de gran importancia el desarrollar tecnologías propias en áreas en donde se depende de países extranjeros totalmente.
- La característica más importante del diseño propuesto es que la mayoría de sus partes (materiales, herramientas y refacciones) son fáciles de obtener en el mercado nacional. Las modificaciones que se realizaron al diseño original son de gran importancia en cuanto al diseño mismo, ya que se logró la adaptación de los productos (piezas, materiales, herramienta, etc.), procesos y mano de obra existentes en el mercado y tecnología nacionales.
- La bomba y motor hidráulico, partes más importantes para lograr la eficiencia deseada, representan un 10% del costo total de la máquina, quedando otro 10% para la importación de piezas menores tales como: mangueras de alta presión, conexiones, uniones especiales, etc.

Consecuentemente tenemos como resultado que el 80% restante queda dentro del país por concepto de productos, servicios y mano de obra.

- Generar mano de obra calificada para el mantenimiento de los equipos de trabajo.
- Con la desventaja que la importación de piezas puede traer al país, consideramos que existe un aspecto positivo que es el de:
 - a) Obtener los faltantes para poder integrar un todo que genere beneficio nacional.
 - b) Obtener información tecnológica de punta sobre los avances logrados por otras naciones.
 - c) Que esa información al ser analizada y estudiada por profesionistas y técnicos de alto nivel, nos permitirá crear, en un futuro no muy lejano, nuestra propia tecnología.
- En lo personal podemos concluir que los beneficios propios que obtuvimos durante la realización de este proyecto, como lo fue la investigación de información técnica y bibliográfica, valorar la importancia del trabajo en equipo, la aportación de ideas de terceros, así como el analizar las soluciones más óptimas, respetar decisiones y sobre todo el trabajar con personas con gran experiencia y dedicación al trabajo, son de gran valor para nuestra formación profesional.

IX BIBLIOGRAFIA

- 1.- Tyler g. Hicks, BME., Teoría de las Bombas Mecánicas, Compañía Editorial Continental S.A
- 2.- J. Thoma., Transmisiones Hidrostáticas, Editorial Gustavo Gil S.A.
- 3.- Paul Galabru, Maquinaria General en Obras y Movimiento de Tierras, Editorial Reverté S.A.
- 4.- Jean Costes., Máquinas para Movimiento de Tierras, Editores Técnicos Asociados.
- 5.- L. Quants., Motores hidráulicos, Editorial Gustavo Gil S.A.
- 6.- Centro de Educación Continua., Movimiento de tierras, Excavaciones y terracerías, División de Estudios Superiores de la Facultad de Ingeniería, UNAM.
- 7.- Caterpillar., Manual de Compactación.
- 8.- Rafael Hernández con la Colaboración de Manuel Company., Manual del Ingeniero HUTTE., Editorial Gustavo Gil S.A.

- 9.- Tesis: Descripción y funcionamiento de la aplanadora T-46H con gobernador de velocidad y transmisión hidrostática., García Rivera, José Valentín Felipe., Universidad de Querétaro. Pags. 66-98.

- 10.- Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Claudio Mataix. Segunda Edición. Ed. HARLA. Pags. 369-417.

- 11.- Maquinaria para construcción. David A. Pay. Pags. 555-562.

- 12.- Maquinaria para la construcción y obras públicas. Pags. 276-279.

- 13.- La Obra. J. Linger. Tomo I. Pags. 151-155.

- 14.- Fundamentos de Diseño del Automóvil. Cesary szczepaniak. Pags. 29-58.

ANEXO

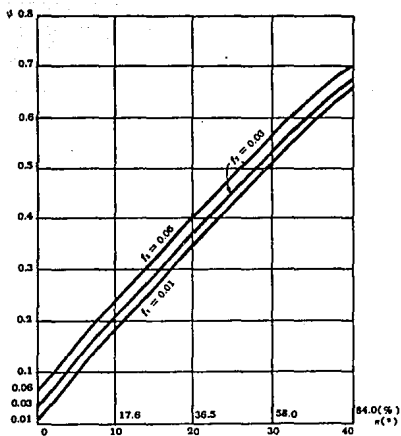


FIGURA 4.5. Gráfico del coeficiente ψ para distintos tipos de caminos en función del ángulo de inclinación de los mismos

