

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA-ENERGÍA**



**DISEÑO DE UN TRACTOR AGRÍCOLA DE  
RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA  
EXTENSIÓN**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE  
INGENIERO MECANICO**

**BACH. ROGER MANUEL JESUS SILVA MARES**

**Callao, diciembre de 1997**

**En recuerdo  
a mis padres**

**A mis hermanos**

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA-ENERGIA

ACTA PARA LA OBTENCION DEL TITULO PROFESIONAL

A los TRES (03) dias del mes de Diciembre de Mil novecientos noventisiete, siendo las 15:15 horas se reunió el Jurado Examinador de la Facultad de Ingeniería Mecánica-Energía, conformado por los siguientes Docentes de la Universidad Nacional del Callao:

- PRESIDENTE: Ing°: Isaac PATRON Y TURRY
- SECRETARIO: Ing°: VICTOR PUJAS HERNANDEZ
- VOCAL : Ing°: JAI ME FLORES SANCHEZ
- ASESOR : Ing°: GUSTAVO ORDÓÑEZ CORDENA
- CO-ASESOR : Ing°: .....

con el fin de dar inicio a la SUSTENTACION de TESIS presentado por el Sr. Bachiller: SILVA MARES ROGER MANUEL quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero MECANICO, expondrá la Tesis Titulada: DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARRAS DE MEDIANA EXTENSION

Con el quórum reglamentario de Ley se dió inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Titulos vigente, luego de las preguntas formuladas y efectuadas las deliberaciones pertinentes, se ACORDO dar por: A.PROBADA con el calificativo de MUY BUENO (17) al Sr. Bachiller: SILVA MARES ROGER MANUEL con lo que se dio por cerrada la sesión a las 18:00 horas del dia TRES del mes y año en curso.

[Signature]  
PRESIDENTE

[Signature]  
SECRETARIO

[Signature]  
VOCAL

[Signature]  
ASESOR

CO-ASESOR

## INDICE

<b>1.0</b>	<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>8</b>
<b>2.0</b>	<b>MARCO CONCEPTUAL .....</b>	<b>12</b>
2.1	La mecanización de las labores agrícolas .....	12
2.2	El parque de tractores en el Perú .....	20
2.2.1	Situación actual .....	20
2.2.2	Producción nacional de tractores .....	24
2.2.3	Importación de tractores .....	27
2.3	Índices de mecanización agrícola .....	29
2.3.1	Índices de mecanización recomendados.....	29
2.3.2	Índices de mecanización en la agricultura peruana .....	33
2.3.3	Análisis del nivel de mecanización agrícola en el Perú .....	35
2.4	Proyección de los requisitos futuros de tractores agrícolas en el Perú .....	38
2.5	Modalidades de producción usadas en la fabricación de tractores agrícolas .....	40
<b>3.0</b>	<b>DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO.....</b>	<b>43</b>
3.1	Definición de los niveles de diseño y de la cobertura de la presente tesis .....	43
3.2	Análisis de las principales características técnicas de los tractores agrícolas de ruedas, más representativos en la agricultura peruana .....	45
3.2.1	Motor .....	45
3.2.2	Embrague .....	50
3.2.3	Transmisión .....	51

3.2.4 Ruedas .....	52
3.2.5 Sistema Hidráulico .....	52
3.2.6 Sistema de Frenos .....	52
3.2.7 Sistema Eléctrico .....	53
3.2.8 Dimensiones Generales y Pesos .....	53
3.3 Definición de los requerimientos dimensionales, operativos y de explotación .....	54
3.4 Definición de los requerimientos para posibilitar la producción nacional de tractores agrícolas de ruedas .....	57
<b>4.0 CONFIGURACION GENERAL DE UN TRACTOR AGRICOLA .....</b>	<b>60</b>
4.1 Definición de términos .....	60
4.2 Estructura general de componentes de un tractor agrícola de ruedas .....	62
4.3 Metodología y planeamiento del diseño básico de un tractor agrícola de ruedas .....	65
<b>5.0 CALCULO Y SELECCION DE LOS COMPONENTES DEL TREN MOTRIZ DE UN TRACTOR .....</b>	<b>69</b>
5.1 Cálculo de los requerimientos de potencia del tractor selección del motor .....	69
5.1.1 Consideraciones preliminares .....	70
5.1.2 Fuerzas tangenciales de impulsión y reacción .....	74
5.1.3 Fuerzas externas de resistencia al avance del tractor .....	76
5.1.4 Balance de tracción .....	82
5.1.5 Balance de potencia en el tractor .....	84
5.1.6 Selección del motor .....	90
5.2 Cálculo y selección del embrague .....	100
5.3 Cálculo y selección del sistema de transmisión .....	109

5.4	Selección de aros y neumáticos .....	125
5.5	Predicción de performance del tractor .....	133
5.5.1	Datos requeridos para el trazado de las curvas .....	134
5.5.2	Curvas correspondientes a las “Velocidades en alta” .....	136
5.5.3	Curvas correspondientes a las “Velocidades en baja” .....	150
5.6	Análisis del acoplamiento entre los componentes del del tren motriz .....	151
5.6.1	Sub-ensamble frontal .....	151
5.6.2	Sub-ensamble posterior .....	158
5.6.3	Conjuntos periféricos .....	158
<b>6.0</b>	<b>EL SISTEMA DE FRENOS .....</b>	<b>161</b>
6.1	Clasificación de los sistemas de frenos más utilizados .....	164
6.2	Análisis comparativo de los sistemas de frenos en tractores agrícolas de ruedas .....	166
6.3	Caracterización del proceso de frenado .....	169
6.4	Cálculo de los parámetros del sistema de frenos requeridos .....	173
6.5	Selección del sistema de frenos .....	174
<b>7.0</b>	<b>EL SISTEMA DE DIRECCION. EL PUENTE DELANTERO .....</b>	<b>178</b>
7.1	Cinemática del cambio de dirección .....	178
7.2	Procedimiento de cálculo y dimensionamiento de los principales componentes del sistema de dirección hidrostática de un tractor agrícola .....	182
7.3	Selección de los principales componentes del sistema de dirección .....	189

7.4	El puente delantero .....	194
<b>8.0</b>	<b>EL MECANISMO DE ENGANCHE EN TRES PUNTOS. SISTEMA HIDRAULICO PARA CONTROL DE IMPLEMENTOS .....</b>	<b>198</b>
8.1	El enganche en tres puntos .....	199
8.2	Sistema hidráulico para control de implementos .....	205
<b>9.0</b>	<b>EL SISTEMA ELECTRICO. ARTEFACTOS DE ILUMINACION E INSTRUMENTOS DE CONTROL .....</b>	<b>210</b>
9.1	Componentes del sistema eléctrico de los tractores agrícolas .....	210
9.2	Capacidad de los componentes del sistema eléctrico .....	212
9.2.1	Componentes suministrados con el motor .....	212
9.2.2	Determinación de las especificaciones de los demas componentes del sistema eléctrico .....	213
9.2.3	Cálculo de la capacidad de almacenamiento de las baterías .....	218
9.3	Configuración de los circuitos .....	219
<b>10.0</b>	<b>COMPONENTES COMPLEMENTARIOS Y AUXILIARES DEL TRACTOR.....</b>	<b>225</b>
10.1	Tanque de combustible .....	225
10.2	Carrocería .....	228
10.3	Asiento para el conductor .....	235
10.4	Contrapesos .....	237
10.5	Sistema de toma de aire .....	240
10.6	Radiador .....	242
10.7	Sistema de escape de gases del motor .....	242

<b>11.0</b>	<b>PERFIL TECNICO DEL TRACTOR PROPUESTO .....</b>	<b>244</b>
<b>12.0</b>	<b>COSTO DE FABRICACION DE UN PROTOTIPO DEL TRACTOR PROPUESTO .....</b>	<b>259</b>
12.1	Determinación del costo de componentes y materiales .....	260
12.2	Determinación del costo de personal .....	262
12.3	Determinación del costo de servicios y materiales auxiliares .....	263
12.4	Determinación del costo total del prototipo .....	264
12.5	Inversión total estimada para el desarrollo de un tractor tractor agrícola de ruedas .....	264
	<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>266</b>
	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>268</b>
	<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>270</b>
	<b><u>ANEXOS</u></b>	
	ANEXO N°1.- Implementos utilizados con más frecuencia en los tractores agrícolas de ruedas.....	272
	ANEXO N 2.- Criterios para la evaluación técnica de los tractores agrícolas de ruedas.....	276



## 1.0 INTRODUCCION

En el Perú, al igual que en la mayoría de países, los alimentos que la población consume son, principalmente de origen agrícola, sin embargo, desde hace varias décadas, la producción cosechada en nuestro país es insuficiente para cubrir siquiera medianamente los requerimientos de la población. Independientemente de las consideraciones políticas que rodean a este tema, hay un cierto consenso desde el punto de vista técnico, en aceptar que existen tres formas para lograr un sustancial incremento en la disponibilidad de alimentos de origen agrícola:

- a) Incremento masivo de las importaciones
- b) Incremento de la frontera agrícola
- c) Incremento de la productividad en las áreas agrícolas actualmente existentes.

Evidentemente, la primera alternativa, aun cuando es la más rápida, es también insostenible como solución permanente por sus negativas implicancias económicas y sociales, y solo puede ser tomada en consideración como una solución de tipo temporal para afrontar desastres naturales (sequías, inundaciones, plagas, etc.)

La segunda alternativa tiene en el Perú límites marcados por una geografía muy desfavorable, de tal forma que solo es posible aprovechar con fines agrícolas un 6%-7% de la superficie total del país, lo que significa unos 7-8.5 millones de hectáreas, estando actualmente en uso unos 5.5 millones de hectáreas. Como comparación, se puede citar a

países con geografía más apropiada para la agricultura como Argentina que posee 70 millones de hectáreas agrícolas, Colombia 15-20 millones y hay casos notables como Francia que dispone de 25 millones de hectáreas (casi el 40% total de su territorio). Volviendo al caso peruano, es evidente que las tierras actualmente cultivadas, son aquellas que demandaron de menor esfuerzo e inversión para su desarrollo, en tanto que, según estudios de la Asociación Peruana de Ingenieros Agrarios, la inversión requerida para desarrollar parcelas agrícolas en la selva central y norcentral (desde Yurimaguas hasta el valle del río Apurímac) es de aproximadamente 11,000 dólares por hectárea, estando ubicadas en esta región casi el 90% de las tierras con potencial agrícola, aún no desarrolladas, significando aproximadamente unos 2'700,000 hectáreas, las que requerirían por lo tanto de una inversión del orden de los 30,000 millones de dólares, cantidad que indudablemente está complemente fuera de las posibilidades financieras del país en el corto o mediano plazo.

La experiencia de otros países, demuestra que (sin descartar la incorporación de nuevas áreas), la tercera alternativa es la más viable en términos de tiempo, inversión y resultados, ya que, aplicando las tecnologías adecuadas, es posible lograr rendimientos por hectárea de 2 a 5 veces mayores que los obtenidos actualmente en nuestro país para los cultivos principales (papas, arroz, maíz, oleaginosas, hortalizas, frutales, etc.). Según los especialistas en producción agrícola, los factores que permiten mejorar la productividad agraria pueden ser agrupados de la siguiente forma:

1. Utilización de semillas genéticamente mejoradas y fertilización adecuada al cultivo y al suelo.

2. Empleo de técnicas químicas o biológicas para el control de plagas (insecticidas, herbicidas, insectos esterilizados, etc.)
3. Mecanización de las labores agrícolas y mejoramiento de los procesos de post-cosecha.

Como se ve, los factores considerados en los dos primeros grupos pertenecen a la Biología, Química o Agronomía, pero en el tercer grupo existe una amplia e importante intervención de la ingeniería mecánica. Específicamente, al analizar lo concerniente a la mecanización de los trabajos agrícolas, es ineludible la utilización de los tractores agrícolas en las tareas de campo más diversas tales como arado, surcado, acequiado, nivelado, sembrado, aplicación de abonos y plaguicidas y cosechas de algunos cultivos, usando para cada caso los implementos adecuados, asimismo mediante poleas en la toma de fuerza, puede propulsar bombas de agua, trilladoras y moladoras de granos y finalmente, mediante un gancho de arrastre, un tractor puede movilizar remolques en los cuales se puede transportar ya sea insumos o cosechas.

Como es evidente, con el empleo de tractores se consigue aprovechar mejor las áreas de cultivo existentes con un menor esfuerzo y una mayor rapidez, permitiendo cumplir oportunamente con los siempre apremiantes calendarios de preparación de tierras, sembríos, cultivos y cosechas.

Habiendo quedado establecida la importancia y trascendencia de la mecanización agrícola, se debe mencionar que, con la presente tesis, se pretende efectuar un aporte en este campo, desarrollando una propuesta de diseño de un tractor agrícola proyectado

específicamente para las condiciones de nuestro país y tomando en cuenta las posibilidades de uso de componentes fabricados localmente

Es muy importante establecer que esta propuesta de diseño por su propia naturaleza, corresponde a un nivel básico, por cuanto la confirmación de la misma y el diseño de detalle solo son posibles al construir un prototipo, lo cual obviamente está fuera del alcance del presente trabajo.

Para el desarrollo de esta tesis, se elaborará inicialmente un marco conceptual, se determinarán los parámetros de diseño, y en base a estos, finalmente se efectuará el trabajo de cálculo o diseño propiamente dicho de cada uno de los sistemas del tractor, para llegar posteriormente a un perfil técnico que integre a todos los sistemas considerados; además se pasará revista a las metodologías de evaluación técnica más representativas a nivel internacional y finalmente se elaborará algunas estimaciones relativas a los requerimientos económicos que serían necesarios para la materialización de este proyecto.

Como elemento referencial básico se utilizará, siempre que sea posible, la normalización ISO relativa a tractores y a falta de normas adecuadas para casos específicos, se recurrirá a las normas SAE, BS ó DIN, por ser los entes de normalización más representativos a nivel mundial. De igual forma, pese a que el Sistema Internacional, es el sistema oficial de medidas en el Perú y en la mayoría de países del mundo, su empleo no siempre es posible (o práctico) debido a que el proceso de cambio de sistema aún no concluye en los países anglosajones y un número significativo de empresas del ámbito automotriz aún utilizan diversas unidades correspondientes a otros sistemas.

## **2.0 MARCO CONCEPTUAL**

### **2.1 La Mecanización de las labores agrícolas**

Las labores requeridas en la agricultura suelen ser de naturaleza muy variada y dependen de muchos factores tales como: la naturaleza del suelo, tamaño de la parcela, tipo de cultivo, condiciones geográficas y climáticas, capacidad de inversión, expectativa de rentabilidad, etc.; sin embargo, en términos generales, pueden ser agrupadas de la siguiente forma:

a) **Labranza**. - Es el volteo mecánico del suelo efectuado inicialmente con la finalidad de nutrir los cultivos o preparar el terreno para la siembra.

b) **Siembra**. - Es la operación de depositar las semillas en el suelo previamente labrado, cuidando que queden a la profundidad y espaciamiento adecuados.

c) **Cultivo**. - Son las operaciones de labranza realizadas después de la siembra para eliminación de malezas, preparación del suelo para retener lluvias, aireación del suelo, incorporación de fertilizantes y pesticidas y proporcionar un mejor apoyo a las plantas.

d) **Aplicación de sustancias químicas**. - Es la adición de diversos productos al campo, tales como fertilizantes, o sustancias para eliminar malezas, insectos, nematodos, hongos, roedores, etc.

d) **Cosecha**. - Es la recolección de frutos o granos que han llegado al grado de madurez adecuado.

f) **Labores Auxiliares**. - Engloba una amplia variedad de tareas tales como bombeo de agua, trillado y molienda de granos, manipuleo y transporte de los productos cosechados o de insumos (semillas, fertilizantes, productos químicos, herramientas, etc.) y otros trabajos menos frecuentes.

Históricamente, estos trabajos eran efectuados en forma manual o con la ayuda de algunos animales, siendo por lo tanto labores sumamente lentas y fatigosas y por lo tanto sumamente ineficientes. Esta modalidad de operación subsiste en muchas regiones de nuestro país y en otras naciones y es un reflejo de la pobreza de grandes sectores de la población rural.

Los primeros intentos que se hicieron para introducir la mecanización en la agricultura fueron efectuados en varios países europeos y en Estados Unidos a comienzos del siglo pasado y estuvieron orientados al empleo de la fuerza del vapor; es así que desde mediados del siglo XIX hasta la segunda década del presente siglo se difundió a nivel mundial el empleo de los motores a vapor para el arado de los campos y, sobre todo, para los trabajos de fajas. Sin embargo, la unidad de fuerza de vapor era voluminosa y pesada, y aunque el combustible era barato y el agua por lo general era gratis, se necesitaba de una considerable cantidad de mano de obra para operar y abastecer de combustible a la máquina. Cuando el motor se colocó sobre un carro y las ruedas fueron accionadas por el mismo motor, la combinación resultante, si bien era potente, era también difícil de manejar y no podía aplicarse a muchas de las tareas del campo.

Las primeras máquinas de tracción que usaron un motor de combustión interna, aparecieron en la última década del siglo pasado y tuvieron inicialmente las mismas desventajas que las máquinas de vapor. Sin embargo, al perfeccionarse los motores de combustión interna, la relación potencia/peso de estos, sobrepasó a la del motor de vapor y con esto se inició la era del tractor moderno que era ya ligero, potente y muy versátil. El

nombre "TRACTOR", fue inventado en 1906 por un vendedor de maquinaria agrícola, en la región central de los Estados Unidos. Los primeros motores destinados a tractores, se diseñaron para usar kerosene como combustible, debido a su abundante disponibilidad y bajo precio durante el primer tercio del siglo XX.

Las primeras máquinas agrícolas fueron simplemente unidades de fuerza motriz autopropulsadas, y la potencia útil la entregaban mediante poleas que accionaban fajas, las cuales se empleaban principalmente para trillar o para algunas otras tareas estacionarias. Posteriormente aparecieron los primeros tractores para arar, que si bien es cierto disponían de una fuerza de tiro considerable, sin embargo, su velocidad era bastante baja, y por lo tanto su potencia nominal era también muy reducida.

Los fabricantes muy pronto se dieron cuenta que, su objetivo debía ser la construcción de un vehículo que fuera capaz de sustituir a los caballos y bueyes, en todos los trabajos que estos realizaban en el campo; así, los primeros ensayos se orientaron a fabricar tractores con ruedas motrices delanteras y a los cuales se acoplaron directamente los implementos hasta entonces tirados por caballos. Estos tractores resultaron aún bastante difíciles de operar, aun cuando ya no se dudaba de su factibilidad técnica; entre tanto, habiendo terminado recién la Primera Guerra Mundial y habiéndose instalado durante la contienda numerosas fábricas metalmecánicas, tanto en Estados Unidos como en Europa, se presentaba la necesidad de reorientar la producción de estas plantas, sustituyendo los productos de uso militar que hasta ese entonces habían elaborado, por otros bienes destinados al uso civil, de esta forma, no es de extrañar que muchas se volcaran a la producción de equipos para la agricultura y dentro de estas, un buen número optó por los prometedores tractores recientemente introducidos,

siendo tan grande el interés que para 1920, solo en Estados Unidos existían más de 100 fabricantes que lanzaban al mercado mundial innumerables modelos y variantes, generando encendidas polémicas entre ellos y confusión entre los compradores, cuando se trataba de evaluar y comparar máquinas de diferente procedencia.

Debido a la estructura federal de los Estados Unidos, resultaba prácticamente imposible elaborar criterios de desarrollo y evaluación para los tractores, que fueran aplicados en todo el país, pero como era impostergable la necesidad de legislar sobre este tema, en 1919 la Cámara de Representantes del Estado de Nebraska tomó la iniciativa y encargó a la Universidad Estatal de Nebraska, la verificación y control de los parámetros técnicos y performances de todas las marcas y modelos de tractores nuevos, que se vendieran dentro de los límites de ese Estado. Como resultado, esta Universidad elaboró un Código de Evaluación y unos Procedimientos de Aplicación que permanecen vigentes hasta hoy, con las naturales actualizaciones y perfeccionamientos. Con el tiempo, este código fue usado como modelo en otros Estados y países, sin embargo, hasta hoy, la mayoría de fabricantes de todo el mundo remiten a Nebraska todos sus nuevos modelos para que sean evaluados por la Universidad de ese Estado, y los resultados obtenidos son utilizados como una confirmación de sus propios argumentos de venta.

En la actualidad, las entidades de normalización de muchos países han elaborado sus propios códigos, principalmente para conferirles validez legal dentro de sus respectivos territorios, pero prácticamente en todos los casos está presente la influencia del Código de Nebraska.



Desde 1920 la historia de la evolución de los tractores agrícolas, ha consistido en una serie ininterrumpida de incrementos graduales en la potencia y la eficiencia y en la adopción de nuevos mecanismos que mejoraron la operatividad del tractor, así, por ejemplo, a partir de mediados de los años treinta, se sustituyó las ruedas metálicas que hasta entonces se empleaban, por neumáticos y se adecuaron los motores a las mejoras en la calidad de los combustibles disponibles; en la década de los 40', se sustituyó el arranque manual de los motores por arrancadores eléctricos, se instalaron faros eléctricos para permitir la operación con luz insuficiente, y se instalaron los primeros sistemas hidráulicos para accionamiento de los implementos; después de la Segunda Guerra Mundial, se empezó a difundir el uso de motores diesel y se popularizó el empleo del enganche en tres puntos para el montaje de los implementos, igualmente se perfeccionó bastante el diseño de los implementos ya existentes y se desarrollaron otros nuevos para optimizar ciertas tareas específicas. En la década del 1960 se mejoró considerablemente las transmisiones, incrementando el número de cambios de marcha para flexibilizar la operación del tractor, paralelamente creció el uso de los sistemas hidráulicos para liberar al operador de las tareas peligrosas o excesivamente fatigosas (sobre todo en el control de implementos, accionamiento de dirección y frenos). En los años 70', con las primeras crisis petroleras, se reemplaza en forma generalizada los motores gasolineros por motores diesel, se mejora la performance de estos, mediante el perfeccionamiento de los sistemas de inyección y la introducción de turbocompresores permitiendo notables ahorros de peso en los motores y por lo tanto haciendo posible el uso de motores más potentes, generando a la vez la necesidad de aumentar la comodidad y seguridad de los operadores. En la década pasada, se ha prestado una particular atención a la reducción de los factores nocivos para los operadores (vibraciones, nivel de ruido, etc.), lo que ha llevado a introducir en muchos casos el uso de cabinas con aire acondicionado o

calefacción para lugares con climas extremos o el uso de transmisiones automáticas y el empleo de tracción en las cuatro ruedas. Finalmente, en la presente década, las preocupaciones principales de los fabricantes están orientadas al control de los efectos nocivos sobre el medio ambiente (ruidos excesivos, gases de escape, deterioro del suelo, contaminación ambiental por derrames de combustibles, etc.), igualmente se hacen esfuerzos por introducir una mayor cantidad de equipos y accesorios electrónicos (sensores de presión y temperatura con proyección de lectura en una pantalla, controladores electrónicos para el sistema de transmisión, equipos de autodiagnóstico de fallas, etc.), diversificando cada vez más los modelos, haciéndolos cada vez más específicos para determinadas tareas.

Al respecto, es interesante mencionar que, en base al comportamiento de los usuarios en Estados Unidos, para los próximos años los fabricantes preveen un cierto retroceso en algunas de estas tendencias, ya que en su afán de sofisticar cada vez más a los tractores, los fabricantes perdieron de vista sus propios orígenes y olvidaron que un tractor es ante todo un elemento que debe simplificar las tareas en el campo y no convertirse en una fuente de numerosos problemas mecánicos cuya solución obligará al propietario a recurrir a talleres cada vez más especializados para reparaciones cada vez más caras; de igual forma, por exigencias del mercado, los productores descartarán muchos de los modelos especializados en unas cuantas tareas específicas y retornarán a uno de los conceptos iniciales que permitió el surgimiento de esta industria, esto es, producir un tractor básico "universal", robusto, de diseño simple y de precio razonable, al cual sea posible instalarle una gran variedad de implementos que le permitan efectuar la mayor cantidad posible de faenas de campo. Esta es una de las conclusiones a las que llega la American Society Of Agricultural Engineers en un estudio realizado en 1994 sobre las tendencias futuras en la producción de tractores.

Este documento, si bien es cierto que fue elaborado en función de la industria y la agricultura de los Estados Unidos, es un anuncio sobre el tipo de tractores que se comercializará en el futuro en nuestro país, debido a la notable influencia que ejercen los fabricantes norteamericanos de tractores en todo el mundo.

En el Cuadro N° 1 se muestra la versatilidad que se puede conseguir con un tractor agrícola de llantas, al utilizar los implementos adecuados a cada caso, los cuales son presentados gráficamente en los anexos.

**Cuadro N° 1**  
**Operaciones que puede realizar un tractor agrícola de ruedas e**  
**implementos requeridos**

<b>Operación</b>	<b>Implementos requeridos</b>
<b>Labranza</b>	<b>Arado de vertedera</b>
	<b>Rastra de discos</b>
	<b>Rastra de dientes</b>
	<b>Cultivadora de campos</b>
	<b>Arado de sub suelo</b>
<b>Cultivo</b>	<b>Cultivadora de surcos</b>
	<b>Escariadora rotativa</b>
<b>Siembra</b>	<b>Sembradora en hilera</b>
	<b>Sembradora de grano fino</b>
	<b>Esparcidora de semilla</b>
<b>Cosecha</b>	<b>Segadora y acondicionador de pasto</b>
	<b>Rastrilladora</b>
	<b>Trilladora</b>
	<b>Cosechadora de maíz</b>
<b>Labores auxiliares</b>	<b>Aspersor</b>
	<b>Aplicador de urea</b>
	<b>Esparcidor de fertilizante solido</b>
	<b>Remolque de cargas</b>
	<b>Eje para propulsión de bombas de agua</b>

**Fuente: Hunt D. Manual de maquinaria agrícola. Ediciones Ciencia y Técnica S.A.**  
**1987 México**

## **2.2 El Parque de Tractores en el Perú**

**2.2.1 Situación Actual.-** En base a los resultados del III Censo Agropecuario - 1994, publicados en enero de 1996, se puede conocer la cantidad de tractores que existe actualmente en nuestro país, así como la forma como estos están distribuidos, sin embargo durante el mencionado censo no se registró la antigüedad de los tractores ni tampoco las características técnicas de los mismos, por esta razón, el conocimiento que se tiene sobre el Parque Nacional de Tractores es obviamente insuficiente; sin embargo como información utilizable para el presente trabajo se puede citar los datos mostrados en el siguiente cuadro.

**Cuadro N° 2**  
**Cantidad total de tractores usados en la**  
**Agricultura Peruana**

<b>TIPO DE TRACCION</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>SUPERF. CULTIVADA (Ha)</b>
<b>ORUGAS</b>	<b>701</b>	<b>102,000</b>
<b>LLANTAS</b>	<b>13,267</b>	<b>367,000</b>

**Fuente: III Censo Nacional Agropecuario - 1994 - INEI**

Se debe indicar que los tractores de oruga se especifican casi exclusivamente para el cultivo de la caña de azúcar. Esto se puede confirmar al determinar el área total dedicada a este cultivo, en los departamentos de Lambayaque, La Libertad, Ancash, Lima y Arequipa, ya que en estos departamentos está localizada la totalidad de la industria azucarera peruana.

<u>DEPARTAMENTO</u>	<u>Has. DE CAÑA</u>
LAMBAYEQUE	34,841
LA LIBERTAD	40,820
ANCASH	9,560
LIMA	12,315
AREQUIPA	5,060
TOTAL :	102,596

Por lo tanto, si se considera que el área agrícola total en nuestro país es de 5'478,355 hectáreas (Cuadro N° 8) y se descuenta 102,596 hectáreas por estar dedicadas a la caña de azúcar, se obtendría 5'375,759 hectáreas destinadas al resto de cultivos; esto significa que, las 367,000 hectáreas que actualmente son trabajadas con tractores de llantas, equivalen a sólo 6.8% de las áreas cultivadas totales (excluyendo caña).

Con referencia a la composición del Parque de Tractores, solo se dispone de información fragmentada de difícil confirmación, así, según la revista Agro Noticias (N° 159 - marzo 1994) durante los años 1992 - 1993, el Gobierno Peruano adquirió en la República

Popular China un total de 3000 tractores y 11,910 implementos de diverso tipo, por un monto de 23.7 millones de dólares, siendo posteriormente distribuidos en condiciones concesionales a pequeños agricultores en todo el país. Cabe señalar que estos tractores chinos correspondían a dos modelos, según la siguiente distribución:

<b>MODELO</b>	<b>TRACTORES DISTRIBUIDOS</b>	<b>POTENCIA</b>
SHANGAY 504	2000	50 HP
BENYE 254	1000	25 HP
TOTAL :	3000	

Anteriormente, a mediados de la década pasada, el gobierno peruano también había importado un lote de casi 4000 tractores rumanos de marca "Universal", correspondientes a los modelos 650M y 750, los cuales fueron distribuidos también entre los pequeños agricultores; en la actualidad, según comunicación verbal de un funcionario del Ministerio de Agricultura, sólo quedan en operación 450 de ellos.

Por otra parte, también según comunicación verbal de un funcionario de la empresa Ferreyros S.A., representante exclusivo de los tractores Massey Ferguson en nuestro país, esta marca sería la más difundida en el Perú, estimándose un parque de 5300 unidades conformado por varios modelos.

Finalmente, reuniendo toda esta información parcial y después de visitar a diversas empresas comercializadoras, se ha podido establecer que la composición del Parque Nacional de Tractores sería aproximadamente la que se muestra en el Cuadro N° 3.

**Cuadro N° 3****Composición del parque nacional de Tractores - 1996**

<b>Marca</b>	<b>Modelos</b>	<b>Cantidad</b>	<b>% del parque</b>
<b>Massey Ferguson</b>	<b>MF 235</b>	<b>5300</b>	<b>39.95</b>
	<b>MF 265</b>		
	<b>MF 290</b>		
	<b>MF 1175 S</b>		
<b>Shanghai</b>	<b>Shanghai 504</b>	<b>2000</b>	<b>15.07</b>
<b>Benye</b>	<b>Benye 254</b>	<b>1000</b>	<b>7.54</b>
<b>John Deere</b>	<b>2040 y otros</b>	<b>600</b>	<b>4.52</b>
<b>Ford</b>	<b>6610</b>	<b>600</b>	<b>4.52</b>
	<b>5610</b>		
	<b>4610 y otros</b>		
<b>Universal</b>	<b>650 M</b>	<b>450</b>	<b>3.39</b>
	<b>750</b>		
<b>Case/International</b>	<b>685</b>	<b>350</b>	<b>2.64</b>
	<b>885 y otros</b>		
<b>Fiat</b>	<b>8066 y otros</b>	<b>350</b>	<b>2.64</b>
<b>Landini</b>	<b>6830</b>	<b>300</b>	<b>2.26</b>
	<b>8830</b>		
<b>Valmet</b>	<b>85id y otros</b>	<b>250</b>	<b>1.88</b>
<b>Same</b>	<b>85 y otros</b>	<b>200</b>	<b>1.55</b>
<b>Otras marcas</b>	<b>Varios</b>	<b>1867</b>	<b>14.08</b>
<b>TOTAL</b>		<b>13267</b>	<b>100.00</b>

**Fuente:** Elaboración propia en base a información de distribuidores y datos publicados en revistas especializadas



### **2.2.2 Producción Nacional de Tractores**

Aun cuando no se han difundido suficientemente los detalles, hay algunas referencias que dan cuenta que, a comienzos del presente siglo, los hermanos Grieve, verdaderos precursores de la Ingeniería Peruana, construyeron íntegramente en nuestro país un automóvil experimental, un motor de combustión interna y una máquina móvil que podría considerarse como un tractor agrícola rudimentario. De estos trabajos, el más conocido es el motor, ya que este se encuentra actualmente en la Universidad Nacional de Ingeniería. Los otros dos prototipos, lamentablemente parece que no fueron conservados. A partir de estos antecedentes históricos, en las décadas siguientes se registraron muy limitados esfuerzos para establecer una industria automotriz en el Perú, y curiosamente, la mayoría de los primeros intentos que se efectuaron, giraron alrededor de la actividad agrícola, siendo conocidos especialmente los experimentos efectuados en las haciendas Tumán (cerca de Chiclayo) y Chucarapi (Arequipa) orientados a vehículos que usaran alcohol como combustible. No ha quedado suficientemente claro si eran máquinas fabricadas completamente en dichos lugares o si se trataba de adaptaciones hechas sobre máquinas importadas, de igual forma tampoco se puede establecer con seguridad si se trataba de vehículos de transporte o de máquinas destinadas a trabajos agrícolas. Otros antecedentes más conocidos fueron las operaciones de General Motors, Ford y otros distribuidores menores que importaban camiones y tractores desmontados y los ensamblaban en nuestro país, incorporando ocasionalmente algunos componentes de fabricación nacional. Esta industria de ensamblaje se consolidó en la década de los años 60', en que se construyó en Lima un conjunto de plantas de ensamblaje muy notables para la época y que aún hoy algunas de ellas estarían entre las más grandes de Latinoamérica, pudiendo ser mencionadas como las más representativas las plantas de General Motors, Ford, Chrysler, Fiat, American

Motors, etc.; todas ellas se concentraban en la producción de automóviles y/o camiones y solo en la planta de Ford se realizó, en forma de prueba, el ensamblaje de tractores durante dos meses, a fines de 1967. A comienzos de los años 70', el gobierno emitió una nueva legislación para la industria y una ley especial para la industria automotriz y además decidió convocar a licitación la concesión para el ensamblaje vehicular en nuestro país en condiciones de monopolio para cada categoría, con la finalidad de reducir el número de plantas que existía entonces (más de 15) a fin de que quedaran solo 5, de tal forma que cada una de ellas se debía dedicar a una categoría predeterminada de vehículos, bajo el supuesto que las plantas que ganaran la licitación operarían a una escala mucho mayor, con todas las ventajas que ello trae consigo. Sin embargo, la realidad fue totalmente opuesta, ya que las empresas que resultaron ganadoras (Toyota, Nissan, Chrysler, V.W. y Volvo) jamás realizaron las inversiones que se esperaba, y no mostraron ningún interés en incursionar en la producción de las llamadas "autopartes fundamentales" (especialmente motores y cajas de transmisión). Para impulsar este desarrollo, el gobierno decidió instalar una planta de motores diesel y una fábrica de tractores, ambas en la ciudad de Trujillo, planeando que la planta de motores (MODASA) destine su producción a abastecer a las dos plantas que ensamblaban camiones en Lima (Chrysler y Volvo) y a la planta de tractores de Trujillo (TASA). Por otra parte, TASA, luego de consolidar su actividad de ensamblaje de tractores, debía iniciar la producción de cajas de transmisión, para su propio uso y para abastecer a las 5 plantas automotrices de Lima. Nuevamente, la realidad fue muy distinta a los proyectos; por una parte, cuando el gobierno empezó a buscar socios para la planta de tractores, ninguna de las 5 empresas mostró mayor interés, argumentando que era un campo ajeno a sus intereses aún en sus países de origen. Por otro lado, para la planta de motores, Volvo aceptó participar, con la condición que toda la producción de motores de esa marca, sería manejada

por ellos en forma exclusiva, esto obligó a buscar otro participante para la producción de los motores que debería usar Chrysler, ya que esta descartó definitivamente su participación. Finalmente se adoptó una solución de conjunto para ambas plantas, de esta forma, el Estado se asoció con Volvo y Perkins para la planta de motores y con Massey Ferguson para la planta de tractores; cabe señalar que Perkins y Massey eran en esa época parte de un grupo transnacional mayor. Evidentemente una solución tan forzada como esta, tenía pocas probabilidades de éxito, aun así, TASA inició sus operaciones en 1973 y MODASA en 1977 y durante varios años los motores MODASA equiparon a los tractores TASA. En los primeros años de la década de los 80' ya se hizo notorio que las dificultades de ambas plantas, sobre todo en TASA, eran cada vez más graves, cesando esta sus operaciones regulares en 1983, logrando subsistir algunos años más, realizando algunos trabajos ocasionales de fabricación de piezas para otras empresas o efectuando tareas de mantenimiento y reparación a tractores que operaban en la zona, hasta que finalmente, en 1991, el gobierno dispuso la liquidación de la empresa y el remate de sus activos. Durante sus 11 años de funcionamiento, Tractores Andinos S.A. logró producir oficialmente 3677 tractores, lo cual equivale a un promedio anual de 334 unidades (siendo su capacidad instalada de 1200 tractores/año, en un turno). De igual forma, esta empresa, logró llegar hasta el 40% de integración nacional (incluyendo el motor suministrado por MODASA), habiéndose calculado este porcentaje, según el procedimiento establecido por la legislación para la producción automotriz vigente en esa época.

En el Cuadro N° 4 se muestra la producción anual de TASA solo durante la época que operó bajo licencia Massey Ferguson, no estando consignadas sus operaciones posteriores.

**Cuadro N° 4**  
**Producción anual de Tractores Andinos SA**

<b>Año</b>	<b>Tractores Producidos</b>
<b>1973</b>	<b>191</b>
<b>1974</b>	<b>320</b>
<b>1975</b>	<b>406</b>
<b>1976</b>	<b>471</b>
<b>1977</b>	<b>396</b>
<b>1978</b>	<b>243</b>
<b>1979</b>	<b>359</b>
<b>1980</b>	<b>487</b>
<b>1981</b>	<b>546</b>
<b>1982</b>	<b>191</b>
<b>1983</b>	<b>87</b>
<b>TOTAL</b>	<b>3677</b>

**Fuente: Boletines de la Asociación de Plantas Automotrices - APIA**

**2.2.3 Importación de Tractores.** - Desde la paralización de Tractores Andinos S.A. en 1983, la totalidad de tractores que anualmente se incorporan a la agricultura nacional son importados.

Al no existir, para los tractores, un registro similar al Registro de Circulación Vial, no es posible conocer con exactitud la cantidad de tractores que se incorpora a la agricultura cada año, siendo la única fuente de información al respecto los boletines y estadísticas de la Superintendencia Nacional de Aduanas, pese a que estos documentos consignan solamente

la partida arancelaria y la cantidad de unidades importadas en el período cubierto por la publicación, tal como se muestra en el Cuadro N° 5.

El Arancel de Aduanas del Perú, aprobado mediante D.S. 063-92EF el 27 de marzo de 1992, en su capítulo 87 define a los tractores como "los vehículos con motor, esencialmente proyectados para halar o empujar a otros aparatos, vehículos o cargas, incluso si tienen ciertos acondicionamientos complementarios, en relación con el uso principal en labores agrícolas, forestales o similares, permitiendo el transporte de herramientas, semillas, abonos, etc."

Para todos los fines aduaneros, los tractores agrícolas de ruedas están comprendidos en la partida arancelaria 8701.90.00.00, estando especificado además que para su ingreso al país deben pagar una tasa arancelaria del 15% Ad Valorem.

**Cuadro N° 5**  
**Importación Anual de tractores agrícolas de ruedas**

<b>AÑO</b>	<b>Cantidad</b>
<b>1983 -1990</b>	<b>7888</b>
<b>1991</b>	<b>180</b>
<b>1992</b>	<b>316</b>
<b>1993</b>	<b>2653</b>
<b>1994</b>	<b>637</b>
<b>1995</b>	<b>620</b>
<b>TOTAL</b>	<b>12294</b>

**Fuente: Superintendencia Nacional de Aduanas**

**2.3 Índices de Mecanización Agrícola.** - Existen diversas formas de evaluar la utilización de maquinaria agrícola en una zona geográfica determinada, dependiendo del enfoque que se busque en cada caso. Para los fines del presente trabajo, interesará fundamentalmente encontrar un indicador que permita estimar y evaluar el grado de mecanización en nuestro país y adicionalmente, definir algunos índices que puedan ser usados en la determinación de las características operativas del tractor que se propondrá con esta tesis.

**2.3.1 Índices de Mecanización recomendados.** - Para los requerimientos de este trabajo se utilizará los siguientes indicadores:

**a) Potencia disponible en el campo.** - Con este índice se puede visualizar fácilmente el grado de utilización de maquinaria agrícola en un ámbito geográfico determinado; se le define como el cociente de la sumatoria de las potencias de todas las máquinas agrícolas que operan en una zona, entre la superficie total cultivada en dicha zona.

$$\frac{\Sigma \text{Potencia de todas las Máq. agrícolas (HP)}}{\text{Superficie total cultivada (Ha)}}$$

En el Cuadro N° 6 se muestra una comparación entre el valor que recomienda la FAO para países de desarrollo y el último valor publicado por el Ministerio de Agricultura, correspondiente al año 1986.

**Cuadro N° 6**  
**Potencia disponible en el Campo (HP/Ha)**

<b>ORIGEN DEL INDICE</b>	<b>POTENCIA DISPONIBLE EN EL CAMPO (HP/Ha cultivada)</b>
Recomendaciones de FAO - 1982	0.65
Estimado de Min. de Agricultura - 1986	0.23

**Fuentes: Plan Sectorial de Desarrollo a Mediano Plazo - Minist. de Agricultura - 1986.**

**Agricultural Mechanization in development countries. Guidelines for Strategy Formulation. FAO - 1982.**

b) **Velocidad de Operación de un Tractor.** - Este índice ha sido determinado para cada una de las tareas que desarrollan los tractores agrícolas de llantas. En el Cuadro N° 7 se muestra valores referenciales para este indicador, y por comparación con ellos se podrá conocer si el implemento que se ha instalado en un tractor, para ejecutar una tarea determinada, ha sido bien seleccionado y si ese es el caso, este valor podrá servir también para estimar la duración de un trabajo.

c) **Eficiencia de Campo.** - Este indicador se le define como el cociente del tiempo que un tractor funciona efectivamente realizando una tarea específica, entre el tiempo total que la maquinaria permanece en el campo.

$$\frac{\text{Tiempo efectivo de trabajo}}{\text{Tiempo total de permanencia en el campo}}$$

Con este índice es posible conocer el grado de perfeccionamiento en el diseño del tractor y los implementos, permitiendo la minimización de los tiempos improductivos. En el Cuadro N° 7 se muestran los valores promedio de eficiencia de campo correspondientes a las principales tareas agrícolas.

Cabe señalar que, para evitar distorsiones, al determinar la velocidad de operación y la eficiencia de campo, los investigadores que realizaron este trabajo, lo hicieron en las siguientes condiciones:

- a) Se utilizó un solo tractor o varios de iguales características técnicas, cambiando solamente los implementos para la ejecución de cada tarea específica.
- b) Las dimensiones y características técnicas de los implementos corresponden a las recomendaciones de los fabricantes del tractor y de los implementos.
- c) Los operadores contaron con un entrenamiento adecuado y un nivel promedio de habilidad.



**Cuadro N° 7****Eficiencia de campo y velocidad de operación con los implementos agrícolas más utilizados**

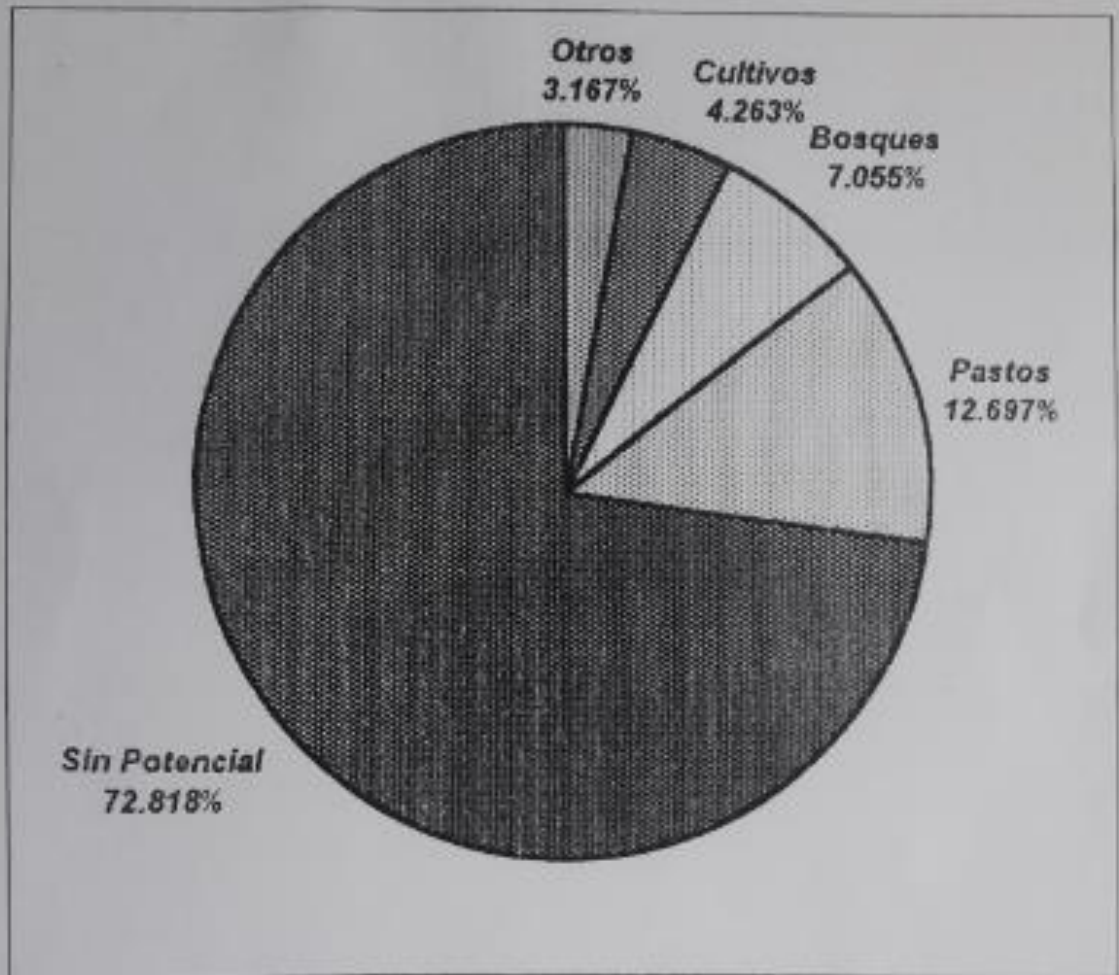
<b>Implemento Utilizado</b>	<b>Eficiencia de campo (%)</b>	<b>Velocidad de operación (Km/hora)</b>
Arado de vertedera	87 - 74	5 - 9
Rastra de discos	90 - 77	6 - 10
Rastra de dientes	83 - 75	6 - 12
Cultivadora de campo	90 -75	6- 9
Arado de subsuelo	90 - 75	6 - 9
Cultivadora de surcos	90 - 68	3 - 9
Escariadora rotativa	88 - 80	9 - 20
Sembradora en hilera	78 - 60	7 - 10
Sembradora de grano fino	80 - 65	4 - 9
Esparcidora de semilla	70 - 65	6 - 10
Segadora y acondicionadora de pasto	83 -75	6 - 10
Rastrilladora	89 -62	6 - 12
Aspersor	65 -55	7 - 10
Trilladora	81 -63	3 - 6
Aplicador de urea	65 - 55	6 - 9
Esparcidor de fertilizante solido	90 -60	6 - 10
Remolque para transporte de carga	Indeterm.	Hasta 30

**Fuente: Manual de maquinaria agrícola, Hunt D. Ediciones Ciencia y Técnica S.A. 1987 México**

**2.3.2 Índices de mecanización en la Agricultura Peruana.** - Para los propósitos de la presente tesis, se asumirá que los valores de eficiencia de campo y velocidad de operación presentados en el acápite anterior, pueden ser aplicados a las condiciones de nuestro país, ya que si bien es cierto han sido tomados de literatura extranjera, por su propia naturaleza, su validez no depende de condiciones propias de un país determinado. Muy diferente es el caso del primer índice (potencia disponible en el campo) el cual, sí refleja el estado de mecanización de la agricultura de un país o región determinados. Desafortunadamente, ninguna entidad gubernamental o académica (hasta donde se ha podido averiguar) ha determinado y publicado, en los últimos años, este índice. Más aún, en los resultados del III Censo Nacional Agropecuario - 1994, recientemente publicados, la información relativa a mecanización agrícola, es sumamente escueta y se limita a solo a algunos cuadros que muestran principalmente la cantidad de tractores existentes por departamento, sin presentar ninguna otra referencia relativa por ejemplo a la antigüedad del parque de tractores marcas y modelos, clasificación por rango de potencia, etc.

Para el presente trabajo, solo se ha logrado ubicar como antecedente, una estimación de la potencia disponible en el campo elaborada por el Ministerio de Agricultura en 1986, la cual es consignada en el "Plan Sectorial de Desarrollo a mediano plazo para el Sector Agricultura" elaborado ese año. En el Cuadro N° 6 se muestra esta estimación comparada con la recomendación de la FAO.

A falta de información formal, un procedimiento para estimar este índice en las condiciones actuales, es asumir que la potencia promedio de los tractores agrícolas de ruedas que operan en el Perú es de 75 HP (ver Cuadro N° 10) y sabiendo que en el último Censo Agropecuario se ha establecido que existen 13,267 tractores de ruedas y una superficie



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	USO DE SUELOS EN EL PERU	1
REVISION		
G. ORDONEZ		

susceptible de ser trabajada con este tipo de máquinas de 5'375,759 hectáreas, (5'478, 355 menos 102,596 dedicadas al cultivo de caña), (Cuadro N° 8) se tendrá:

**POTENCIA DISPONIBLE EN EL CAMPO =**

$$\frac{13,267 \text{ tractores} \times 75 \text{ HP/tractor}}{5'375,759 \text{ Hectáreas}} = 0.185 \text{ HP/Ha}$$

**2.3.3 Análisis del nivel de mecanización agrícola en el Perú.** - Al hacer un estudio del nivel de mecanización en el Perú, se tiene que hacer una división entre las plantaciones de las empresas azucareras, que comprenden 102,596 hectáreas, y el resto del área bajo cultivo en país, constituido por 5'375,759 hectáreas. En el primer caso se registra un uso intensivo de maquinaria de diverso tipo que permite la mecanización de cada una de las labores de campo, desde la preparación del terreno y la siembra, hasta la cosecha, utilizándose en varias de estas tareas, equipos especialmente diseñados para los campos de caña de azúcar.

En el segundo caso, están comprendidas la gran mayoría de las zonas cultivadas de nuestro país (98.13%) y en ellas se registra un uso muy reducido de máquinas agrícolas, y dentro de esta limitación, el equipo más empleado y con amplia mayoría sobre los demás es el tractor agrícola de ruedas, siendo muy raros los casos de utilización de equipos agrícolas más sofisticados (cosechadoras de tubérculos, segadoras y cargadoras de granos, recogedoras de frutas, etc.). En el sub-capítulo 2.3.2, se explicó que la potencia disponible en el campo es el índice de mecanización que mejor refleja el grado de avance existente en la agricultura de un país (o de una región), habiéndose estimado que el valor actual de dicho índice en el Perú sería

## CUADRO N° 8

## USO DE SUELOS EN EL PERU

Departamento	Superficie sin Potencial Agropecuario	Superficie Agrícola	Suelos Productivos					Superficie Total Productiva	Superficie Total Departamental
			Pastos naturales	Superficie no agrícola			Total no agrícola		
				Bosques	Otros				
Amazonas	3,154,678	159,934	212,371	538,032	64,697	815,100	975,034	4,129,712	
Ancash	2,340,589	304,328	807,591	59,498	154,925	1,022,014	1,326,342	3,666,931	
Apurímac	617,892	124,919	892,992	130,616	288,617	1,312,225	1,437,144	2,055,036	
Arequipa	4,311,669	117,344	1,656,270	41,077	226,402	1,923,749	2,041,093	6,352,762	
Ayacucho	2,702,896	208,336	1,234,184	135,942	136,746	1,506,872	1,715,208	4,418,104	
Cajamarca	1,789,125	618,210	664,115	288,939	132,657	1,065,711	1,703,921	3,493,046	
Cusco	4,869,241	364,601	1,826,711	313,599	258,757	2,399,067	2,763,668	7,632,909	
Huancavelica	802,405	219,795	828,152	67,139	190,405	1,065,696	1,305,491	2,107,896	
Huánuco	2,065,623	390,460	495,039	320,903	137,386	953,328	1,343,788	3,409,411	
Ica	1,861,685	116,910	59,953	10,225	56,366	126,544	243,454	2,125,139	
Junín	1,864,911	356,255	1,190,675	597,121	120,680	1,908,476	2,264,731	4,129,642	
La Libertad	1,315,074	407,790	395,353	54,080	151,835	601,268	1,009,058	2,324,132	
Lambayeque	659,922	188,245	75,588	193,569	256,366	525,523	713,768	1,373,690	
Lima y Callao	1,279,564	195,669	1,310,491	45,690	565,465	1,921,646	2,117,315	3,396,879	
Loreto	34,666,469	173,557	18,309	3,006,157	18,033	3,042,499	3,216,056	37,902,525	
Madre de Dios	7,308,438	82,116	8,704	423,769	17,244	449,717	531,633	7,840,271	
Moquegua	1,072,739	17,725	414,903	7,040	58,528	480,471	498,196	1,570,935	
Pasco	1,405,746	141,254	430,930	352,414	73,209	856,553	997,807	2,403,553	
Piura	2,523,270	244,360	488,961	189,745	194,012	872,718	1,117,078	3,640,348	
Puno	3,300,664	390,430	2,897,142	102,778	547,230	3,547,150	3,937,580	7,238,244	
San Martín	4,123,563	485,155	52,160	523,212	46,830	622,202	1,107,357	5,230,920	
Tacna	897,261	29,799	263,535	22,612	309,966	596,133	625,932	1,523,193	
Tumbes	441,594	19,392	5,804	5,705	657	12,166	31,558	473,152	
Ucayali	8,172,058	121,771	87,868	1,637,613	63,820	1,789,301	1,911,072	10,083,130	
<b>TOTALES:</b>	<b>83,687,076</b>	<b>6,478,356</b>	<b>16,317,801</b>	<b>9,067,475</b>	<b>4,070,853</b>	<b>28,466,129</b>	<b>34,934,484</b>	<b>128,621,660</b>	

Fuente : III Censo Nacional Agropecuario 1994 INEI

de aproximadamente 0.185 HP/Hectárea. Comparando este valor con las cifras del Cuadro N° 6, se puede observar que ha habido un retroceso con respecto a la situación de 1986 (0.23 HP/Ha), y que nos encontramos aún muy alejados de la cifra sugerida por la FAO como el nivel mínimo de mecanización agrícola para países en vías de desarrollo (0.65 HP/Hectárea). Suponiendo que se deseara llegar a este nivel de mecanización, utilizando solamente tractores de ruedas con potencia promedio de 75 HP, se necesitaría:

$$\frac{5'375,759 \text{ Has} \times 0.65 \text{ HP/Ha}}{75 \text{ HP/Tractor}} = 46,590 \text{ tractores}$$

Comparando esta cifra con el Parque de Tractores actual, conformado por 13,267 unidades, se concluye que el déficit actual en nuestro país sería de 33,323 tractores.

Como es evidente, la cifra calculada puede crecer más aún en los próximos años, si se considera las nuevas áreas que se incorporen a la agricultura y si la cantidad de tractores que ingresa a trabajar no logra compensar a los tractores que son dados de baja.

Por todo lo anteriormente expuesto, se puede llegar a la conclusión que resulta muy urgente para el país, adoptar las medidas necesarias para iniciar un proceso acelerado de crecimiento del Parque de Tractores, como una forma de modernizar la agricultura e incrementar su productividad. Tomando en cuenta las experiencias anteriores, es aconsejable que el crecimiento del Parque de Tractores, se produzca por una combinación de importaciones y producción local de los mismos, evitando de esta forma las prácticas monopólicas en cualquiera de sus modalidades.

#### **2.4 Proyección de los requerimientos futuros de tractores agrícolas en el Perú.** - Tal

como se estableció en el párrafo anterior, el nivel de mecanización de la agricultura peruana es sumamente bajo, siendo de menos de la tercera parte del valor mínimo recomendado por la FAO para países en vías de desarrollo. En años anteriores el Parque de Tractores en el país, crecía significativamente solo cuando el Gobierno efectuaba alguna importación grande, la cual era destinada a ser repartida entre los campesinos de diversas zonas del país. Cuando no existía algún programa de este tipo, el tamaño del parque se mantenía, o peor aún, disminuía. En el Cuadro N° 9, se presenta un modelo de crecimiento para el parque, que cubre un período de 15 años e involucraría los dos factores de crecimiento siguientes:

- Instalación de una planta con capacidad de producción de 3000 unidades anuales (el doble de la capacidad instalada que tenía la planta de Tractores Andinos S.A.)
- Libre importación de tractores; suponiendo en el primer año una cifra igual al promedio anual de importación de tractores del período 1983 - 1995 (945 unidades) y considerando para los demás años una tasa de crecimiento de las importaciones del 5% anual.

Como se puede ver con este modelo de crecimiento, la tarea para mecanizar el agro en el Perú, a niveles mínimamente aceptables, es enorme e involucraría inversiones y esfuerzos considerables, los cuales deberán ser sostenidos a lo largo de un período bastante largo. Sin embargo, estas cifras muestran también claramente la magnitud de nuestro atraso, ya que, con los resultados obtenidos luego de aplicar este modelo durante 15 años, recién nos encontraríamos en condiciones de iniciar el desarrollo de una agricultura moderna y eficiente.

**CUADRO N° 9****Modelo de crecimiento para el parque nacional de tractores**

<b>Año</b>	<b>Importación</b>	<b>Fabricación</b>	<b>Descarte</b>	<b>Parque de Tractores</b>
0				13267
1	945	3000	1327	15885
2	992	3000	1327	18550
3	1040	3000	1327	21265
4	1094	3000	1327	24032
5	1149	3000	1327	26854
6	1206	3000	1327	29733
7	1266	3000	1327	32672
8	1329	3000	1327	35674
9	1395	3000	1327	38742
10	1465	3000	1327	41880
11	1538	3000	3945	42473
12	1615	3000	3992	43096
13	1696	3000	4042	43750
14	1781	3000	4094	44437
15	1870	3000	4149	45158

**Fuente: Elaboración propia**

Además de los dos factores antes mencionados, en este modelo se ha tomado las siguientes consideraciones:

- a) El parque actual de 13,267 unidades, tendría que ser dado de baja completamente en un plazo de 10 años, descartando el 10% del mismo cada año (1327 unidades/año).
- b) La vida útil de los tractores importados y fabricados localmente, desde la aplicación del modelo se supone de 10 años, de tal forma que, con parte de los tractores importados y



fabricados en el país, a partir del año 11 se pueda reemplazar a todos los tractores incorporados el año 1, y así sucesivamente para los demás años.

c) El crecimiento real del parque en un año cualquiera está determinado de la siguiente manera:

$$\text{Crecimiento real} = (\text{importación} + \text{fabricación}) - \text{descarte}$$

d) Se asume que luego de 15 años, el modelo debería ser sustituido por otro modelo de crecimiento, que refleje las condiciones de ese momento.

e) Para garantizar la supervivencia del modelo, se requerirá desarrollar paralelamente, un sistema de financiamiento adecuado y accesible, destinado a apoyar la comercialización de los tractores, dando continuidad al flujo de incorporación de los mismos.

**2.5 Modalidades de producción usadas en la fabricación de tractores agrícolas.**- En las dos primeras décadas de este siglo, los tractores eran fabricados, casi en su totalidad con piezas metálicas y en cantidades relativamente pequeñas, por ese motivo, no es extraño que hubieran en el mercado norteamericano más de 100 marcas y en cada caso, cada empresa fabricaba todas las piezas de sus tractores en su propia planta; al sustituirse las ruedas metálicas por llantas de jebe y al introducirse posteriormente diversos componentes eléctricos, los fabricantes se vieron en la necesidad de buscar proveedores externos especializados; esta tendencia fue creciendo paulatinamente hasta la actualidad, de tal forma que, en términos generales, se puede definir las siguientes modalidades para la fabricación de tractores:

a) Producción con una total integración vertical de piezas. - Esto significa que el productor, fabrica por sí mismo, la totalidad de componentes que requiere para el ensamblaje de sus tractores. Esta modalidad, que fue predominante en los inicios de la industria, se emplea poco

en nuestros días, quedando sin embargo algunos casos notables, tales como la fábrica URSUS en Polonia, varias fábricas en los territorios de la antigua Unión Soviética, así como también, algunas fábricas de la República Popular China. En todos estos casos se trata de gigantescos complejos industriales que fueron construidos según las concepciones políticas y económicas que regían en dichos países.

b) Producción con una total integración horizontal de piezas. - Según este modelo industrial, el productor sólo efectúa el ensamblaje final, abasteciéndose totalmente con componentes fabricados por proveedores externos.

Resulta interesante observar, que esta modalidad de producción es usada por igual tanto por los grandes fabricantes, que cuentan con sistemas logísticos muy desarrollados, como por pequeñas plantas de tractores en países del Tercer Mundo, generalmente subsidiarias de empresas transnacionales, y que importan desde sus casas matrices los tractores completamente o parcialmente desarmados (denominándose respectivamente paquetes CKD o paquetes PKD).

c) Producción con integraciones horizontal y vertical, combinadas.- Esta modalidad actualmente está muy difundida y consiste en que el fabricante desarrolle un modelo de tractor por sus propios medios o adquiera la licencia de un gran productor y en función de las condiciones particulares en que se desenvuelva, logre fabricar por sí mismo un cierto porcentaje de componentes y adquiere las demás piezas de uno o varios proveedores externos, uno de los cuales puede ser la empresa que otorga la licencia.

Esta última modalidad fue la que utilizó la única planta productora de tractores que ha operado en nuestro país (Tractores Andinos S.A. TASA). Al haber sido constituida con participación de la transnacional Massey Ferguson, esta última le otorgó la licencia para producir los tractores que llevaban su marca a cambio de los pagos correspondientes por patentes y regalías y además le suministraba "Paquetes CKD", en los cuales recibía aproximadamente el 60% de las piezas que constituían cada tractor y la diferencia era completada con piezas fabricadas internamente en su planta de la ciudad de Trujillo y por componentes adquiridos a otros proveedores nacionales externos.

Para la presente tesis, se considerará que el tractor propuesto sea fabricado mediante la combinación de integraciones horizontal y vertical, y toda la concepción de diseño y desarrollo estará orientada exclusivamente a esta modalidad de producción, no contemplándose tampoco la búsqueda de ninguna licencia de producción que demande pagos por concepto de regalías y patentes y que por lo tanto condicione el uso de componentes de una procedencia predeterminada.

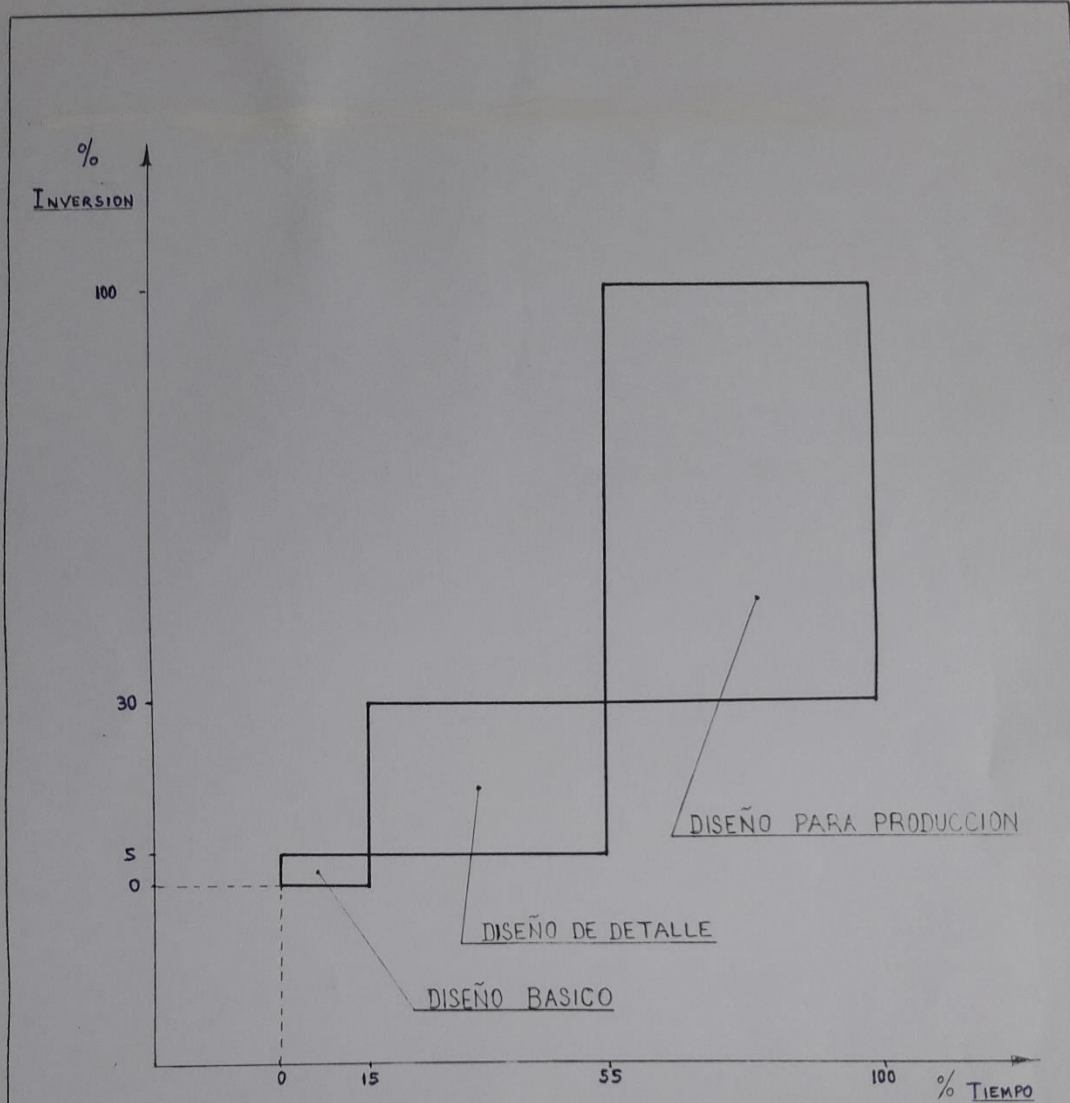
### 3.0 DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO

**3.1 Definición de los niveles de diseño y de la cobertura de la presente tesis.**- En la industria automotriz en general, y en la fabricación de tractores en particular, los trabajos de ingeniería se orientan en diversas direcciones y con distintas finalidades, tales como por ejemplo, el diseño de las plantas automotrices, el diseño de las líneas e instalaciones de fabricación y montaje, el diseño de dispositivos y herramientas y fundamentalmente el diseño y el desarrollo de los vehículos o tractores que se deberán producir, denominándose a estas últimas actividades "Ingeniería del Producto". Por otro lado, según la secuencia de avance y el grado de precisión y detalle de la información presentada, en la ingeniería de producto se deberá cubrir las siguientes etapas o niveles:

a) **Diseño básico.** - Denominado también "diseño preliminar" o "diseño conceptual", es la primera aproximación en el desarrollo de un tractor y es cuando los diseñadores "imaginan" como deberá ser el tractor para poder cumplir con la performance y los requerimientos que de él se esperan y que fueron previamente planteados.

b) **Diseño de detalle.** - Tomando como punto de partida el diseño básico, en esta etapa se ejecuta el diseño de despiece del vehículo o la especificación de los componentes estandarizados que se emplearán. Como una forma de facilitar el trabajo en esta etapa, es usual que, simultáneamente con la labor de diseño, se fabrique los componentes diseñados, para verificar la compatibilidad de ensamblaje de los mismos, de tal forma que cuando concluye esta fase se cuenta, con los planos de cada uno de los componentes del tractor y con uno o varios prototipos del mismo.

c) **Diseño para producción.** - Al contar con el prototipo completo, en esta fase se les somete



FUENTE: MASSEY FERGUSON ARGENTINA - 1988

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	INVERSION REQUERIDA PARA EL DESARROLLO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS	2
REVISION		
G. ORDONEZ		

a pruebas de funcionamiento en condiciones reales, lo cual permitirá adoptar las correcciones o mejoras que pudieran ser necesarias en el diseño de los componentes, no solo desde el punto de vista del proceso de fabricación de los mismos ó del cumplimiento de la performance esperada, sino también en lo referente a la seguridad y durabilidad de las piezas. Solo al término de esta etapa, se podrá disponer de toda la información técnica necesaria para la producción del tractor a escala industrial, e igualmente se conocerá en forma real la performance que los usuarios podrán esperar de él. Cabe señalar que el proceso de mejoramiento de un vehículo es permanente y sólo se le da por concluido cuando éste deja de ser producido. Como es evidente, el costo de cada etapa es considerablemente mayor que el costo de la etapa precedente.

En base a lo anteriormente expuesto, se puede definir qué, la presente tesis cubrirá la primera de las etapas enunciadas, esto es la elaboración del diseño conceptual o básico de un tractor, debido a que la segunda etapa y fundamentalmente la tercera, involucran desembolsos económicos muy considerables y el apoyo de una infraestructura técnica inexistente para el presente caso.

### **3.2 Análisis de las principales características técnicas de los tractores agrícolas de ruedas más representativos en la agricultura peruana.** - En el Cuadro N° 10 se muestra

las características técnicas principales de los tractores agrícolas de ruedas más representativos en nuestro país, habiéndose procurado incluir, en la medida de lo posible, a la mayoría de las marcas y modelos mencionados previamente en el Cuadro N° 3. Como se puede ver en todos los casos, se trata de tractores de potencia y dimensiones intermedias, siendo adecuados por lo tanto para parcelas de mediana extensión (de 10 a 50 hectáreas).

#### **3.2.1 Motor.** - La gran mayoría de los motores que equipan a los tractores considerados, tienen una potencia máxima ubicada en el rango de 60-80 HP, desarrollando esta potencia a



frecuencias de rotación de entre 2000 y 2300 RPM. El torque máximo se sitúa entre 24-30 Kg-m a frecuencias de rotación de 1200 a 1400 RPM.

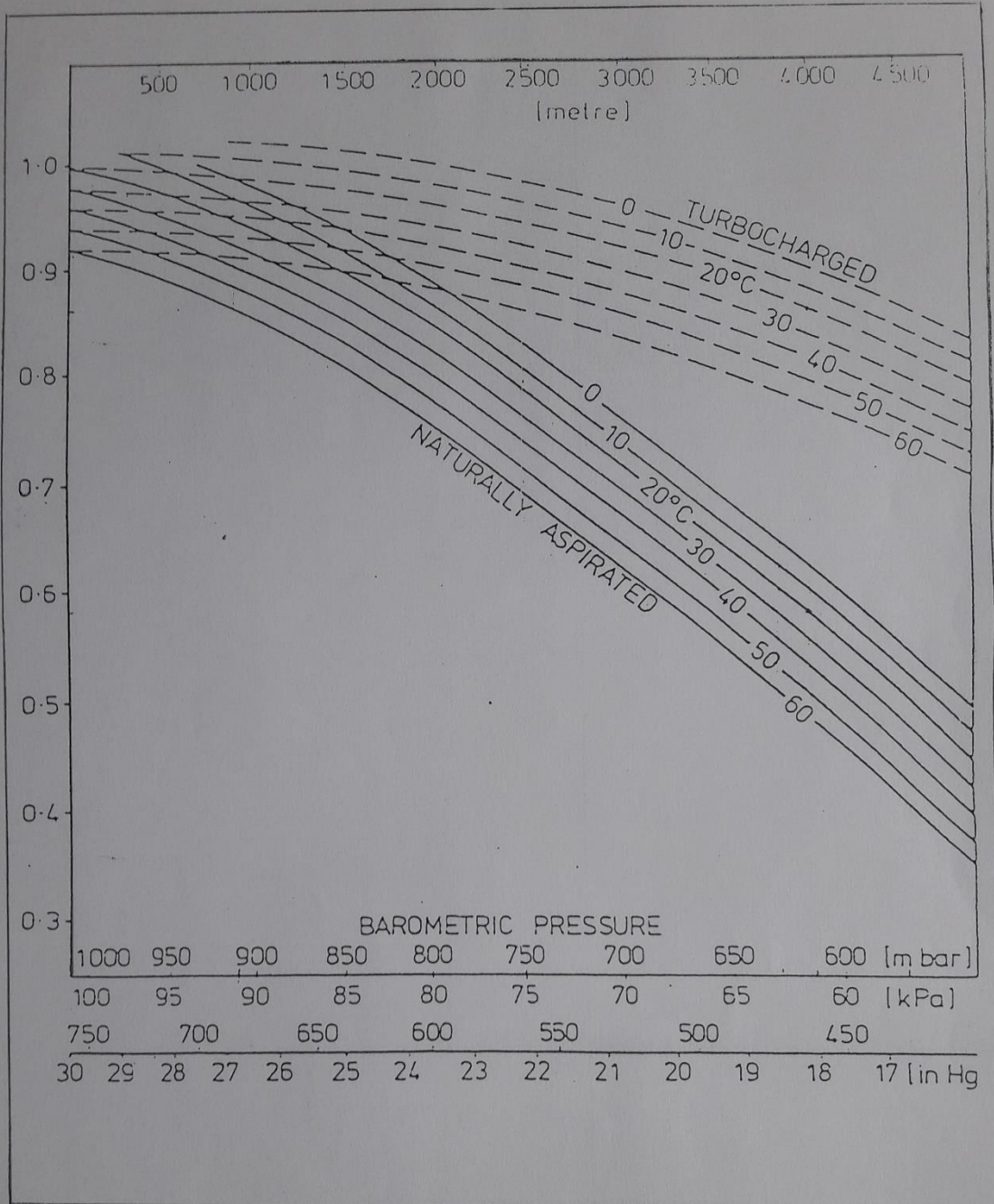
Por otro lado, tal como era de esperar, en todos los casos se trata de motores diesel, ya que el uso de motores gasolineros en tractores agrícolas ha quedado limitado a casos muy particulares y en nuestro país prácticamente ya no se utilizan.

Sin embargo, el aspecto más saltante que se debe observar, lo constituye el hecho que todos los motores de esa lista sean de aspiración natural, debido a que este tipo de motor, sufre significativas y crecientes pérdidas de potencia mientras mayor sea la altura sobre el nivel del mar a la que trabaja. En términos generales, un motor de aspiración natural sufrirá una pérdida de potencia de aproximadamente 3.5% por cada 300 m. (1000 pies) que suba, por encima de los 150 m. (500 pies) sobre el nivel del mar. En el Cuadro N° 11 se muestra en forma aproximada la manera cómo se manifiesta este efecto en el Perú. En la Lámina N° 3 se presenta un gráfico que permite comparar el comportamiento de los motores de aspiración natural y de los motores turbo cargados (o turbo compensados) cuando trabajan a diversas alturas geográficas. Cabe señalar que los motores compensados presentan, en altura, un comportamiento similar al de los motores turbo cargados ya que, como se verá en capítulos posteriores, los principios de funcionamiento en ambos casos son también similares.

Por todo lo expresado, queda establecido con suficiente claridad que, en gran parte de nuestro país se utilizan tractores propulsados por motores inadecuados, generando este hecho perjuicios económicos considerables.

Al consultar al respecto a los representantes en el Perú de diversas marcas de tractores, coincidieron en manifestar que, en general, en sus respectivas casas matrices, se





**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	COMPORTAMIENTO DE LOS MOTORES DIESEL EN ALTURA	3
REVISION		
G. ORDONEZ		

**Cuadro N° 11****Pérdida de potencia en un motor diesel de aspiración natural causada por la altura**

<b>Altura geográfica (msnm)</b>	<b>Potencia nominal desarrollada (%)</b>	<b>Zonas representativas</b>
0 hasta 150	100	Costa y Selva Baja
450	97	
750	93	
1050	90	
1350	86	
1650	83	Arequipa, Cajamarca, Valle del Mantaro, Ceja de selva y valles inter andinos
1950	79	
2250	75	
2550	72	
2850	69	
3150	65	
3450	62	
3750	58	Cuzco, Puno, Cerro de Pasco, Junín
4050	55	
4350	51	

**Fuente:** Elaboración propia en base a datos publicados por Motor Industrie Research Association – 1968 – Reino Unido

**Nota:** En todos los casos, la base de comparación es la potencia desarrollada por el mismo motor, en las condiciones standard de referencia establecidas en la Norma BS Au 141a (20°C y 760 mm Hg).

había previsto el uso de motores turbo cargados para potencias superiores a los 110-120 HP y sólo como una forma de disminuir el peso del motor, siendo poco frecuente para ellos el uso de motores turbo cargados en tractores medianos o pequeños. La explicación de esta especificación inadecuada para el Perú, se le encuentra en el hecho que, ninguno de los países con presencia significativa en la industria de producción de tractores, cuenta con zonas agrícolas importantes a alturas mayores a los 2000 m.s.n.m. de tal forma que no ha sido prioritario para ellos el desarrollo de tractores apropiados para esta condición.

En el Perú, la empresa Motores Diesel Andinos S.A. solicitó, a fines de los años 70', a Perkins Engines de Inglaterra, el desarrollo de varios modelos de motores compensados para aplicación en tractores de ruedas. Este desarrollo fue aceptado, de tal forma que MODASA tuvo la oportunidad de participar en el mismo, tomando a su cargo las pruebas de durabilidad en banco, llegando el proyecto a resultados exitosos. Posteriormente, MODASA efectuó el proyecto de ingeniería, para la aplicación de estos motores en los tractores que ensamblaba en nuestro país la empresa Tractores Andinos S.A., llegándose finalmente a un acuerdo comercial entre ambas empresas, en virtud del cual, MODASA suministró los motores que requería TASA, durante varios años, hasta el cierre de esta última empresa. Tomando en cuenta esta importante experiencia, en el presente trabajo se especificará uno de los motores mencionados, haciendo la salvedad que, si bien es cierto que MODASA no los ensambla actualmente, sin embargo, podría reiniciar su producción si se presentara el requerimiento.

**3.2.2 Embrague.** - Entre todas las marcas de tractores que se comercializan en el Perú, se ha encontrado que sólo una de ellas utiliza embragues hidrodinámicos (convertidores de torque), correspondiendo el resto de casos a tractores con embragues de fricción, resultando

estos, como es evidente, los más convenientes para las condiciones de nuestro país, por su menor precio y sencillez de mantenimiento y reparación.

**3.2.3 Transmisión.-** En correspondencia con lo indicado en el párrafo anterior, sólo una de las marcas de tractores presentes en el Perú puede ofrecer transmisiones automáticas en sus tractores (conjuntamente con convertidores de torque), coincidiendo todas las demás en utilizar transmisiones mecánicas de engranajes, lo cual constituye también en este caso una especificación apropiada para nuestra realidad, ya que las transmisiones automáticas además de tener un precio mayor, requieren de talleres y mecánicos especializados para su mantenimiento y reparación, siendo estos inexistentes en las zonas rurales de nuestro país.

Para la mayoría de casos se tiene tracción sólo en las ruedas posteriores.

En lo referente a su configuración física, en todos los casos, las cajas de velocidades conforman un bloque con la transmisión final y a la vez, este bloque está acoplado directamente al motor, formando todo este conjunto el denominado "tren motriz", el cual es también el elemento portante principal del tractor, ya que no existe chasis, como en el caso de los camiones. El número de cambios en avance, disponible en la caja de velocidades, varía bastante (entre 4 y 8 cambios), en todo caso, lo que sí es común a todos los modelos es la existencia de un reductor externo a la caja, que permite duplicar el número de cambios existente en esta, obteniéndose así un rango de velocidades "en alta" y otro rango "en baja".

Finalmente, se debe indicar que se observa en casi todos los casos, la misma solución de diseño para el accionamiento de la toma de fuerza, es decir, un engranaje instalado en el eje piloto de caja de velocidades, que acciona a otro engranaje instalado solidariamente sobre el eje de la toma de fuerza, atravesando este último por el interior del eje secundario de la caja de velocidades (el cual obviamente es hueco) hasta llegar a la parte posterior del tractor.

**3.2.4 Ruedas.** - En todos los tractores considerados se observa que los fabricantes han optado por el uso de neumáticos con cámara, siendo las dimensiones standard más frecuentes.

7.50 x 16 --- 6 lonas para las ruedas delanteras

18.4 x 34 --- 6 lonas para las ruedas posteriores

Sin embargo, en la literatura técnica de los tractores mencionados, se presenta una amplia variedad de dimensiones de llantas que pueden ser usadas en forma opcional; tal como se verá más adelante, puede ser necesario incrementar el peso del tractor para mejorar las características de tracción; en tales casos, los fabricantes de los tractores que se han analizado, proponen dos opciones; la primera, es colocar contrapesos de fierro fundido en los cubos de las ruedas posteriores y la segunda, llenar las llantas posteriores con agua o con salmuera; siendo la primera de las alternativas la más utilizada en nuestro país.

**3.2.5 Sistema Hidráulico.** - De acuerdo con la tendencia general seguida en todo el mundo, el control de los implementos de labranza en los tractores modernos, se realiza mediante sistemas hidráulicos. En los tractores estudiados, se observa que la capacidad de levante que se requiere para el accionamiento de implementos varía entre 1500 y 2500 Kg., para lo cual se necesita que la bomba hidráulica que comanda todo el sistema, desarrolle presiones de 170 a 210 Kg/cm<sup>2</sup> y entregue un caudal de 16 a 40 litros/minutos. Como se puede ver, los rangos de variación para los parámetros de la bomba, son bastante amplios y ello se debe a la gran variedad de factores que se deben tomar en cuenta al diseñar el circuito hidráulico, además de las características propias de diseño de cada tipo de bomba.

**3.2.6 Sistema de Frenos.** - Para los tractores medianos, existe casi unanimidad entre los fabricantes en especificar frenos de disco accionados mecánicamente; esta tendencia que técnicamente es la más conveniente, es relativamente reciente, por esta razón aún es posible

encontrar en nuestro país, tractores con sistemas de frenos de zapatas con accionamiento neumático.

**3.2.7 Sistema Eléctrico.** - Se observa una tendencia generalizada orientada al uso de tensiones de 12 voltios en los sistemas eléctricos, así como en el empleo de alternadores con entregas de entre 30 y 35 amperios. Igualmente está generalizado el uso de dos baterías de 12 voltios cada una, pero si existe una notable diversidad en cuanto a la capacidad especificada para cada batería; variando entre 70 AMP-H y 150 AMP-H. Sin embargo, según manifiestan en la fábrica de baterías Récord S.A. (el mayor fabricante nacional) la especificación más adecuada a las condiciones de nuestro país, de acuerdo con sus experiencias, es 100 AMP-H.

**3.2.8 Dimensiones Generales y Pesos.** - El peso de los tractores analizados está comprendido entre 2500 y 3500 Kg. Las dimensiones dependen del diseño de los componentes de cada modelo, pero como referencia se puede mencionar que la distancia entre ejes en la mayoría de esos tractores está entre 2000 y 2400 mm. Igualmente, se observa que, en todos los casos, tanto la trocha delantera como la posterior, son regulables para poderlas adecuar a la separación de surcos que se encuentre en cada parcela. El rango de variación para regulación es el siguiente:

- Trocha delantera  
1530 ----- 2130 mm
- Trocha posterior  
1530 ----- 2440 mm

Por otra parte, se ha encontrado que la altura libre bajo el tractor, está dentro del rango de 380 mm a 580 mm y en el radio de giro tampoco hay uniformidad entre los diversos modelos, hallándose entre 3400 mm y 3800 mm.

Finalmente, la velocidad mínima en avance es del orden de los 2 Km./hora, mientras que la velocidad máxima es de aproximadamente 35 Km./hora; cabe señalar que estos valores son solo referenciales, ya que están influenciados por una serie de factores que impiden efectuar comparaciones consistentes entre diversos tractores (por ejemplo, las dimensiones de las llantas pueden ser diferentes).

**3.3 Definición de los requerimientos dimensionales, y de explotación.** - En base a la información, presentada anteriormente, relativa a las características técnicas de los tractores más utilizados en el país, así como al análisis de dicha información, se ha preparado un conjunto de especificaciones técnicas, que se muestra en el Cuadro N° 12, con la finalidad que sea el elemento inicial para el trabajo que se efectuará más adelante.

Cabe señalar que para la definición de cada uno de los parámetros se ha tomado en cuenta simultáneamente diversos factores, entre los cuales se puede mencionar los siguientes:

a) Las normas ISO, referidas a tractores agrícolas. En los casos en los que no se ha encontrado ninguna norma que pueda ser aplicable a alguna necesidad particular, se ha recurrido a las normas elaboradas por las entidades de normalización más representativas a nivel internacional (SAE, BS o DIN).

b) Posibilidad de suministro local. - Se ha prestado mucha atención en fijar los valores de los parámetros, de tal forma que estos puedan lograrse mediante el uso de componentes, cuyas fuentes de suministro sean accesibles en nuestro país.