FIGURA 1

TABLA 3-1. VALORES MEDIOS DEL COEFICIENTE DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO DEL AUTOMOVIL EN FUNCION DEL TIPO DE CAMINO Y SU ESTADO

| Tipo de camino | Valores medios del coeficiente f | |
|----------------------------------|------------------------------------|--------------------|
| | En buen estado | En mal estado |
| Hormigón, asfalto | 0.010-0.017 | |
| Adoquines | 0.012-0.020 | 0.020-0.032 |
| Apisonado | 0.014-0.025 | 0.025-0.050 |
| Adoquinado con piedras naturales | 0.014-0.026 | 0.026-0.060 |
| Nevado | 0.018-0.032 duro | 0.027-0.040 blando |
| Tierra suelta | 0.022-0.050 dura | 0.050-0.138 suelta |
| Arena | 0.100-0.150 húmeda | 0.150-0.300 seca |

TABLA 1

TABLA 4-1 VALORES TIPICOS DEL COEFICIENTE δ

| Automóvil | Marcha | |
|--------------------|-----------|----------|
| | Directa | Reducida |
| Ligeros | 1.05-1.08 | 1.3-2.3 |
| Omnibus y camiones | 1.06-1.12 | 2.3-3.6 |

TABLA 2

6.3542 DIESEL INDUSTRIAL



- A) NORMA USADA BS AU 649 1958
 PRESION BAROMETRICA TOTAL 747 MM HG
 (29.5 Pulg HG)
 PRESION DE AGUA EN EL AIRE 15MM HG
 (0.6 Pulg HG)
 TEMPERATURA ENTRADA AIRE 29.4 C (85 F)

(1) - 10% SOBRE CARGA | A CONDICION INDC
 (2) TRABAJO CONTINUO | LETRA A

(3) 10% SOBRE CARGA | A CONDICION INDC
 (4) TRABAJO CONTINUO | LETRA B

- B) CURVA A UNA ALTITUD SOBRE NIVEL DEL MAR
 DE 2640 MTS (8662 PIES)
 PRESION BAROMETRICA TOTAL 557.28 MM. HG
 (21.94 Pulg HG)
 TEMPERATURA ENTRADA AIRE 20°C (68°F)

USAR LAS SIGUIENTES CONDICIONES
 SI NO SE ESPECIFICAN OTRAS:

TOLERANCIA EN POTENCIA +0 - 5%
 temperatura de combustible en caja de
 leva o galería de entrada: 52°C (125°F.)

Especificación de combustible BS 2869
 1967, Clase A1 ó A2, A 10/16°C (50-60 F)
 Grado de aceite lubricante: SAE 20.

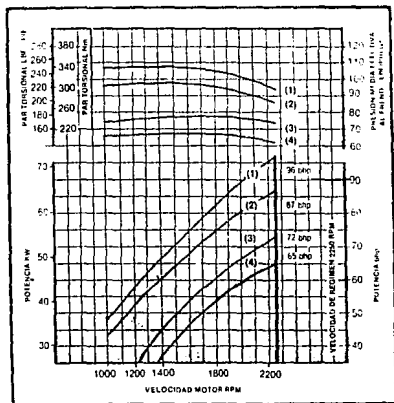
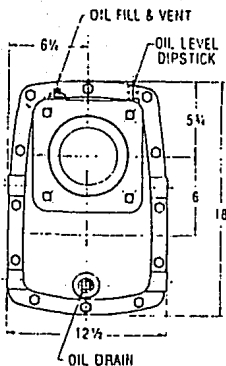


FIGURA 2



Model D *_16

| GEAR RATIO D-Decreasing U-Increasing | MAXIMUM INPUT RPM | CONTINUOUS LOAD PER OUTPUT (HP/100 RPM) |
|--|----------------------|--|
| 1.1 E | 3800 | 11 |
| 1.14 UD | 3550, 4050 | 11, 12 |
| 1.26 UD | 3400, 4300 | 10, 13 |
| 1.4 UD | 3200, 4500 | 9, 13 |
| 1.5 UD | 3000, 4500 | 9, 13 |
| 1.73 UD | 2600, 4500 | 8, 14 |
| 1.86 UD | 2400, 4500 | 8, 14 |
| 2.07 UD | 1050, 2200 | 7 |
| 2.16 U | 2100 | 7 |

MAXIMUM THERMAL CONTINUOUS INPUT 140 HP
 MAXIMUM MECHANICAL CONTINUOUS INPUT:
 51 HP/100 RPM

TABLE 3

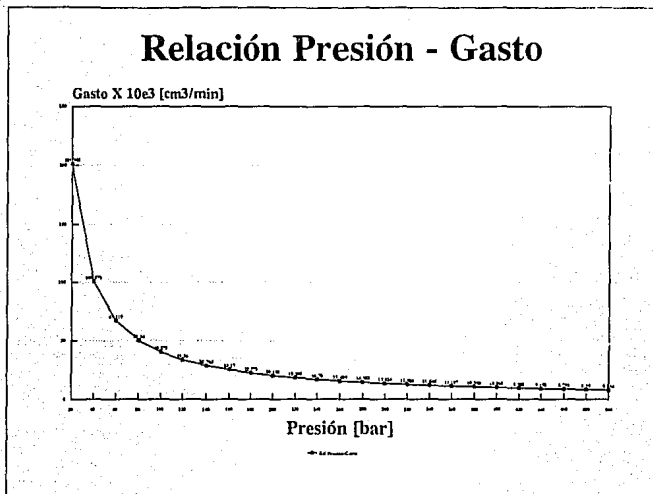


FIGURA 3

Series 90

Product Specifications

Technical Data - Fixed Displacement Motor

| | | | | | | | |
|---|--|----------------------------|--------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| Frame Size | | 055 | 075 | 100 | 130 | 180 | 250 |
| Product Status Available In Development* | | X | X | X | X | X | X |
| Displacement in³/Rev cc/Rev | | 3.35 55 | 4.57 75 | 6.10 100 | 7.93 130 | 10.98 180 | 15.25 250 |
| Output Speed Maximum - RPM Continuous - RPM | | 5300 4200 | 4800 3800 | 4400 3500 | 4000 3200 | 3800 2900 | 3400 2600 |
| Pressure Limits (Differential) Maximum PSI BAR Continuous PSI BAR | | 7000 480 6000 420 | } ALL SERIES 90 MOTORS } | | | | |
| Case Pressure Continuous PSI BAR Maximum (Cold Start) PSI BAR | | 40 3 75 5 | } ALL SERIES 90 MOTORS } | | | | |
| Output Mounting Flange (per SAE J744) | | SAE C | SAE C | SAE C | SAE D | SAE D | SAE D |
| Output Shaft (Std. Spline) Number of Teeth and Pitch | | 14T 12/24P | 14T 12/24P | 13T 8/16P | 13T 8/16P | 13T 8/16P | 13T 8/16P |
| Weight (Base Unit) lbs kg | | 48 22 | 57 26 | 74 34 | 99 45 | 137 62 | 190 86 |
| Mass Moment of Inertia of the internal rotating parts lb ft - Sec² Nm - Sec² | | 0.0044 0.0060 | 0.0071 0.0096 | 0.0111 0.0150 | 0.0170 0.0230 | 0.0280 0.0380 | 0.0470 0.0640 |

* Specifications for products in development are projected

Technical Data - All Series 90 Pumps and Motors

| | | | | |
|---|--|---|--|------------------------|
| Temperature at Hottest Point in Transmission (normally at case drain) Maximum °F °C Continuous °F °C | | 240 115 220 104 | Fluid Contamination Levels — ISO Code Recommended Limit - Continuous Operation Limit for Machine Assembly (if roll off) | 15/13 21/15 |
| Fluid Viscosity Limits — SUS (cSt) Optimum Minimum Continuous Minimum Intermittent Maximum Continuous Maximum Cold Start | | 70 (13) 47 (5.4) 42 (5.0) 500 (110) 7500 (1600) | Suggested Filtration Dedicated Reservoir (Beta 10) Common Reservoir (Beta 10) | 1.5 to 2.0 10 to 20 |

TABLE 4

Series 90

Product Specifications:

Technical Data - Variable Displacement Pump

| Frame Size | 030 | 042 | 055 | 075 | 100 | 130 | 180 | 250 |
|--|----------------------------|-----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| Product Status <i>Availability available in Development*</i> | | X | X | X | X | X | X | X |
| Displacement (Maximum) in ³ /Rev cc/Rev | 1.83 30 | 2.60 42 | 3.35 55 | 4.57 75 | 6.10 100 | 7.93 130 | 10.98 180 | 15.25 250 |
| Input Speed Maximum - RPM Continuous - RPM Minimum - RPM | 5000 4200 500 | 5000 4200 500 | 4700 3900 500 | 4300 3600 500 | 4000 3300 500 | 3700 3100 500 | 3500 2900 500 | 3100 2600 500 |
| Pressure Limits (Differential) Maximum PSI BAR Continuous PSI BAR | 7000 480 6000 420 | } ALL SERIES 90 PUMPS | | | | | | |
| Case Pressure Continuous PSI BAR Maximum (Cold Start) PSI BAR | 40 3 75 5 | } ALL SERIES 90 PUMPS | | | | | | |
| Input Mounting Flange (per SAE J744) | SAE B | SAE B | SAE C | SAE C | SAE C | SAE D | SAE D | SAE D |
| Input Shaft (Std. Spline) Number of Teeth and Pitch | 15T 16/32P | 15T 16/32P | 14T 12/24P | 14T 12/24P | 13T 8/16P | 13T 8/16P | 13T 8/16P | 13T 8/16P |
| Weight (Base Unit) lbs kg | 62 28 | 75 34 | 88 40 | 108 49 | 150 68 | 195 88 | 260 118 | 300 136 |
| Mass Moment of Inertia of the Internal rotating parts lb.ft. - Sec ² Nm - Sec ² | 0.0017 0.0023 | 0.0029 0.0039 | 0.0044 0.0060 | 0.0071 0.0096 | 0.0111 0.0150 | 0.0170 0.0230 | 0.0280 0.0380 | 0.0470 0.0640 |
| Charge Inlet Vacuum at Sea Level Normal In. Hg BAR (abs.) Cold Start In. Hg BAR (abs.) | 10 .7 25 .2 | } ALL SERIES 90 PUMPS | | | | | | |