**Cuadro N° 12**  
**Requerimientos dimensionales, operativos y de explotación para el diseño**  
**del tractor propuesto**

<b>Sistema</b>	<b>Requerimientos propuestos</b>
<b>Motor</b>	Tipo : Encendido por compresión (ciclo diesel)
	Potencia máxima: 75 Hp al freno (+/- 10 %)
	Torque máximo : 28 Kg-m (+/- 10%)
	Aspiración : Turbo cargado (supercargado o compensado)
	Enfriamiento: Por radiador de agua
	Configuración: Para aplicación en tractor agrícola, debiendo incluir: <ul style="list-style-type: none"> <li>- Cubre volante compatible con transmisión de motor agrícola</li> <li>- Carter de hierro fundido</li> <li>- Brida de acoplamiento para bomba hidráulica</li> </ul> Nota: La potencia y el torque deben ser especificados según norma BS Au 141 a.
<b>Embrague</b>	Tipo : De fricción, en seco
	Accionamiento: Mecánico, mediante pedal
	Coeficiente de seguridad: 2 (mínimo)
<b>Transmisión</b>	Tipo: Mecánica, accionada manualmente por palanca
	Rango de velocidades: 2 (alta y baja)
	Control de rango: Manual, mediante palanca
	Cambios en avance: 10 (5 en alta y 5 en baja)
	Cambios en reversa: 2 (1 en alta y 1 en baja)
<b>Neumáticos Standard</b>	Delanteros: 7.50 x 16 6 pliegues
	Posteriores: 18.4 x 34 6 pliegues



<b>Sistema de dirección</b>	Tipo: Hidrostático Radio mínimo de giro: 3600 – 3800 mmm
<b>Sistema eléctrico</b>	Voltaje: 12 voltios
	Alternador: 35 amperios, con regulador incorporado
	Arrancador: 12 voltios, potencia adecuada al motor
	Baterías: 2 de 100 Amp-hora cada una
<b>Instrumentos</b>	Tipo: Analógico, con accionamiento eléctrico
	Ubicación: En el panel, colocado frente al operador
	Rango de operación: -Taco-horómetro: 0 a 2500 rpm -Indicador de temperatura de agua: 0°C a 120°C -Amperímetro -Indicador de nivel de combustible
<b>Iluminación</b>	Luces delanteras: de 2 cuerpos luminosos
	Luces posteriores: de 1 cuerpo luminoso
<b>Sujeción de implementos</b>	Tipo: Enganche en 3 puntos. Clase II (SAE J 715)
	Capacidad de elevación: 1500 Kg (mínimo)
<b>Dimensiones Generales</b>	Peso seco: 3000 Kg (+/- 10%)
	Longitud total: 3500 mm (+/- 10%)
	Trocha delantera: Según ISO 4004
	Trocha posterior: Según ISO 4004
	Altura libre inferior: 450 – 500 mm
	Capacidad de tanque de combustible: 80 – 100 litros
	Velocidad mínima en avance: 2 Km/h (+/- 10 %)
	Velocidad máxima en avance: 35 Km/h (+/- 10%)

**Fuente: Elaboración propia**

c) Facilidad para el mantenimiento y reparación. Se ha prestado mucha atención a este factor, ya que es fundamental en un país como el nuestro con una muy limitada infraestructura de talleres especializados, sobre todo en las zonas rurales.

d) Adecuación a las condiciones de nuestro país y generalización de uso en la agricultura peruana. Este factor está estrechamente relacionado con el anterior, resultando fundamental que los componentes principales del tractor (sobre todo el motor) sean conocidos en el país, y mejor aún si es que cuentan con representantes técnicos con capacidad para atender eventualidades durante el período de garantía.

e) Menor costo frente a otras alternativas equivalentes. Aunque en esta etapa, resulta muy difícil la aplicación de este factor, sin embargo, existen algunos casos en los que la comparación resulta evidente, como por ejemplo al comparar una transmisión automática con una transmisión mecánica.

### **3.4 Definición de los requerimientos para posibilitar la producción nacional de**

**tractores agrícolas de ruedas.** - Tal como se adelantó en 2.5, para la presente tesis se considerará que el tractor propuesto, deberá ser producido en el país, en una línea de montaje final con integración horizontal y vertical de componentes, por lo tanto, es conveniente definir un conjunto de condiciones para que ello sea posible.

Teniendo en cuenta que resulta inevitable el uso de un cierto porcentaje de componentes importados, y que, por otro lado, la escala de producción sería relativamente pequeña, en el Cuadro N° 13, se plantea un conjunto de requerimientos de suministro y fabricación, orientados a posibilitar la producción nacional de tractores, en esas condiciones.

**CUADRO N° 13**

**Condiciones para posibilitar la producción nacional de tractores agrícolas de ruedas**

Factor	Requerimiento
Modalidad de producción	Línea de ensamble con integración horizontal y vertical de componentes
Integración vertical	Fabricación ínterna de componentes. Limitada a casos particulares
Integración horizontal	<p>Adquisición de componentes a proveedores externos bajo alguna de las siguientes modalidades :</p> <p>a) Fabricante nacional independiente</p> <p>b) Fabricante nacional que opera bajo licencia</p> <p>c) Importador local, distribuidor de fabricante extranjero reconocido</p> <p>d) Fabricante extranjero a quien se le compra directamente sus productos</p>
Ingeniería del producto	Propia. No se efectuará ningún pago por regalías o patente
Normas técnicas	Se utilizará, siempre que sea posible, las normas ISO. Para los casos en los que no existan, se recurrirá a las normas, SAE, BS o DIN
Criterios generales para la fabricación de Componentes	<p>Siempre que sea posible se aplicará los siguientes criterios para la fabricación de componentes :</p> <p>a) En el acoplamiento de componentes se preferirá las formas y sistemas estandarizados</p> <p>b) Todos los elementos de unión deberán ser estandarizados (pernería, chavetas, pines etc.)</p> <p>c) En el diseño de piezas se deberá usar preferentemente las dimensiones standard de los materiales en bruto (espesor de planchas, dimensiones de planas y barras etc.)</p> <p>d) El núcleo básico del tractor estará constituido por el tren motriz. Las dimensiones y especificaciones de los demás componentes estarán subordinadas a las de este sistema</p> <p>e) Para la fabricación de pedales, soportes, pisos, componentes estructurales y piezas similares, se utilizará preferentemente el proceso de corte, plegado y soldadura</p> <p>f) El empleo de matrices de cualquier tipo solo se efectuará cuando sea inevitable</p> <p>g) La fabricación de contrapesos se efectuará por fundición gris en arena. El acabado se limitará al desbarbado con esmeril y dos manos de pintura (base anticorrosiva y acabado)</p> <p>h) El asiento para el conductor será fabricado en fibra de vidrio con estructura de acero y recubierto con almohadillas acolchadas y tapiz</p> <p>i) La cubierta del motor y los guardafangos serán fabricados con planchas de acero plegadas y reforzadas con elementos estructurales soldados mediante puntos</p>

Además de los criterios de orden técnico, al momento de decidir la incorporación de un componente, se deberá tomar en cuenta en todos los casos, las facilidades para el suministro y fundamentalmente el costo, comparándolo con el costo de componentes equivalentes.

En el Cuadro N° 13, se ha puesto un énfasis especial en la enumeración de algunos criterios generales para la fabricación de componentes nacionales. Evidentemente la lista no es exhaustiva, sin embargo, resulta suficiente como para establecer que, para que la producción de tractores a escala reducida resulte posible, se tendrá que aceptar algunos sacrificios en la apariencia de muchos componentes; tal es el caso por ejemplo de diversos soportes. Cuando se les produce en gran escala, es posible fabricarlos utilizando matrices, en tanto que para escalas pequeñas se les deberá fabricar mediante un proceso de corte, plegado y soldadura; la razón evidentemente reside en que, para amortizar una matriz de costo mediano, se requiere producir con ella entre 12,000 y 15,000 piezas, siendo esta cifra la producción de 1 año para un gran fabricante, mientras que para una planta pequeña puede ser la producción de 15 años. Por esta causa, el aspecto de diversas piezas de un tractor producido en una planta pequeña, podrá no ser tan depurado como el que puedan presentar las piezas utilizadas por una gran fábrica de tractores, aun cuando no existan mayores diferencias desde el punto de vista de la resistencia y la confiabilidad de las mismas.

## **4.0 CONFIGURACION GENERAL DE UN TRACTOR AGRICOLA**

Pese a que existen diversos tipos de tractores agrícolas de ruedas (dependiendo sobre todo de su aplicación), sin embargo, se puede observar que, los tractores pertenecientes a una misma clase son notablemente similares entre sí, independientemente de quien sea su fabricante o aún su país de origen, siendo este parecido mucho más acentuado que el que puede ser observado entre automóviles o camiones de una misma categoría. Paradójicamente, no obstante, la similitud física, existe una cierta confusión en la terminología que utilizan tanto los fabricantes como los usuarios, en lo referente a la nomenclatura aplicada a componentes e implementos, y también en lo relativo a la performance de los tractores mismos, así como en la forma de entender, aplicar y evaluar muchos de los parámetros operativos más importantes.

En el presente capítulo se reproducirá algunas definiciones de términos que aparecen en las normas ISO, BS o SAE con la finalidad de evitar, en lo posible, malinterpretaciones que pudieran surgir en este trabajo más adelante.

### **4.1 Definición de términos**

**4.1.1 Tractor agrícola.** - Es una máquina de tracción, diseñada y especificada principalmente para suministrar potencia a implementos agrícolas, así como a equipos estacionarios de uso en la agricultura. Un tractor agrícola se propulsa a sí mismo y desarrolla además una fuerza en la dirección de avance.

**4.1.2 Implemento agrícola.** - Es una herramienta o artefacto que ha sido diseñado para su uso en operaciones agrícolas.

**4.1.3 Implementos remolcados.** - Son aquellos implementos que son jalados por un tractor y usualmente están equipados con ruedas para posibilitar su transporte.

**4.1.4 Implementos montados.** - Son aquellos implementos instalados directamente en el tractor y son portados por este durante las maniobras de transporte.

**4.1.5 Salida mecánica de potencia.** - Es cualquier vía de salida, a través de la cual, la potencia del motor de un tractor, puede ser enviada a un dinamómetro, tal como la volante del motor, un conjunto faja-polea, el eje de una toma de fuerza o cualquier otro eje o mecanismo de salida.

**4.1.6 Potencia máxima en la volante.** - Es el valor máximo de potencia que el fabricante garantiza para su motor, de acuerdo con las condiciones que se usó para su determinación en un dinamómetro. Para este caso, la salida mecánica de potencia es la volante del motor.

**4.1.7 Potencia máxima en la barra de tiro.** - Es la máxima potencia que el tractor es capaz de entregar en la barra de tiro durante las pruebas de campo realizadas según procedimientos normalizados. Es denominada también "Potencia en el Gancho" o "Potencia de Remolque".

**4.1.8 Peso seco del tractor.** - Es el peso del tractor, dotado de su equipamiento standard (según especificación del fabricante) pero sin incluir implementos, combustible, lubricantes, refrigerante de radiador ni operador.

**4.1.9 Peso en orden de marcha.** - (Denominado también "peso neto") es el peso seco del tractor, más el peso de la carga completa de combustible, lubricantes, refrigerantes de radiador y un operador de 75 Kg.

**4.2 Estructura general de componentes de un tractor agrícola.**- Un tractor agrícola de ruedas, aun cuando tiene una configuración más simple que muchos otros vehículos (como automóviles o camiones), está integrado por varios miles de piezas, que conforman un ensamble bastante complejo, por este motivo, es necesario que se desarrollen listados de componentes que permitan registrar y controlar estas piezas, tanto en su identificación como en la cantidad que debe ser utilizada en un tractor determinado y aún en la ubicación donde debe ser ensamblada cada una de ellas. Como es evidente, existe diversos tipos de listas, dependiendo del uso al que estén orientadas (conformación de conjuntos, abastecimiento a línea de montaje, ensamblaje, repuestos, etc.), sin embargo, todas ellas son derivadas de una lista general (en algunas empresas se le conoce con otros nombres tales como "Listado Maestro", "Lista de Ingeniería", "Planning List", etc.).

En términos generales, cuando se inicia el diseño básico de un tractor, se acostumbra elaborar una estructura general de componentes (tal como la que se muestra en el Cuadro N° 14), que es una enumeración de los componentes o conjuntos principales, agrupados por su afinidad en "Sistemas". Al avanzar el diseño básico, y sobre todo en el diseño de detalle, se incorporará a éste listado todos los demás componentes menores, así como los elementos de fijación, a medida que van siendo definidos; igualmente, el listado será desarrollado, añadiendo el despiece de los sub-ensambles inicialmente considerados como conjuntos.

Es deseable que, al finalizar el diseño de detalle, se cuente con una primera versión de la lista general, que cubrirá a la totalidad de las piezas que integran al tractor; este listado será perfeccionado durante la última etapa de diseño (diseño para producción), incluyendo

todos los cambios que sean efectuados al tractor durante las pruebas de durabilidad. Al término de esta tercera fase, se contará con un listado general de componentes, suficientemente confiable como para poder respaldar la producción del tractor y todas las acciones colaterales (repuestos, abastecimiento, control de existencias, costos, etc.), para las cuales se elaborarán listados específicos, derivados del listado general.

En el Cuadro N° 14 se muestra la estructura general de componentes que se usará en esta tesis y se ha aprovechado este listado para indicar también la etapa en la que será definido cada uno de los componentes, así como la procedencia de estos, de acuerdo con los siguientes orígenes:

- a) **Ensamblaje en el país.** - Montaje del componente en el país, usando piezas importadas, pudiendo incorporarse piezas de integración nacional.
- b) **Fabricación nacional.** - Manufactura en el país, pudiendo usarse insumos importados. Diseño para uso exclusivo.
- c) **Importado.** - Componente comprado en el exterior.
- d) **Compra local.** - Adquisición del componente en el mercado nacional, independientemente del lugar de fabricación. Diseño standard.



## Cuadro N° 14

### Estructura general de un tractor agrícola de ruedas

<b>Motor</b>	Motor completo. Incluye bomba de inyección, tuberías de combustible, filtros de aceite y combustible, bomba de agua, poleas y fajas, alternador, motor de arranque, volante, varilla medidora de aceite, mangueras de radiador, regulador de voltaje
<b>Componentes periféricos del motor</b>	Tanque de combustible. Tuberías de baja presión para combustible. Varillaje de aceleración. Radiador de agua. Sistema de admisión y filtrado de aire. Soporte de filtro de aire. Mangueras de admisión de aire. Sistema de escape de gases (incluye silenciador y tubo de escape con sus respectivos soportes y abrazaderas)
<b>Transmisión</b>	Embrague. Transmisión que incluye caja de cambios, reductor externo, caja central (con par cónico y diferencial incorporados), transmisión final, semi ejes posteriores y accionamiento de toma de fuerza. Palanca de cambios, soportes y salida de toma de fuerza
<b>Frenos</b>	Conjunto de frenos. Mecanismo de accionamiento y control de frenos. Pedales
<b>Rodaje y dirección</b>	Puente delantero. Dirección hidráulica (incluye bomba hidráulica, pistones de dirección y unidad de control). Ruedas delanteras (incluye aros, cámaras, llantas y cubos de fijación de ruedas). Ruedas posteriores (incluye aros, cámaras, llantas, cubos de fijación)
<b>Carrocería</b>	Mascara frontal (incluye marco y rejilla). Cubierta de motor y panel de instrumentos. Guardafangos. Asiento. Planchas de piso y caja de baterías
<b>Componentes periféricos del tractor</b>	Conjunto de enganche en tres puntos (incluye cuadro de enganche, bomba hidráulica de levante y mecanismos de control de implementos. Contrapesos delanteros. Contrapesos para ruedas posteriores.
<b>Montaje eléctrico</b>	Baterías. Cables de baterías. Faros (delanteros y posteriores). Catadióptricos (ojos de gato). Chapa de arranque. Chapa de control de luces. Cablería (circuito completo).
<b>Instrumentos</b>	Taco Horómetro (accionado por eje flexible). Indicador de temperatura de agua. Indicador de presión de aceite. Amperímetro. Indicador de nivel de combustible (Incluye flotador y cable eléctrico)

**Fuente:** Elaboración propia

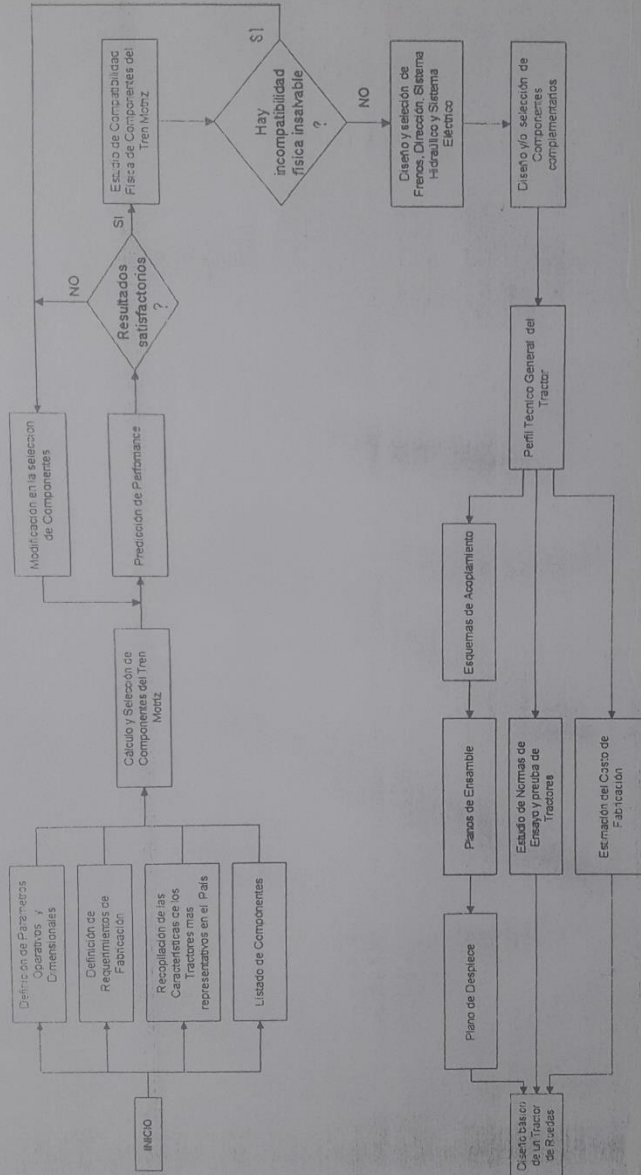
### **4.3 Metodología y Planeamiento para el diseño básico de un tractor agrícola de ruedas.**

- En el flujograma presentado en la lámina N° 4, se muestra el conjunto de actividades que conforman el proceso de diseño básico de un tractor agrícola; dicho diagrama es bastante explícito ya que además de enunciar las actividades del proceso, permite además ver fácilmente la forma como estas se relacionan entre sí, estableciéndose de esta manera la secuencia de trabajo que se deberá seguir. Sin embargo, es conveniente efectuar las siguientes explicaciones:

a) El diseño y desarrollo de un nuevo modelo de tractor se inicia siempre con la definición de un conjunto de condiciones dimensionales, operativas o de otra índole, que son planteadas a los diseñadores para satisfacer requerimientos comerciales o de mercado.

b) Conjuntamente con las condiciones planteadas, otro elemento inicial de trabajo, estará constituido por la identificación de aquellos componentes o sistemas ya existentes y que puedan ser usados en el nuevo tractor. De igual forma, se deberá tener en cuenta, desde el primer momento, cualquier condicionamiento importante de manufactura (por ejemplo, el uso de algunos componentes de procedencias determinadas, limitaciones para la fabricación de piezas, etc.).

c) El estudio minucioso de los tractores equivalentes, ya existentes en el mercado, es sumamente útil, debido a que permite conocer las tendencias de diseño en esta rama de la industria y además, puede confirmar la validez de algunas de las soluciones constructivas previstas.



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO	
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA	
ESCALA	TESIS PROFESIONAL
S/E	FECHA
DISEÑO	ROGER SILVA M.
REVISION	G. ORDONEZ
DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	
TITULO	
LAGUNA	
PROCESO DE DISEÑO BASICO DE UN TRACTOR	
AGRICOLA	
4	

d) Para la estructura general de componentes, frecuentemente, se toma como base el listado de un tractor ya existente, introduciendo las modificaciones que resulten necesarias.

e) Si la predicción de performance no resulta satisfactoria, se deberá analizar cuidadosamente los resultados obtenidos, para poder efectuar las modificaciones necesarias en las características técnicas de los componentes del tren motriz, (haciendo solo un cambio a la vez) y reiterando el cálculo de predicción de performance, tantas veces como sea necesario, hasta lograr satisfacer los requerimientos funcionales planteados.

f) El estudio de compatibilidad física tiene por objeto, no sólo establecer la posibilidad de acoplar directamente los diversos componentes del tren motriz, sino también, determinar si es necesario efectuar algún cambio en la configuración de alguno de ellos o diseñar algún componente específico (por ejemplo, frecuentemente hay que rediseñar la volante de un motor, para poder utilizar un embrague determinado).

g) Habiéndose resuelto la compatibilidad física de los componentes del tren motriz, se deberá luego diseñar o especificar los principales componentes que no pertenezcan a este (tanque de combustible, filtro de aire, sistema hidráulico, sistema eléctrico, etc.) siguiendo como guía la estructura general de componentes, pero subordinando en todos los casos las características técnicas de los nuevos componentes, a los requerimientos iniciales y a la compatibilidad con el tren motriz ya definido.

h) Todos los planos, esquemas, ensambles etc. tienen en esta etapa el carácter de preliminar, por lo tanto, no se justifica desarrollarlos de una forma muy minuciosa o con un acabado muy elaborado.

i) Para la estimación del costo de fabricación del prototipo, solo se calculará el costo de materiales y mano de obra o se considerará el costo comercial de aquellos componentes que se prevea que serán comprados completos de un proveedor externo.

j) Cuando el diseño de un nuevo tractor es realizado con una finalidad industrial inmediata, el planeamiento de actividades deberá ser realizado cuidadosamente, tomando en cuenta con mucho realismo los recursos que estarán efectivamente disponibles, así como el tiempo asignado. Como cada caso será diferente, los respectivos planeamientos también lo serán, sin embargo, el modelo mostrado en la Lámina N° 4 permite tener una idea global de todo el proceso de diseño básico.

## **5.0 CALCULO Y SELECCION DE LOS COMPONENTES DEL TREN MOTRIZ DE UN TRACTOR**

Convencionalmente, se define como "Tren Motriz" de un tractor de ruedas, al conjunto formado por el motor, embrague, transmisión, semi-ejes posteriores y ruedas posteriores; como se puede notar, el nombre refleja exactamente la función que cumple este sistema, esto es, generar y transmitir la potencia requerida por el vehículo para su desplazamiento, venciendo las resistencias externas que se oponen a su movimiento.

Considerando que es el conjunto más importante en el tractor, se justifica plenamente el análisis minucioso de cada uno de los componentes para su apropiado dimensionamiento y selección.

### **5.1 Cálculo de los requerimientos de potencia del tractor y selección del motor**

Existen diversas formas de plantear el estudio de los requerimientos de potencia de un tractor, pero para el presente caso, se usará las condiciones definidas en los cuadros N° 12 y N° 13, así como la información mostrada en los cuadros N° 7 y N° 10, además, se aceptará los siguientes supuestos:

- a) El tractor tiene tracción únicamente en las ruedas posteriores, siendo las ruedas delanteras conducidas.
- b) El tractor opera sobre un terreno plano y en una trayectoria rectilínea, salvo que se indique específicamente lo contrario.
- c) Se considerará, inicialmente, que los implementos de trabajo acoplados al tractor, ejercen sobre este una fuerza única  $F_{gan}$ , llamada "Fuerza en el gancho" o "Fuerza en la barra de tiro", o "Fuerza de remolque".
- d) Para simplificar las deducciones, a las ruedas se les considerará indeformables y con sus radios teóricos  $r_d$  para las delanteras y  $r_p$  para las posteriores.

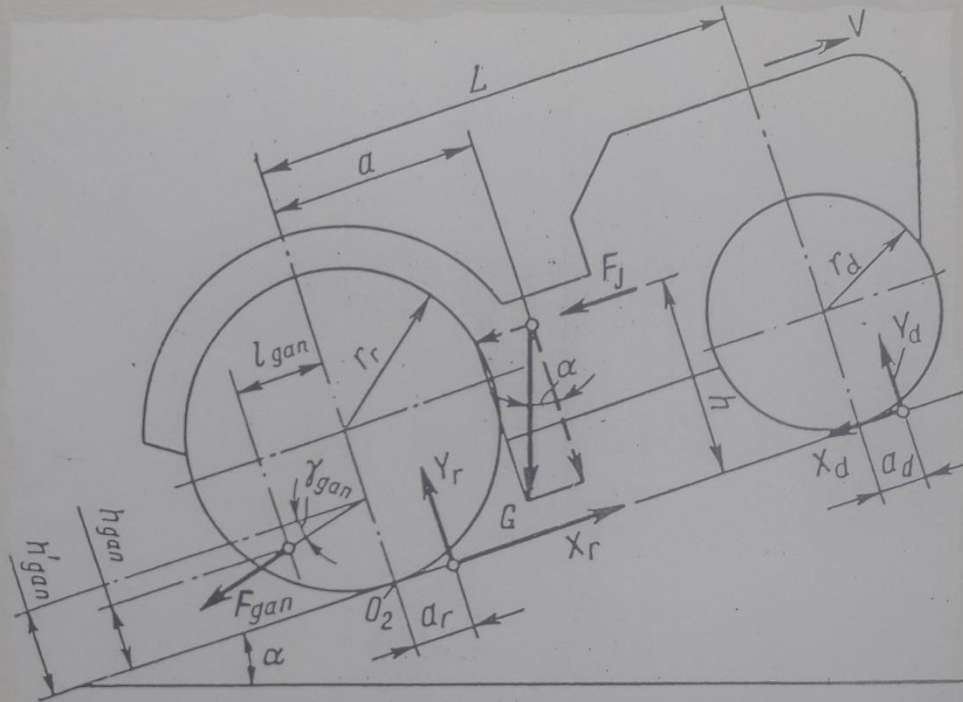
### **5.1.1 Consideraciones preliminares**

Según lo mostrado en la lámina N° 5, sobre el plano longitudinal del tractor actuarán las siguientes fuerzas:

1. El peso del tractor ( $G$ ). - Aplicado en el centro de gravedad del mismo.
2. Reacciones normales del suelo sobre las llantas. - ( $Y_d$  sobre las delanteras y  $Y_p$  sobre las posteriores)
3. Reacciones del suelo, paralelas a la superficie de desplazamiento. - La fuerza de impulsión  $X_p$  actúa en la dirección y sentido de avance de tractor, en las ruedas posteriores, y la fuerza de reacción  $X_d$ , actúa en la dirección de avance, pero en sentido contrario, en las ruedas delanteras.
4. Fuerza de Remolque ( $F_{gan}$ ). - Aplicada al punto de remolque. En el caso más general, se podrá considerar que la dirección de esta fuerza tiene una inclinación  $\gamma_{gan}$  con respecto a la horizontal.
5. Fuerza de inercia total ( $F_j$ ). - Originada por las masas de los componentes de tractor, cuando se mueven a velocidades irregulares.

Además, existen otras fuerzas (como la generada por la resistencia del aire, por ejemplo), que no serán tomadas en cuenta en este caso, por ser comparativamente muy pequeñas con respecto a las demás fuerzas actuantes.

Como es evidente, el motor es la fuente de la fuerza motriz de un tractor. El torque desarrollado en el motor, se transmite mediante todos los componentes del tren motriz, hasta las ruedas motrices. Considerando que la frecuencia de rotación de las ruedas motrices es



$G$  : PESO DEL TRACTOR  
 $F_j$  : FUERZA PRODUCIDA POR LA INERCIA  
 $F_{gan}$  : FUERZA EN EL GANCHO  
 $X_r, X_d$  : FUERZAS HORIZONTALES DE REACCION  
 $Y_r, Y_d$  : FUERZAS VERTICALES DE REACCION

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	PRINCIPALES FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS	5
REVISION		
G. ORDONEZ		



bastante menor que la del cigüeñal, se puede afirmar entonces que el torque aplicado a las ruedas motrices, será mayor que el torque generado en el motor, debiendo, en todo caso, mantenerse el valor de la potencia generada (sin considerar las pérdidas).

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Torque en motor x RPM motor}}{\text{Const.}} =$$

$$= \frac{\text{Torque ruedas motrices x RPM ruedas motrices}}{\text{Const.}}$$

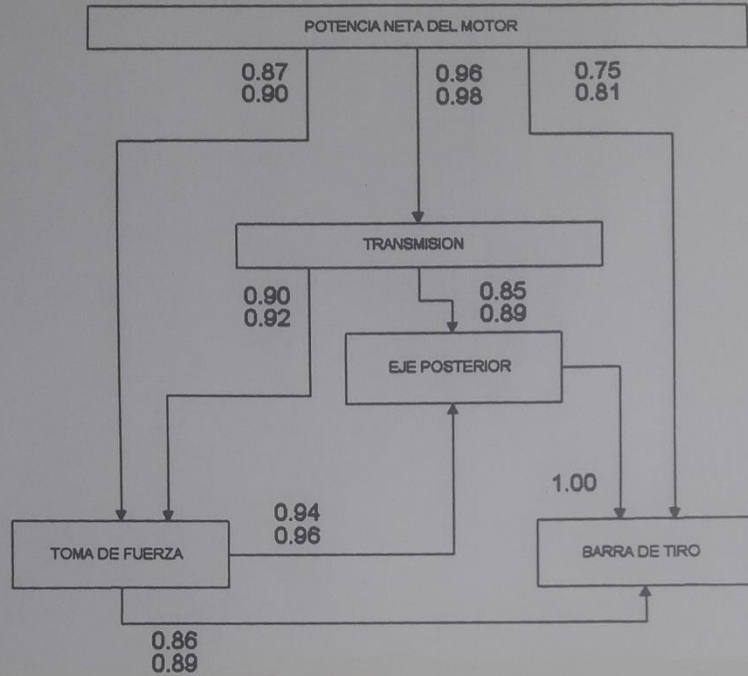
El valor de la constante dependerá de las unidades empleadas. Por otro lado, llamando al torque aplicado a las ruedas motrices "Torque de Impulsión" y al torque generado en el motor "Torque Motor", se tendrá que cuando el motor funcione uniformemente, entre ambos valores existirá la siguiente relación:

$$T_{\text{imp}} = T_{\text{mot}} i_{\text{tr}} \eta_{\text{tr}} \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

$i_{\text{tr}}$  = Relación de reducción total en el tren motriz

$\eta_{\text{tr}}$  = Eficiencia mecánica de transmisión del tren  
motriz.



Fuente: Manual de Maquinaria Agrícola Hunt D.  
Ediciones Ciencia y Técnica S.A. - 1987  
MEXICO

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	EFICIENCIAS INTERNAS EN LA TRANSMISION DE POTENCIA EN TRACTORES AGRICOLAS DE RUEDAS	6
REVISION		
G. ORDONEZ		

Para aplicaciones prácticas, se ha generalizado el uso de las curvas desarrolladas por los fabricantes, donde se muestra la variación del torque y la potencia de un motor determinado en función de la frecuencia de giro del cigüeñal.

En la ecuación anterior, se observa que el torque de impulsión depende de la relación de reducción en el tren motriz, la cual puede ser modificada por el operador, en función de las condiciones de marcha, y finalmente, el torque de impulsión estará influenciado también por la eficiencia mecánica de transmisión, la cual refleja las pérdidas por rozamiento, resbalamientos etc., dependiendo su magnitud de muchos factores (tipo de engranajes, número de pares de engranajes, forma de acoplamiento de los mismos, condiciones de lubricación, etc.) siendo su determinación bastante compleja; sin embargo se ha encontrado que, para tractores de ruedas, en las condiciones planteadas en esta tesis, el valor de  $\eta_{tr}$  se encuentra entre 0.88 y 0.93.

### **5.1.2 Fuerzas tangenciales de impulsión y reacción**

La transmisión del torque de impulsión desde las ruedas motrices del tractor a la superficie de rodadura, genera la aparición de las correspondientes reacciones tangenciales, las cuales están en la dirección y sentido de avance del tractor y por lo tanto lo impulsan a este hacia adelante, por este motivo a estas fuerzas se les denominará "Fuerzas de Impulsión" ( $X_p$ ) y el brazo de momento en relación al eje de giro de las llantas, será el radio de las mismas ( $r_p$ ). Para el caso más general se tendrá:

$$X_p = \frac{T_{imp} - T_{jp} - T_{fp}}{r_p}$$

Siendo:

$T_{jp} =$  Torque producido por las fuerzas tangenciales de inercia, tanto de las ruedas motrices como de los demás componentes rotativos del tren motriz y que se manifiesta al frenar o acelerar el giro. Cuando el movimiento es uniforme, este término es igual a cero.

$T_{fp} =$  Torque necesario para vencer la resistencia a la rodadura de las ruedas motrices.

Definiendo:

$$F_{tg} = \frac{T_{imp}}{r_p} = \text{Fuerza tangencial de tracción en marcha estable}$$

Se tendrá:

$$X_p = F_{tg} - \frac{T_{jp} + T_{fp}}{r_p} \dots\dots\dots (2)$$

La reacción  $X_d$  generada por el camino sobre las ruedas delanteras, oponiéndose al avance del tractor, puede ser determinada evaluando los torques aplicados a las ruedas delanteras, con respecto al eje geométrico de las mismas.

$$X_d r_d = T_{fd} + T_{jd} + T_r$$

Donde:

$T_{fd} =$  Torque de resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras

$T_{jd} =$  Torque de las fuerzas tangenciales de inercia de las ruedas delanteras que surge como consecuencia de su rotación con velocidad angular variable.

$T_r =$  Torque generado por rozamiento de los cojinetes de las ruedas.

Sabiendo que, en todos los casos, las ruedas delanteras de los tractores son montadas sobre rodamientos, se puede descartar el término  $T_r$  debido a su valor insignificante, quedando la ecuación.

$$X_d = \frac{T_{fd} + T_{jd}}{r_d} \dots\dots\dots (3)$$

### **5.1.3 Fuerzas externas de resistencia al avance del tractor**

Existen diversas fuerzas externas que se oponen al movimiento del tractor, siendo algunas de ellas de magnitudes muy reducidas por lo que no se les tomará en cuenta en el presente trabajo. Las fuerzas de resistencia que, si son significativas, serán evaluadas a continuación.

**a) Fuerza de resistencia a la rodadura.-** Las cualidades de adherencia de las ruedas al terreno, se evalúan mediante un coeficiente, denominado "Coeficiente de Adherencia" ( $\phi$ ) (Cuadro N° 15) que es en cierta forma, análogo al concepto de coeficiente de fricción usado en diseño mecánico, pese a que, el comportamiento de las ruedas y la superficie de rodadura es sumamente complejo debido a la naturaleza deformable de ambos. Para fines prácticos, se puede considerar, con bastante aproximación, que, durante el trabajo de una rueda motriz, las tensiones que surgen en el suelo, por acción del torque de impulsión, son creadas directamente por la fuerza tangencial de tracción ( $F_{tg}$ ), por lo tanto, en la rueda motriz, el valor máximo que podrá alcanzar esta fuerza, responderá a la siguiente ecuación:

$$F_{\phi} = \phi Y_p \dots\dots\dots (4)$$

Donde:

$F_{\phi}$  = Valor máximo de la fuerza tangencial de tracción.

$\phi$  = Coeficiente de Adherencia

$Y_p$  = Reacción normal del camino sobre las ruedas motrices

En oposición a esta fuerza, actuará sobre las llantas la "Fuerza de Resistencia a la Rodadura", ocasionada por la fricción entre las llantas y el suelo, y tal como se indicó, esta fuerza es de naturaleza análoga a  $F_{\phi}$  pero obviamente de efectos opuestos. Designando esta fuerza como  $F_f$  y utilizando para su evaluación al coeficiente experimental  $f$  (Cuadro N° 15) llamado "Coeficiente de Resistencia a la Rodadura", se puede plantear una ecuación, análoga a la ecuación (4).

$$F_f = f G \cos\alpha = \left( \frac{T_{fd}}{r_d} + \frac{T_{fp}}{r_p} \right) \dots\dots\dots (5)$$

Donde:

$G \cos\alpha$  = Componente vertical del peso total del tractor (suponiendo que esté avanzando con una inclinación  $\alpha$  con respecto a la horizontal).

$f$  = Coeficiente de resistencia a la rodadura.

$T_{fd}, T_{fp}$  = Torque de resistencia a la rodadura de las llantas delanteras y posteriores respectivamente.

$r_d, r_p$  = Radio de las llantas delanteras y posteriores respectivamente.

**Cuadro N° 15**

**Coefficientes de adherencia ( $\varphi$ ) y resistencia a la rodadura ( $f$ ) en tractores agrícolas de ruedas**

<b>Tipo de suelo</b>	<b>Adherencia (<math>\varphi</math>)</b>	<b>Resistencia a la rodadura (<math>f</math>)</b>
<b>Camino seco de tierra</b>	<b>0,6 – 0,8</b>	<b>0,03 – 0,05</b>
<b>Tierras eriazas compactas</b>	<b>0,7 – 0,9</b>	<b>0,05 – 0,07</b>
<b>Campo baldío, sin labrar varios años. Prado seco</b>	<b>0,6 – 0,8</b>	<b>0,06 – 0,08</b>
<b>Campo recién cosechado</b>	<b>0,6 – 0,8</b>	<b>0,08 – 0,10</b>
<b>Campo labrado</b>	<b>0,5 – 0,7</b>	<b>0,12 – 0,18</b>
<b>Campo preparado para siembra</b>	<b>0,4 – 0,6</b>	<b>0,16 – 0,18</b>

**Fuente: Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles  
Chudakov D.A. Editorial MIR 1977 Moscú**

**b) Fuerza de resistencia ocasionada por las pendientes.** - Cuando el tractor se desplaza sobre una superficie horizontal, se puede considerar que su peso total, está aplicado a su centro de gravedad. Si el tractor opera en sentido ascendente, sobre una superficie que presenta una inclinación  $\alpha$  con respecto a la horizontal, el peso ( $G$ ) del tractor podrá ser descompuesto en dos componentes:

$G \cos\alpha$           Normal a la superficie de rodadura

$G \sen\alpha$           Paralela a la superficie de rodadura

La primera actúa apretando las ruedas contra el camino y por consiguiente causarán las correspondientes reacciones (del camino sobre las ruedas) las que a la vez serán la causa de los torques  $T_{fd}$ ,  $T_{fp}$  que aparecen en la ecuación (5).

La otra componente, que actúa en forma paralela a la superficie de rodamiento; tiene una dirección contraria a la marcha, oponiéndose al ascenso del tractor. Considerando que esta resistencia debe su existencia únicamente a la inclinación  $\alpha$  del camino, puede ser definida entonces mediante la siguiente expresión:

$$F_{\alpha} = G \sen\alpha \dots\dots\dots (6)$$

**c) Fuerza de Resistencia por la inercia de las piezas del tractor.** - Cuando el tractor avanza en movimiento rectilíneo irregular, la fuerza de inercia ( $F_j$ ) de todas las piezas del tractor, puede ser calculada mediante la siguiente expresión:



$$F_j = \frac{G}{g} j \dots\dots\dots (7)$$

Donde:

$g$  = Aceleración de la gravedad

$G$  = Peso total del tractor

$j$  = Aceleración (positiva o negativa) del movimiento rectilíneo de avance del tractor.

Además de  $F_j$ , se debe tomar en cuenta también los torques que se oponen a la rotación de las ruedas del tractor y que son causados por las respectivas inercias de cada rueda. La determinación de todos estos valores es sumamente complicada y presupone, entre otras cosas, conocer los pesos y momentos de inercia de todos los componentes del tractor. Como esta condición es imposible de cumplir al inicio del diseño de un nuevo tractor, se puede estimar el efecto total, en forma aproximada, para lo cual se emplea la siguiente ecuación:

$$F_{jres} = (F_j + \frac{T_{jp}}{r_p} + \frac{T_{jd}}{r_d}) = \delta_{gir} F_j \dots\dots\dots (8)$$

donde:

- $F_{jres}$  = Fuerza total de resistencia al avance del tractor, generada por la inercia.
- $F_j$  = Fuerza de inercia que surge como consecuencia de la velocidad variable en marcha rectilínea del tractor.
- $T_{jd}$  = Torque de las fuerzas tangenciales de inercia de las ruedas delanteras, que surge como consecuencia de su rotación con velocidad angular variable.
- $r_d, r_p$  = Radio de las llantas delanteras y posteriores respectivamente.
- $\delta_{gir}$  = Coeficiente que refleja la influencia que ejercen todas las masas giratorias del tractor en la marcha irregular del mismo.

Con bastante aproximación, se puede calcular  $\delta_{gir}$  mediante la siguiente fórmula empírica:

$$\delta_{gir} = 1.15 + 0.001 i_{tr} \dots\dots\dots (9)$$

Siendo:

$$i_{tr} = \text{Relación de reducción total en el tren motriz}$$

Reemplazando (7) y (9) en (8) se tendrá finalmente:

$$F_{jres} = (1.15 + 0.001 i_{tr}) \left( \frac{G}{g} j \right) \dots\dots\dots (10)$$

**5.1.4 Balance de tracción.** - Tomando en cuenta las fuerzas mostradas en el esquema de la lámina N° 5, se puede plantear la siguiente ecuación que expresa el balance de tracción del tractor.

$$X_p = X_d + G \operatorname{sen}\alpha + F_j + F_{gan} \dots\dots\dots (11)$$

Reemplazando en esta ecuación los términos  $X_p$  por la expresión (2) y  $X_d$  por la expresión (3) y ordenando se tendrá:

$$F_{tg} = \left( \frac{T_{fd}}{r_d} + \frac{T_{fp}}{r_p} \right) + \left( \frac{T_{jd}}{r_d} + \frac{T_{jp}}{r_p} + F_j \right) + G \operatorname{sen}\alpha + F_{gan} \dots\dots\dots (12)$$

En esta expresión se puede observar que la fuerza tangencial de tracción del primer miembro, es equilibrada por las fuerzas de resistencia mostradas en el segundo miembro, así el primer paréntesis es la fuerza de resistencia a la rodadura presentada en la ecuación (5), el segundo paréntesis corresponde a la fuerza de resistencia por la inercia mostrada en las ecuaciones (8) y (10), en tanto que el término  $G \operatorname{sen}\alpha$  es la fuerza de resistencia ocasionada por la pendiente tal como se indica en la ecuación (6) y finalmente, el último término es la resistencia causada por los remolques o implementos agrícolas acoplados al tractor.

Haciendo los reemplazos correspondientes en (12) se tendrá:

$$F_{tg} = (f G \operatorname{cos}\alpha) + \left[ (1.15 + 0.001 i_{tr}) \frac{G}{g} j \right] + G \operatorname{sen}\alpha + F_{gan} \dots\dots\dots (13)$$

Finalmente, recordando que se había definido

$$F_{tg} = \frac{T_{imp}}{r_p} \quad \text{y} \quad T_{imp} = T_{mot} i_{tr} \eta_{tr}$$

se puede hacer los reemplazos y despejes correspondientes en (13) para obtener

$$T_{mot} = \frac{r_p}{i_{tr} \eta_{tr}} [(f G \cos\alpha) + ((1.15 + 0.001 i_{tr}) \frac{G}{g} j) + G \operatorname{sen}\alpha + F_{gan}] \dots\dots\dots (14)$$

La ecuación (14) es sumamente importante ya que, debido a que involucra a todas las fuerzas de resistencia, el valor resultante, corresponderá a la magnitud del torque máximo teórico que deberá desarrollar el motor, siendo por lo tanto uno de los dos factores que inciden directamente en la selección de este.

Además, más adelante, cuando se calcule la potencia máxima, será posible también determinar el valor del torque ( $T_{nom}$ ), correspondiente a dicha potencia, mediante la siguiente relación:

$$K_{ad} = \frac{T_{mot}}{T_{nom}} \dots\dots\dots (14a)$$

Siendo:

$K_{ad} =$  Coeficiente de adaptación del motor según el torque.

Este coeficiente permite tener una idea de la reacción del motor cuando es sometido a sobrecargas. Para motores diesel utilizados en tractores agrícolas de ruedas, según Chudakov, el valor de  $K_{ad}$  puede ser:

$$K_{ad} = 1.10 \text{ hasta } 1.30$$

**5.1.5 Balance de potencia en el tractor.** - Esta expresión, al ser desarrollada, permitirá calcular la potencia máxima teórica que necesitará el tractor, lo cual es el segundo factor que se necesitará para la elección del motor. La ecuación general de balance de potencia de un tractor, es una expresión que muestra la forma como se consume, durante el trabajo, la potencia generada por el motor, y tiene la siguiente forma:

$$P_e = P_{tr} + P_{\delta} + P_f \pm P_i \pm P_j + P_{gan} + P_{pr} + P_{tf} \dots\dots\dots (15)$$

Donde:

$P_e$  = Potencia efectiva entregada por el motor.

$P_{tr}$  = Potencia requerida para vencer las pérdidas mecánicas internas en el tren motriz.

- $P_{\delta}$  = Potencia requerida para vencer el resbalamiento de los componentes del tren motriz.
- $P_f$  = Potencia requerida para vencer la resistencia del camino a la rodadura del tractor.
- $P_i$  = Potencia requerida para vencer las rampas.
- $P_j$  = Potencia requerida para vencer la inercia al acelerar o frenar el tractor.
- $P_{gan}$  = Potencia requerida para la tracción de los implementos o carro de transporte acoplado al tractor.
- $P_{pr}$  = Potencia requerida para vencer las pérdidas mecánicas en el accionamiento de la toma de fuerza.
- $P_{tf}$  = Potencia útil obtenida desde la toma de fuerza

Por otra parte, para evaluar la utilización de la potencia se puede plantear las siguientes expresiones:

$$\eta = \frac{P_{gan} + P_{tf}}{P_e}$$

A esta expresión se le denomina "Eficiencia total del Tractor", estando referida a un tractor que se desplaza con movimiento constante y sobre una superficie horizontal.

A la relación

$$\eta_{trac} = \frac{P_{gan}}{P_e - (P_{pr} + P_{tf})} \dots\dots\dots (16)$$

Se le denomina "Eficiencia de Tracción" estando referida a las mismas condiciones de marcha que el caso anterior. Cuando el tractor opera sin usar la toma de fuerza, la expresión se reduce a:

$$\eta_{\text{trac}} = \frac{P_{\text{gan}}}{P_e} \dots\dots\dots (17)$$

Cuando el trabajo del tractor es estacionario, (sin desplazamiento) la eficiencia total del tractor será:

$$\eta = \eta_{\text{tf}} \dots\dots\dots (18)$$

Donde:

$\eta_{\text{tf}}$  = Eficiencia del accionamiento de la toma de fuerza.

Además, la eficiencia de tracción, puede ser expresada también como:

$$\eta_{\text{trac}} = \eta_{\text{tr}} \eta_{\delta} \eta_f \dots\dots\dots (19)$$

Donde:

$\eta_{\text{tr}}$  = Eficiencia mecánica de transmisión del tren motriz.

$\eta_{\delta}$  = Coeficiente que indica las pérdidas para vencer el resbalamiento de las ruedas motrices.

$\eta_f$  = Coeficiente que tiene en cuenta las pérdidas para vencer la resistencia a la rodadura.

De la ecuación (1) se tiene que:

$$\eta_{tr} = \frac{T_{imp}}{T_{mot} i_{tr}} \dots\dots\dots (20)$$

Considerando que el resbalamiento de un vehículo es, la proporción de pérdida de velocidad por causa del patinaje de las ruedas sobre el suelo, se puede definir:

$$\delta = \frac{V_t - V}{V_t} \dots\dots\dots (21)$$

Donde:

$\delta$  = Resbalamiento

$V_t$  = Velocidad teórica para una condición dada

$V$  = Velocidad real para la misma condición.



Además:

$$\eta_{\delta} = \frac{V}{V_t} \dots\dots\dots (22)$$

Siendo:

$\eta_{\delta}$  = Eficiencia de avance tomando en cuenta el resbalamiento de las ruedas motrices.

Reemplazando (22) en (21) y ordenando

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta \dots\dots\dots (23)$$

Según los resultados obtenidos en experimentos con tractores agrícolas de ruedas, se puede considerar que el valor de  $\delta$  oscila entre 0.15 y 0.18 (Ver Chudakov y Gurevich).

Finalmente, recordando que la fuerza útil de un tractor es la fuerza de tracción en el gancho ( $F_{gan}$ ), en tanto que la fuerza disponible en las ruedas de tracción es  $F_{tg}$ , se puede definir una eficiencia  $\eta_f$  que tome en cuenta las pérdidas por resistencia a la rodadura de un tractor.

$$\eta_f = \frac{F_{gan}}{F_{tg}} \dots\dots\dots (24)$$

Si suponemos que el tractor opera sobre una superficie horizontal, con  $F_{gan}$  actuando también en una dirección horizontal y con velocidad constante, se tendrá que la expresión (13) que define a la fuerza tangencial podrá expresarse de la siguiente forma:

$$F_{tg} = F_{gan} + f G$$

Reemplazando en (24) y despejando:

$$\eta_f = \frac{F_{gan}}{F_{gan} + f G} \dots \dots \dots (25)$$

Retomando la ecuación (15) se tendrá que el balance de potencia (expresado en CV) toma la siguiente forma:

$$P_e = P_e(1 - \eta_{tr}) + P_e(\delta) + \frac{F_f v}{75} \pm P_i \pm P_j + P_{gan} + P_{pr} + P_{tf}$$

Suponiendo una superficie de rodadura horizontal y una velocidad constante del tractor, y considerando que la toma de fuerza es accionada solo cuando el tractor está detenido, la expresión se reduce:

$$P_e = P_e(1 - \eta_{tr}) + P_e(\delta) + \frac{F_f v}{75} + P_{gan}$$

$$P_e = P_e(1 - \eta_{tr}) + P_e(1 - \eta_{\delta}) + \frac{F_f v}{75} + P_{gan}$$

Despejando de (17)

$$P_e = \frac{P_{gan}}{\eta_{trac}}$$

$$P_e = \frac{P_{gan}}{\eta_{trac}} - \frac{P_{gan} \eta_{tr}}{\eta_{trac}} + \frac{P_{gan}}{\eta_{trac}} - \frac{P_{gan} \eta_{\delta}}{\eta_{trac}} + P_{gan} + \frac{F_f v}{75}$$

Recordando que en la ecuación (5) se había establecido que:

$$F_f = f G$$

cuando el tractor opera sobre una superficie horizontal se tendrá:

$$P_e = \frac{P_{gan}}{\eta_{trac}} - \frac{P_{gan} \eta_{tr}}{\eta_{trac}} + \frac{P_{gan}}{\eta_{trac}} - \frac{P_{gan} \eta_{\delta}}{\eta_{trac}} + P_{gan} + \frac{f G v}{75}$$

Finalmente, ordenando se obtiene:

$$P_e = \frac{P_{gan}}{\eta_{trac}} (2 + \eta_{trac} - \eta_{tr} - \eta_{\delta}) + \frac{f G v}{75} \dots\dots\dots (26)$$

Esta expresión permitirá calcular la potencia máxima requerida por el tractor, la cual debe ser desarrollada por el motor del mismo.

**5.1.6 Selección del motor.** - Los parámetros fundamentales para efectuar la selección de un motor son la potencia y el torque, sin embargo, considerando que ambos valores no son estáticos, sino por el contrario, pueden sufrir variaciones en cualquier momento por una gran

cantidad de motivos, se hizo necesario desde hace mucho tiempo uniformizar y normalizar las condiciones para la medición de ambos parámetros, así como también establecer los criterios para interpretar los resultados.

En diferentes países, se han establecido normas gubernamentales a este respecto, sin embargo, algunas de ellas se han difundido ampliamente y suelen ser aceptadas en gran parte del mundo.

En el Perú no existe actualmente ninguna norma técnica nacional relativa a la potencia de los motores de combustión interna, pese a que hasta hace pocos años se encontraba vigente una norma emitida por ITINTEC. Por esta razón y también por su amplia difusión, en nuestro país se ha generalizado el uso de las siguientes normas para evaluar la potencia de motores diesel.

<b>NORMA</b>	<b>ENTIDAD EMISORA</b>	<b>PAIS</b>
BSAU 141a : 1971	BRITISH STANDARD(BS)	GRAN BRETAÑA
SAE J 270	SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (SAE)	ESTADOS UNIDOS
DIN 6270 A/B DIN 70020	DIN	ALEMANIA
DIS 1585 DIR 2534	INTERNATIONAL STANDARIZATION ORGANIZATION (ISO)	INTERNACIONAL

En todos los casos, se establece que los motores deberán ser evaluados en dinamómetros, fijándose en forma minuciosa las condiciones en las que se debe realizar las pruebas y finalmente como mostrar los resultados, mediante las curvas de potencia, torque y consumo de combustible (las tres curvas trazadas en función de la frecuencia de rotación del cigüeñal). Estas tres curvas (indicando la norma que se ha utilizado) son difundidas por los fabricantes al momento de ofertar sus motores y constituyen la herramienta fundamental para comparar diferentes motores.

Para los efectos de la presente tesis tal como se indicó anteriormente, se utilizará como marco de referencia las condiciones enumeradas anteriormente.

**a) Cálculo de la Potencia Máxima.** - Observando lo indicado en el Cuadro N°16, los mayores consumos de energía para las labores agrícolas efectuadas con tractores de ruedas (que avanzan con una velocidad de 4.8 Km./hora) se registran en 2 casos:

- a) Cuando se usa un arado de vertedera o de disco y se trabaja en suelos pesados.
- b) Cuando se usa una cultivadora rotativa.

Según los datos del III Censo Agropecuario de 1994, en nuestro país, es mucho más utilizado el arado (de vertedera o discos) que la cultivadora rotativa, estando reservada esta última sólo a casos particulares. Considerando que, en esta tesis, se está planteando un diseño de un tractor para cubrir los requerimientos más frecuentes en la agricultura peruana, se asumirá por lo tanto que la fuerza en el gancho se empleará en accionar un arado, siendo la condición más desfavorable, cuando se trabaja en suelos pesados, requiriéndose en este caso una fuerza de tracción en el gancho (promedio) de 1123 Kg por metro de anchura del implemento.

### CUADRO N° 16

#### Requerimientos de tracción y energía para las faenas agrícolas más usuales ejecutadas con tractores

Implemento utilizado	Tracción por anchura unitaria del implemento (Kg./m)	Energía consumida (HP-HORA)/HA.
<b>Labranza</b>		
Arado de vertedera o disco (18 cm de profund.)		
En suelos ligeros	326—642	4,7—9,5
En suelos medios	540—968	7,9—14
En suelos pesados	785—1461	12—25
Arado de discos verticales (8—13 cm de profund.)	265—592	4,0—8,8
Arado sembrador en terreno duro, 1 m de espac.	592—1489	2,6—6,8
Sub-sembrador, 40 cm de profund., 1 m de espac.		
En suelos ligeros	1632—2682	3,9—6,5
En suelos medios	2376—3722	5,5—8,5
<b>Cultivo</b>		
Cultivadora de campo ( 8—13 cm de profund.)	92—449	1,3—6,6
Cultivadora rotativa ( 9—10 cm de profund.)	16,3—33 (HP/m)	14—26
Cultivadoras en hilera		
Superficiales	61—122	0,9—1,8
Profundas ( 8 cm de profundidad )	92—184	1,3—2,6
<b>Aplicación de sustancias químicas</b>		
Aplicador de urea	520—744	2,4—3,5
Recolector	0,3 HP	0,01—0,02
Distribuidor al voleo	1—3 HP	0,1—0,3
Distribuidor de campo	31—123	0,5—1,7

Fuente: Manual de maquinaria agrícola—Hunt D. —Ediciones Ciencia y Técnica S. A. —1987—México

Además, se considerará que el implemento tiene un ancho de 2.40 m. (con 5 discos) ya que, con este, se logrará una separación entre surcos de 60 cm. Utilizando la ecuación (26) se tendrá:

$$P_e = \frac{P_{gan}}{\eta_{trac}} (2 + \eta_{trac} - \eta_{tr} - \eta_{\delta}) + \frac{f G v}{76}$$

$$P_{gan} = 1123 \text{ Kg/m} \times 2.4 \text{ m} \times 1.33 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \times \frac{1 \text{ w} \times \text{seg}}{1 \text{ N} \times \text{m}} \times \frac{1 \text{ Kw}}{1000 \text{ w}} \times$$

$$\times 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}}$$

$$P_{gan} = 35.13 \text{ Kw} = 47 \text{ HP}$$

Según lo expuesto en 5.1.1, el valor de  $\eta_{tr}$  puede estar entre 0.88 y 0.93; para este caso se tomará un valor intermedio

$$\eta_{tr} = 0.9$$

Además, en 5.1.5, se indicaba que

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta$$

y el valor del resbalamiento  $\delta$  se encuentra entre 0.15 y 0.18, tomando para nuestro caso el valor intermedio de 0.16, entonces:

$$\eta_{\delta} = 1 - 0.16 = 0.84$$

Por otra parte, en (25) se había definido:

$$\eta_f = \frac{F_{gan}}{F_{gan} + f G}$$

Tomando de la Tabla N°15  $f = 0.17$  (correspondiente a las condiciones de rodadura mas desfavorables)

$$\eta_f = \frac{2695}{2695 + 0.17 (3000)} = 0.84$$

Además, en (19) se había establecido

$$\eta_{trac} = \eta_f \eta_\delta \eta_{tr}$$

Por tanto:

$$\eta_{trac} = 0.84 \times 0.84 \times 0.9$$

$$\eta_{trac} = 0.635$$

Reemplazando en (26)

$$P_e = \frac{47}{0.635} (2 + 0.635 - 0.9 - 0.84) + \frac{0.17 \times 3000 \times 1.33}{76}$$

$P_e = 75.17 \text{ HP} = 56 \text{ Kw}$
--



**b) Cálculo del torque máximo.** - El valor del torque máximo del motor es sumamente importante porque esta es la condición con la que también se obtiene la máxima fuerza tangencial de tracción en las llantas del tractor. Según se puede ver en la Lámina N°7, en condiciones normales de funcionamiento de un motor, este podrá llegar hasta un valor máximo de potencia ( $P_{\max}$ ) dependiendo de las cargas cada vez mayores que se le apliquen, y a este valor de potencia, corresponderá un valor de torque ( $T_{\text{nom}}$ ). Si se aplican cargas adicionales al motor, este reaccionará disminuyendo su frecuencia de giro, pero incrementando al mismo tiempo la magnitud del torque hasta un valor máximo ( $T_{\text{mot}}$ ). En 5.1.4, se había definido la relación entre ambos valores mediante el coeficiente de adaptación del motor ( $K_{\text{ad}}$ ), el cual puede tener un valor comprendido entre 1.10 y 1.30. Para los efectos de la presente tesis, se considerará un valor conservador

$$K_{\text{ad}} = 1.15$$

Para el cálculo del valor del torque máximo se utilizará la ecuación (14).

Según los requerimientos dimensionales, operativos y de explotación planteados en el Cuadro N°12, se considerará que las ruedas posteriores tendrán una dimensión de 18.4 x 34. Según la norma SAE J711 este tipo de llanta, tiene un diámetro exterior de diseño (en condiciones de trabajo) de 65.1 pulgadas (1653.5 mm), por lo tanto

$$r_p = 0.827 \text{ m.}$$

El avance del tractor por cada revolución de las llantas posteriores será:

$$\pi D = \pi \times 1.654 = 5.2 \text{ m/rev}$$

Asumiendo una velocidad de avance de 5 Km/hora cuando el tractor está en primera velocidad, se tendrá:

$$\frac{5000 \text{ m/hora}}{60 \text{ min/hora}} = 83.3 \text{ m/min}$$

$$\frac{83.3 \text{ m/min}}{5.2 \text{ m/Rev}} = 16 \text{ Rev/min en las llantas posteriores}$$

Dividiendo la frecuencia de rotación del motor (para la condición de potencia máxima) entre la frecuencia de rotación de las llantas, se tendrá la relación de reducción total en el tren motriz.

Tomando como frecuencia de rotación del motor 2300 RPM.

$$i_{tr} = \frac{2300}{16} = 143.75 \approx 145$$

Anteriormente, se ha establecido también que

$$\eta_{tr} = 0.9$$

El cálculo de la aceleración máxima que puede lograr el tractor (en avance) puede ser bastante complejo, pero para nuestros fines es posible tomar un estimado de la siguiente forma

$$\text{Velocidad inicial del tractor} = 0 \text{ m/seg}$$

$$\text{Velocidad máxima del tractor} = 35 \text{ Km/h} = 9.72 \text{ m/seg}$$

$$\text{Tiempo de aceleración} = 4 \text{ seg. (estimado en base a pruebas reales)}$$

$$J = \frac{V_{\text{fin}} - V_{\text{inic.}}}{\text{tiempo}} = \frac{9.72 - 0}{4} = 2.43 \text{ m/seg}^2$$

Finalmente, se considerará que el tractor podrá trabajar en una pendiente de hasta el 5% ( $\alpha = 2^{\circ}52'$ ) por lo tanto:

$$\text{Sen } \alpha = 0.0499$$

$$\text{Cos } \alpha = 0.9988$$

Reemplazando en la ecuación (14)

$$T_{\text{mot}} = \frac{0.827}{145 \times 0.9} [(0.17 \times 3000 \times 0.9988) + ((1.15 + 0.001 \times 150)$$

$$\frac{3000 \times 2.43}{9.81} + 3000 \times 0.0499 + 2695]$$

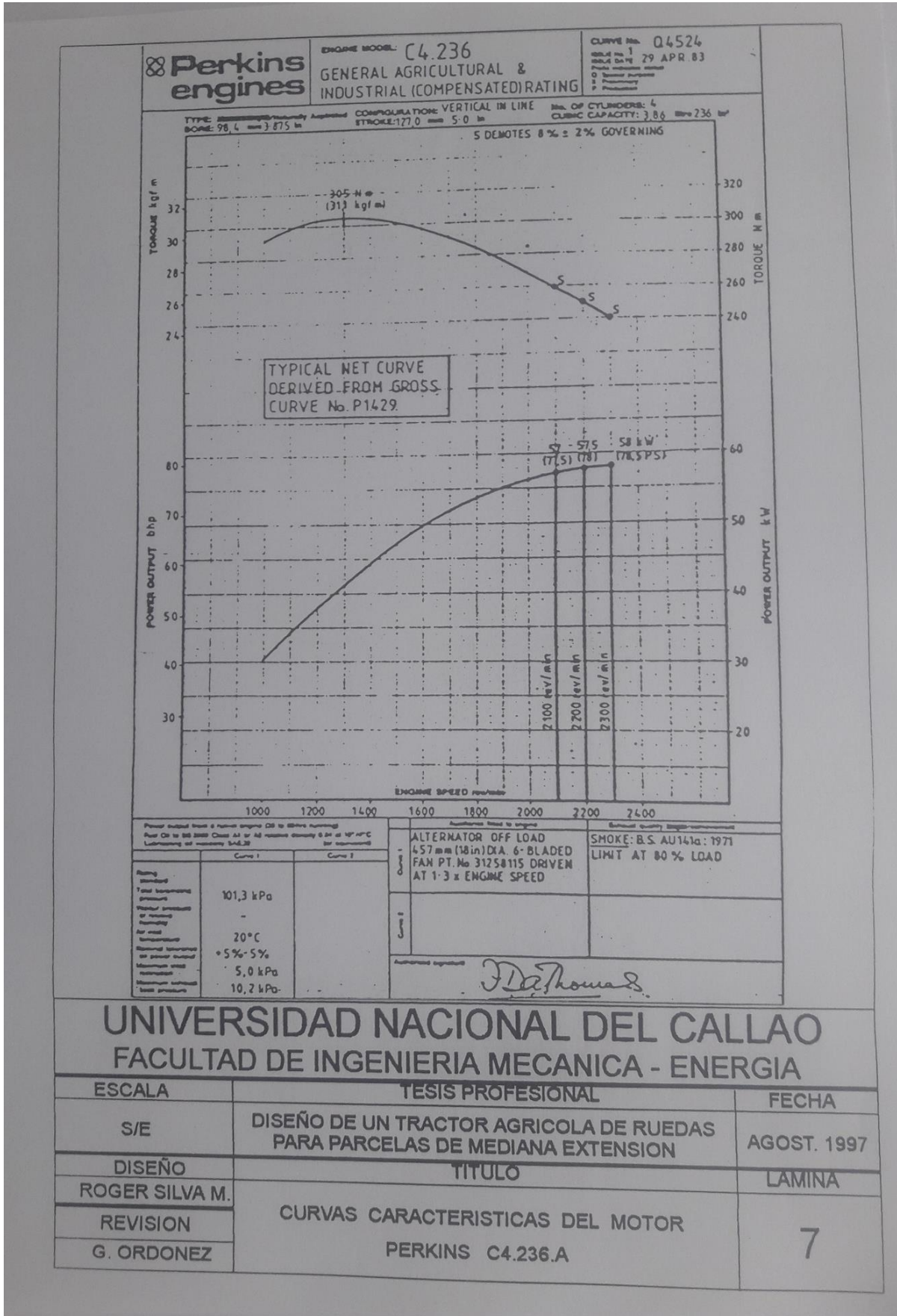
$$T_{\text{mot}} = \frac{0.827}{145 \times 0.9} (509.4 + 966 + 149.7 + 2695)$$

$T_{\text{mot}} = 27.38 \text{ Kg-m}$
---------------------------------------

Aplicando el coeficiente de adaptación del motor según el torque

$$K_{\text{ad}} = \frac{T_{\text{mot}}}{T_{\text{nom}}} = 1.15$$

$$T_{\text{nom}} = \frac{27.38}{1.15} = 23.80 \text{ Kg - m}$$



## UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO

### FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA

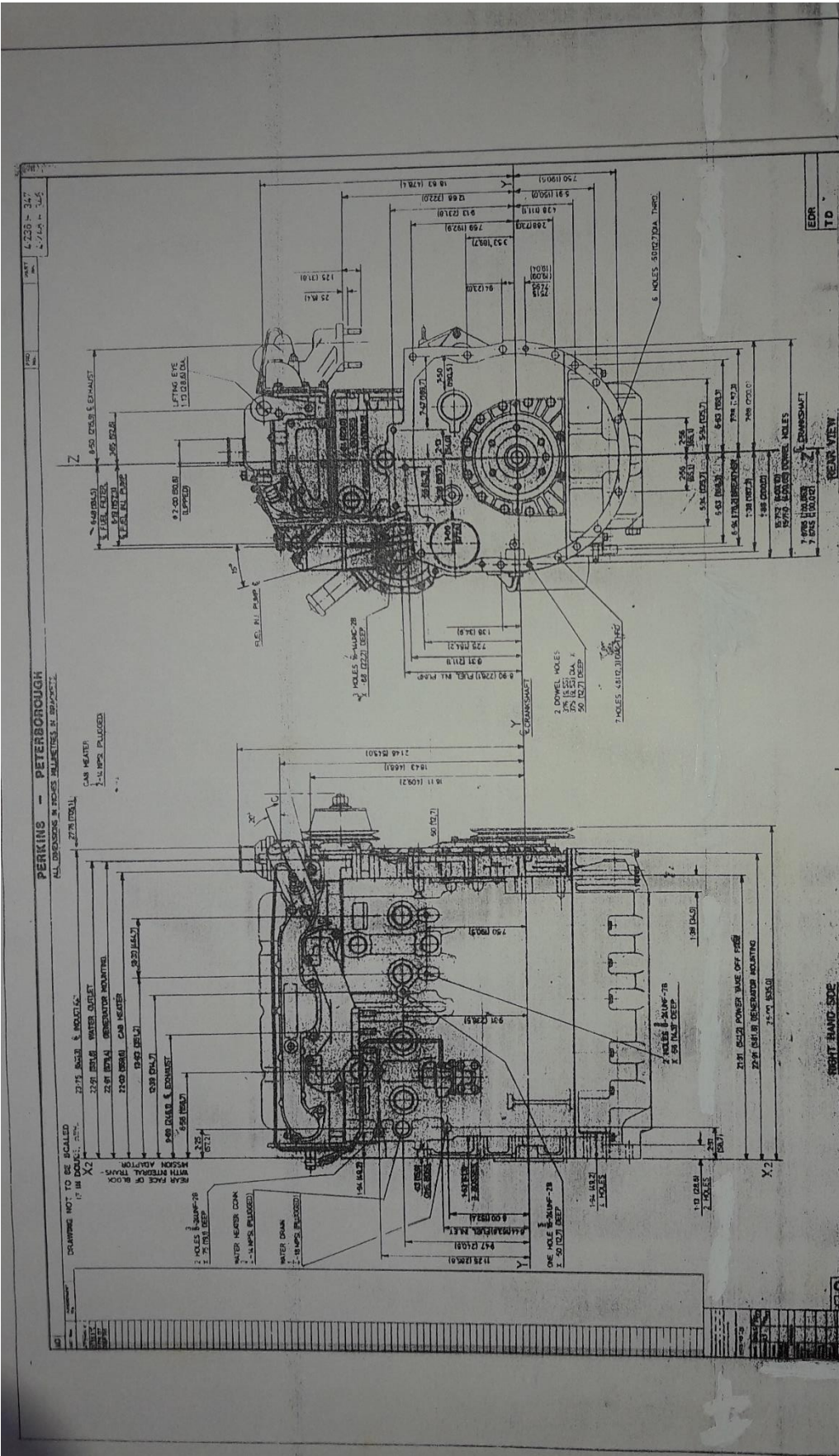
Conforme a lo que se indicó en 3.3.1, para el presente trabajo se especificará un motor que pueda ser suministrado localmente y que cumpla, obviamente, los requisitos enunciados en el Cuadro N°12.

Revisando la literatura técnica de la empresa nacional Motores Diesel Andinos S.A. (MODASA), único productor de motores en el Perú, se ha seleccionado el motor Perkins C4.236.A, el cual ha sido diseñado específicamente para ser utilizado en tractores agrícolas y cuyos valores de potencia, torque máximo y torque nominal (a potencia máxima) son ligeramente mayores a los valores calculados en los párrafos anteriores, tal como se puede ver en la Lámina N°7, y lo que es principal, cuenta con un sistema de admisión turbo compensado, que le permite operar en altura sin sufrir grandes pérdidas de potencia.

En las láminas N°8 y N°9 se muestran las dimensiones exteriores de este motor.

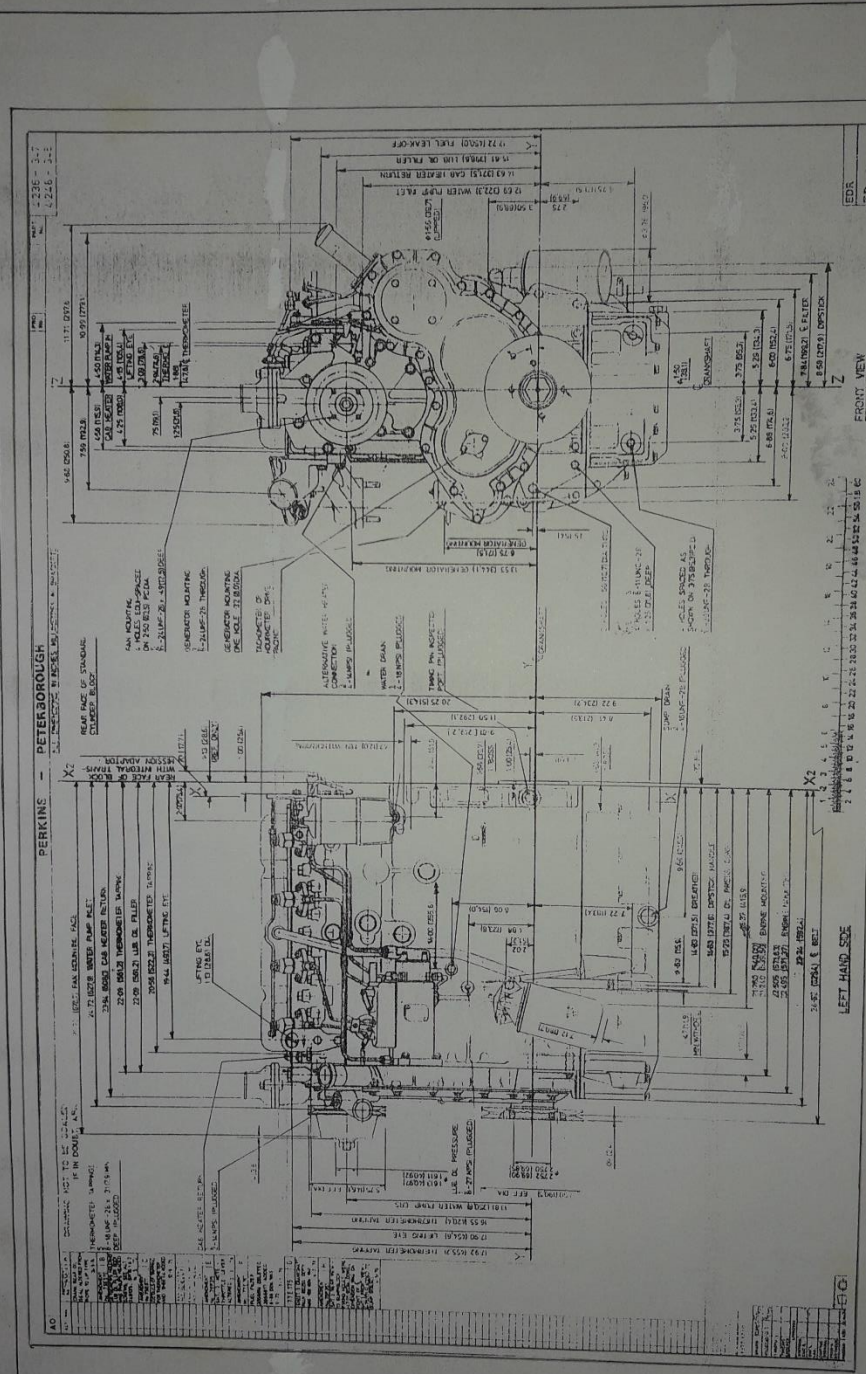
**5.2 Cálculo y Selección del Embrague.** - El embrague es un mecanismo que sirve para transmitir el torque generado por el motor a la transmisión del tractor, permitiendo desacoplarlos brevemente (para hacer los cambios en la caja) y volverlos a acoplar suavemente; además, el embrague cumple una muy importante función protectora, al limitar la magnitud del torque que transmite, evitando el efecto de las sobrecargas.

El embrague está instalado en la volante del motor, y en términos generales, debe ser dimensionado de tal forma que pueda transmitir con suficiente seguridad el torque máximo desarrollado por este, además su diseño debe permitir un funcionamiento uniforme, es decir, separar las piezas motrices de las conducidas y volverlas a acoplar suavemente, cargando de este modo progresivamente los mecanismos de transmisión de potencia, permitiendo de paso una aceleración controlada del tractor; finalmente, el embrague debe tener sus piezas conducidas con un momento de inercia reducido para evitar choques en los engranajes de la caja de transmisión.



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		FECHA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		AGOST. 1987
TESIS PROFESIONAL		LAMINA
SIE		TITULO
DISEÑO		DIMENSIONES PRINCIPALES DEL MOTOR
ROGER SILVA M.		PERKINS C4.236A
REVISION		
G. ORDONEZ		8

PERKINS C4 - BASE ENGINE - TRACTOR - MECHANICALLY GOVERNED - WATER PUMP - 341 (95.0) CRS.



4.236/C 4 - BASE ENGINE - TRACTOR-MECHANICALLY GOVERNED - WATER PUMP 13.8l (350.6) CRS

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO  
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA  
 ESCALA  
 SIE  
 FECHA  
 AGOST 1987  
 DISEÑO  
 ROGER SILVA M  
 REVISION  
 G. ORDONEZ  
 TITULO  
 DIMENSIONES PRINCIPALES DEL MOTOR  
 PERKINS C4.236 A  
 9

Existen diversas clases de embragues que responden a los requerimientos anteriores, sin embargo, el tipo más difundido (y que se le empleará en esta tesis) es el de fricción en seco, debido a su estructura sencilla, al pequeño momento de inercia de las piezas conducidas y a la facilidad de uso y reparación. Los embragues se caracterizan por la cantidad de discos propulsores y suelen ser de uno o de dos discos, estando determinada la cantidad de discos por el torque máximo del motor y por el diámetro del disco propulsado. Además, existen varias formas de comprimir los discos, siendo la más usada, mediante resortes, por lo que se considerará esta modalidad para el presente diseño.

El principal parámetro de un embrague es el torque de rozamiento ( $T_{emb}$ ) que responde a la siguiente ecuación

$$T_{emb} = \mu Q R_o i_{roz} \dots\dots\dots (27)$$

Donde:

$\mu$  = Coeficiente de rozamiento. Se puede considerar para fines de diseño un valor de 0.3

$Q$  = Fuerza de presión que actúa sobre los discos.

$R_o$  = Radio medio de rozamiento

$i_{roz}$  = Número de pares de superficies de rozamiento.

Además, se debe tomar en cuenta un coeficiente de seguridad para la transmisión del torque ( $\beta$ )

$$\beta = \frac{T_{emb}}{T_{mot}} \dots\dots\dots (28)$$



Siendo  $T_{\text{mot}}$ , el torque máximo generado por el motor y  $\beta = 2.0$  hasta 3.0.

Por otro lado, se puede adoptar

$$R_o = 0.5 (R_1 + R_2) \dots\dots\dots (29)$$

La dimensión del radio exterior del disco ( $R_1$ ) estará condicionada por las dimensiones de la volante del motor y el radio interior de la superficie de rozamiento ( $R_2$ ) será aproximadamente

$$R_2 = (0.6 \text{ A } 0.7) R_1 \dots\dots\dots (30)$$

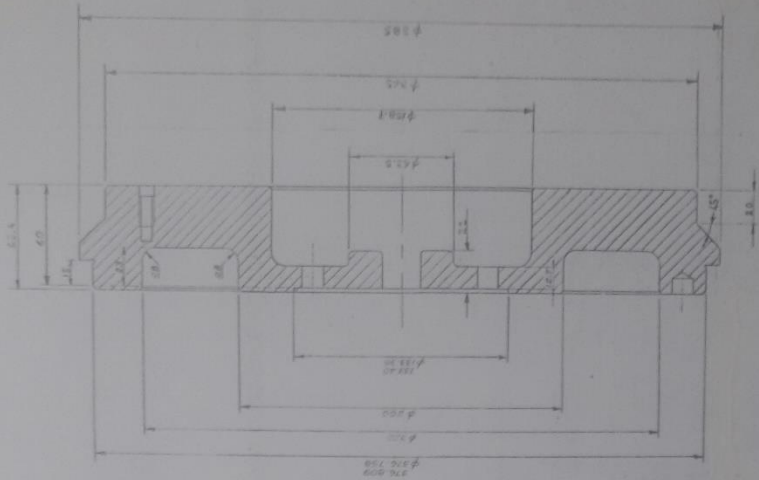
En la Lámina N° 10 se muestra las dimensiones de la volante del motor elegido para la presente tesis (Perkins, de aplicación agrícola, Modelo C4. 236.A), pudiéndose observar que la superficie prevista para alojar al disco de embrague tiene un diámetro de 312.12/311.61 mm, suficiente para recibir a un disco de 12 pulgadas (305 mm).

El número de pares de superficies de rozamiento puede ser determinado mediante la siguiente expresión:

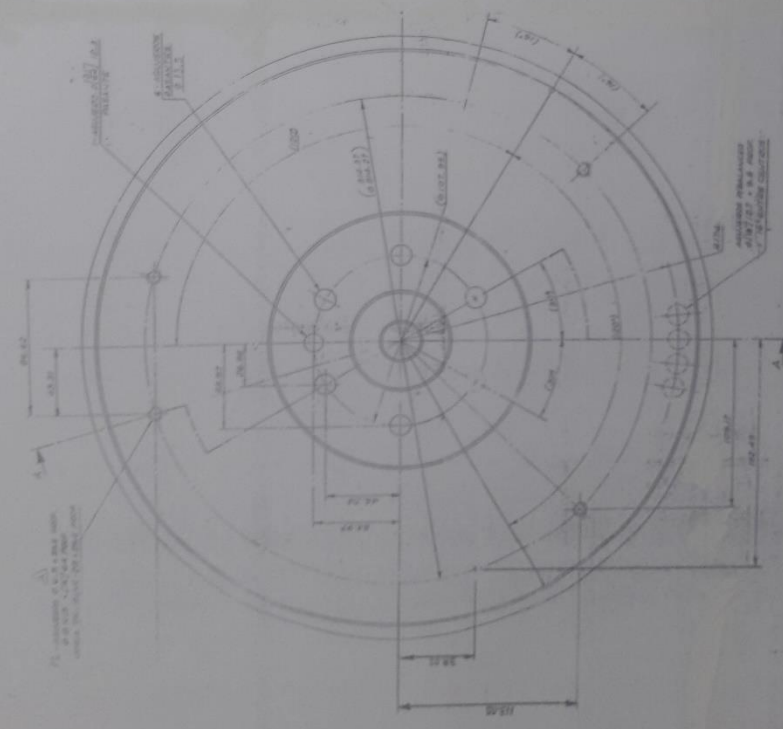
$$i_{\text{roz}} = m + n - 1 \dots\dots\dots (31)$$

$m$  = Número de discos propulsores

$n$  = Número de discos propulsados



A-A



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		FECHA	10
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		TITULO	CAJERA
ESCALA	TESTE PROFESIONAL	FECHA	
SE	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOSTO 1987	
DISEÑO			
REVISOR			
REVISOR	VOLANTE DEL MOTOR PERKINS		
D. ORDOÑEZ	CAJERA		

FALD. Aprob. 37.86.