* Specifications for products in development are projected.

TABLE 5

TABLA 4-3. VALORES TÍPICOS DEL COEFICIENTE DE ADHERENCIA PARA DISTINTOS TIPOS DE CAMINO

| Tipo de camino | Valores de μ para S_{sp} | |
|----------------------------------|--------------------------------|---------|
| | Estado del camino | |
| | Seco | Mojado |
| Asfalto, hormigón | 0.7-0.8 | 0.3-0.4 |
| Adoquinado con piedras naturales | 0.6-0.7 | 0.3-0.4 |
| Terraplén | 0.5-0.6 | 0.3-0.4 |
| Nevado duro | 0.2-0.35 | |
| Helada | 0.08-0.15 | |

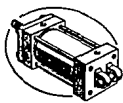
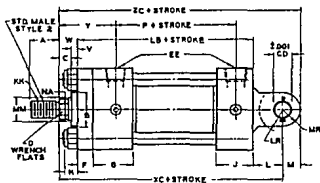
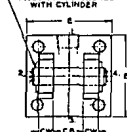
TABLA 6

Clevis Mountings

1-1/2" to 12" Bore Sizes

SERIES "H" - HYDRAULIC CYLINDERS - 3000 PSI

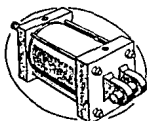
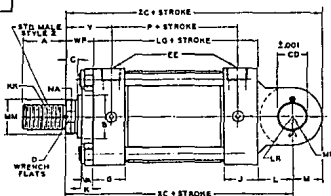
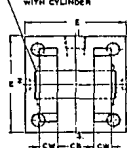
CAP FIXED CLEVIS

Model MP1-H
1-1/2" - 6" BoreNOTE
SEE BULLETIN 1014 FOR MOUNTING
ACCESSORIES.Pivot Pin Furnished
with Cylinder

Head end cushions on 1-1/2", 2" & 2-1/2" sizes using maximum pressure rods are non adjustable.

SEE PAGE 41 FOR PRESSURE RATINGS

CAP FIXED CLEVIS

Model MP1-H
7" - 12" BorePivot Pin Furnished
with Cylinder

| BORE | ENVELOPE AND MOUNTING DIMENSIONS | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------|----------------------------------|------|-------|--------|--------|-----|---------|---------|--------|-------|-------|--------|---------|-------|-------|-------|-------|
| | CB | CD | CW | E | EE-min | F | G | J | K | L | LB | LG | LR | M | MR | P | V.A. |
| 1-1/2 | 3-4 | 500 | 1/2 | 2-1/2 | 1-2 | 3-8 | 1-3/4 | 1-1/2 | 12-37 | 2-4 | 3 | - | 9-16 | 1/2 | 1-2 | 2-7-8 | - |
| 2 | 1-1-4 | 750 | 5/8 | 3 | 1-2 | 5-8 | 1-3/4 | 1-1/2 | 9-16 | 1-1-4 | 5-1/4 | - | 15-16 | 3/4 | 3-4 | 2-7-8 | - |
| 2-1/2 | 1-1-4 | 750 | 5/8 | 3-1/2 | 1/2 | 5-8 | 1-3/4 | 1-1/2 | 9-16 | 1-1/4 | 5-3-8 | - | 15-16 | 3/4 | 3/4 | 3 | - |
| 3-1/4 | 1-1-2 | 1000 | 3/4 | 4-1/2 | 3/4 | 3/4 | 2 | 1-3/4 | 23-32 | 1-1/2 | 6-1/4 | - | 1-3/16 | 1 | 1 | 3-1/2 | - |
| 4 | 2 | 1375 | 1 | 5 | 3/4 | 7/8 | 2 | 1-3/4 | 25-32 | 2-1/8 | 6-5-8 | - | 1-3/4 | 1-3-8 | 1-3-8 | 3-3/4 | - |
| 5 | 2-1-2 | 1750 | 1-1-4 | 6-1-2 | 3/4 | 7-8 | 2 | 1-3-4 | 26-32 | 2-1/4 | 7-1-8 | - | 1-13-16 | 1-3/4 | 1-3/4 | 4-1/4 | - |
| 6 | 2-1-2 | 2000 | 1-1-4 | 7-1-2 | 1 | 1 | 2-1-4 | 2-1/4 | 1 | 2-1/2 | 8-3-8 | - | 2-1-16 | 2 | 2 | 4-7-8 | - |
| 7 | 3 | 2500 | 1-1-2 | 8-1-2 | 1-1-4 | - | 2-2-4 | 2-3/4 | 1-5-32 | 3 | - | 8-1-2 | 2-9-16 | 2-1/2 | 2-1/2 | 5-3-8 | 15-16 |
| 8 | 3 | 3000 | 1-1-2 | 9-1-2 | 1-1-2 | - | 3 | 3 | 1-1-4 | 3-1-4 | - | 9-1-2 | 2-7-8 | 2-3/4 | 2-2-4 | 6-1-8 | 15-16 |
| 10 | 4 | 3500 | 3 | 12-5-8 | 2 | - | 3-11-16 | 3-11-16 | 1-1-4 | 4 | - | 12-1-8 | 3-3/4 | 3-1/2 | 3-1/2 | 8 | 15-16 |
| 12 | 4-1-2 | 4000 | 3-1-4 | 14-7-8 | 2-1-2 | - | 4-7-16 | 4-7-16 | 1-3-8 | 4-1-2 | - | 14-1-2 | 4-1-4 | 4 | 4 | 9-3-8 | 15-16 |