Suponiendo que la fuerza de apriete ( $Q$ ) se reparte uniformemente sobre toda la superficie de rozamiento, se tendrá entonces una presión unitaria ( $q$ ), pudiendo establecerse la siguiente relación:

$$Q = q 2\pi R_o b \dots\dots\dots (32)$$

Donde

$$b = R_1 - R_2$$

El valor de  $q$  en tractores medianos está comprendido entre 2 y 3 Kg/cm<sup>2</sup>

Considerando preliminarmente  $R_1 = 15.25$  cm (6"), según lo previsto en el Cuadro N° 12, y  $R_2 = 0.65 R_1$

$$R_o = 0.5 (R_1 + 0.65 R_1) = 0.825 R_1$$

$$R_o = 12.58 \text{ cm}$$

$$b = R_1 - 0.65 R_1 = 0.35 R_1$$

$$b = 5.3375 \text{ cm}$$

Reemplazando en (32), y considerando  $q = 2.5$

$$Q = 2\pi \times 2.5 \times 12.58 \times 5.3375$$

$$Q = 1054.72 \text{ Kg.}$$

Considerando

$$i_{\text{roz}} = m + n - 1$$

$$m = \text{Discos propulsores} = 2$$

$$n = \text{Discos propulsados} = 1$$

$$i_{\text{roz}} = 2 + 1 - 1$$

$$i_{\text{roz}} = 2$$

Reemplazando en (27)

$$T_{\text{emb}} = 0.3 \times 1054.72 \times 12.58 \times 2$$

$$T_{\text{emb}} = 7961 \text{ Kg} \cdot \text{cm} = 79.61 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

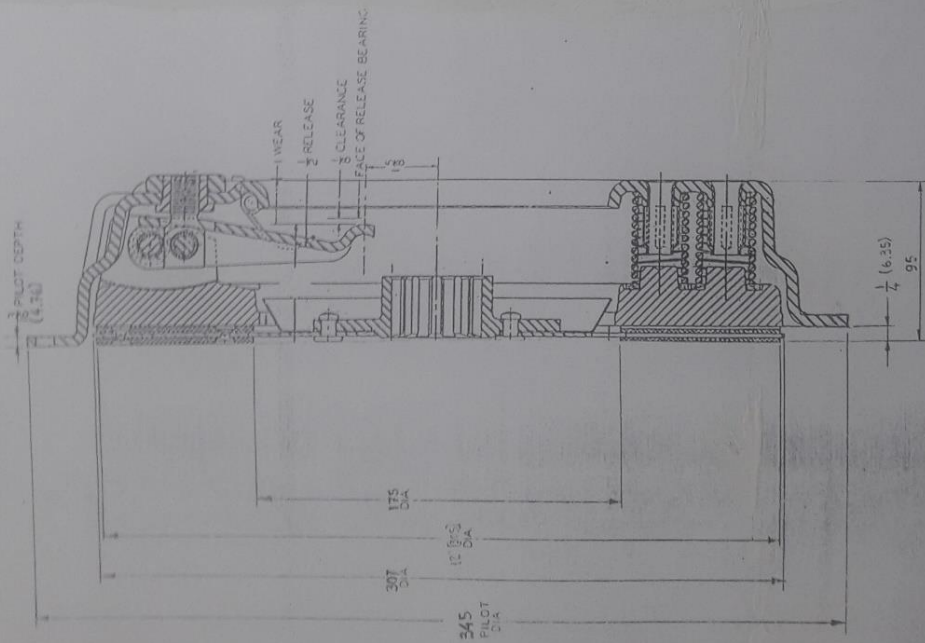
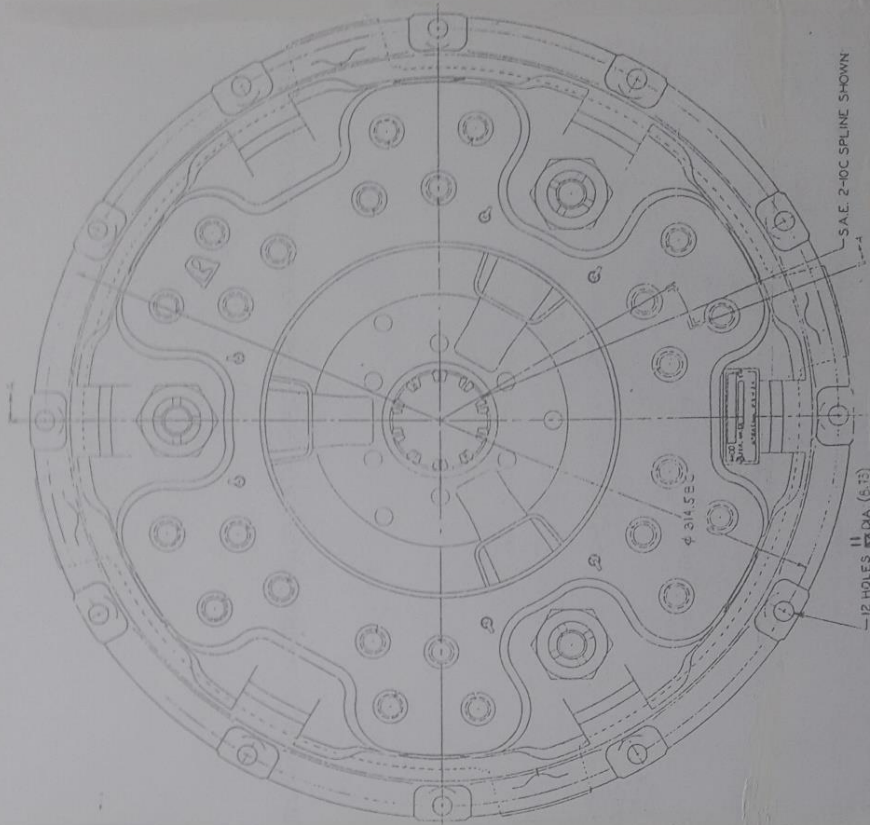
Considerando el torque máximo del motor Perkins C4.236.A y reemplazando en (28)

$$\beta = \frac{79.61}{31.1} = 2.56$$

Este último resultado permite confirmar la validez del cálculo realizado, ya que significa que el coeficiente de seguridad con el que trabajaría un embrague de las características consideradas es de 2.56 es decir, se encuentra dentro del rango previamente especificado (entre 2 y 3).

Para la presente tesis se ha seleccionado un embrague tipo **12-2DPB**, fabricado por la empresa Borg - Warner do Brasil, el cual cumple con los parámetros antes calculados, según la literatura técnica proporcionada por su representante en nuestro país.

En la lámina N° 11 se muestra las dimensiones principales de este embrague.



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		ESCALA	FECHA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		TESIS PROFESIONAL	AGOST. 1997
DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION		TITULO	LAMINA
EMBRAGUE BORG & WARNER		MODELO 12 - 2DPS	11
DISEÑO	ROGER SILVA M.	REVISION	G. ORDONEZ

**5.3 Cálculo y selección del sistema de transmisión.** - El sistema de transmisión, es un mecanismo bastante complejo, que sirve para variar la fuerza de tracción (en llantas) y la velocidad de desplazamiento del tractor, en función de las condiciones encontradas en el camino; se acopla y se desacopla del motor mediante el embrague y además permite que el tractor pueda también retroceder.

Como regla general, este sistema suele ser producido por los propios fabricantes de tractores (directamente o por encargo), para su uso exclusivo ya que incorporan numerosos detalles cubiertos por patentes, sin embargo, existen también empresas que fabrican y comercializan estos sistemas en forma independiente, suministrándolos libremente a cualquier fabricante de tractores que lo requiera. Además de resolver previamente los aspectos involucrados, esta transacción, evidentemente requerirá también una estrecha coordinación entre las empresas compradora y vendedora para definir con absoluta claridad todos los aspectos técnicos, sobre todo lo relativo a la compatibilización física con los demás sistemas del tractor, la cobertura de la garantía y el suministro de repuestos, además se deberá buscar que la empresa proveedora, acepte la posibilidad de efectuar ajustes de diseño para adecuarse a las necesidades del cliente.

Cabe señalar que esta modalidad de producción pese a que pueda parecer demasiado complicada, en el fondo resulta una buena alternativa para volúmenes de producción limitados, ya que de esta forma el fabricante de tractores evita o posterga la realización de una cuantiosa inversión, ya sea en instalaciones y equipos para la fabricación de las transmisiones o en el desarrollo de las mismas hasta el momento en que la magnitud del mercado y el desarrollo tecnológico del país lo permita. Como referencia, se puede mencionar que esta modalidad ha sido empleada en Brasil y Argentina por las empresas AGRALE y ZANELO respectivamente con muy exitosos resultados en ambos casos.

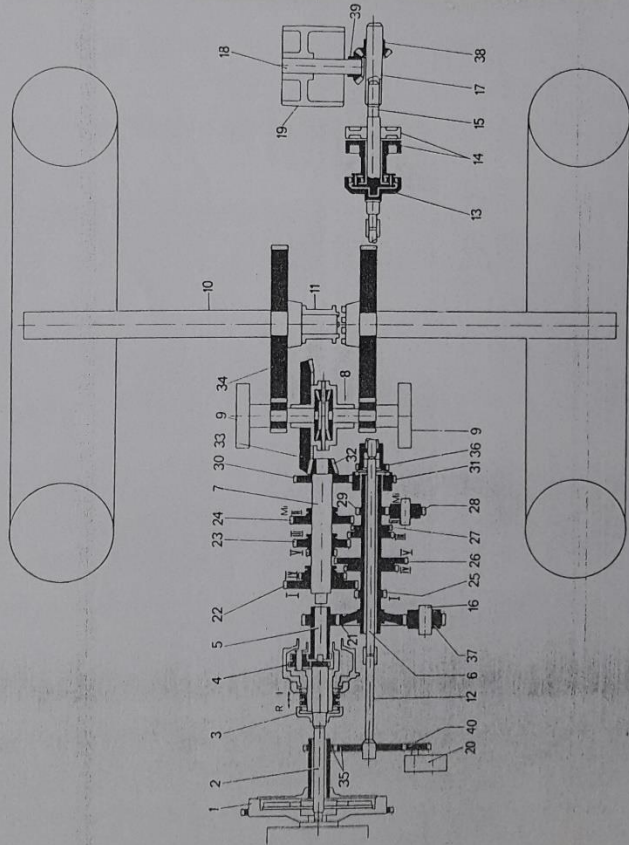
En el presente capítulo, se utilizará parte de la información técnica contenida en la propuesta efectuada por la empresa rumana UZINA TRACTORUL BRASOV a dos empresas peruanas para el suministro de componentes destinados al ensamblaje de tractores agrícolas de ruedas.

Para los fines de esta tesis solo se efectuará el cálculo cinemático de la transmisión para sustentar la selección de la misma y se definirá las condiciones de ensamblaje. No se efectuará el diseño de los engranajes ni tampoco su distribución al interior de la transmisión, por cuanto se asumirá un criterio similar al adoptado para el motor, es decir que se adquiere de una fuente externa, una transmisión ya existente y comercialmente disponible, producida con la tecnología y la garantía del fabricante.

Para los tractores agrícolas de llantas el sistema de transmisión constituye externamente un solo bloque, sin embargo, internamente, consta de las siguientes partes:

- a) Reductor Planetario Externo.** - Permite duplicar el número de marchas de la caja de cambios, obteniéndose de esta forma los rangos de velocidades en "alta" o en "baja".
- b) Caja de Velocidades.** - Es el mecanismo principal del sistema de transmisión, ya que, mediante él, el operador puede seleccionar la modalidad de marcha más adecuada.
- c) Transmisión Central.** - Está constituido por un conjunto de corona y piñón cónicos, así como por el diferencial.
- d) Transmisión Final.** - Está formado por los pares de engranajes que efectúan la última reducción de velocidad, antes de accionar las ruedas motrices del tractor.
- e) Accionamiento de la Toma de Fuerza.** - Pese a que este mecanismo, funcionalmente no forma parte del Sistema de Transmisión del tractor, sin embargo, físicamente si está integrado a todo el conjunto, por tal motivo debe ser considerado como parte del mismo

N°	DESCRIPCION
1	Conjunto volante - embrague
2	Eje piloto
3	Acople dentado
4	Reductor externo
5	Eje principal
6	Eje intermedario
7	Eje secundario
8	Diferencial
9	Freno
10	Semi-ejes posteriores
11	Manguito para bloqueo de diferencial
12	Eje de toma de fuerza
13	Reductor de toma de fuerza
14	Freno de toma de fuerza
15	Eje de salida
16	Eje de piñón de impulsión
17	Eje posterior (toma de fuerza)
18	Eje de polea
19	Polea
20	Bomba hidráulica
21	Engranaje fijo
22	Engranaje deslizable (I y II velocidades)
23	Engranaje deslizable (III y IV velocidades)
24	Engranaje deslizable (II y retroceso)
25	Engranaje para I
26	Engranaje para IV y V
27	Engranaje para II y III
28	Engranaje para retroceso
29	Engranaje para retroceso
30	Engranaje conductor para toma de fuerza
31	Engranaje conducido para toma de fuerza
32	Piñón cónico
33	Corona
34	Engranaje de transmisión final
35	Engranaje propulsor de toma de fuerza
36	Engranaje de acople para toma de fuerza
37	Engranaje de impulsión lateral
38	Piñón cónico de salida
39	Piñón cónico de salida
40	Engranaje auxiliar para bomba hidráulica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		FECHA	
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		AGOST. 1987	
ESCALA		TITULO	
S/E		LAJUNA	
DISEÑO		ESQUEMA GENERAL DEL SISTEMA DE	
ROGER SILVA M.		TRANSMISION EN UN TRACTOR AGRICOLA	
REVISION		DE RUEDAS	
G. ORDONEZ		12	



En la lámina N°12 se muestra un esquema de todo el sistema de transmisión.

Analizando la diversidad de funciones que desempeñan los tractores de ruedas, se puede concluir que básicamente, requieren de dos tipos de marchas:

**a) Marchas Principales.** - Con las que efectúan la mayoría de las operaciones agrícolas, y corresponden a la mayoría de los cambios de la caja de velocidades.

**b) Marcha de Transportes.** - Utilizada para transportar cargas mediante remolques, o para desplazarse hacia o desde el lugar de trabajo y corresponde al cambio de la caja de velocidades cuya relación de transmisión sea 1:1 o ligeramente menor a la unidad.

El principio en el que se funda el funcionamiento de las cajas de velocidades mecánicas, es la variación escalonada del momento torsor, la cual se lleva a cabo cambiando manualmente la posición de los engranajes, con la ayuda de un sistema de palancas y varillajes.

Se debe recalcar que las relaciones de transmisión solo se pueden modificar en la caja de velocidades y en el reductor, mientras que en los demás conjuntos (componentes del sistema de transmisión), sus respectivas relaciones de producción permanecen invariables.

En términos generales, la relación de transmisión total que se tiene en el sistema de transmisión de un tractor de ruedas, puede ser expresada de la siguiente forma:

$$i_t = i_c \times i_s \dots\dots\dots (34)$$

Donde:

$i_t$  = Relación de transmisión total.

$i_c$  = Producto de las relaciones de transmisión constante en los diferentes

puntos del sistema de transmisión (incluyendo el reductor externo).

$i_s =$  Relación de transmisión seleccionada en la caja de velocidades.

Considerando que para la presente tesis se especifica que la caja de velocidades es de tipo mecánico, la selección de las relaciones de transmisión en la caja de velocidades, será entonces escalonada, por lo tanto, el cálculo de dichas relaciones se deberá efectuar en 3 etapas:

**a) Selección de la relación de transmisión total para la marcha superior.** - Según el Cuadro N°12 correspondiente a los requerimientos de operación planteados, la velocidad máxima del tractor para el presente caso, deberá ser aproximadamente 30 Km/hora, por analogía con los demás tractores del mismo tipo que operan en nuestro país.

Sabiendo que, la velocidad de avance del tractor, sin considerar resbalamiento y pérdidas, será:

$$V = \frac{2\pi r_p \times n}{i_t} \times 60 \frac{\text{min.}}{\text{hora}} \times \frac{\text{Km.}}{1000 \text{ m}} = \frac{0.377 n r_p}{i_t} \dots\dots\dots (35)$$

Donde:

$n =$  Número de RPM del cigüeñal del motor.

$r_p =$  Radio de las ruedas posteriores del tractor.

$i_t =$  Relación de transmisión total del tractor.

Se puede por lo tanto despejar el valor de la relación total de transmisión superior.

$$i_{t_{\max}} = \frac{0.377 r_p n}{V_{\max}}$$

Siendo:

$$V_{\max} = 30 \text{ Km/hora}$$

$$r_p = 0.827 \text{ m.}$$

$$n = 2300 \text{ RPM}$$

$$i_{t_{\max}} = \frac{0.377 \times 0.827 \times 2300}{30}$$

$$i_{t_{\max}} = 23.9$$

En términos prácticos, este resultado significa que por cada 23.9 revoluciones del cigüeñal del motor, las ruedas posteriores del tractor darán solo una revolución.

**b) Selección de la relación de transmisión total para la marcha inferior.** - Al igual que en el caso anterior, en el Cuadro N° 12 se había definido una velocidad mínima para el tractor de aproximadamente 2.8 Km/hora, sin embargo, en este caso se debe hacer la salvedad que cuando un tractor opera a máxima carga, su velocidad de avance corresponderá a la condición de torque máximo de su motor con su correspondiente frecuencia de giro de cigüeñal.

Considerando que la condición de potencia máxima es algo más estable que la de torque máximo y conociendo que, para el motor seleccionado la frecuencia de giro es 1.77 veces mayor en la primera condición con respecto a la segunda, se establecerá la misma proporción para la velocidad de avance del tractor, obteniéndose un valor aproximado de 5 Km/hora. Aplicando la ecuación (35) y haciendo el despeje correspondiente:

$$i_{t_{\min}} = \frac{0.377 \times r_p \times n}{V_{\min}}$$

$$i_{t_{\min}} = \frac{0.377 \times 0.827 \times 2300}{5}$$

$$i_{t_{\min}} = 143.42$$

**c) Selección del número y el valor de las relaciones de transmisión de las marchas intermedias.** - En los dos párrafos anteriores se ha calculado las relaciones totales de transmisión correspondiente a la marcha superior e inferior (23.9 y 143.42 respectivamente), pero además se debe tener en cuenta que si, como es usual, para la marcha superior, la relación de transmisión en la caja de velocidades es  $i_s = 1$ , entonces la ecuación (34) será:

$$i_t = 1 \times i_c = 23.9$$

Por lo tanto, aplicando la misma ecuación a la marcha inferior y recordando que  $i_c$  es constante, se podrá despejar la relación de transmisión en la caja de velocidades para la marcha inferior.

$$i_s = \frac{143.42}{23.9} = 6$$

De esta forma se tendrá las relaciones de transmisión extremas en la caja de velocidades y la relación de transmisión en el resto del sistema de transmisión ( $i_c$ ).

Tomando la ecuación (35) y despejando se tendrá:

$$n = \frac{V \times i_c \times i_s}{0.377 r_p}$$

Para cada valor de  $i_s$ , la expresión será una función  $n = f(V)$  que representa una línea recta.

Usando los valores conocidos de  $i_s$ , se tendrán las dos rectas que hasta el momento se pueden trazar y que corresponden a las siguientes ecuaciones:

$$n = \frac{V \times 23.9 \times 1}{0.377 \times 0.827}$$

$$n = 76.66 V \dots\dots\dots (36)$$

$$n = \frac{V \times 23.9 \times 6}{0.377 \times 0.827}$$

$$n = 459.94 V \dots\dots\dots (37)$$

En la lámina N°13 se muestra un esquema donde están representadas ambas rectas y gráficamente se puede definir las rectas correspondientes a los cambios intermedios.

Definiendo:

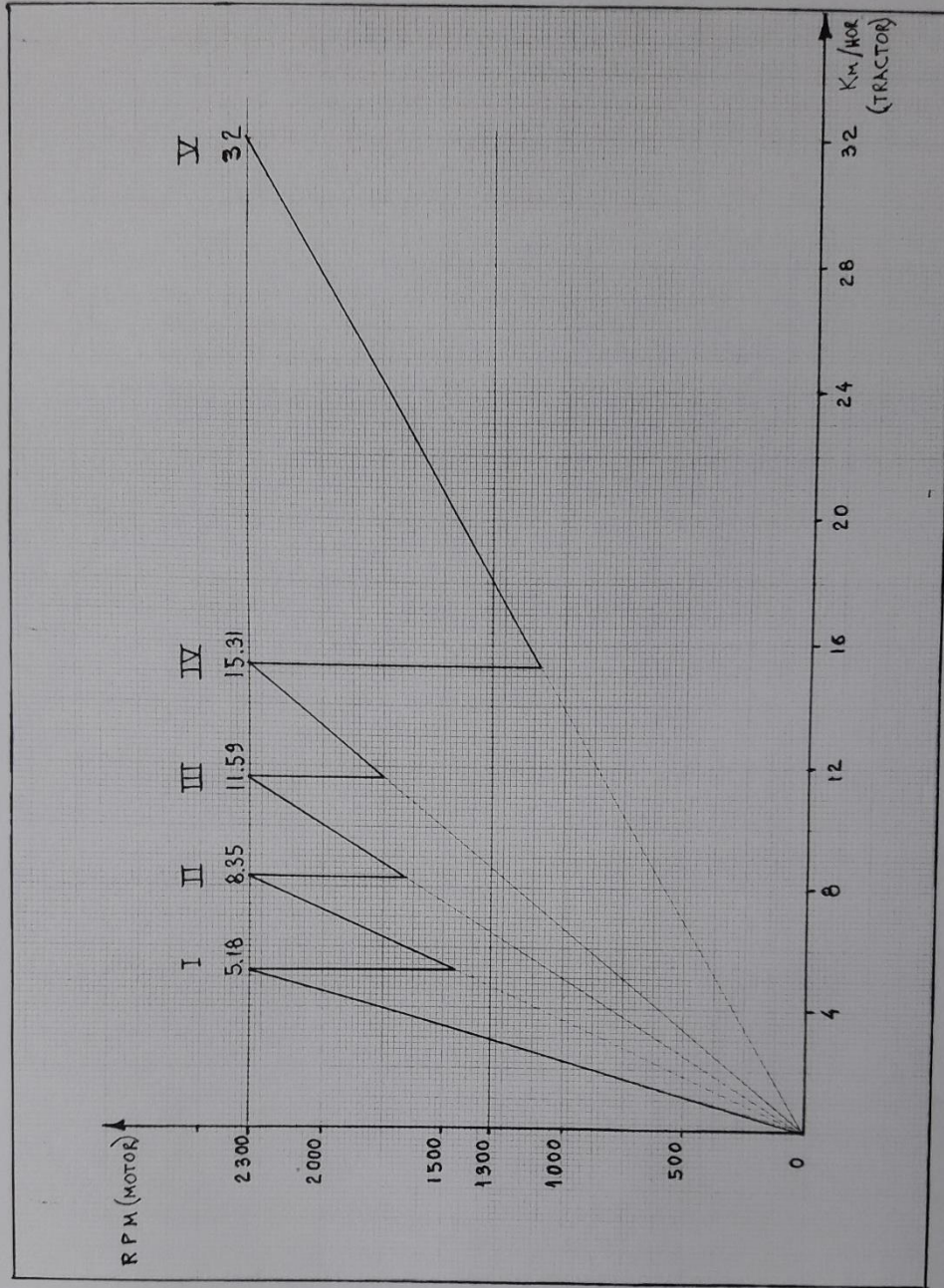
$$\delta_{vp} = \frac{V_n(z)}{V_n(1)}$$

$\delta_{vp}$  = Proporcionalidad de velocidades principales del tractor.

$V_n(z)$  = Velocidad superior del tractor.

$V_n(1)$  = Velocidad inferior del tractor.

Existen diversas formas para establecer la estructura de la serie de relaciones de transmisión en la caja de velocidades, de tal forma que exista correlación racional entre las



<b>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO</b>		
<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA</b>		
ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	DIAGRAMA DE CAMBIOS DE VELOCIDAD EN UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS	<b>13</b>
REVISION		
G. ORDONEZ		

diferentes marchas; siendo una de las modalidades más utilizadas, la serie que se construye siguiendo una progresión geométrica.

$$\frac{V_n(z)}{V_n(z-1)} = \frac{V_n(z-1)}{V_n(z-2)} = \dots = \frac{V_n(3)}{V_n(2)} = \frac{V_n(2)}{V_n(1)} = q \dots \dots \dots (39)$$

Siendo los subíndices de  $V_n$  el número de orden del cambio en la caja de velocidades y  $q$  la razón de la progresión geométrica.

Multiplicando las relaciones planteadas en (39) y tomando en cuenta (38), se obtiene:

$$\delta_{vp} = q^{(z-1)}$$

Despejando:

$$q = \sqrt[(z-1)]{\delta_{vp}} \dots \dots \dots (40)$$

Habiéndose definido que para la presente tesis se utilizaría una caja mecánica de 5 velocidades y habiéndose confirmado gráficamente dicho número de cambios, y conociendo además que:

$$V_n(5) = 30 \text{ km/hora}$$

$$V_n(1) = 5 \text{ Km/hora}$$

se puede aplicar (38) y (40)

$$\delta_{vp} = \frac{30}{5} = 6$$

$$q = \frac{(5-1)}{6}$$

$$q = 1.565085$$

Por lo tanto, las velocidades de desplazamiento del tractor, correspondientes a cada uno de los cambios intermedios, serán:

$$V_n(4) = \frac{30}{q} = \frac{30}{1.565085} = 19.17 \text{ Km/h.}$$

$$V_n(3) = \frac{19.17}{q} = \frac{19.17}{1.565085} = 12.25 \text{ Km/h.}$$

$$V_n(2) = \frac{12.25}{q} = \frac{12.25}{1.565085} = 7.83 \text{ Km/h.}$$

Para la determinación de la serie de relaciones de transmisión en la caja de velocidades, correspondiente a cada cambio y a cada una de las velocidades calculadas, bastará ahora aplicar las ecuaciones (34) y (35) recordando además que la relación de transmisión en los demás componentes del sistema es 23.9:1 y efectuar el despeje correspondiente:

$$i_s(1) = \frac{0.377 \times 0.827 \times 2300}{5 \times 23.9} = 6 \quad 6.00:1$$



$$is(2) = \frac{0.377 \times 0.827 \times 2300}{7.83 \times 23.9} = 3.83 \quad 3.83:1$$

$$is(3) = \frac{0.377 \times 0.827 \times 2300}{12.25 \times 23.9} = 2.45 \quad 2.45:1$$

$$is(4) = \frac{0.377 \times 0.827 \times 2300}{19.17 \times 23.9} = 1.45 \quad 1.57:1$$

$$is(5) = \frac{0.377 \times 0.827 \times 2300}{30 \times 23.9} = 1 \quad 1.00:1$$

Como es evidente, la serie obtenida debe ser corregida de acuerdo con las posibilidades prácticas de elección del número de dientes de los engranajes.

El movimiento en retroceso, por lo general, es utilizado exclusivamente para maniobras de desplazamiento corto o reubicación del tractor, por este motivo es suficiente que, con este cambio, la velocidad del tractor sea aproximadamente similar a la que se obtiene en primera marcha (unos 5 Km/hora) o ligeramente mayor, por lo tanto la relación de transmisión podrá estar comprendida entre 4.5:1 y 5.5:1 debiendo definirse en todo caso, fundamentalmente por razones de construcción, cumpliéndose obviamente que el tipo de engranajes utilizado y su ubicación sean tales que produzcan una rotación de salida en sentido inverso al sentido de rotación obtenido con los demás cambios. Adicionalmente a la caja de velocidades, en los tractores agrícolas de ruedas se instala además un reductor externo a la caja que permite, a elección del operador, obtener un segundo rango de velocidades de valores intermedios a los obtenidos anteriormente.

En la literatura técnica de la empresa UZINA TRACTORUL BRASOV, se describe entre otras, la caja de velocidades **80 CP** desarrollada específicamente para tractores de ruedas y con características cinemáticas bastante próximas a las que se han determinado en este capítulo, indicándose además que puede transmitir un torque de hasta 33.5 Kg-m, es decir un valor mayor aún al torque máximo desarrollado por el motor Perkins C4.236.A, previamente seleccionado, resultando por lo tanto una elección adecuada para los fines de la presente tesis. Además, en esta caja de velocidades también puede ser instalado un reductor externo cuya relación de transmisión es de 1.311:1.

En la Lámina N°14 se muestra las características técnicas de la caja de velocidades modelo **80 CP** (fabricada por UZINA TRACTORUL BRASOV) con las cuales se puede recalcular la serie de velocidades de avance del tractor, conformada por el rango normal (denominado "Velocidades de Alta") y el rango obtenido con el reductor externo (denominado "Velocidades de Baja").

También, se debe indicar que se utilizará la transmisión central y la transmisión final modelo TMB-**80** que propone la UZINA TRACTORUL BRASOV para tractores medianos, debido a que ambos sistemas están contenidos en una misma carcasa, formando un solo conjunto, el que a su vez ha sido compatibilizado en su ensamblaje con la caja de velocidades **80 CP** anteriormente seleccionada en este capítulo. Según la literatura técnica de la fábrica, este conjunto formado por ambas transmisiones es totalmente compatible con la caja **80 CP** no solo desde el punto de vista del ensamblaje sino también desde el punto de vista funcional ya que ha sido desarrollado para trabajar con el mismo torque que la caja **80 CP** (33.5 Kg - m). Los valores de reducción de este conjunto son los siguientes:



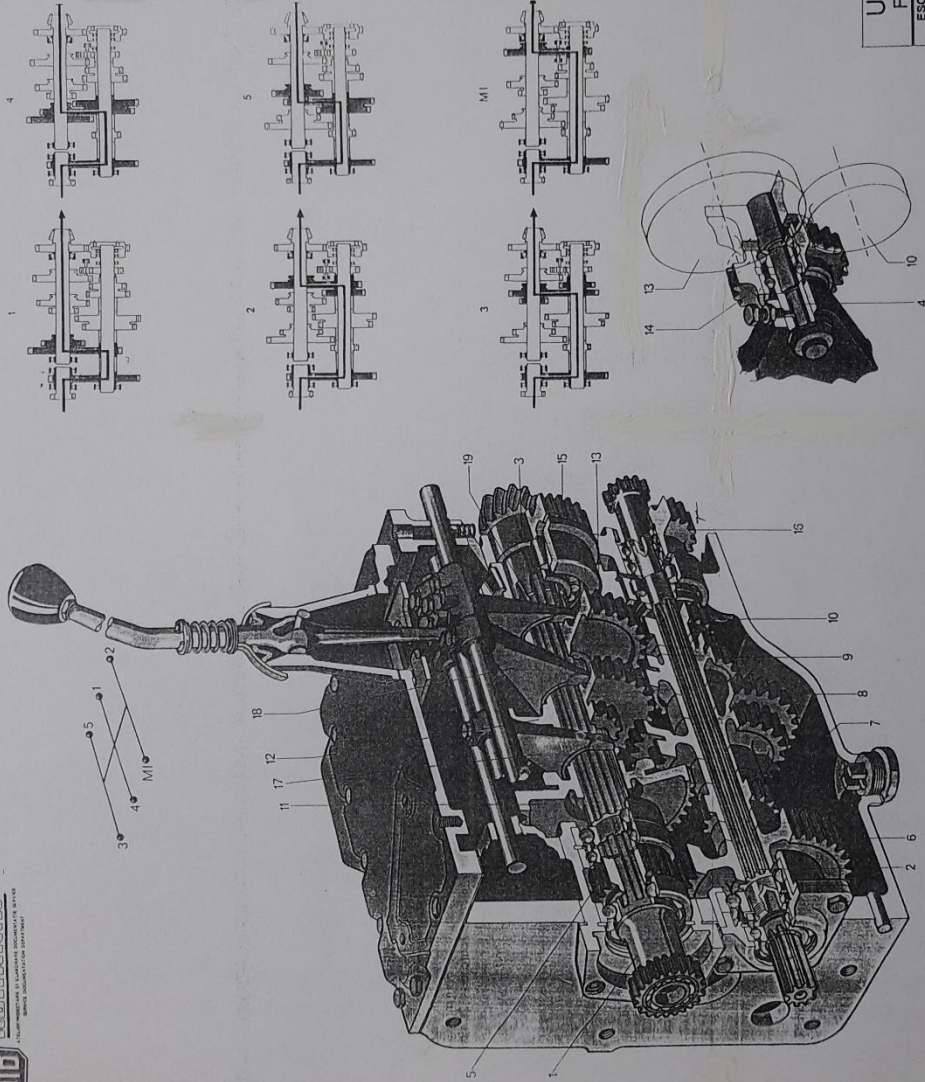
UZINA TRACTORUL BRASOV  
FABRICA DE TRACTOARE SI MASINI AGRICOLE  
BULEVARDUL 15 NOIEMBRIE 1957

1. Eje principal — 2. Eje intermediario — 3. Eje secundario — 4. Eje, rueda para marcha atrás — 5. Rueda conductora — 6. Rueda conducida — 7. Rueda conductora, I-ra velocidad — 8. Rueda doble conductora, IV-ta y V-ta velocidades — 9. Rueda doble conductora, II-da y III-ra velocidades — 10. Rueda conductora, marcha atrás — 11. Rueda doble conducida, I-ra y IV-ta velocidades — 12. Rueda doble conducida, III-ra y V-ta velocidades — 13. Rueda conducida, II-da velocidad y marcha atrás — 14. Rueda intermediaria, marcha atrás — 15. Rueda conductora, toma sincrona — 16. Rueda, toma sincrona — 17. Horquilla, I-ra y IV-ta velocidades — 18. Horquilla, III-ra y V-ta velocidades — 19. Horquilla, II-da velocidad y marcha atrás.

RELACIONES DE TRANSMISION

Velocidades	
1	6,18
2	3,93
3	2,76
4	2,09
5	0,88
M.I.	4,96

M.I. = Marcha atrás



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		FECHA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		AGOST. 1997
ESCALA	TESIS PROFESIONAL	LAMINA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	
DISEÑO	TITULO	
ROGER SILVA M.		
REVISION	CAJA DE VELOCIDADES	UTB 80 CP
G. ORDONEZ		14

Corona y piñón cónicos	4.276:1
Transmisión final	5.242:1
	-----
Reducción total del conjunto <b>TMB – 80</b>	22.4148:1

Como se puede ver, esta relación de reducción del conjunto es bastante cercana al valor que se había obtenido anteriormente en forma teórica (23.9:1) lo cual constituye una confirmación de la validez de la selección, conjuntamente con la capacidad de transmisión de torque que resulta ser superior al torque máximo que puede desarrollar el motor Perkins C4.236.A

Un argumento adicional para justificar la selección de la caja de velocidades y la transmisión antes mencionadas, está constituido por el hecho que como, ambos fueron diseñados y desarrollados en forma complementaria, tienen incorporada la toma de fuerza, tal como se puede ver en el esquema de la Lámina N°12 , pudiéndose observar que el eje principal de esta, atraviesa tanto la caja de velocidades como la transmisión, por el interior de ejes huecos, saliendo por la parte posterior de la transmisión.

Al revisar la literatura técnica de diversos fabricantes, en todos los casos, se ha observado que el diseño de la caja de velocidades y el de la transmisión son mutuamente dependientes, haciendo prácticamente imposible tomar por separado a ambos conjuntos, llegándose inclusive en algunos casos extremos a incorporar a ambos en una sola carcasa; de igual forma, es también frecuente que el eje propulsor de la toma de fuerza tenga la misma configuración que la utilizada en la presente tesis.

### Cuadro N° 17

#### Velocidades reales de desplazamiento del tractor

$I_{(s)}$ En caja de velocidades	Velocidad de desplazamiento del tractor (Km/h)	
	Velocidades en alta	Velocidades en baja
<b>6.18 : 1</b>	<b>5.18</b>	<b>3.95</b>
<b>3.83 :1</b>	<b>8.35</b>	<b>6.37</b>
<b>2.76 : 1</b>	<b>11.59</b>	<b>8.84</b>
<b>2.09 : 1</b>	<b>15.31</b>	<b>11.68</b>
<b>1.00 : 1</b>	<b>32.00</b>	<b>24.41</b>
<b>4.96 : 1 (Rev.)</b>	<b>6.45</b>	<b>-----</b>

**Nota:** Las velocidades mostradas en esta tabla han sido calculadas en las siguientes condiciones:

- 1° La relación de transmisión en el resto del sistema es de 22.4148: 1
- 2° El radio de las llantas posteriores es de 0.827 metros correspondiente a un neumático 18.4x34
- 3° La frecuencia de rotación del motor en todos los casos es de 2300 rpm
- 4° La reducción externa para las velocidades en baja es 1.311:1

En el cuadro N°17 se muestra la serie completa de velocidades del tractor, obtenidas con la caja de velocidades **80 CP**, el reductor externo de la caja y la transmisión **TMB-80**.

Finalmente, se debe señalar que los semi-ejes, son en la práctica una prolongación de la transmisión, teniendo incluso piezas comunes con esta, por dicha razón se usara en esta tesis, los semi-ejes que Uzina Tractorul Brasov ha desarrollado para ser usados conjuntamente con la transmisión **TMB-80** y cuya designación es la siguiente:

**SFD-80** Semi-eje derecho

**SFE-80** Semi-eje izquierdo

**5.4 Selección de Aros y Neumáticos.** - Existen varios métodos analíticos que permiten calcular las dimensiones de las llantas, pero presentan el inconveniente de ser muy laboriosos y de requerir información experimental que escapa al alcance del presente trabajo. Por otro lado, los resultados que se obtienen muy rara vez coinciden con las dimensiones de neumáticos disponibles comercialmente, por lo que la selección de los mismos se hace en última instancia por aproximación.

Un procedimiento más adecuado a las necesidades del presente caso, consiste en utilizar las informaciones publicadas por la Society of Automotive Engineers (SAE), cuya validez es aceptada en todo el mundo.

Las normas SAE aplicables en este capítulo son las siguientes:

SAE J711 Tire Selection Tables for Agricultural Tractors of Future Design (Tablas de selección de llantas para tractores agrícolas de futuro diseño).

- SAE J709d Agricultural Tractor Tire Loading, Torque Factors and Inflation Pressure (Cargas, factores de torque y presión de inflado en llantas de tractores agrícolas).
- SAE J712a Industrial and Agricultural Disc Wheels (Los discos de los aros para las llantas de uso industrial y agrícola).

En el Cuadro N° 12 se había planteado que, para la presente tesis, las llantas, por similitud con las llantas de los tractores medianos más usados en nuestro país, podrían tener las siguientes dimensiones:

Llantas delanteras : 7.50 x 16 - 6 pliegues

Llantas posteriores : 18.40 x 34 - 6 pliegues

trabajando en ambos casos en montaje simple.

De conformidad con un procedimiento de dimensionado para llantas, aceptado internacionalmente, las dimensiones son expresadas en pulgadas y la primera cifra corresponde al ancho máximo de la sección de la llanta, mientras que la segunda cifra corresponde al diámetro interior de la llanta instalada, coincidiendo este diámetro con el diámetro del aro. Se debe indicar además que en las normas SAE citadas, los valores de fuerza están expresados en libras y los de presión en lb/pul<sup>2</sup> (manométrica). En las tablas N° 1 y 2 de la norma SAE J711 se observa que las llantas propuestas se encuentran dentro de las llantas recomendadas para su uso en tractores de uso agrícola regular que sean diseñados en el futuro, encontrándose además la siguiente información:

<b>Dimensión de la llanta</b>	<b>Pliegues Standard</b>	<b>Diámetro exterior de Diseño (Pulg)</b>
7.50 x 16	4, 6, 8	31.80
18.40 x 34	6, 8, 10	65.10

Adicionalmente a las dimensiones, cada fabricante podrá ofrecer particularidades propias en lo referente al diseño de la cocada de cada tipo de llanta y que responden a la experiencia e investigaciones de cada uno de ellos.

En la norma SAE J709d se puede ver, en las Tablas 1 y 3, las máximas capacidades de carga que soportan las llantas bajo diversas presiones de inflado, extrayendo la información necesaria para el presente caso se tendrá:

<b>Dimensión de la llanta</b>	<b>Máxima Capacidad de Carga (Lb)</b>			
	<b>Presión de Inflado (PSI)</b>			
	16	18	40	48
7.50 x 16 - 6 PL	---	---	1650	1740
18.40 x 34 - 6 PL	4960	5320	---	---

De este último cuadro, se puede deducir que, si se utilizan las llantas mencionadas, en montajes simples, podrán soportar las siguientes cargas:



a) Con presiones de inflado mínimas.

$$(2 \times 1650) + (2 \times 4960) = 13,220 \text{ Lb} = 6009 \text{ Kg.}$$

b) Con presiones de inflado máximas.

$$(2 \times 1740) + (2 \times 5320) = 14,120 \text{ Lb.} = 6418 \text{ Kg.}$$

Como se puede ver, esta capacidad portante, es bastante superior al peso máximo esperado para el tractor planteado en la presente tesis, ya que al analizar las características técnicas de los tractores equivalentes que operan en el país, se observa que el peso máximo de estos (peso en orden de marcha) es en todos los casos, inferior a los 5000 Kg, siendo la distribución de pesos aproximadamente la siguiente:

Peso	Seco	3000
8	Contrapesos frontales	
	(40 Kg c/uno)	320
6	Contrapesos P. ruedas Post.	
	(45 Kg c/u)	270
	Combustible, Lubricante etc.	120
	Tractorista	75
	Agua en neumáticos post.	
	(70%)	890
		-----
		4675 Kg.

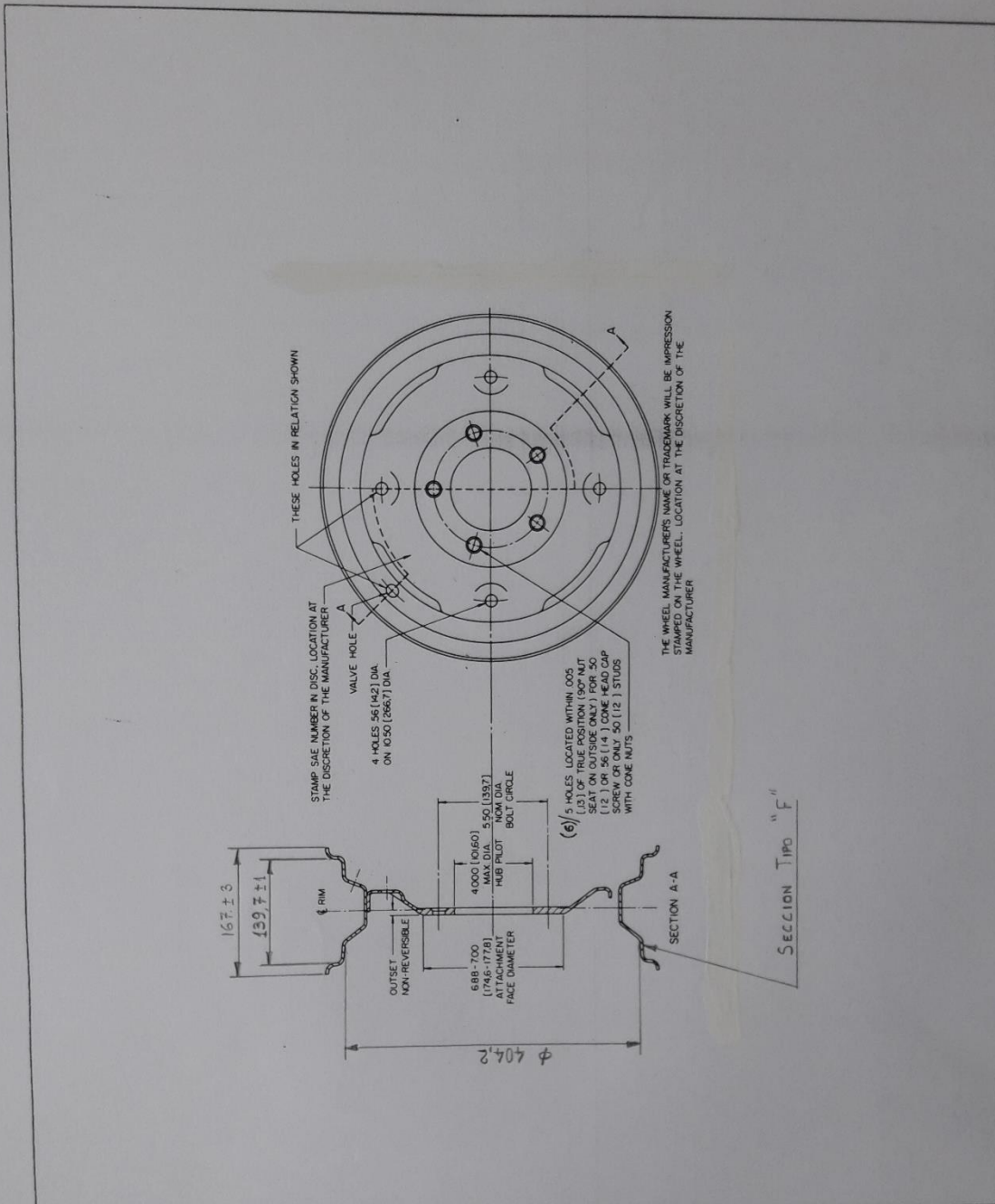
Lo cual indica que, con las llantas propuestas se cuenta con un amplio margen de reserva que permite la operación del tractor en las condiciones más difíciles.