TABLE 7

Forces
Displacements

CYLINDER APPLICATION ENGINEERING GUIDE

CYLINDER PUSH FORCES IN POUNDS

| ROCK AREA | PRESSURE (PSI) | | | | | | | | | |
|-----------|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 120 | 140 | 160 |
| 1 1/8 | 304 | 378 | 453 | 527 | 602 | 676 | 750 | 824 | 898 | 972 |
| 1 1/4 | 352 | 437 | 522 | 607 | 692 | 777 | 862 | 947 | 1032 | 1117 |
| 1 3/8 | 400 | 495 | 590 | 685 | 780 | 875 | 970 | 1065 | 1160 | 1255 |
| 1 1/2 | 448 | 553 | 658 | 763 | 868 | 973 | 1078 | 1183 | 1288 | 1393 |
| 1 5/8 | 496 | 611 | 726 | 841 | 956 | 1071 | 1186 | 1301 | 1416 | 1531 |
| 1 3/4 | 544 | 669 | 794 | 919 | 1044 | 1169 | 1294 | 1419 | 1544 | 1669 |
| 1 7/8 | 592 | 727 | 862 | 997 | 1132 | 1267 | 1402 | 1537 | 1672 | 1807 |
| 2 | 640 | 785 | 930 | 1075 | 1220 | 1365 | 1510 | 1655 | 1800 | 1945 |
| 2 1/8 | 688 | 843 | 998 | 1153 | 1308 | 1463 | 1618 | 1773 | 1928 | 2083 |
| 2 1/4 | 736 | 891 | 1046 | 1201 | 1356 | 1511 | 1666 | 1821 | 1976 | 2131 |
| 2 3/8 | 784 | 939 | 1094 | 1249 | 1404 | 1559 | 1714 | 1869 | 2024 | 2179 |
| 2 1/2 | 832 | 987 | 1142 | 1297 | 1452 | 1607 | 1762 | 1917 | 2072 | 2227 |
| 2 5/8 | 880 | 1035 | 1190 | 1345 | 1500 | 1655 | 1810 | 1965 | 2120 | 2275 |
| 2 3/4 | 928 | 1083 | 1238 | 1393 | 1548 | 1703 | 1858 | 2013 | 2168 | 2323 |
| 2 7/8 | 976 | 1131 | 1286 | 1441 | 1596 | 1751 | 1906 | 2061 | 2216 | 2371 |
| 3 | 1024 | 1179 | 1334 | 1489 | 1644 | 1799 | 1954 | 2109 | 2264 | 2419 |
| 3 1/8 | 1072 | 1227 | 1382 | 1537 | 1692 | 1847 | 2002 | 2157 | 2312 | 2467 |
| 3 1/4 | 1120 | 1275 | 1430 | 1585 | 1740 | 1895 | 2050 | 2205 | 2360 | 2515 |
| 3 3/8 | 1168 | 1323 | 1478 | 1633 | 1788 | 1943 | 2098 | 2253 | 2408 | 2563 |
| 3 1/2 | 1216 | 1371 | 1526 | 1681 | 1836 | 1991 | 2146 | 2301 | 2456 | 2611 |
| 3 5/8 | 1264 | 1419 | 1574 | 1729 | 1884 | 2039 | 2194 | 2349 | 2504 | 2659 |
| 3 3/4 | 1312 | 1467 | 1622 | 1777 | 1932 | 2087 | 2242 | 2397 | 2552 | 2707 |
| 3 7/8 | 1360 | 1515 | 1670 | 1825 | 1980 | 2135 | 2290 | 2445 | 2600 | 2755 |
| 4 | 1408 | 1563 | 1718 | 1873 | 2028 | 2183 | 2338 | 2493 | 2648 | 2803 |
| 4 1/8 | 1456 | 1611 | 1766 | 1921 | 2076 | 2231 | 2386 | 2541 | 2696 | 2851 |
| 4 1/4 | 1504 | 1659 | 1814 | 1969 | 2124 | 2279 | 2434 | 2589 | 2744 | 2900 |
| 4 3/8 | 1552 | 1707 | 1862 | 2017 | 2172 | 2327 | 2482 | 2637 | 2792 | 2948 |
| 4 1/2 | 1600 | 1755 | 1910 | 2065 | 2220 | 2375 | 2530 | 2685 | 2840 | 2995 |
| 4 5/8 | 1648 | 1803 | 1958 | 2113 | 2268 | 2423 | 2578 | 2733 | 2888 | 3043 |
| 4 3/4 | 1696 | 1851 | 2006 | 2167 | 2322 | 2477 | 2632 | 2787 | 2942 | 3091 |
| 4 7/8 | 1744 | 1899 | 2054 | 2215 | 2370 | 2525 | 2680 | 2835 | 2990 | 3139 |
| 5 | 1792 | 1947 | 2102 | 2265 | 2420 | 2575 | 2730 | 2885 | 3040 | 3195 |
| 5 1/8 | 1840 | 1995 | 2150 | 2313 | 2468 | 2623 | 2778 | 2933 | 3088 | 3243 |
| 5 1/4 | 1888 | 2043 | 2202 | 2361 | 2516 | 2671 | 2826 | 2981 | 3136 | 3291 |
| 5 3/8 | 1936 | 2091 | 2250 | 2404 | 2559 | 2714 | 2869 | 3024 | 3179 | 3339 |
| 5 1/2 | 1984 | 2139 | 2298 | 2447 | 2602 | 2757 | 2912 | 3067 | 3222 | 3387 |
| 5 5/8 | 2032 | 2187 | 2346 | 2490 | 2645 | 2800 | 2955 | 3110 | 3265 | 3435 |
| 5 3/4 | 2080 | 2235 | 2394 | 2533 | 2688 | 2843 | 2998 | 3153 | 3320 | 3483 |
| 5 7/8 | 2128 | 2283 | 2442 | 2576 | 2731 | 2886 | 3041 | 3196 | 3375 | 3531 |