En los tractores en general, los neumáticos son instalados sobre los aros, los cuales están constituidos por dos partes bien diferenciadas:

- a) **El canal.** - Es un perfil de acero, rolado hasta completar un círculo cerrado.
- b) **El plato.** - Llamado también "cuerpo" o "disco" según sea su forma, es una placa estampada, que encaja en el diámetro, interior del canal (al cual va soldada) y cumple una función doble, por una parte, sostiene al canal y por otro lado permite fijar a todo el conjunto al cubo del eje correspondiente, mediante pernos o espárragos

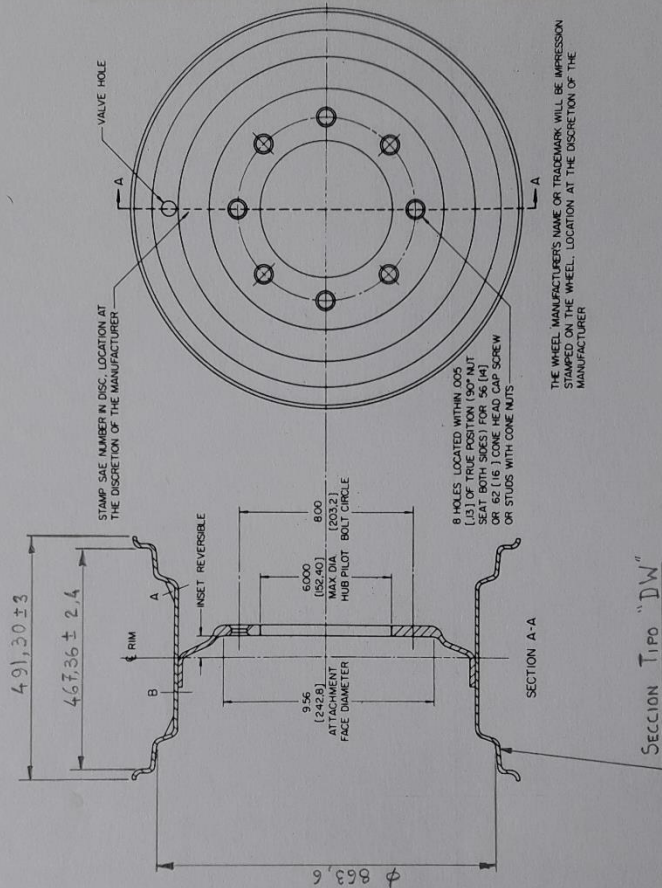
Para un caso como el nuestro, las normas SAE J711 y J712a, recomiendan los siguientes tipos de aro

<b>NEUMATICO</b>	<b>ARO</b>	<b>PERNOS</b>
7.50 X 16	5.5 F	6
18.4 X 34	DW - 16L	8



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	AROS DELANTEROS	15
REVISION		
G. ORDONEZ		



THE WHEEL MANUFACTURER'S NAME OR TRADEMARK WILL BE IMPRESSION STAMPED ON THE WHEEL. LOCATION AT THE DISCRETION OF THE MANUFACTURER

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	AROS POSTERIORES	16
REVISION		
G. ORDONEZ		

Correspondiendo las letras F y DW al perfil de la sección del canal. En las láminas N°15 y N°16 se muestran las dimensiones de ambos aros.

Finalmente, se debe considerar a las cámaras y a las guarda cámaras, las cuales, si bien es cierto, son sumamente importantes (sobre todo las primeras) ya que son los elementos que sostienen efectivamente al tractor y permiten su desplazamiento, afortunadamente, no presentan ningún inconveniente para su selección, debido a su estandarización a nivel de todos los fabricantes importantes de neumáticos a nivel mundial, bastando especificar las dimensiones de la llanta y el rango de presiones de inflado, según lo indicado en la norma SAE J 709d.

<b>DIMENSIONES DE LLANTAS</b>	<b>PRESION DE INFLADO (PSI)</b>
7.50 X 16-6 PL	40 - 48
18.4 X 34-6 PL	16 - 18

Para la presente tesis, se considerará las llantas, cámaras y guarda cámaras, marca Goodyear fabricadas en Brasil y los aros marca Borlem, también de procedencia brasileña; cabe resaltar que esta selección se ha efectuado únicamente debido a su menor precio ya que, técnicamente no existen mayores diferencias con otros fabricantes. Se debe señalar además que, actualmente no existe fabricación nacional de aros ni de llantas para tractor.

**5.5 Predicción de Performance del Tractor.** - Luego de definir los parámetros del tren motriz, tal como se ha hecho a lo largo del presente capítulo, es posible a continuación, elaborar la predicción de performance del tractor, la cual debe ser interpretada como, una metodología analítica y/o gráfica, que permite anticipar el comportamiento de los principales índices operativos del tractor, en diversas condiciones de trabajo.

Existen diversos procedimientos que han sido planteados para efectuar la predicción de performance de tractores agrícolas. Para la presente tesis se utilizará el método propuesto por D.A. Chudakov, el cual básicamente consiste en trazar un conjunto de curvas independientes, generadas todas ellas en función a una misma variable, y que representan a igual número de índices operativos, siendo trazadas estas curvas en un mismo plano cartesiano, de tal forma que es posible establecer visualmente las relaciones existentes entre los diversos índices. En el presente caso, se utilizará como variable independiente a la fuerza de tracción en la barra de tiro (medida en un régimen de trabajo estable del tractor, el cual se debe encontrar sobre una superficie horizontal).

Los índices representados mediante las curvas serán los siguientes:

- a) Resbalamiento del tractor.
- b) Velocidad real de avance del tractor.
- c) Potencia en el gancho (llamada también potencia en la barra de tiro).
- d) Consumo específico de combustible.

Excepto el primero, los otros tres índices tendrán un comportamiento diferente para cada cambio en la transmisión, por este motivo se deberá trazar para cada índice, una curva por cada cambio.

Para no recargar demasiado el gráfico, se utilizará 2 láminas, en una se trazará las curvas correspondientes a la condición en la que no hay reducción en el reductor exterior ("velocidades en alta") y en la otra hoja estarán las curvas considerando la reducción del reductor exterior, 1.311:1 ("velocidades en baja").

**5.5.1 Datos requeridos para el trazado de las curvas.** - Según la metodología analizada por D.A. Chudakov, para el trazado de las curvas correspondientes a los cuatro índices operativos antes mencionados, se requiere de una serie de datos y parámetros, la mayoría de los cuales fueron calculados o establecidos a lo largo de las diversas secciones del presente capítulo, y aquellos que pudieran faltar, serán adicionados (debidamente sustentados) en el siguiente listado:

Peso seco del tractor (estimado)	$G = 3000 \text{ Kg.}$
Carga sobre ruedas delanteras (1/3)	1000 Kg.
Carga sobre ruedas posteriores (2/3)	2000 Kg.
Contrapesos en ruedas posteriores	$G_1 = 270 \text{ Kg.}$

Relaciones de transmisión total en tren motriz:

**a) Velocidades en alta**

$$i_{tr(1)} : 138.5235$$

$$i_{tr(2)} : 85.8487$$

$$i_{tr(3)} : 61.8648$$

$$i_{tr(4)} : 46.8469$$

$$i_{tr(5)} : 22.4148$$

**b) Velocidades en baja**

$$i_{tr(1)} : 181.6043$$

$$i_{tr(2)} : 112.5476$$

$$i_{tr(3)} : 81.1048$$

$$i_{tr(4)} : 61.4163$$

$$i_{tr(5)} : 29.3858$$

Eficiencia mecánica de transmisión

del tren motriz  $\eta_{tr} = 0.9$

Distancia entre ejes (estimada)  $L = 2400 \text{ mm}$

Radio teórico de las ruedas  
motrices  $r_p = 827 \text{ mm}$

Altura del punto de remolque  
(SAE J716)  $h_{gan} = 480 \text{ mm}$

Potencia máxima del motor 77.78 HP/2300 RPM

Potencia a torque máximo 56 HP/1300 RPM

Torque máximo del motor 31.1 Kg-m/1300 RPM

Torque a potencia máxima 27 Kg-m/2300 RPM

Velocidad máxima en vacío 2485 RPM

Coefficiente de adaptación  
del motor  $k_{ad} = 1.15$

Consumo horario de combustible  
a potencia máxima 13.22 Kg/hora

Consumo horario de combustible,  
a torque máximo 8.58 Kg/hora

Consumo horario de combustible,  
en vacío 4.41 Kg/hora

Coefficiente de resistencia a  
la rodadura  $f = 0.17$



Fuerza de resistencia a la rodadura	$F_f = f(G+G_1)$ $= 556 \text{ Kg.}$
Momento de resistencia a la rodadura (Aproximado)	$M_f = F_f h_{gan}$ $266.9 \text{ Kg-m}$

### **5.5.2 Curvas correspondientes a las velocidades en alta. -**

Para facilitar la descripción del procedimiento de trazado de las curvas, todas las indicaciones estarán referidas a la lámina N°17.

A partir del punto O', se trazará un eje horizontal para representar los valores de fuerza. En la parte superior se registrarán los valores de fuerza en la barra de tiro (fuerza en el gancho)  $F_{gan}$ , mientras que en la parte inferior se registrará sus valores de fuerza tangencial de tracción  $F_{tg}$ , recordando que entre ambas existe la siguiente relación:

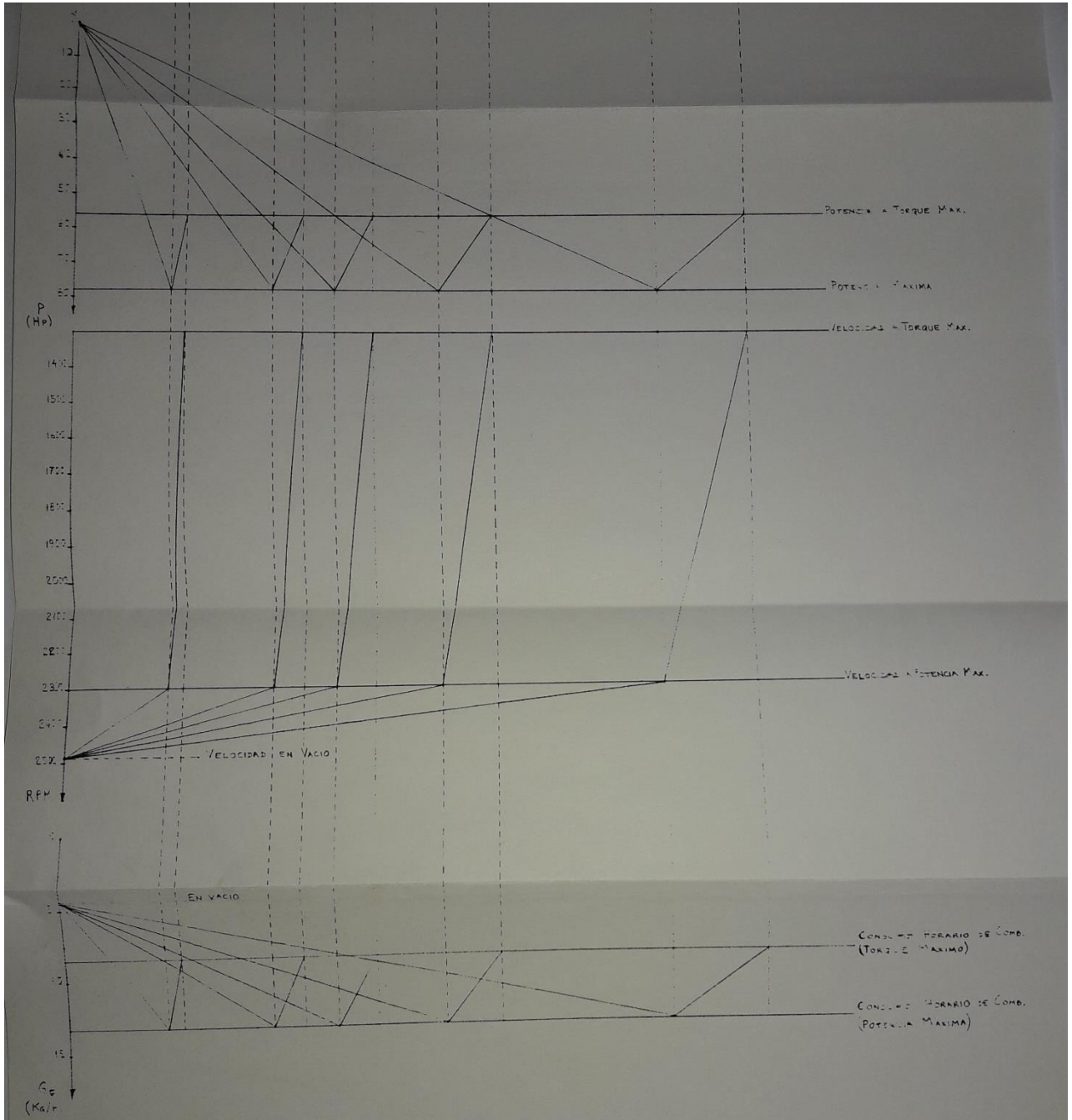
$$F_{tg} = F_f + F_{gan}$$

siendo:

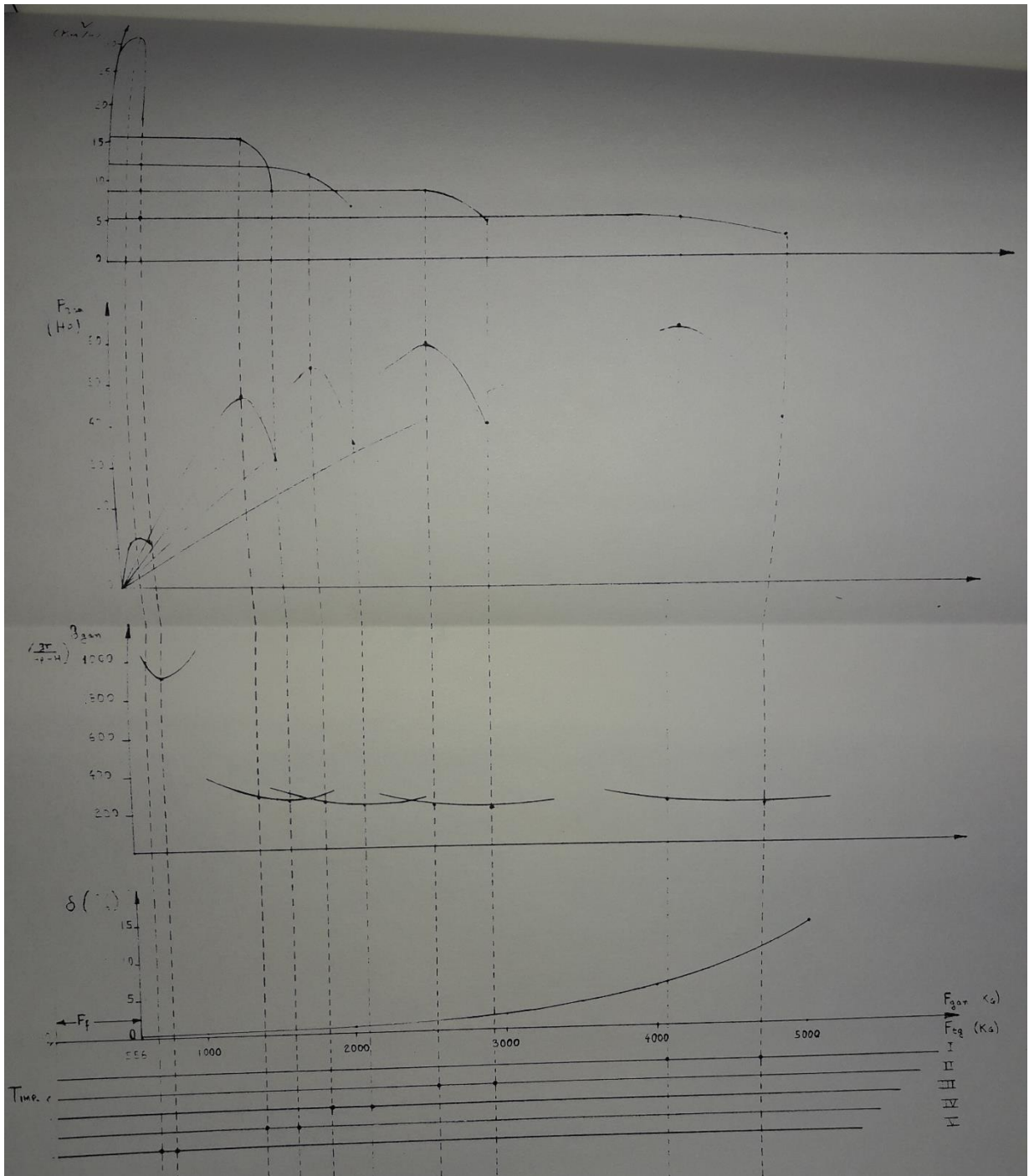
$F_f$  = Fuerza de resistencia a la rodadura.

A continuación, se deberá trazar un conjunto de ejes paralelos al anterior (tantos ejes como cambios existan en la caja de velocidades) que servirán para representar los valores de torque generados por el motor ( $T_{mot}$ ), debiéndose tener en cuenta que, para cada cambio, se registrará (en su eje correspondiente) dos valores de  $T_{mot}$ ; uno de ellos será el valor obtenido en la condición de torque máximo del motor y el otro en la condición de potencia máxima del motor.

Recordando que:



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		
ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	PREDICION DE PERFORMANCE CON "VELOCIDADES EN ALTA"	17
REVISION		
G. ORDONEZ		



$$F_{tg} = \frac{T_{imp}}{r_p} = \frac{T_{mot} i_{tr} \eta_{tr}}{r_p}$$

Se puede reducir a:

$$F_{tg} = A T_{mot}$$

Donde:

$$A = \frac{i_{tr} \eta_{tr}}{r_p}$$

siendo este término un factor de conversión de los valores de  $T_{mot}$  a la escala de  $F_{tg}$ . Tal

como se puede ver, para cada marcha, A tendrá un valor diferente:

$$A_{(1)} = \frac{138.5235 \times 0.9}{0.827} = 150.7511$$

$$A_{(2)} = \frac{85.8487 \times 0.9}{0.827} = 93.4266$$

$$A_{(3)} = \frac{61.8648 \times 0.9}{0.827} = 67.3257$$

$$A_{(4)} = \frac{46.8469 \times 0.9}{0.827} = 50.9821$$

$$A_{(5)} = \frac{22.4148 \times 0.9}{0.827} = 24.3934$$

Los valores de torque máximo y torque a potencia máxima del motor Perkins C4.236.A son:

$$T_{\text{mot}}(\text{max}) = 31.1 \text{ Kg-m}$$

$$T_{\text{mot}}(\text{Pot.m}) = 27 \text{ Kg-m}$$

Multiplicando cada uno de estos valores por los factores A, antes calculados, se les podrá marcar en su respectivo eje, a la misma escala escogida para  $F_{\text{tg}}$ .

**1a. Velocidad**

$$T_{\text{mot}}(\text{máx.}) = 31.1 \times 150.7511 = 4688$$

$$T_{\text{mot}}(\text{Pot.m}) = 27 \times 150.7511 = 4070$$

**2° Velocidad**

$$T_{\text{mot}}(\text{max}) = 31.1 \times 93.4266 = 2905$$

$$T_{\text{mot}}(\text{Pot.m}) = 27 \times 93.4266 = 2523$$

**3a. Velocidad**

$$T_{\text{mot}}(\text{máx.}) = 31.1 \times 67.3257 = 2093$$

$$T_{\text{mot}}(\text{Pot.m}) = 27 \times 67.3257 = 1818$$

**4a Velocidad**

$$T_{\text{mot}}(\text{max}) = 31.1 \times 50.9821 = 1586$$

$$T_{\text{mot}}(\text{Pot.m}) = 27 \times 50.9821 = 1377$$

**5a Velocidad**

$$T_{\text{mot}}(\text{máx.}) = 31.1 \times 24.3934 = 759$$

$$T_{\text{mot}}(\text{Pot.m}) = 27 \times 24.3934 = 659$$

**5.5.2.1 Curvas Auxiliares.** - En la parte inferior del gráfico, (debajo de los ejes donde se marcó los valores de torque), se trazarán tres haces de curvas auxiliares, que representan el comportamiento del motor en función del torque generado por el mismo, siendo los parámetros representados los siguientes:

Potencia

Consumo horario de combustible

Velocidad de giro de cigüeñal

Al respecto, se debe indicar que, si bien es cierto que, para la mayoría de usos técnicos y comerciales, se emplea las curvas de los motores en las que se representa la potencia, el torque y el consumo de combustible, en función de la frecuencia del giro del cigüeñal, sin embargo, en ciertas ocasiones es necesario utilizar también curvas de características en las que las variables independientes pueden ser la potencia o el torque de motor. Para el método de predicción de performance de tractores propuesto por Chudakov, resulta más práctico, utilizar las curvas características del motor, en las que la variable independiente es el torque generado.

Para el trazado de las curvas auxiliares, mediante un método simplificado, pero suficientemente aproximado, se dibuja un eje vertical por el punto  $O'$  y se le divide en tres sectores, en cada uno de los cuales se adoptará una escala apropiada para cada uno de los haces de curvas auxiliares y se procede según lo indicado para cada uno de los casos siguientes:

a) **Curvas de potencia del motor.** - En el eje vertical se ubican los valores de potencia máxima y potencia a torque máximo, correspondientes al motor Perkins C4.236.A.

Potencia máxima 77.78 HP

Potencia a torque máximo 56 HP.

Por cada uno de estos puntos se traza un eje horizontal, luego, se proyecta hacia abajo los valores de torque marcados en el eje horizontal de torques correspondiente a la primera velocidad, hasta interceptar los respectivos ejes horizontales obteniéndose así los puntos para las condiciones de potencia máxima y potencia a torque máximo; finalmente se une mediante una recta el punto 0' con el punto ubicado sobre el eje de potencia máxima y luego, este último con el punto ubicado sobre el eje de potencia a torque máximo, obteniéndose de esta forma un trazo en forma de V. Siguiendo el mismo procedimiento se puede obtener las curvas correspondientes a los cuatro cambios restantes.

b) **Curvas de velocidad de giro del cigüeñal.** - Sobre el eje vertical, se ubica los valores de velocidad de giro del cigüeñal, en las condiciones de potencia máxima y torque máximo, así como la velocidad en vacío (máx.).

Velocidad de giro a potencia máxima 2300 RPM.

Velocidad de giro a torque máximo 1300 RPM.

Velocidad en vacío (máx.) 2485 RPM.

Por cada uno de los dos primeros puntos, se traza un eje horizontal, luego, se proyecta hacia abajo los valores de torque marcados en el eje horizontal de torques correspondiente a la primera velocidad, hasta interceptar los respectivos ejes horizontales, obteniéndose así los puntos para las condiciones de potencia máxima y torque máximo; finalmente, se une mediante una recta el punto correspondiente a la máxima velocidad en vacío (ubicado sobre el eje vertical) con el punto correspondiente a la condición de potencia máxima, y finalmente, este último

punto, con el punto correspondiente a la condición de torque máxima. Siguiendo el mismo procedimiento se podrá obtener las cuatro curvas restantes.

c) **Curvas de consumo horario de combustible.** - Pueden ser dibujadas siguiendo el mismo procedimiento que en los dos casos anteriores, con la particularidad que este haz de curvas tendrá su origen en el punto que representa el consumo horario de combustible en vacío y los ejes horizontales se trazarán por los puntos correspondientes a los consumos horarios de combustible en las condiciones de potencia máxima y torque máximo.

Consumo horario de combustible a potencia	
máxima	13.22 Kg/hora
Consumo horario de combustible a torque	
máxima	8.58 Kg/hora
Consumo horario de combustible en vacío	4.41 Kg/hora

**5.5.2.2 Curvas principales.** - Estas curvas son trazadas en la parte superior del gráfico, por encima del eje que representa la fuerza en el gancho ( $F_{gan}$ ), y representan el comportamiento de algunas características del tractor en función de la fuerza en el gancho, siendo los parámetros mostrados los siguientes:

- Resbalamiento del tractor
- Velocidades reales de desplazamiento del tractor
- Potencia en la barra de tiro del tractor
- Consumo específico de combustible.



Al igual que para las curvas auxiliares, se utilizará el denominado "método simplificado", consistente en la ubicación real del mínimo indispensable de puntos (generalmente tres) los cuales son unidos mediante rectas.

a) **Curva de resbalamiento del tractor ( $\delta$ )**.- A diferencia de los demás parámetros que se representan a continuación, este es común a todos los cambios de la caja de velocidades, ya que el resbalamiento de los órganos motrices del tractor depende básicamente de la magnitud del esfuerzo de tracción, independientemente de cuál sea la marcha con la que se obtiene este esfuerzo. Por esta razón solo existirá una curva de resbalamiento para cada tractor. Además, es necesario tener en cuenta que, esta curva es de naturaleza experimental pero que existen pocas diferencias entre las curvas obtenidas para tractores similares, por esta razón, cuando se elabora la predicción de performance para un tractor aún no construido, ante la imposibilidad de contar con la curva real, se puede utilizar la curva de otro tractor de características equivalentes, sin que esto altere significativamente los resultados obtenidos. Para la presente tesis, se utilizará la curva mostrada en el libro "Tractores y Automóviles" de Gurevich y Sorokin.

b) **Curvas de velocidades reales de desplazamiento del tractor**. - Recordando que anteriormente se había establecido que entre la velocidad real y la velocidad teórica de un tractor existía la siguiente relación:

$$V = V_t (1 - \delta)$$

y además, la velocidad teórica puede ser calculada mediante la siguiente expresión:

$$V_t = \frac{0.377 \, n \, r_p}{i_{tr}}$$

Donde

$i_{tr}$  = relación total de transmisión en el tren motriz.

Combinando ambas relaciones se tendrá

$$V = \frac{(1 - \delta) 0.377 n r_p}{i_{tr}}$$

Sabiendo que para cada cambio de la caja de velocidades se trazará una curva, se puede observar que los términos  $\delta$  y  $n$  pueden ser obtenidos directamente de las curvas auxiliares para lo cual es aconsejable proyectar los dos puntos marcados en el eje de torques correspondiente a la primera velocidad, hasta obtener los valores de  $\delta$  y  $n$ ; luego, utilizando estos valores, se podrá calcular los valores de  $V$  respectivos. Prolongando los ejes verticales hasta el sector destinado a las curvas de velocidad y utilizando los valores calculados, se podrá marcar ambos puntos, empleando naturalmente una escala vertical apropiada. Si se busca una mayor exactitud en el trazado de la curva, se podrá obtener tantos puntos adicionales como se desee, aunque, siendo conocido el perfil de la curva (según lo mostrado en la literatura referente a teoría de tractores) solo bastará un punto adicional, próximo al eje vertical para ajustar la curva de una manera aceptable.

Siguiendo el mismo procedimiento se podrá trazar las curvas correspondientes a las demás velocidades.

### 1° Velocidad

	<b>Condición de torque máximo</b>	<b>Condición de Potencia Máxima</b>	<b>Punto Adicional</b>
$i_{tr}$	138.5235	138.5235	138.5235
$\delta$	0.12	0.06	0.002

n (RPM)	1300	2300	2450
V (Km/hora)	2.57	4.86	5.5

### **2° Velocidad**

$i_{tr}$	85.8487	85.8487	85.8487
$\delta$	0.019	0.018	0.002
n (RPM)	1300	2300	2420
V (Km/hora)	4.63	8.2	8.77

### **3° Velocidad**

$i_{tr}$	61.8648	61.8648	61.8648
$\delta$	0.015	0.012	0.002
n (RPM)	1300	2300	2400
V (Km/hora)	6.45	11.45	12.07

### **4° Velocidad**

$i_{tr}$	46.8469	46.8469	46.8469
$\delta$	0.01	0.009	0.002
n (RPM)	1300	2300	2360
V (Km/hora)	8.56	15.16	15.68

### **5° Velocidad**

$i_{tr}$	22.4148	22.4148	22.4148
$\delta$	0.002	0.001	0.001

n (RPM)	1300	2300	2080
V (Km/hora)	18	31.95	28.9

c) **Curvas de potencia en el gancho desarrollada por el tractor.** - Este término también es conocido como "potencia en la barra de tiro". Utilizando los ejes verticales de proyección para las condiciones de torque máximo y potencia máxima empleados en los casos anteriores, es posible determinar los valores de  $F_{gan}$  correspondientes a los valores de V calculados en el párrafo anterior.

De igual forma, también en este caso, se deberá trazar una curva para cada cambio de velocidad. Los puntos para cada curva son calculados mediante la siguiente fórmula:

$$P_{gan} = \frac{F_{gan} V}{76} \times \frac{1000}{3600} = \frac{F_{gan} V}{270}$$

Los valores encontrados serán representados sobre sus respectivos ejes, en el sector del gráfico destinado a estas curvas. Es aconsejable trazar primero la curva correspondiente a la primera velocidad y luego repetir el mismo procedimiento para obtener las demás curvas, teniendo en cuenta que todas ellas tienen como origen el punto 0.

1° <b><u>Velocidad</u></b>	Condición de	Condición de torque
	potencia máxima	máximo
V (Km/h)	4.86	2.57
$F_{gan}$ (Kg)	3529	4274
$P_{gan}$ (HP)	63.53	40.68

**2° Velocidad**

V (Km/h)	8.2	4.63
F <sub>gan</sub> (Kg)	1985	2360
P <sub>gan</sub> (HP)	60.28	40.47

**3° Velocidad**

V (Km/h)	11.45	6.45
F <sub>gan</sub> (Kg)	1280	1530
P <sub>gan</sub> (HP)	54.28	36.55

**4° Velocidad**

V (Km/h)	15.16	8.56
F <sub>gan</sub> (Kg)	849	1025
P <sub>gan</sub> (HP)	47.67	32.49

**5° Velocidad**

V (Km/h)	31.95	18
F <sub>gan</sub> (Kg)	110	180
P <sub>gan</sub> (HP)	13	12

d) **Curvas de consumo específico de combustible.** - El procedimiento que se seguirá para obtener estas curvas es similar al utilizado en los casos anteriores, con la diferencia que ahora se deberá obtener para cada curva, mediante los ejes verticales de proyección, los valores de

consumo horario de combustible  $G_c$  (desde la curva auxiliar); estos, conjuntamente con los valores de  $P_{gan}$  calculados en el párrafo anterior son utilizados en la expresión

$$g_{gan} = \frac{10^3 G_c}{P_{gan}}$$

Para obtener los puntos de la curva de consumo específico de combustible  $g_{gan}$ . Al igual que en los casos anteriores, se deberá trazar una curva para cada marcha de la caja de velocidades, marcando cada punto calculado sobre su respectivo eje vertical de proyección. Estas curvas no tienen un origen común y su perfil es cóncavo hacia arriba.

Finalmente, se debe notar que en este caso las unidades de  $G_c$  son Kg/Hora y al ser aplicado este término a la expresión indicada se obtendrá el consumo específico de combustible en gr./HP-hora; pero con mucha frecuencia los fabricantes de motores publican los datos de  $G_c$  en unidades diferentes, en cuyo caso se deberá adecuar la fórmula de la manera que resulte necesaria.

<b>1° <u>Velocidad</u></b>	<b>Condición de potencia máxima</b>	<b>Condición de torque máximo</b>
$P_{gan}$ (HP)	63.53	40.68
$G_c$ (Kg/h)	13.22	8.58
$g_{gan}$ (gr/HP-H)	208.09	210.91

**2° Velocidad**

P <sub>gan</sub> (HP)	60.28	40.47
G <sub>c</sub> (Kg/h)	13.22	8.58
g <sub>gan</sub> (gr/HP-H)	219.31	212.00

**3° Velocidad**

P <sub>gan</sub> (HP)	54.28	36.55
G <sub>c</sub> (Kg/h)	13.33	8.58
g <sub>gan</sub> (gr/HP-H)	243.55	234.75

**4° Velocidad**

P <sub>gan</sub> (HP)	47.67	32.49
G <sub>c</sub> (Kg/h)	13.22	8.58
g <sub>gan</sub> (gr/HP-H)	277.32	264.08

**5° Velocidad**

P <sub>gan</sub> (HP)	13	12
G <sub>c</sub> (Kg/h)	13.22	8.58
g <sub>gan</sub> (gr/HP-H)	1000	715

**5.5.3 Curvas correspondientes a las "Velocidades en Baja"**

Para el trazado de las curvas que representan a los índices del tractor cuando este opera en un régimen de "velocidades en baja", es decir con el reductor externo activado, se deberá seguir el mismo procedimiento descrito en 5.5.2, teniendo cuidado que los datos que se tomen

de 5.5.1, sean los que correspondan a la presente condición. Para esta tesis se ha omitido los cálculos y curvas correspondientes a esta condición, por ser reiterativos con respecto a los presentados en el acápite anterior.

**5.6 Análisis del acoplamiento entre los componentes del tren motriz.** - Tomando en cuenta todas las consideraciones presentadas anteriormente, se puede establecer que el tren motriz del tractor planteado en la presente tesis, comprende los siguientes conjuntos cuyo ensamble debe ser estudiado:

- a) Motor.
- b) Embrague.
- c) Caja de velocidades (incluyendo un reductor planetario externo).
- d) Transmisión (incluyendo la transmisión central y la transmisión final).
- e) Toma de fuerza.
- f) Llantas posteriores.

Observando la configuración de cada uno de estos conjuntos se puede constatar que el análisis del ensamblaje de los mismos puede ser abordado con más facilidad agrupándolos de la siguiente forma:

- Sub-ensamble frontal. - Constituido por el motor, el embrague y la caja de velocidades.
- Sub-ensamble posterior. - Conformado únicamente por la transmisión.
- Conjuntos periféricos. - Formados por la toma de fuerza y las llantas posteriores.

**5.6.1 Sub-ensamble frontal.** - Tal como ha sido planteado este Sub-ensamble presenta los siguientes puntos de acoplamiento que deben ser definidos:

- Acoplamiento motor-embrague

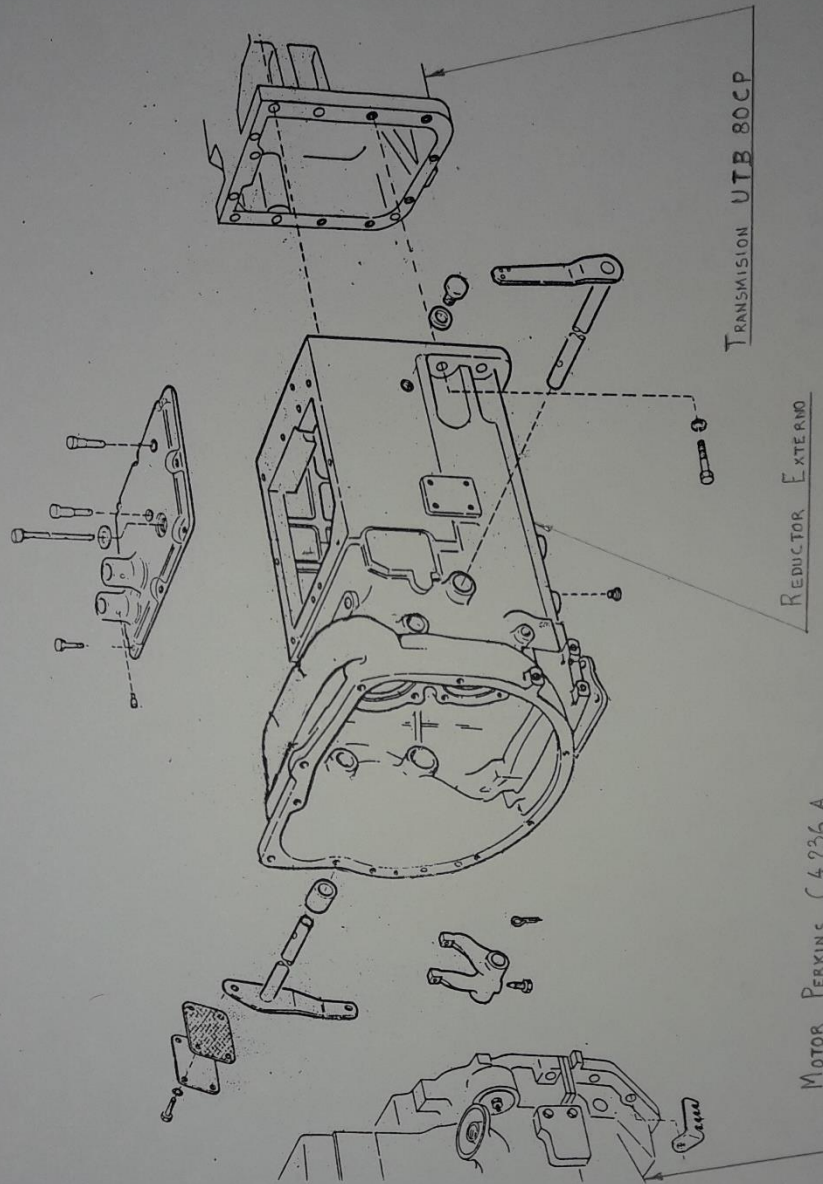


- Acoplamiento motor-caja de velocidades
- Acoplamiento reductor-Caja de velocidades
- Acoplamiento salida para toma de fuerza-Caja de velocidades.

En el esquema mostrado en la lámina N°19 se puede observar las ubicaciones relativas de los componentes de este sub-ensamble, sus dimensiones de conjunto, así como los detalles de empalme más importantes.