| 6 | 2176 | 2331 | 2490 | 2619 | 2774 | 2929 | 3084 | 3239 | 3400 | 3580 |
| 6 1/8 | 2224 | 2379 | 2538 | 2667 | 2822 | 2977 | 3132 | 3287 | 3448 | 3628 |
| 6 1/4 | 2272 | 2427 | 2586 | 2710 | 2865 | 3020 | 3175 | 3330 | 3500 | 3676 |
| 6 3/8 | 2320 | 2475 | 2634 | 2753 | 2908 | 3063 | 3218 | 3373 | 3550 | 3724 |
| 6 1/2 | 2368 | 2523 | 2682 | 2796 | 2951 | 3106 | 3261 | 3416 | 3600 | 3772 |
| 6 5/8 | 2416 | 2571 | 2730 | 2839 | 2994 | 3149 | 3304 | 3459 | 3650 | 3820 |
| 6 3/4 | 2464 | 2619 | 2778 | 2887 | 3042 | 3197 | 3352 | 3502 | 3698 | 3868 |
| 6 7/8 | 2512 | 2667 | 2826 | 2935 | 3095 | 3246 | 3400 | 3555 | 3746 | 3916 |
| 7 | 2560 | 2715 | 2874 | 2983 | 3138 | 3293 | 3448 | 3603 | 3794 | 3964 |
| 7 1/8 | 2608 | 2763 | 2922 | 3031 | 3186 | 3341 | 3496 | 3651 | 3842 | 4012 |
| 7 1/4 | 2656 | 2811 | 2970 | 3079 | 3234 | 3389 | 3544 | 3700 | 3890 | 4060 |
| 7 3/8 | 2704 | 2859 | 3018 | 3127 | 3282 | 3432 | 3592 | 3750 | 3940 | 4108 |
| 7 1/2 | 2752 | 2907 | 3066 | 3175 | 3330 | 3480 | 3640 | 3800 | 3990 | 4156 |
| 7 5/8 | 2800 | 2955 | 3114 | 3223 | 3378 | 3528 | 3688 | 3848 | 4040 | 4204 |
| 7 3/4 | 2848 | 3003 | 3162 | 3271 | 3426 | 3576 | 3736 | 3896 | 4090 | 4252 |
| 7 7/8 | 2896 | 3051 | 3210 | 3314 | 3474 | 3624 | 3784 | 3944 | 4138 | 4300 |
| 8 | 2944 | 3099 | 3258 | 3367 | 3522 | 3672 | 3832 | 3992 | 4180 | 4348 |
| 8 1/8 | 2992 | 3147 | 3306 | 3415 | 3570 | 3720 | 3880 | 4040 | 4228 | 4396 |
| 8 1/4 | 3040 | 3195 | 3354 | 3463 | 3618 | 3768 | 3928 | 4088 | 4276 | 4444 |
| 8 3/8 | 3088 | 3243 | 3402 | 3511 | 3666 | 3816 | 3976 | 4136 | 4324 | 4492 |
| 8 1/2 | 3136 | 3291 | 3450 | 3559 | 3714 | 3864 | 4024 | 4184 | 4372 | 4540 |
| 8 5/8 | 3184 | 3339 | 3498 | 3607 | 3762 | 3912 | 4072 | 4232 | 4420 | 4588 |
| 8 3/4 | 3232 | 3387 | 3546 | 3655 | 3810 | 3960 | 4120 | 4280 | 4468 | 4636 |
| 8 7/8 | 3280 | 3435 | 3594 | 3703 | 3858 | 4008 | 4168 | 4328 | 4516 | 4684 |
| 9 | 3328 | 3483 | 3642 | 3751 | 3906 | 4056 | 4216 | 4376 | 4564 | 4732 |
| 9 1/8 | 3376 | 3531 | 3690 | 3803 | 3958 | 4108 | 4268 | 4428 | 4612 | 4780 |
| 9 1/4 | 3424 | 3579 | 3738 | 3847 | 4002 | 4152 | 4312 | 4472 | 4660 | 4828 |
| 9 3/8 | 3472 | 3627 | 3786 | 3895 | 4050 | 4200 | 4360 | 4520 | 4708 | 4876 |
| 9 1/2 | 3520 | 3675 | 3834 | 3943 | 4100 | 4250 | 4410 | 4570 | 4758 | 4924 |
| 9 5/8 | 3568 | 3723 | 3882 | 3991 | 4148 | 4298 | 4458 | 4618 | 4806 | 4972 |
| 9 3/4 | 3616 | 3771 | 3930 | 4039 | 4196 | 4346 | 4506 | 4666 | 4854 | 5020 |
| 9 7/8 | 3664 | 3819 | 3978 | 4087 | 4244 | 4394 | 4554 | 4714 | 4902 | 5068 |
| 10 | 3712 | 3867 | 4026 | 4135 | 4292 | 4442 | 4602 | 4762 | 4950 | 5116 |
| 10 1/8 | 3760 | 3915 | 4074 | 4183 | 4340 | 4490 | 4650 | 4810 | 4998 | 5164 |
| 10 1/4 | 3808 | 3963 | 4122 | 4231 | 4388 | 4538 | 4698 | 4858 | 5046 | 5212 |
| 10 3/8 | 3856 | 4011 | 4170 | 4279 | 4436 | 4586 | 4746 | 4906 | 5094 | 5260 |
| 10 1/2 | 3904 | 4059 | 4218 | 4327 | 4484 | 4634 | 4794 | 4954 | 5142 | 5308 |
| 10 5/8 | 3952 | 4107 | 4266 | 4375 | 4532 | 4682 | 4842 | 5002 | 5190 | 5356 |
| 10 3/4 | 4000 | 4155 | 4314 | 4423 | 4580 | 4730 | 4890 | 5050 | 5238 | 5404 |
| 10 7/8 | 4048 | 4203 | 4362 | 4471 | 4628 | 4778 | 4938 | 5098 | 5286 | 5452 |
| 11 | 4096 | 4251 | 4410 | 4519 | 4676 | 4826 | 4986 | 5146 | 5334 | 5500 |