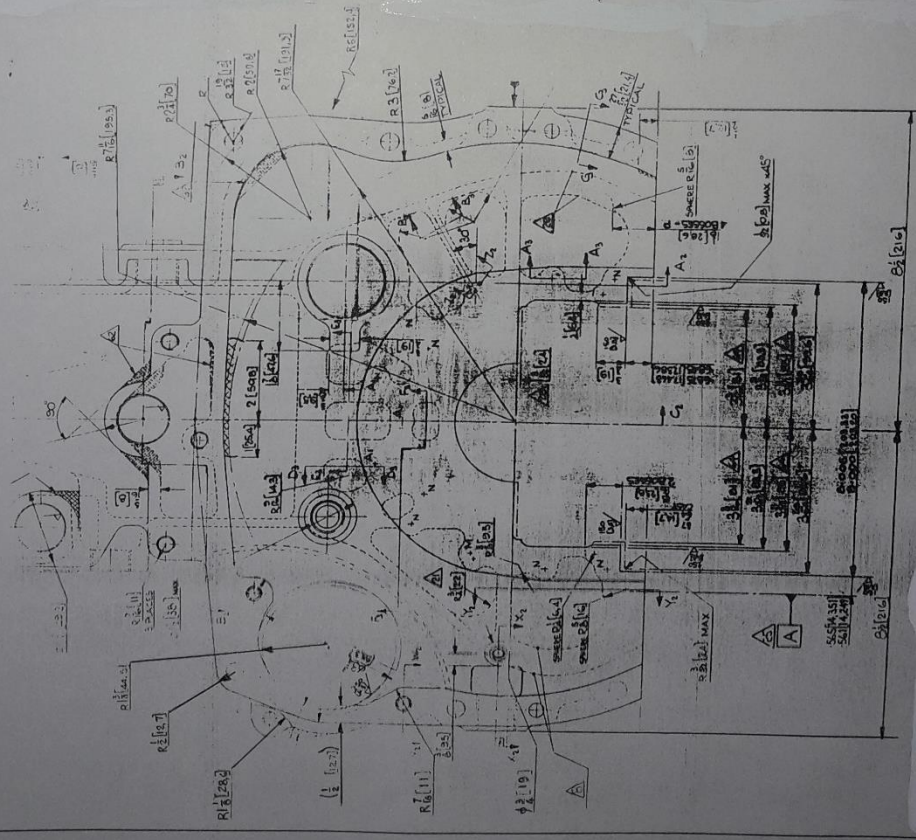
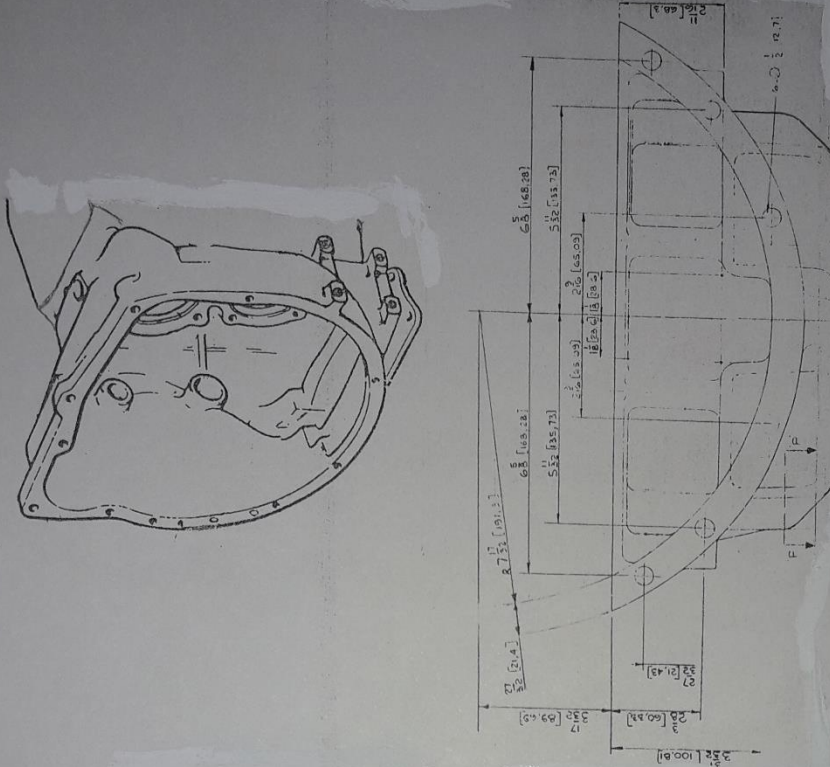
a) **Acoplamiento motor-embrague.** - Los embragues automotrices de tipo mecánico, en todos los casos son instalados sobre la volante del motor, siendo la fijación mediante pernos. Partiendo de este principio se deberá verificar que las dimensiones de la volante y del embrague deben ser compatibles para que no exista ninguna interferencia de montaje. De igual forma, los agujeros roscados ubicados en la cara de la volante, así como los agujeros de la periferia del embrague, destinados todos ellos a los pernos de fijación, deben coincidir en número, ubicación y diámetro. En nuestro caso, según se puede observar en las láminas N°10 y N°11 , el cuerpo del embrague, tiene un diámetro exterior de 355.6 mm (14"), mientras que la cara prevista para que trabaje el embrague en la volante, tiene un diámetro utilizable de 362 mm, siendo por lo tanto ambas medidas compatibles; además se observa que, en cada uno de estos componentes, existe 12 agujeros (de 6.5 mm de diámetro en la volante y de 10.3 mm en el embrague), equiespaciados sobre una circunferencia de 327 mm, destinados a los pernos de fijación. Por lo tanto, se puede considerar que entre el embrague y la volante del motor no existe ninguna incompatibilidad de ensamblaje.

b) **Acoplamiento motor-caja de velocidades.** - El motor Perkins C4.236.A seleccionado para la presente tesis, tiene en la parte posterior del monoblock una campana cubre-volante cuya configuración es mostrada en la lámina N°20 destinada a ser el elemento de acoplamiento con la caja. En la literatura técnica de Uzina Tractorul Brasov, se indica que la caja de velocidades

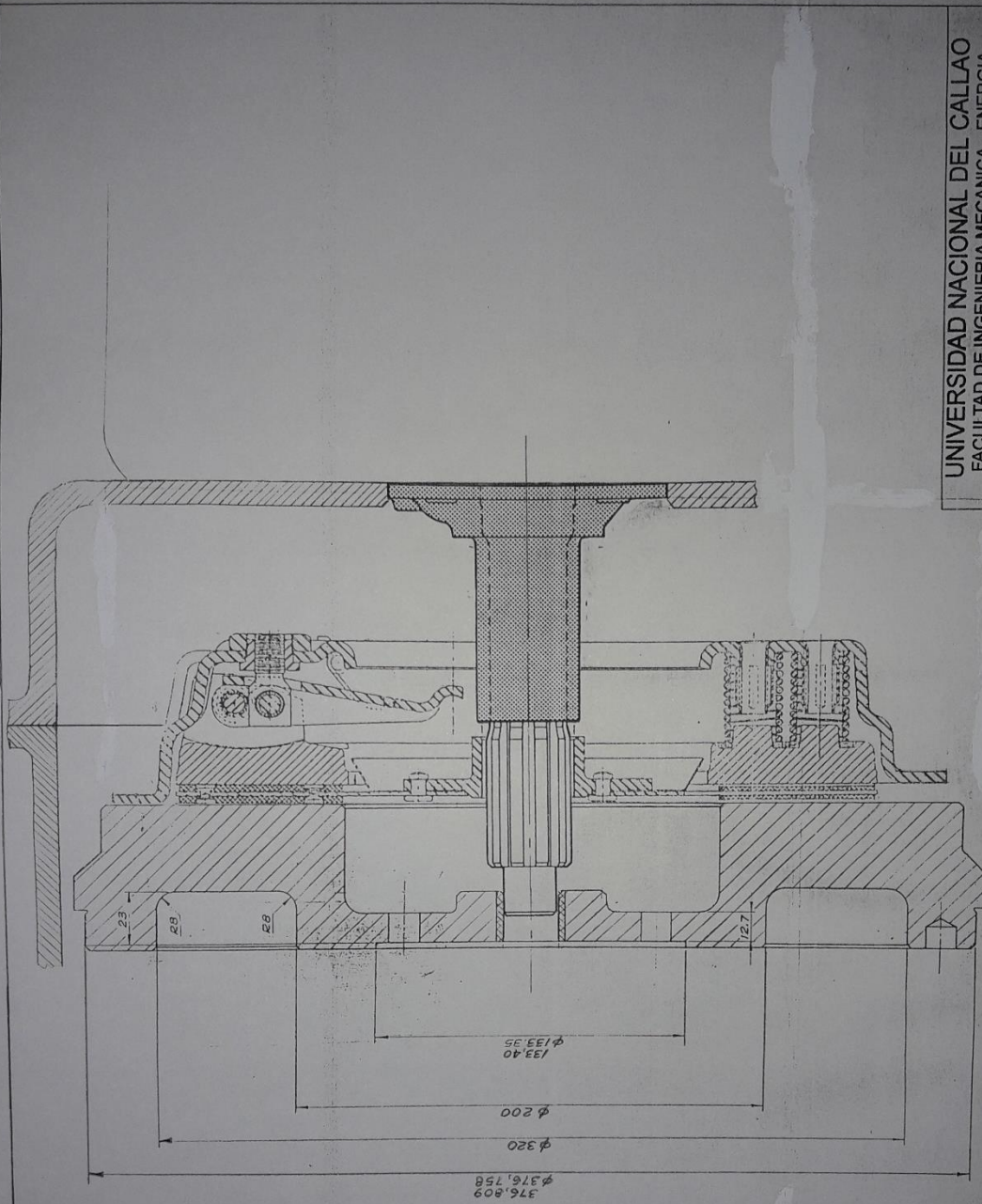


**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	SUB - ENSAMBLE FRONTAL DEL TREN MOTRIZ	19
REVISION		
G. ORDONEZ		



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		FECHA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		AGOST. 1987
TESIS PROFESIONAL		LAMINA
DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION		TITULO
ESCALA		DEL MOTOR PERKINS C4.236.A
S/E	DISEÑO	20
ROGER SILVA M.	REVISION	
G. ORDONEZ		



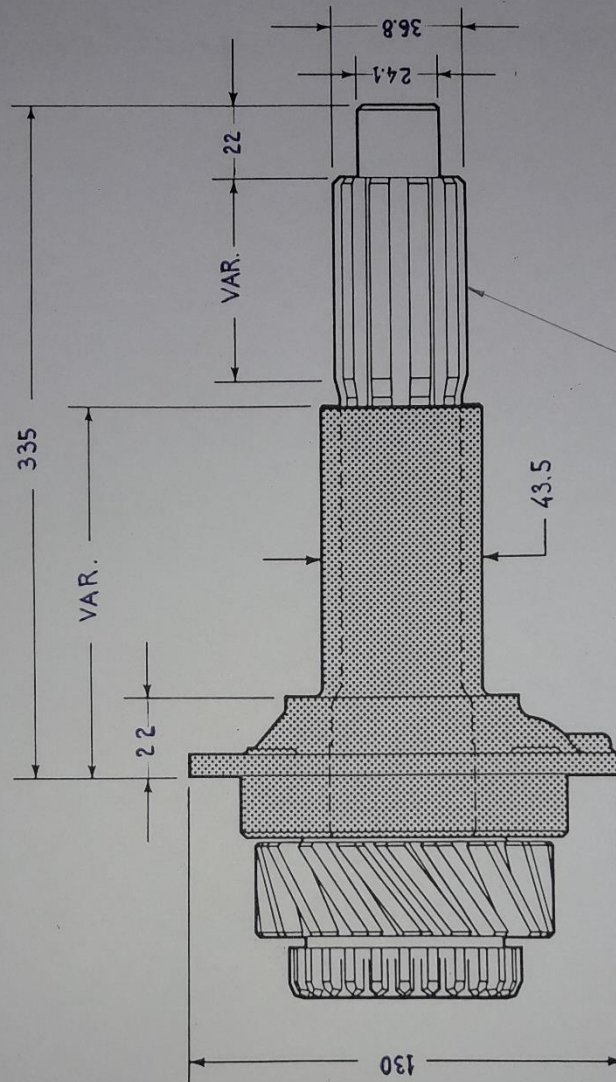
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		FECHA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		AGOST. 1997
ESCALA	TESIS PROFESIONAL	LAMINA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	TITULO
DISEÑO	ROGER SILVA M.	ESQUEMA DE ENSAMBLAJE
REVISION	G. ORDONEZ	MOTOR - CAJA DE VELOCIDADES
		21

**80 CP** (seleccionada para esta tesis), puede ser proporcionada opcionalmente con una campana totalmente compatible con el motor propuesto en esta tesis, tal como se observa en lámina N°21, estando por lo tanto resuelto de antemano, el empalme entre el motor y la caja de velocidades.

c) **Acoplamiento embrague-caja de velocidades.** - Entre ambos componentes solo hay un punto común, el cual es el estriado del embrague y el estimado del eje piloto de la caja de velocidades. Comparando las láminas N°11 y N°14, se puede observar que ambos estriados son del tipo 10C según la norma SAE J499a teniendo ambos 10 dientes, así como el mismo diámetro nominal (1"). Sin embargo, para garantizar un acoplamiento óptimo, también deberá coincidir la posición de ambos estimados. Según la literatura de Uzina Tractorul Brasov, las cajas de velocidades **80 CP** (y todos los demás modelos producidos por esta empresa) cuentan con una amplia variedad de opciones y longitudes para el eje piloto, según se ve en la Lámina N°22; lo cual permite escoger el eje apropiado o en el peor de los casos, el eje que resulte más fácilmente adaptable; esta elección se deberá efectuar con el respaldo de pruebas de ensamblaje y funcionamiento en el prototipo, para garantizar un acoplamiento óptimo. Preliminarmente se puede considerar el eje con el código 80 CP/9318 debido a que su longitud, aparentemente resulta adecuada a nuestro caso, sujeto en todo caso a la confirmación antes mencionada.

d) **Acoplamiento reductor exterior-caja de velocidades.** -

Tal como se indicó en 5.3, junto a la caja de velocidades **80 CP**, puede ser instalado un reductor externo de velocidades, suministrado por el mismo fabricante, estando por lo tanto ya resuelto el acoplamiento de estos dos componentes, por haber sido desarrollados en conjunto.



SAE J499A - Tipo 10c

REF.: UTB 80 CP/ 6318

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

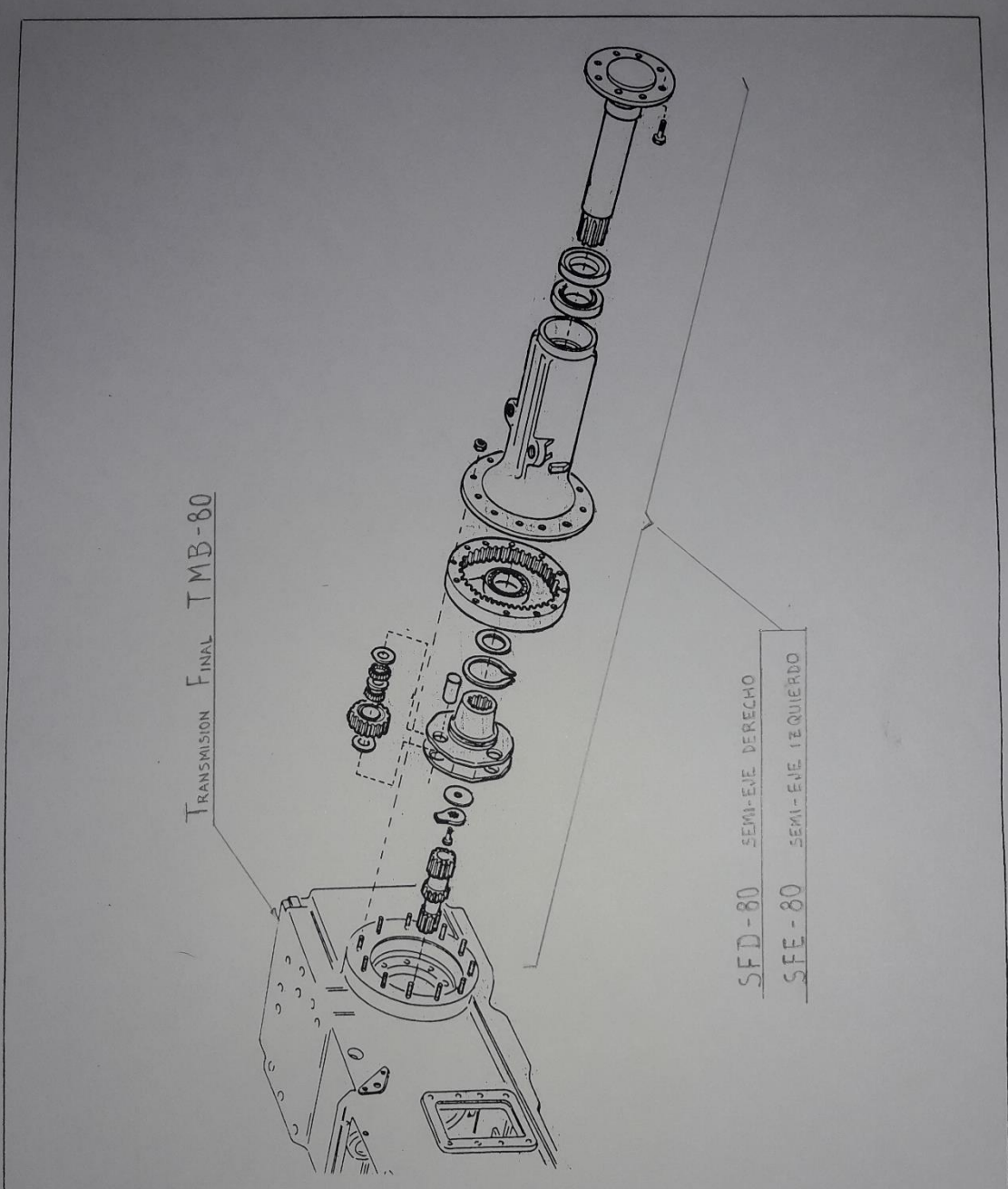
ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	EJE PILOTO DE LA CAJA DE VELOCIDADES	22
REVISION	UTB 80 CP	
G. ORDONEZ		

e) **Acoplamiento salida para toma de fuerza-caja de velocidades.** -Al igual que en el caso anterior, la salida para la toma de fuerza (que está constituida por un piñón instalado sobre el eje piloto de la caja de velocidades) también puede ser suministrada por el fabricante de la caja, siendo esta la opción más aconsejable, ya que de esta forma se tendría también un ensamblaje probado y garantizado por el fabricante.

**5.6.2 Sub-ensamble posterior.** - Esta parte del tren motriz suministrada también por Uzina Tractorul Brasov, está conformada principalmente por la transmisión central y la transmisión final, ambas contenidas en una sola carcasa constituyendo un solo ensamble, el que ha sido desarrollado en conjunto con la caja de velocidades **80 CP**, destinados a su uso en tractores de ruedas medianos; por esta razón, el acoplamiento entre ambos fue resuelto desde la etapa de diseño. Adicionalmente, se debe considerar también, los semi-ejes (destinados a impulsar las ruedas posteriores del tractor) y sus respectivas carcasas, todos estos componentes son considerados como una prolongación de la transmisión ya que tienen piezas comunes con la transmisión final, y debido a la estrecha interdependencia con esta, en la presente tesis, se utilizará los semi-ejes modelo **SFD-80** y **SFE-80**, propuestos por Uzina Tractorul Brasov. Cabe señalar que los semi-ejes terminan en cubos o bridas, en los cuales se instalarán las llantas posteriores.

**5.6.3 Conjuntos periféricos.** - Esta agrupación de componentes es algo arbitraria, ya que ellos a diferencia de lo que ocurría en los sub-ensambles anteriores, no tienen relación entre sí. Para la presente tesis, se considerará los siguientes montajes:

a) **Acoplamiento toma de fuerza- Transmisión posterior.** - Tal como se indicó anteriormente, la toma de fuerza que se utilizará en este caso, será suministrada



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	SUB - ENSAMBLE POSTERIOR DEL TREN MOTRIZ	23
REVISION		
G. ORDONEZ		



también por Uzina Tractorul Brasov, ya que constructivamente está integrada con la caja de velocidades y la transmisión, tal como se puede ver en la lámina N°12, por este motivo, no existen problemas de ensamblaje, ya que los tres conjuntos fueron diseñados y desarrollados como un sistema integral.

b) **Acoplamiento llantas posteriores-semi-ejes.** - Independientemente de la configuración que pueda tener la transmisión final, en casi todos los casos, los semi-ejes posteriores de los tractores de ruedas, terminan en bridas de acoplamiento o en cubos, según sea el diseño adoptado por el fabricante del tractor; sin embargo, en cualquiera de los dos casos, las caras exteriores, están destinadas a ser las superficies de contacto con los discos (o cuerpos) de los aros de las llantas posteriores. Por esta razón, es indispensable que los agujeros de ambos, coincidan en número, diámetro y ubicación para posibilitar la fijación mediante pernos o espárragos.

Para la presente tesis, esta similitud de medidas está garantizada debido a que tanto los fabricantes de aros propuestos (Borlem) como los fabricantes de los semi-ejes (Uzina Tractorul Brasov) (así como la mayoría de fabricantes de estos componentes, en todo el mundo) utilizan las dimensiones planteadas en las normas SAE J711, J712 y J714, según se puede ver en el siguiente cuadro aplicado a nuestro caso:

	# Agujeros	$\phi$ Agujeros (mm)	$\phi$ Ubicación de Agujeros (mm)	$\phi$ Alojamiento cubo (mm)	$\phi$ Cubo (mm)
Aros	8	16	203.2 (8")	152.4 (6")	---
Semi-ejes	8	16	203.2 (8")	---	152.4 (6")

## 6. EL SISTEMA DE FRENOS

Las capacidades de obtener una disminución forzada de la velocidad, lograr una detención rápida o mantener la inmovilización, constituyen unas características importantes en un tractor, ya sea como condiciones de operación o como factores de seguridad.

La necesidad de frenar un tractor, surge en diversas situaciones, siendo las principales las siguientes:

- a) Cuando es necesario disminuir la velocidad o detener el tractor, durante el trabajo normal del mismo.
- b) Cuando es necesario evitar el aumento de la velocidad, al bajar pendientes.
- c) Cuando se desea asegurar la inmovilización de un tractor estacionado.

El frenado puede definirse como un proceso físico, destinado a disminuir la velocidad de un vehículo, detenerlo o mantenerlo sin movimiento, mediante la acción de una fuerza externa que genera una oposición al movimiento o a la tendencia al movimiento, según sea el caso. Para el efecto, se requiere del uso de un sistema de frenado, el cual está constituido por siguientes componentes:

- a) **Fuente de energía.** - Es la parte del sistema, que suministra la energía para el frenado.
- b) **Dispositivo de mando.** - Constituido por todas las piezas del sistema de frenos que permiten accionarlo, sostener el efecto de frenado o desactivar el sistema.
- c) **Dispositivo de transmisión.** - Está formado por aquellas partes del sistema de frenos, mediante las cuales se transmite la energía a los frenos.

- d) **Freno.** - Es el elemento del sistema donde se producen las fuerzas que se oponen al movimiento (o a la tendencia al movimiento) del vehículo.

Desde el punto de vista físico, la energía cinética acumulada por el tractor en movimiento, se opone a la reducción de velocidad, por lo tanto, para lograr un frenado efectivo, esta energía deberá ser absorbida de alguna forma, convirtiéndola en trabajo, lo cual se logrará creando resistencias artificiales al movimiento, mediante el sistema de frenos.

Por otra parte, el propósito del frenado, cuando el tractor avanza cuesta abajo, es absorber la energía potencial del vehículo, desarrollada en este caso.

Finalmente, el frenado de un tractor estacionado es una importante condición de seguridad para garantizar la conservación de su posición, más aún si es que se encuentra ubicado en una pendiente, e incluso si el operador está ausente.

Tal como se adelantó, la fuente principal de resistencias artificiales es el sistema de frenos, mediante el cual se crea torques de rozamiento para tratar de impedir el giro de las ruedas. De esta forma, la energía del vehículo, se transforma en trabajo de fricción de los frenos, o en otro caso, si los frenos están aplicados a su máxima capacidad (habiendo logrado detener el giro de las ruedas) y esto no resulta suficiente para detener al tractor, este, continuará su movimiento, pero patinando, en cuyo caso, habrá además un rozamiento adicional entre las ruedas y el camino. En ambos casos, se generará calor, el cual se disipa a la atmósfera circundante.

El comportamiento del tractor durante el frenado, puede ser expresado mediante la siguiente ecuación:

$$-\frac{dv}{dt} = g \frac{F_{fr} + \sum F_r}{\delta_{gir} W}$$

donde:

$\frac{dv}{dt}$  = Aceleración del tractor. Al ser antecedido por un signo negativo, indicará un efecto de desaceleración.

$g$  = Aceleración de la gravedad.

$F_{fr}$  = Fuerza de frenado.

$\Sigma F_r$  = Sumatoria de las resistencias externas que se oponen al movimiento del tractor, cuando este opera en condición de marcha estable.

$\delta_{gir}$  = Coeficiente que toma en cuenta las masas giratorias del tractor. Puede ser calculado aproximadamente mediante la siguiente expresión:

$$1.15 + 0.001 (i_{tr})^2$$

$W$  = Peso total del tractor (incluyendo remolques o implementos instalados).

Esta ecuación, no es sino una ecuación diferencial de movimiento, en la cual se ha sustituido  $F_{tg}$  por  $F_{fr}$  y además al ser este último término del mismo sentido que  $\Sigma F_r$  (oponiéndose ambos al movimiento), hace que la ecuación tenga el signo negativo, denotando así el efecto de deceleración.

Como se puede observar, esta expresión es formalmente correcta, sin embargo, es usada muy pocas veces en la práctica, debido fundamentalmente a que la interacción entre los términos  $\Sigma F_r$  y  $F_{fr}$  solo puede ser evaluada en forma experimental y los resultados obtenidos son casi irrepetibles, aún para el mismo tractor, debido a un cierto efecto de histéresis. Desde hace mucho tiempo este problema es objeto de investigación sin que hasta la fecha se haya logrado una respuesta satisfactoria. En tanto se resuelve esta cuestión, en la industria automotriz de diversos

países, basándose en la amplia experiencia industrial acumulada, se utilizan métodos semi-empíricos para calcular y evaluar los sistemas de frenos, y es en este sentido que el ente de normalización alemán (DIN) elaboró una serie de normas que posteriormente fueron tomadas como base por el Consejo de la Comunidad Europea para emitir las Normas 71/320 CEE, y, 74/132 CEE ("Equipos de frenado normalizados", y, "Exigencias que deben cumplir los sistemas de Frenado"), cuyo uso es actualmente obligatorio en todos los países de la CEE.

Con ciertas variantes, estos documentos, han tenido una aceptación generalizada en los organismos de normalización técnica del resto del mundo, incluyendo la ISO.

Las secciones siguientes del presente capítulo se han elaborado, tomando como referencia las siguientes normas:

ISO 611 :1997	Braking of Automotive Vehicles.
ISO 7309:1985	Hydraulic Braking Systems.
ISO 5697:1982	Determination of Braking Performance
ISO/TR3778:1987	Agricultural Tractors- Maximum actuating forces required to operate controls.

Actualmente, diversos comités técnicos trabajan activamente elaborando propuestas para aproximar los criterios y procedimientos de las normas ISO y SAE, relativas a sistemas de frenos.

**6.1 Clasificación de los Sistemas de Frenos Automotrices más utilizados.** - En la industria automotriz se utiliza una diversidad de sistemas de frenos con innumerables variantes de diseño. Según los diversos criterios utilizados, pueden ser agrupados de distintas formas, siendo las clasificaciones más utilizadas las que se señalan a continuación:

### 6.1.1 Sistemas de frenos según la aplicación. -

- a) **Sistemas de frenos de servicio.** - Son aquellos que pueden ser accionados por el conductor a voluntad y utilizarse durante el servicio normal del vehículo aplicándolos de un modo gradual.
- b) **Sistemas de frenos auxiliares (o de emergencia).** - Son los sistemas que pueden ser accionados por el conductor de un modo gradual y son utilizados en caso de fallar los frenos de servicio.
- c) **Sistemas de frenos de estacionamiento.** - Son los sistemas mediante los cuales, se puede mantener detenido al vehículo aún en pendientes y sin el conductor.

### 6.1.2 Sistemas de frenos según la fuente de energía. -

- a) **Sistemas de frenos por fuerza muscular.** - En estos sistemas, la energía para generar la fuerza de frenado, procede únicamente del conductor.
- b) **Sistemas de frenos por fuerza auxiliar.**- Son los sistemas en los que la energía para la generación de la fuerza de frenado procede de la fuerza física del conductor y de una o varias fuentes adicionales de energía.
- c) **Sistemas de frenos por fuerza exterior.** - En estos sistemas, toda la energía para la generación de la fuerza de frenado procede de una o varias fuentes de energía exceptuando la fuerza física del conductor.
- d) **Sistemas de frenos por energía cinética del remolque.** - La energía para la generación de la fuerza de frenado procede del movimiento del remolque, en dirección al vehículo tractor.

### **6.1.3 Sistemas de frenos según el tipo de dispositivo de transmisión.**

- a) Circuito único
- b) Circuito múltiple

### **6.1.4 Sistemas de frenos según la estructura de los mismos**

- a) Con frenos de cinta
- b) Con zapatas y tambor
- c) Con discos

## **6.2 Análisis comparativo de los sistemas de frenos en tractores agrícolas de ruedas. -**

Utilizando los criterios de clasificación considerados en el párrafo anterior es posible efectuar una selección adecuada de las características que deberá tener el sistema de frenos que se considera en esta tesis:

- a) **Según la aplicación.** - Considerando que los tractores de ruedas tienen velocidades de desplazamiento relativamente pequeñas, se ha generalizado en este tipo de vehículos, el uso de un solo sistema, siendo este el sistema de frenos de servicio. En el análisis de los tractores más utilizados en el país, no se ha encontrado ningún caso en el que se utilicen frenos auxiliares, y solo algunos tractores cuentan con frenos de estacionamiento. Para la presente tesis se adoptará la tendencia generalizada en los tractores observados, esto es un solo sistema (frenos de servicios) aplicado a las ruedas posteriores y, accionado mediante dos pedales, (uno para cada rueda posterior) de tal forma que puedan accionarse conjuntamente o por separado (para facilitar el giro del tractor) existiendo la posibilidad de trabar los pedales ya sea para aplicarlos conjuntamente o para mantener frenado al tractor cuando este está detenido (cumpliendo así la función de frenos de estacionamiento).

- b) **Según la fuente de energía.** - Los sistemas accionados únicamente por la fuerza muscular del conductor ya han sido descartados de los tractores medianos y grandes hace mucho tiempo. Por otro lado, los sistemas por fuerza exterior y por energía cinética se emplean mayormente en vehículos pesados o en trenes de vehículos (trailers), debido a que están constituidos por un conjunto de componentes de cierta complejidad y, por lo tanto, con un precio relativamente caro. En tractores agrícolas medianos se prefiere los sistemas por fuerza auxiliar, llamados también servofrenos, debido a que su eficiencia es comparable a los sistemas por fuerza exterior, siendo su configuración más simple, su precio menor y aunque su capacidad sea más reducida, resulta suficiente para los requerimientos de los tractores agrícolas.
- c) **Según el tipo de dispositivo de transmisión.** - En todos los tractores observados se ha verificado el empleo de sistemas de freno de circuito único; esto es explicable por el menor riesgo existente en tractores, en comparación con otro tipo de vehículos de mayor velocidad (automóviles, camiones, etc.). En base a esta consideración, para el tractor propuesto en la presente tesis, se especificará un sistema de freno de circuito único.
- d) **Según la estructura de los frenos.** - Los frenos menos eficientes, son los de cinta, por este motivo, su uso ya ha sido prácticamente descartado en vehículos medianos y grandes en general (y en tractores de esas categorías de dimensión, en particular), quedando reservado su uso actual a algunas aplicaciones especiales (pequeños vehículos eléctricos, tractores para jardines, etc.). Los sistemas con zapatas y tambores tienen una gran capacidad, pero requieren un volumen relativamente grande para su instalación, debido no solo al gran tamaño de sus componentes, sino también a la mayor circulación de aire requerida para su enfriamiento, estas características hacen que estos sistemas sean destinados preferentemente a vehículos pesados, o donde no exista restricciones de espacio.

En una posición de ventaja pueden ser considerados los frenos de discos ya que, si por



un lado su capacidad es menor al sistema de tambor y zapatas, su eficiencia es mayor, son mas compactos, y al tener su superficie de fricción plana, requieren de una presión menor sobre esta, causando menos calentamiento y menor desgaste en los forros. Por estas razones, la gran mayoría de los tractores medianos modernos usados en nuestro país, cuentan con sistemas de frenos de discos y para la presente tesis se considerará también el uso de este sistema.

### **Cuadro N° 18**

#### **Características del sistema de frenos seleccionado para la presente tesis**

<b>Criterio</b>	<b>Características seleccionadas</b>
<b>Aplicación</b>	<b>Sistema de frenos de servicio, accionado mediante dos pedales (uno para cada rueda posterior). Posibilidad de bloqueo de pedales para aplicar los frenos en forma simultánea a las dos ruedas posteriores, o usarlos como freno de estacionamiento.</b>
<b>Fuente de energía</b>	<b>Fuerza auxiliar (servo frenos)</b>
<b>Dispositivo de transmisión</b>	<b>Circuito hidráulico único de tubos y mangueras de alta presión.</b>
<b>Estructura de los frenos</b>	<b>De discos</b>

**Fuente: Elaboración propia**

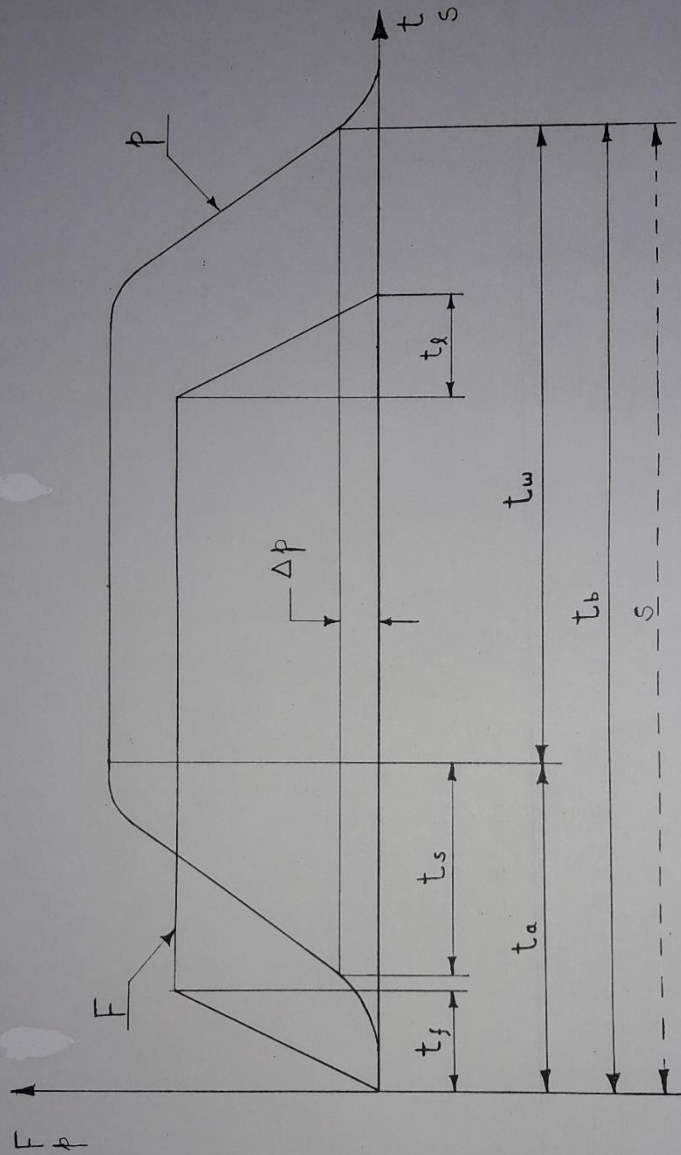
**6.3 Caracterización del proceso de frenado.** - Para visualizarlo con más facilidad, el proceso de frenado, puede ser graficado tal como se muestra en la Lámina N°24. Los factores que intervienen en él, pueden ser agrupados de la siguiente forma:

**6.3.1 Fuerzas involucradas en el proceso de frenado**

- a) **Fuerza de accionamiento.** - Es la fuerza ejercida en el dispositivo de accionamiento.
- b) **Fuerza tensora.** - Es la fuerza que pone en contacto los forros en los frenos de fricción y produce la fuerza de frenado por medio de la fricción en las superficies de los frenos.
- c) **Fuerza de frenado.** - es la fuerza total que se produce por el efecto de todo el sistema de frenos y que actúa oponiéndose al movimiento o a la tendencia al movimiento del tractor.

**6.3.2 Tiempos de duración de las diversas acciones del proceso de frenado**

- a) **Duración del movimiento del dispositivo de accionamiento ( $t_f$ ).**- Es el tiempo que transcurre desde que comienza el movimiento del elemento del dispositivo de accionamiento sobre el que actúa dicha fuerza, hasta que este alcanza su posición final.
- b) **Tiempo de respuesta ( $t_a$ ).** - Es el tiempo transcurrido desde el inicio del movimiento del dispositivo de accionamiento, hasta que comienza la fuerza de frenado.
- c) **Tiempo de aumento de presión ( $t_s$ ).** - es el tiempo que transcurre desde la aparición de la fuerza de frenado, hasta el momento en que esta fuerza alcanza su valor máximo.
- d) **Tiempo de frenado activo ( $t_w$ ).** - Es el tiempo que transcurre desde el inicio de la fuerza de frenado hasta su desaparición. Si el vehículo se detiene antes de desaparecer la fuerza de frenado, el inicio de la detención, representa el final de la duración del efecto de frenado.



$F$  : FUERZA DE ACCIONAMIENTO       $p$  : FUERZA DE FRENADO  
 $\Delta p$  : FUERZA NECESARIA PARA EL CONTACTO DE LAS ZAPATAS CON LA SUPERFICIE DE FRENADO  
 $S$  : TRAYECTO DE FRENADO

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL		FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION		AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO		LAMINA
ROGER SILVA M.	REPRESENTACION GRAFICA DEL PROCESO DE FRENADO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS		24
REVISION			
G. ORDONEZ			

- e) **Tiempo de suelta del freno ( $t_1$ )**. - es el tiempo que transcurre desde el inicio del movimiento del dispositivo de accionamiento, cuando se suelta el freno, hasta la desaparición de la fuerza del frenado.
- f) **Tiempo de frenado total ( $t_b$ )**. - Es el tiempo que transcurre desde el inicio de la fuerza de accionamiento, hasta el cese de la fuerza de frenado. Si el vehículo se detiene antes de desaparecer la fuerza de frenado, el inicio de la detención representa el final del tiempo de frenado.

### 6.3.3 **Otros factores que intervienen en el proceso de frenado.** -

- a) **Trayecto de frenado (S)**. - Es el trayecto que recorre el vehículo durante el tiempo de frenado total.

$$S = \frac{v^2}{200}$$

S = Trayecto de frenado (m).

v = Velocidad inicial de marcha (km/h)

- b) **Potencia de frenado (P)**. - Es la potencia requerida para detener un vehículo que se desplaza con una velocidad V

$$P = F V$$

siendo

F = Fuerza de frenado

- c) **Trabajo de frenado (W)**. - Es la integral de la fuerza de frenado F en los trayectos de frenado ds

$$W = \int F ds$$

- d) **Deceleración de frenado.**- Es la reducción de la velocidad de marcha  $v$  originada por el freno, en la unidad de tiempo  $t$ .

Puede ser expresada de dos formas:

#### **Deceleración instantánea**

$$a = \frac{dv}{dt}$$

#### **Deceleración media**

$$a_m = \frac{V_2 - V_1}{t_b}$$

Siendo

$V_1$  = Velocidad al comienzo del frenado.

$V_2$  = Velocidad al término del frenado.

$t_b$  = Tiempo de frenado total.

- d) **Relación de frenado(z).** - Puede ser expresada de dos formas:

$$z = \frac{a}{g}$$

$a$  = Deceleración de frenado.

$g$  = Aceleración debido a la gravedad.

$$z = \frac{F}{G}$$

F = Fuerza de frenado

G = Peso del vehículo.

Este parámetro es más utilizado en la segunda forma, ya que permite medir la eficiencia de los frenos. Convencionalmente se asigna una eficiencia de 100% cuando la fuerza de frenado (F) es igual al peso del vehículo. Son considerados buenos frenos aquellos cuya eficiencia es del orden del 60-80% (difícilmente se puede superar este valor). Son aceptables, cuando su eficiencia se encuentra entre 60% y 40% y son inaceptables por debajo de ese último nivel.

**6.4 Cálculo de los parámetros del sistema de frenos requerido.** - Para la presente tesis se considerará los siguientes datos iniciales:

Peso Total del Tractor : 4675 Kg ...  
(incluye contrapesos y agua en ruedas posteriores).

Velocidad máxima : 32 Km/hora = 8.89 m/seg.

Tiempo de frenado : 4 seg. (valor experimental)

Relación de frenado (eficiencia): 0.8

a) Cálculo de la fuerza de frenado requerida

$$z = \frac{F}{G}$$

Despejando:

$$F = 4675 \times 0.8 = 3740$$

b) Cálculo del trayecto de frenado

$$S = \frac{V^2}{200}$$

$$S = \frac{(32)^2}{200} = 5.12 \text{ m.}$$

c) Cálculo de la potencia de frenado.

$$P = F V$$

$$P = \frac{3740 \text{ Kg.} \times 8.89 \text{ m/seg}}{76 \left( \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}} \right) / \text{HP}} = 437.48 \text{ HP}$$

e) Cálculo de la capacidad de disipación de calor por el sistema de frenos.

$$1 \text{ HP} = 0.17811 \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}}$$

$$437.48 \text{ HP} \times 0.17811 \frac{(\text{Kcal/seg})}{\text{HP}} =$$

$$= 77.92 \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}} \times 4 \text{ seg.} = 311.7 \text{ Kcal}$$

**6.5 Selección del Sistema de Frenos.** - El sistema de frenos, debe ser en todo momento un conjunto de alta confiabilidad, debido a que de él depende no solo la seguridad del operario y

del tractor mismo sino también de las personas, vehículos y demás bienes que se encuentren en sus proximidades cuando se está desplazando. Por esta razón, al diseñar un nuevo vehículo (un tractor en este caso) se prefiere recurrir a empresas especializadas en la fabricación de sistemas de frenos para que suministren todos los componentes del sistema como un solo conjunto, ya que así se tendrá la seguridad de lograr un sistema bien balanceado, con cada una de sus piezas adecuadamente dimensionadas y fabricadas bajo estándares de calidad reconocidos, cubiertos además por una garantía técnica y de servicio.

En el Perú, no existe ninguna empresa que fabrique sistemas de frenos completos. La empresa FRENOSA se limita a la producción de forros, mayormente para los sistemas de zapata y tambor, y en menor medida para sistemas de disco. Ocasionalmente, incursionaron en la elaboración de otros componentes, pero en la actualidad han abandonado esos intentos. Pese a todo ello, mantienen ciertos vínculos con la empresa brasileña FREIOS VARGA S.A. que es el principal productor de sistemas de frenos en Latinoamérica, siendo un importante proveedor de diversos fabricantes de automóviles, camiones, tractores y demás vehículos en Brasil y en diversos países de América y otros continentes.

En la literatura técnica de Freios Varga, se puede apreciar que su política de ventas es totalmente abierta, es decir, que no tienen ninguna restricción para el suministro de cualquiera de sus productos.

Dentro de los diversos sistemas ofrecidos por esta empresa, se puede apreciar que el sistema **RCFD-0015** (actualmente usado en tractores Massey Ferguson producidos en Brasil), presenta características bastante similares a las que se ha calculado en el párrafo anterior, por este motivo se le ha seleccionado para la presente tesis, sin embargo, se debe enfatizar que, tal como lo recomienda la misma empresa, la elección, debe ser seguida de un cuidadoso trabajo de aplicación, el cual solo puede ser efectuado con seguridad, instalando el sistema elegido en



un prototipo del tractor, permitiendo descubrir cualquier incompatibilidad de ensamblaje que requiera rediseñar alguna pieza y efectuando luego las pruebas de funcionamiento correspondientes. Esta recomendación es fundamental, ya que la literatura de Freios Varga contiene muy poca información dimensional. En el Cuadro N°19 se muestra los parámetros del sistema elegido, comparándolos con los valores calculados en el párrafo anterior, adicionalmente en la Lámina N°25 se presenta un esquema de todo el sistema.

### **Cuadro N° 19**

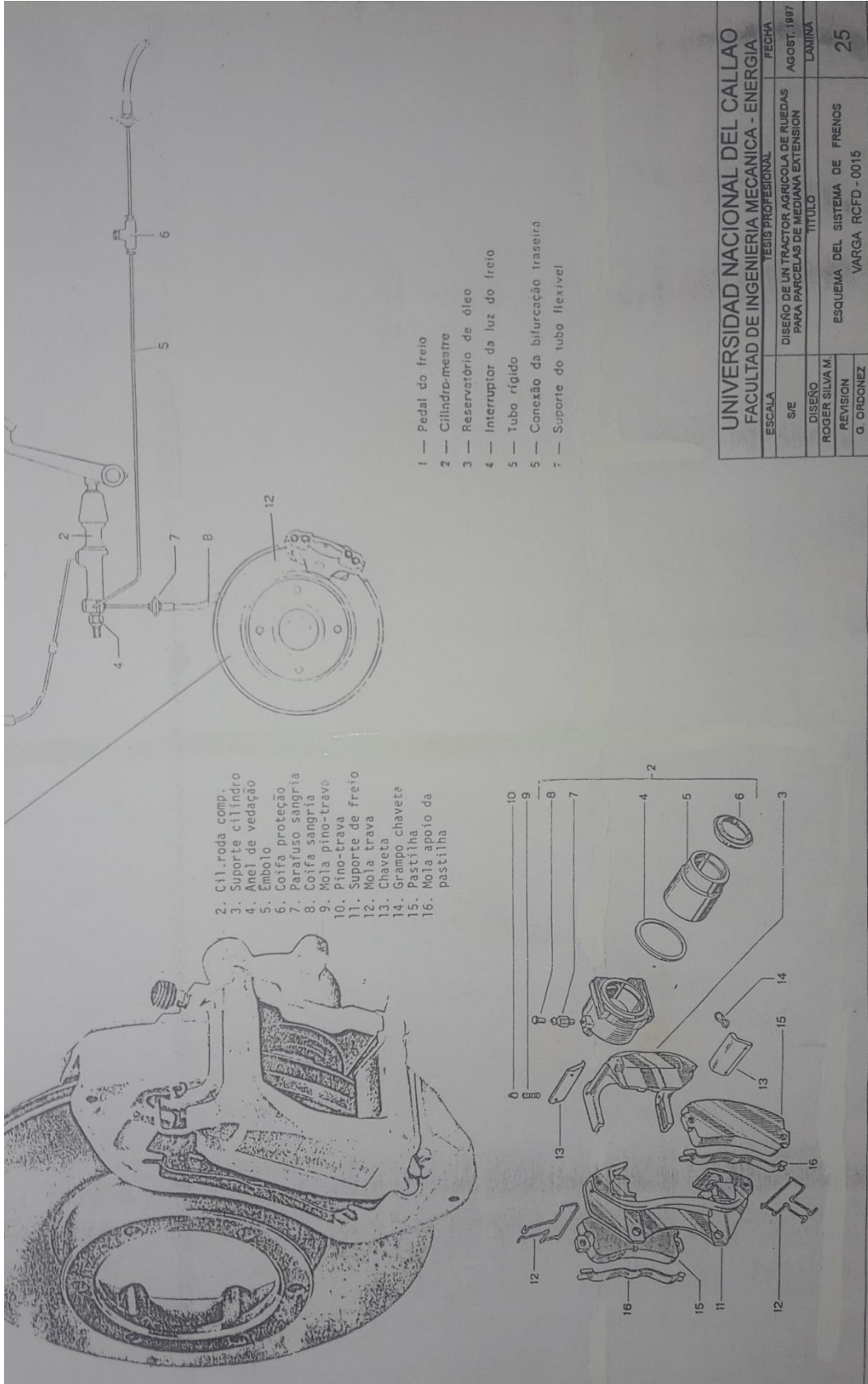
#### **Especificaciones técnicas del sistema de frenos seleccionado para la presente tesis**

<b>Parámetro</b>	<b>Calculado</b>	<b>VARGA RCFD - 0015</b>
Aplicación	Frenos de servicio	Frenos de servicio
Accionamiento	Servofrenos	Servofrenos
Dispositivos de transmisión	Circuito de tubos y mangueras	Circuito de tubos y mangueras
Estructura	Discos	Discos
Fuerza de frenado (Kg)	3740	4500 (máx.)
Potencia de frenado (Hp)	437.48	600 (máx.)
Disipación de calor (Kcal) (*)	311.7 (**)	465 (máx.)