TABLE 8

CYLINDER AND BALL BEARINGS IN POUNDS

| ROCK AREA | PRESSURE (PSI) | | | | | | | | | |
|-----------|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 120 | 140 | 160 |
| 1 1/8 | 304 | 378 | 453 | 527 | 602 | 676 | 750 | 824 | 898 | 972 |
| 1 1/4 | 352 | 437 | 522 | 607 | 692 | 777 | 862 | 947 | 1032 | 1117 |
| 1 3/8 | 400 | 495 | 590 | 685 | 780 | 875 | 970 | 1065 | 1160 | 1255 |
| 1 1/2 | 448 | 553 | 658 | 763 | 868 | 973 | 1078 | 1183 | 1288 | 1393 |
| 1 5/8 | 496 | 611 | 726 | 841 | 956 | 1071 | 1186 | 1301 | 1416 | 1531 |
| 1 3/4 | 544 | 669 | 794 | 919 | 1044 | 1169 | 1294 | 1419 | 1544 | 1669 |
| 1 7/8 | 592 | 727 | 862 | 997 | 1132 | 1267 | 1402 | 1537 | 1672 | 1807 |
| 2 | 640 | 785 | 930 | 1075 | 1220 | 1365 | 1510 | 1655 | 1800 | 1945 |
| 2 1/8 | 688 | 843 | 998 | 1153 | 1308 | 1463 | 1618 | 1773 | 1928 | 2083 |
| 2 1/4 | 736 | 891 | 1046 | 1201 | 1356 | 1511 | 1666 | 1821 | 1976 | 2131 |
| 2 3/8 | 784 | 939 | 1094 | 1249 | 1404 | 1559 | 1714 | 1869 | 2024 | 2179 |
| 2 1/2 | 832 | 987 | 1142 | 1297 | 1452 | 1607 | 1762 | 1917 | 2072 | 2227 |
| 2 5/8 | 880 | 1035 | 1190 | 1345 | 1500 | 1655 | 1810 | 1965 | 2120 | 2275 |
| 2 3/4 | 928 | 1083 | 1238 | 1393 | 1548 | 1703 | 1858 | 2013 | 2168 | 2323 |
| 2 7/8 | 976 | 1131 | 1286 | 1441 | 1596 | 1751 | 1906 | 2061 | 2216 | 2371 |
| 3 | 1024 | 1179 | 1334 | 1489 | 1644 | 1799 | 1954 | 2109 | 2264 | 2419 |
| 3 1/8 | 1072 | 1227 | 1382 | 1537 | 1692 | 1847 | 2002 | 2157 | 2312 | 2467 |
| 3 1/4 | 1120 | 1275 | 1430 | 1585 | 1740 | 1895 | 2050 | 2205 | 2360 | 2515 |
| 3 3/8 | 1168 | 1323 | 1478 | 1633 | 1788 | 1943 | 2098 | 2253 | 2408 | 2563 |
| 3 1/2 | 1216 | 1371 | 1526 | 1681 | 1836 | 1991 | 2146 | 2301 | 2456 | 2611 |
| 3 5/8 | 1264 | 1419 | 1574 | 1729 | 1884 | 2039 | 2194 | 2349 | 2504 | 2659 |
| 3 3/4 | 1312 | 1467 | 1622 | 1777 | 19 | | | | | |

Ordering Information

| Displacement cu. in rev. | Dim. Y inch [mm] | Ordering Code | Ordering Code | Ordering Code |
|-----------------------------|---------------------|------------------|------------------|------------------|
| 35 [575] | 7.71 [195.8] | 202-1001 | 202-1007 | 202-1013 |
| 50 [820] | 8.22 [208.8] | 202-1002 | 202-1008 | 202-1014 |
| 75 [1230] | 9.05 [230.1] | 202-1003 | 202-1009 | 202-1015 |
| 100 [1640] | 9.91 [251.7] | 202-1004 | 202-1010 | 202-1016 |
| 125 [2050] | 10.76 [273.3] | 202-1005 | 202-1011 | 202-1017 |
| 150 [2460] | 11.61 [294.9] | 202-1006 | 202-1012 | 202-1018 |

TABLA 10

| Displacement cu. in rev. | Dim. Y inch [mm] |
|-----------------------------|---------------------|
| 35 [575] | 7.71 [195.8] |
| 50 [820] | 8.22 [208.8] |
| 75 [1230] | 9.05 [230.1] |
| 100 [1640] | 9.91 [251.7] |
| 125 [2050] | 10.76 [273.3] |
| 150 [2460] | 11.61 [294.9] |

TABLA 11