**Fuente: Elaboración propia, en base a información publicada por Freios Varga S. A. - Brasil**

Notas: (\*) Disipación medida en 4 segundos

(\*\*) Calor generado



- 2. Cil. roda comp.
- 3. Suporte cilindro
- 4. Anel de vedação
- 5. Embolo
- 6. Coifa proteção
- 7. Parafuso sangria
- 8. Coifa sangria
- 9. Mola pino-trava
- 10. Pino-trava
- 11. Suporte de freio
- 12. Mola trava
- 13. Chaveta
- 14. Grampo chaveta
- 15. Pastilha
- 16. Mola apoio da pastilha

- 1 — Pedal do freio
- 2 — Cilindro-mestre
- 3 — Reservatório de óleo
- 4 — Interruptor da luz do freio
- 5 — Tubo rígido
- 5 — Conexão da bifurcação traseira
- 7 — Suporte do tubo flexível

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		FECHA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		AGOST. 1987
ESCALA	TESIS PROFESIONAL	LAMINA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	
DISEÑO	TITULO	
REVISION	ESQUEMA DEL SISTEMA DE FRENS	25
O. ORDONEZ	VARGA RCFD - 0015	

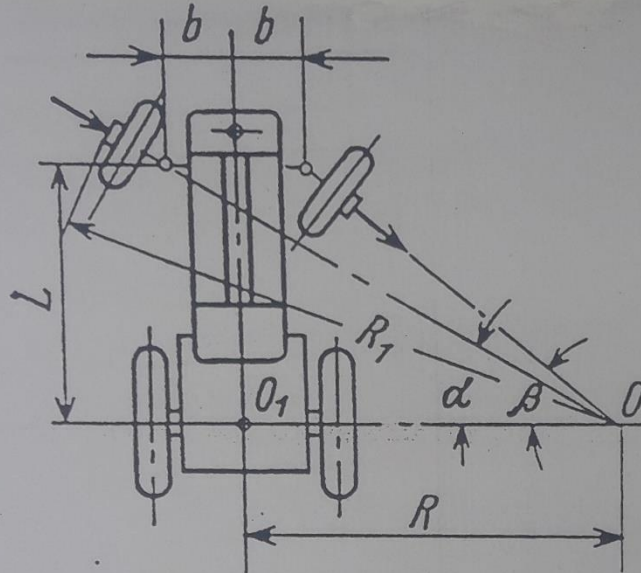
## **7. EL SISTEMA DE DIRECCION. EL PUENTE DELANTERO**

Todos los vehículos deben poseer dirigibilidad, es decir, la capacidad de mantener una dirección de marcha o de modificarla, cada vez que el operador lo considere necesario.

En el caso de los tractores agrícolas de llantas, inicialmente, se controlaba esta capacidad mediante sistemas puramente mecánicos que eran accionados con la fuerza física del conductor. Esta configuración se utilizó durante mucho tiempo, debido a que los tractores, al operar a velocidades reducidas, demandaban de un esfuerzo físico relativamente moderado para accionar su sistema de dirección. Al perfeccionarse y abaratarse los componentes hidráulicos, resultó factible liberar al conductor de toda fatiga innecesaria, para lo cual se desarrolló, entre otros, los sistemas de dirección activados y operados mediante circuitos hidráulicos.

En la actualidad, se ha adoptado ampliamente, entre los fabricantes de tractores agrícolas, el empleo de los denominados "Sistemas de dirección Hidrostática", es decir sistemas de dirección en los cuales no existe ningún dispositivo mecánico o eslabonamiento sólido que conecte la columna de dirección con las ruedas dirigidas; en lugar de ello, habrá un circuito hidráulico que, mediante apertura de flujos y variaciones de presión sobre el aceite presurizado contenido en el sistema, transmitirá y amplificará la fuerza aplicada por el operador al volante, trasladándola y convirtiéndola en fuerzas que el o los pistones de dirección ejercen sobre las ruedas dirigidas.

**7.1 Cinemática del cambio de Dirección.** - La condición general para el viraje de un vehículo, consiste en la rodadura, sin deslizamiento de las ruedas, ya que este deslizamiento dificulta el cambio de dirección y acelera el desgaste de los neumáticos. Para cumplir esta condición; es necesario que los ejes geométricos de todas las ruedas, se crucen en el centro instantáneo de rotación, al cual se le denomina "Centro de Giro del Vehículo", tal como se puede



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

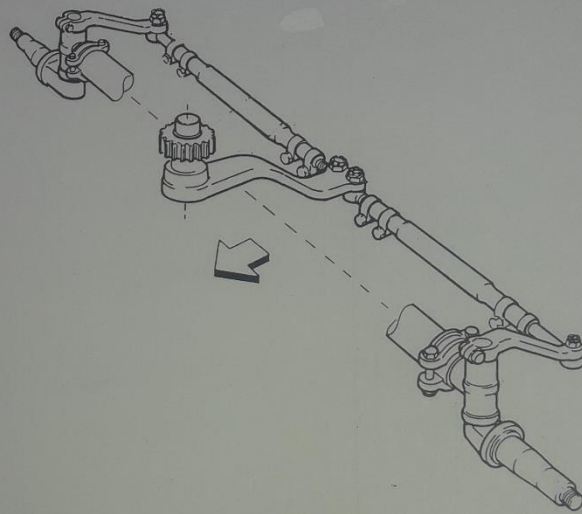
ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	REPRESENTACION GRAFICA DEL GIRO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS	26
REVISION		
G. ORDONEZ		

ver en la lámina N°26. Durante el giro del tractor en torno a este punto, cada rueda se encuentra en el plano tangencial a la circunferencia que ella describe, y el radio de rotación será perpendicular al plano de la rueda. La distancia comprendida entre el centro de giro y la mitad de puente trasero  $O_1$ , es el radio de giro  $R$ . Cuando en un tractor con ruedas dirigidas delanteras, estas son giradas por el conductor para cambiar la dirección de avance, los ejes geométricos de cada llanta y el radio de giro  $R$ , forman los ángulos  $\alpha$  y  $\beta$ .

Si se denomina  $2b$  a la distancia comprendida entre los ejes de los pivotes de las ruedas delanteras, y se considera que entre los ejes del tractor hay una distancia  $L$ , se podrá establecer la siguiente relación geométrica:

$$\cotg \alpha - \cotg \beta = \frac{2b}{L}$$

En la práctica, esta ecuación no logra ser exactamente cumplida, y a lo largo de los años se han propuesto diversos mecanismos que permitan obtener valores de  $\alpha$  y  $\beta$  lo suficientemente próximos a los valores teóricos que satisfacen esta expresión. La solución más difundida en la actualidad es la denominada "Dirección Ackermann" conocida también como "Trapezio de Dirección" que, como lo indica este último nombre, es un varillaje trapezoidal que actúa simultáneamente sobre las ruedas delanteras dirigidas (Ver Lámina N°27). Este mecanismo puede ser accionado ya sea por la fuerza física del conductor o por intermedio de un circuito hidráulico, siendo esta última la modalidad más utilizada, sobre todo en tractores agrícolas, y que será considerada también para la presente tesis.



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA		
ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	SISTEMA DE DIRECCION ACKERMANN	27
REVISION		
G. ORDONEZ		

## **7.2 Procedimiento de cálculo y dimensionamiento de los principales componentes del sistema de dirección hidrostática de un tractor agrícola.**

- El sistema de dirección de un tractor, debe ser también un conjunto de alta confiabilidad, requiriéndose como es lógico las máximas garantías cuando se diseña uno nuevo. Este es el motivo por el que los fabricantes de vehículos en general (y de tractores en particular) recurran a empresas especializadas en el diseño y fabricación de este tipo de sistemas para equipar a sus unidades.

Para la redacción de este capítulo, se contactó con los representantes en nuestro país, de varias de estas empresas, prefiriéndose a aquellas con mayor presencia en la industria de tractores, lográndose obtener información técnica de dos de ellas

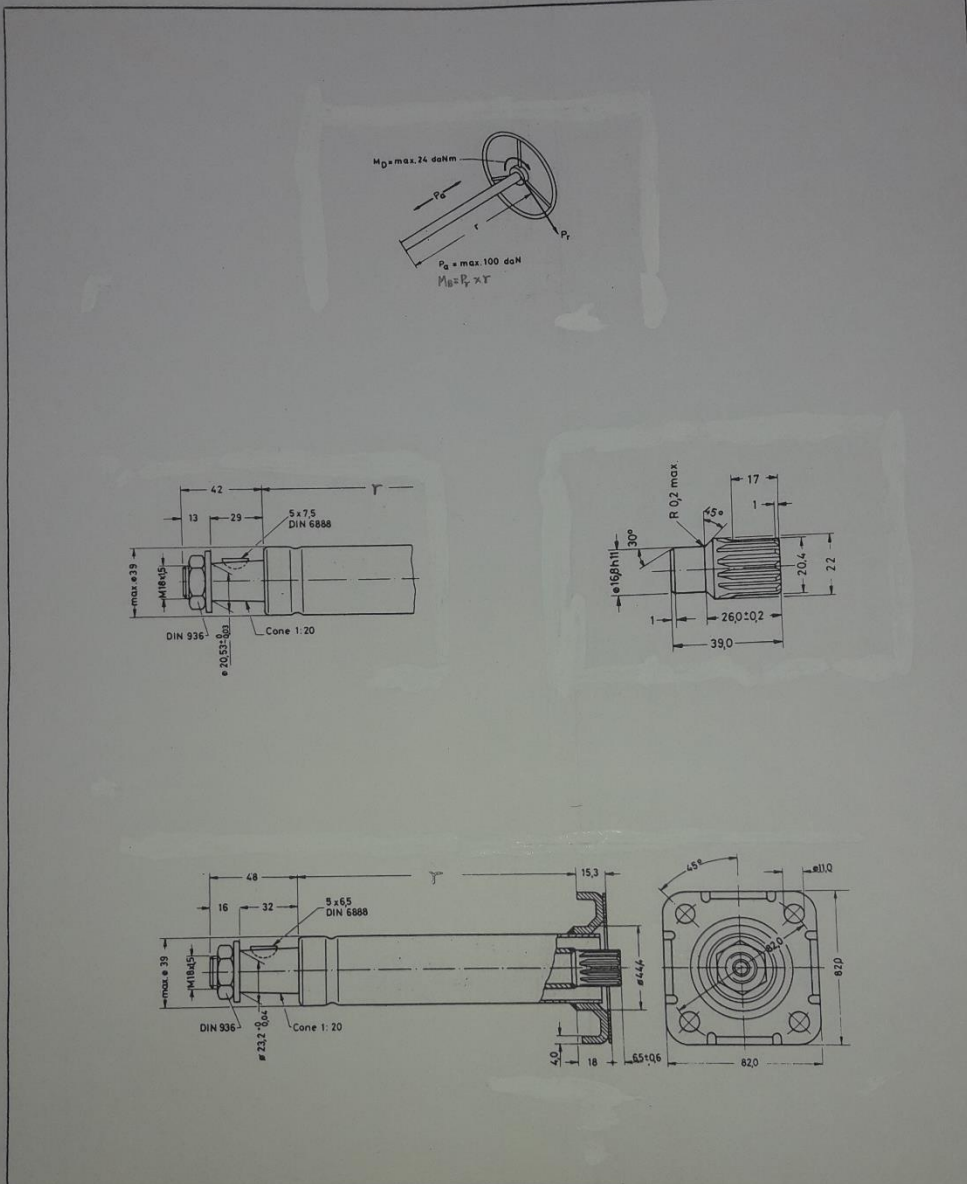
ZF                   (Alemania)

Danfoss           (Dinamarca)

Ambas empresas desenvuelven sus actividades a escala mundial, pero la primera de ellas ha hecho conocer más sus productos en nuestro país debido a una mayor agresividad comercial desarrollada desde su filial en el Brasil, donde cuentan con una fábrica para atender a sus clientes en Latinoamérica.

Comparando la información procedente de ambas fuentes, se observa una gran similitud en el desarrollo de los aspectos teóricos, sin embargo, para los fines de la presente tesis, se seleccionará más adelante los componentes del sistema de dirección en base a la literatura de ZF, debido a su mayor difusión en nuestro país, haciendo la salvedad que una selección definitiva solo podría efectuarse luego de un proceso de negociación con los posibles proveedores, en el cual estarían involucrados no solo aspectos técnicos sino también cuestiones comerciales, financieras, logísticas, garantía de servicio etc.

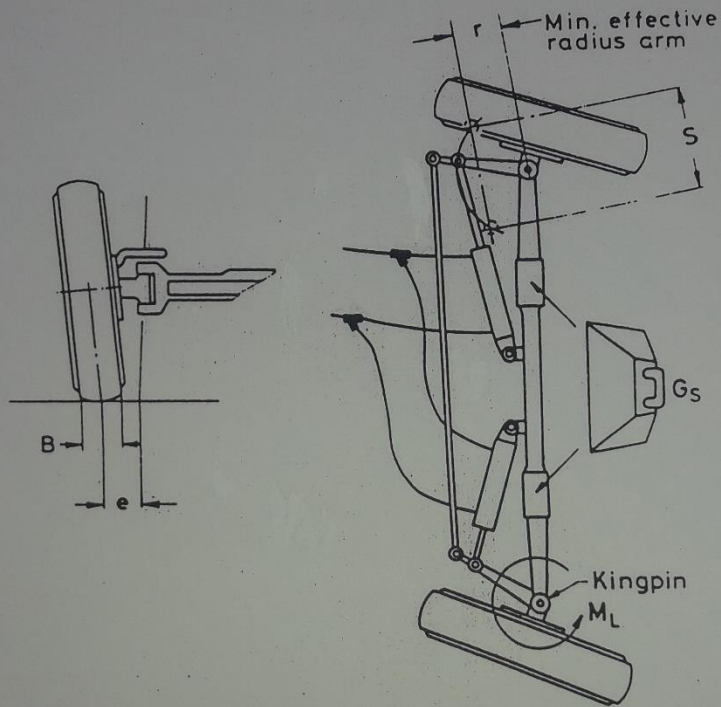
### **7.2.1 Volante y Columna de Dirección.** - Según la norma ISO/TR 3778-"Agricultural tractors.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	VOLANTE DE DIRECCION	28
REVISION		
G. ORDONEZ		





**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	DIMENSIONES PRINCIPALES DEL SISTEMA DE DIRECCION	29
REVISION		
G. ORDONEZ		

Maximum actuating forces required to operate controls", el volante de dirección podrá soportar una fuerza máxima de accionamiento de 600N (aplicada manualmente por el operador), cuando se presenten las condiciones más desfavorables, es decir, que falle la fuente de energía del sistema hidráulico y en esa circunstancia, hacer que el tractor haga un giro como para lograr un desplazamiento circular de 12m de radio, en menos de 8 segundos.

Tomando como referencia los esquemas mostrados en las láminas N°28 y N°29 se deberán cumplir, según recomendación de los fabricantes citados, los siguientes límites:

- a) Torque máximo aplicado a la volante ( $M_d$ ) = 24 daNm
- b) Torque máximo de flexión aplicando a la columna de dirección ( $M_b$ ) = 20 daNm
- c) Fuerza Axial máxima aplicada a la columna de dirección ( $P_a$ ) = 100 Kg.

**7.2.2 Torque aplicado al pivote de la rueda dirigida.** - Este factor puede ser calculado empleando la expresión experimental conocida como "Fórmula de Taborek".

$$M_L = 0.05G_s \times \frac{1}{1 + \frac{B}{e}} \times \frac{B}{200} \times \frac{f}{0.7}$$

Donde:

$M_L$  = Torque requerido para cambiar de dirección al tractor (aplicado en el pivote de la rueda delantera) (daNm)

$G_s$  = Peso soportado por el eje delantero del tractor. Para la presente tesis se considerará, un tercio del peso del tractor

$$1/3 \times 4675 = 1558 \text{ Kg.}$$

$$= 1528 \text{ daN}$$

$e$  = Distancia entre el pivote de una rueda delantera y el eje de la superficie de contacto de esta con el suelo. En los tractores similares observados en nuestro país, esta distancia es aproximadamente 100 mm.

$B$  = Ancho de la llanta delantera (mm). Para una llanta 7.50 x 16, el ancho correspondiente es 190 mm.

$f$  = Coeficiente de fricción entre las llantas y el suelo. En 5.1.6, se estableció que en la presente tesis se usará un valor de 0.17.

### 7.2.3 Pistones de Dirección

a) Cálculo de la fuerza ejercida por los vástagos de los pistones.

$$P = \frac{M_L}{r}$$

$P$  = Fuerza ejercida por los vástagos de cada pistón (daN)

$M_L$  = Torque aplicado al pivote de cada rueda delantera (daNm)

$r$  = Brazo de rotación mínimo para la aplicación de  $M_L$  (m)

b) Cálculo del diámetro interior de los pistones de dirección.

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 10^2 \times P}{\pi \times P_H} + d^2}$$

Donde:

D	=	Diámetro interno de cada pistón (mm)
P	=	Fuerza ejercida por los vástagos de cada pistón (daN)
P <sub>H</sub>	=	Máxima presión del circuito hidráulico
d	=	Diámetro del vástago del pistón. Los fabricantes recomiendan la siguiente proporción.

$$d = \frac{D}{2}$$

c) Cálculo del volumen de barrido del pistón.

$$V = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S \times 10^{-3}$$

Donde:

V	=	Volumen de barrido del pistón (cm <sup>3</sup> )
D	=	Diámetro interno del pistón (mm)
S	=	Carrera del pistón (mm)

#### **7.2.4 Recorrido del volante**

$$i = \frac{V}{V_v}$$

i	=	Cantidad de revoluciones que puede girar el volante entre los topes de cada lado. Los fabricantes recomiendan entre 3 y 4 por seguridad del tractor y comodidad del operador.
V	=	Volumen de barrido del pistón (cm <sup>3</sup> )

$V_v$  = Desplazamiento volumétrico de la unidad de dirección ( $\text{cm}^3/\text{Rev}$ ). Se deberá escoger entre las unidades de dirección ofrecidas por los fabricantes, de tal manera que se consiga un valor de  $i$  ubicado dentro del rango recomendado por ellos.

**7.2.5 Bomba Hidráulica de Dirección.** - Según lo observado en tractores de diversos fabricantes, esta bomba puede ser propulsada mediante una polea, conectada mediante una faja, con la polea del cigüeñal o lo que es más usual, acoplando la bomba, directamente a la caja de distribución del motor. En el motor Perkins C4.236.A, elegido para la presente tesis, se observa la existencia de una brida de acoplamiento (ubicada en la parte posterior de la caja de distribución) prevista especialmente para la instalación de una bomba hidráulica. Las dimensiones de esta brida corresponden a la norma SAE J518-c “Hydraulic 4 bolts flange type”, por lo tanto, la bomba hidráulica que se escoja, además de tener la capacidad adecuada, físicamente, deberá contar con una brida de empalme, cuyo diseño corresponda a la norma antes citada, para posibilitar su instalación. (Ver Lámina N°30). Adicionalmente, se deberá especificar las características del engranaje del eje de la bomba, de tal forma que sea compatible con las características del engranaje correspondiente de la caja de distribución y pueda obtenerse así no solo un ensamblaje correcto sino también la performance esperada de la bomba.

$$Q = V_v \times N_{\text{vol}} \times 10^{-3}$$

Siendo:

$Q$  = Caudal de entrega de la bomba (Lit/min)  
 $V_v$  = Desplazamiento volumétrico de la unidad de dirección elegida ( $\text{cm}^3/\text{rev.}$ )

$N_{vol}$  = Velocidad con que el operador hace girar a la volante (RPM).  
Los fabricantes recomiendan usar entre 60 y 100 RPM. Para la presente tesis, se tomará el valor máximo (100 RPM).

**7.3 Selección de los principales componentes del Sistema de Dirección.** - En la lámina N°31 se muestra un sistema de dirección hidrostático típico. Para la presente tesis se utilizará un sistema similar y por las razones señaladas en 7.2.0 se especificará preliminarmente componentes suministrados por ZF do Brasil. Aplicando las fórmulas establecidas en 7.2 se podrá efectuar la selección correspondiente.

a) **Cálculo de torque requerido para cambiar de dirección al tractor (aplicado al pivote de la rueda delantera).** - Aplicando la fórmula de Taborek con los valores mostrados en 7.2.2 para cada uno de sus términos, se tendrá:

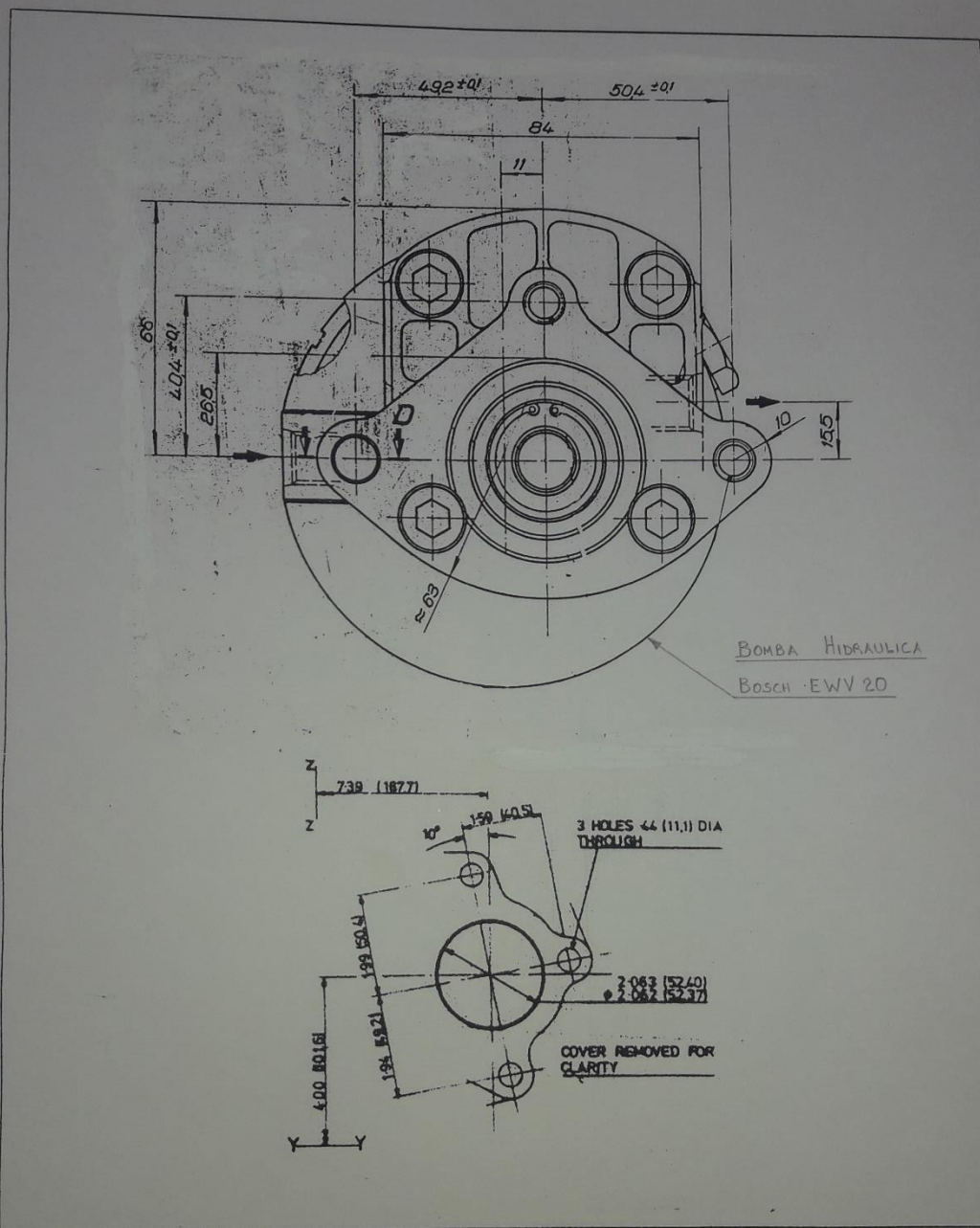
$$M_L = 0.05 \times 1528 \times \frac{1}{100} \times \frac{190}{200} \times \frac{0.17}{0.7} \times \frac{1}{1 + \frac{1}{190}}$$

$$M_L = 76.4 \times 0.655 \times 0.95 \times 0.24$$

$$M_L = 11.41 \text{ daN} \cdot \text{m} = 11.63 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

b) **Cálculo de la fuerza ejercida por los vástagos de los pistones.** - Según recomendación de ZF, el brazo de rotación  $r$  (Ver Lámina N°29), en tractores medianos deberá tener una longitud de entre 90 y 120 mm. Considerando para nuestro caso un valor intermedio de 110, se tendrá que el valor de la fuerza del pistón será:

$$P = \frac{11.41 \text{ daN} \cdot \text{m}}{0.110} = 103.7 \text{ daN} = 105.7 \text{ Kg}$$



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	BRIDA DE EMPALME DE LA BOMBA HIDRAULICA DEL SISTEMA DE DIRECCION	30
REVISION		
G. ORDONEZ		

c) **Cálculo del diámetro interior de los pistones.** - La presión máxima de trabajo en los circuitos hidráulicos utilizados en los sistemas de dirección ZF para vehículos medianos en general, ha sido establecida por este fabricante en 20 bar.

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 10^2 \times 103.7}{\pi \times 20} + \frac{D^2}{4}}$$

Despejando:

$$D = 29.66 \text{ aprox. } 30 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el diámetro del vástago será:

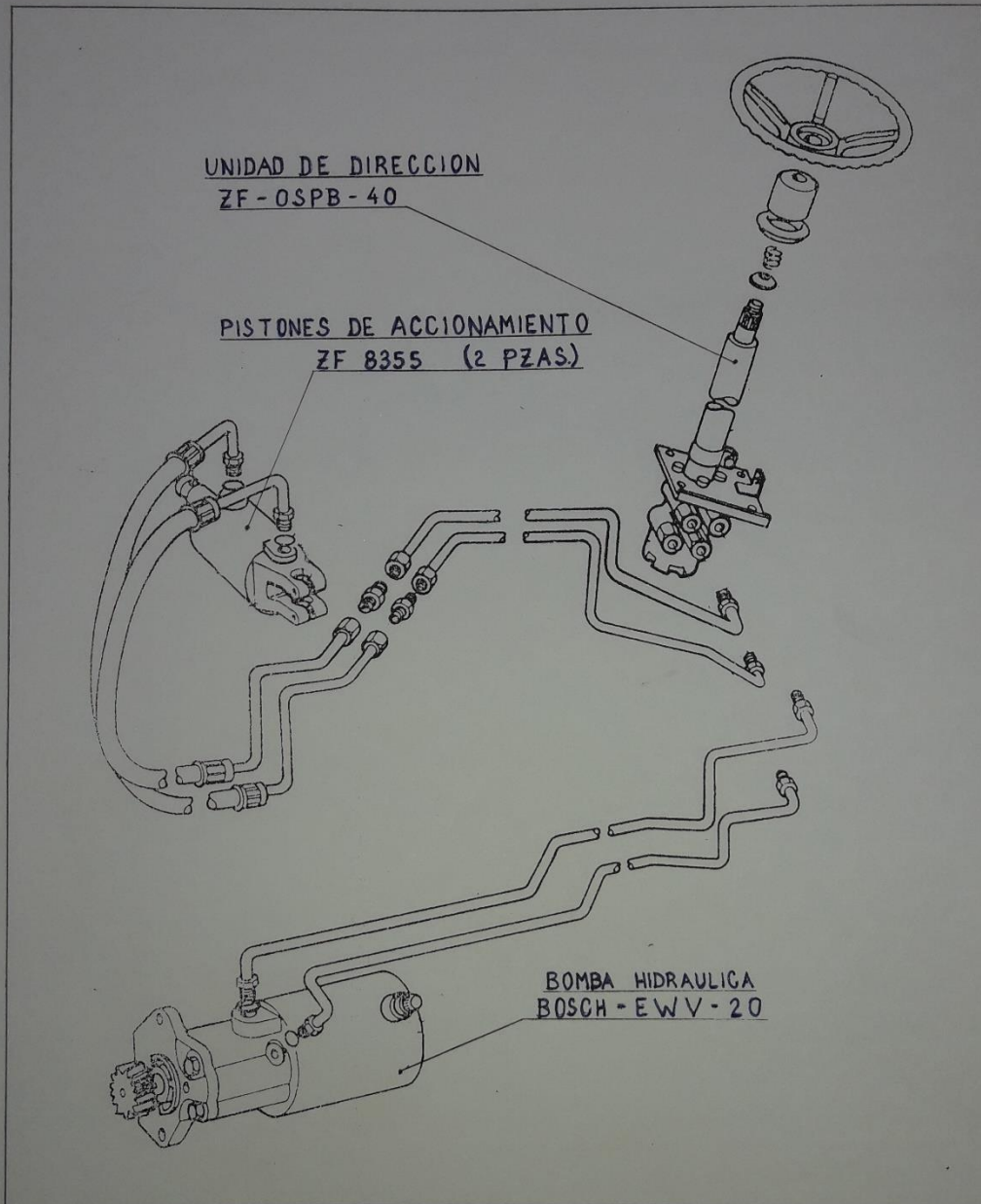
$$D = \frac{30}{2} = 15 \text{ mm.}$$

d) **Cálculo del volumen de barrido del pistón.** - Por comparación con los tractores observados, asumiremos para nuestro caso que los pistones de dirección tienen una carrera de 200 mm. Cabe señalar que en los catálogos ZF se muestra una gama muy amplia de longitudes de pistones (para el diámetro y fuerza calculados) lo que permitirá la selección más adecuada a la aplicación.

$$V = \frac{\pi}{4} \times (30)^2 \times 200 \times 10^{-3}$$

$$= 141.37 \text{ cm}^3$$





UNIDAD DE DIRECCION  
ZF-OSPB-40

PISTONES DE ACCIONAMIENTO  
ZF 8355 (2 PZAS.)

BOMBA HIDRAULICA  
BOSCH-EWV-20

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	SISTEMA DE DIRECCION DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS ESQUEMA DE CONJUNTO	31
REVISION		
G. ORDONEZ		

Considerando este resultado y los diámetros calculados en el punto anterior, se puede seleccionar los pistones **ZF 8355**, cuyo diámetro interior es 30 mm y el volumen barrido 140 cm<sup>3</sup>, pudiendo su vástago ejercer una fuerza de hasta 420 kg (correspondiente a una presión de trabajo de 60 bar).

e) **Recorrido del volante.** - escogiendo la unidad de dirección **ZF OSPB 40** que tiene un desplazamiento volumétrico de 38 cm<sup>3</sup>/rev

$$i = \frac{140}{38} = 3.72 \text{ rev}$$

Este resultado se encuentra dentro de los márgenes recomendados (3-4 revoluciones).

f) **Cálculo del caudal de la bomba hidráulica de dirección**

$$\begin{aligned} i &= 38 \times 100 \times 10^{-3} \\ &= 3.80 \text{ Lit/min} \end{aligned}$$

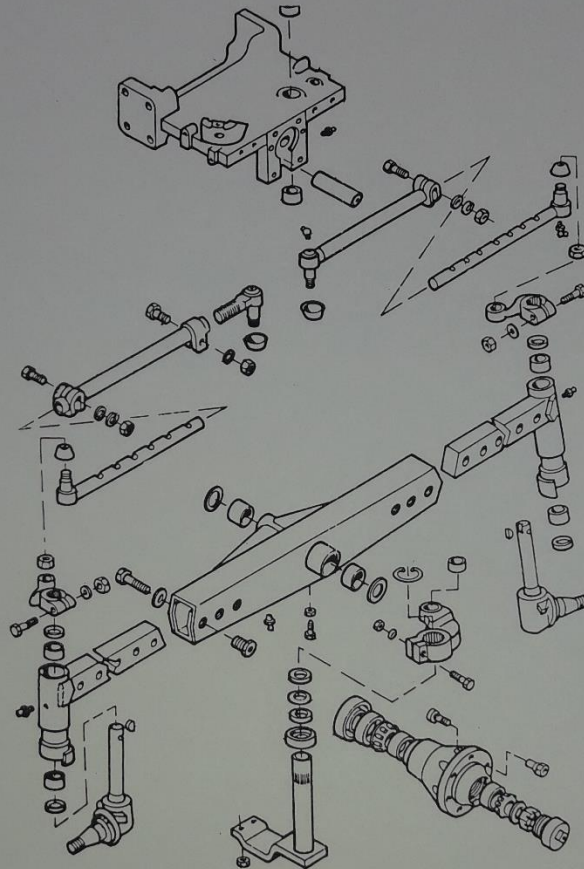
El motor escogido para esta tesis, puede ser suministrado por el fabricante con una bomba hidráulica instalada en la parte posterior de la caja de distribución. Esta bomba es un componente opcional. Analizando la información técnica de Perkins, se puede ver que la bomba hidráulica, es fabricada por **Robert Bosch do Brasil modelo EWV-20** con tanque de almacenamiento de aceite incorporado y caudal de entrega a 1800 RPM de 15 lit/min. Según las tablas de equivalencia de ZF, esta bomba es compatible con los demás componentes de dirección seleccionados, requiriéndose únicamente la válvula de sobre flujo **ZF 7720** en la unidad de dirección (también suministrada por ZF) que permitirá recircular el flujo excedente. Esta válvula puede ser calibrada dentro de márgenes relativamente amplios de tal forma que solo deje pasar el flujo necesario para el funcionamiento suave de todo el sistema de dirección.

Según la metodología de trabajo de ZF, con los componentes arriba seleccionados, esta empresa configura un sistema de dirección, adicionándole los accesorios necesarios (válvulas, tuberías, filtros, etc.) y efectúa pruebas preliminares de todo el sistema en un tractor similar al que se está desarrollando. Finalmente, cuando el fabricante de tractores disponga de un prototipo de su nuevo modelo, personal de ZF procede a instalar el sistema de dirección mencionado y recién en este momento se efectúan las pruebas finales, según los procedimientos de ensayo de ZF y según los procedimientos establecidos por el ente de normalización elegido por el fabricante del tractor (ISO, SAE, DIN, BS, etc.).

Si resultan positivas las evaluaciones, ZF otorga recién su garantía, respaldando el uso de su sistema de dirección en el nuevo tractor. Este procedimiento es casi idéntico al que siguen otros fabricantes de sistemas de dirección por lo tanto se le aceptará también, para la presente tesis.

**7.4 El Puente delantero.**- En los tractores de llantas con tracción solo en las ruedas posteriores, el puente delantero resulta ser bastante simple, tal como se ve en la lámina N°32 ya que no se requerirá que esté en rotación; por esta razón, es muy frecuente el empleo de un elemento tubular de sección rectangular conformado por dos perfiles “C” soldados entre sí, en cuyos extremos encajan dos barras macizas deslizantes, provistas cada una de ellas de un soporte tubular para los muñones, donde se instalarán las ruedas delanteras del tractor, montadas sobre rodajes. Cabe señalar que las barras macizas están dotadas de agujeros (lo mismo que el elemento tubular rectangular) los cuales sirven para regular el ancho de la trocha delantera, según lo especificado en la norma ISO 4004 “Agricultural tractors - Tracks widths” (Tractores agrícolas - ancho de trochas)

Otras dos funciones importantes que debe cumplir el puente delantero son:



REF. : AGRALE - MODELO 3000

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	PUENTE DELANTERO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS ESQUEMA DE CONJUNTO	32
REVISION		
G. ORDONEZ		

- a) Servir de soporte a los pistones del sistema de dirección.
- b) Servir de apoyo al motor y al soporte de los contrapesos delanteros. Para esta función los fabricantes suelen usar un soporte intermedio de fierro fundido, diseñado para las dimensiones del motor que se ha elegido, de esta forma si se desea utilizar el mismo puente con un motor diferente, bastará con cambiar solamente el soporte intermedio, manteniéndose sin variaciones el resto del conjunto.

La configuración que se ha descrito es la que utiliza la casi totalidad de tractores medianos con tracción 4x2, existentes en nuestro país, por esta razón habiendo demostrado ampliamente su eficacia, será empleada también para nuestro caso.

Pese a su aparente sencillez, para la presente tesis, se considerará que este componente deberá ser adquirido a un proveedor especializado, por lo menos durante una etapa inicial, mientras pueda ser desarrollado adecuadamente por un proveedor local. La razón de esta precaución está en que, las cargas que debe soportar el puente están constituidas por una combinación de cargas constantes, cíclicas y aleatorias, pudiendo ser tanto de flexión como de torsión y si bien cierto que las magnitudes de estas cargas no son elevadas, el hecho que el régimen de trabajo sea bastante intenso, hace que este componente esté expuesto a fallas por fatiga. Por esta causa, el diseño del puente delantero de un tractor, para que sea válido, deberá estar respaldado por las pruebas funcionales respectivas, ya sea en un banco de ensayos o colocándolo directamente en un tractor que esté sometido a un régimen normal de trabajo. La duración de las pruebas, según la metodología de ensayos de fatiga para componentes automotrices de la SAE, deberá de cubrir 1'000,000 de ciclos sobre no menos de 1000 horas de trabajo efectivo, con inspecciones mediante métodos no destructivos cada 100 horas.

En nuestro país, una empresa nacional (FIANSA) logró desarrollar en forma satisfactoria

los puentes delanteros para los tractores MF 265 y MF 290, ensamblados por TASA en su planta de Trujillo, pero debido al cese de operaciones de esta última, estos componentes no llegaron a ser utilizados en la producción normal de tractores.

Conforme a lo indicado anteriormente, para la presente tesis se considerará que inicialmente los puentes delanteros deberán ser importados hasta que se logre conseguir un proveedor local que pueda desarrollarlos y suministrarlos en condiciones satisfactorias.

Como información referencial, se puede señalar que las empresas **Agrale Equipamentos** y **Zanello** de Brasil y Argentina respectivamente, además de producir tractores con su propia marca, también son proveedores de otros fabricantes de tractores en sus respectivos países, suministrándoles entre otros componentes, los puentes delanteros así como los conjuntos completos para enganche en tres puntos, tal como se verá en un capítulo posterior. En lo referente a los puentes delanteros, estas empresas ofrecen en sus catálogos, suministro de estos componentes según su propio diseño con una gran variedad de soportes intermedios fundidos, algunos de los cuales han sido desarrollados para el motor Perkins 4.236.A, similar al seleccionado para esta tesis.

Por las razones expuestas, se asumirá que, para nuestro caso, se adquirirá los puentes delanteros a Agrale, por conveniencia logística.

La selección definitiva del modelo de puente, solo podrá efectuarse luego de negociar con el proveedor las condiciones de suministro, ya que, desde el punto de vista técnico, las soluciones posibles son numerosas, pero el modelo que más se aproxima a los requerimientos de nuestro caso es el **AGRALE 3000**.

## **8.0 ENGANCHE EN TRES PUNTOS. SISTEMA HIDRAULICO PARA CONTROL DE IMPLEMENTOS**

Prácticamente desde los inicios de la era de la mecanización agrícola se planteó un problema muy serio para los usuarios, cuando estos se dieron cuenta que, al comprar un tractor se veían también automáticamente obligados a comprar los implementos que el fabricante había construido en forma específica para ese modelo de tractor, resultando imposible el uso de estos en tractores de diferente modelo y marca. Esta situación, como es natural, causó innumerables inconvenientes y su solución fue evolucionando lentamente, hasta que se llegó al concepto de "enganche en tres puntos", el cual fue rápidamente adoptado por muchos fabricantes, aunque con algunas variantes dimensionales.

Finalmente, en Estados Unidos la SAE (Society of Automotive Engineers) emitió en 1959 unas normas fijando las características de diseño y dimensiones para este mecanismo, lo que permitió con el tiempo lograr la ansiada intercambiabilidad de implementos en cualquier tractor de un mismo tipo, independientemente de quien sea su fabricante. Luego de varias revisiones y actualizaciones la norma hoy vigente es la J715 - Three- Points Free Link - Hitch Attachment of Implements to Agricultural Wheeled Tractors (Enganche libre en tres puntos - Fijación de Implementos a Tractores Agrícolas de Ruedas).

Sin embargo, subsistía otro problema operativo, consistente en la imposibilidad de regular la posición de los implementos cuando el tractor estaba en movimiento, ya que, los eslabones del mecanismo de enganche en 3 puntos mantenían al implemento en la posición en que era instalado inicialmente; por lo tanto, debido a la inevitable irregularidad del terreno, la profundidad de trabajo del implemento era también completamente irregular, siendo muy frecuente que las herramientas del implemento quedarán en el aire, dejando tramos sin labrar,

hasta que por el mismo desnivel del suelo, las herramientas volvían a tomar contacto con la superficie de trabajo. Como es evidente, también ocurría el caso inverso, esto es que por la misma causa, las herramientas se introdujeran demasiado hasta quedar incrustadas; llegando a provocar en ocasiones la volcadura del tractor.

Estos problemas subsistieron hasta que finalmente se desarrolló un sistema de control hidráulico que permitía posicionar el implemento con facilidad, de tal forma que la profundidad de trabajo fuera la más adecuada, y adicionalmente mediante el uso de válvulas de control, se conseguía un efecto "palpador" que corregía automáticamente el ángulo de los brazos del enganche en tres puntos, compensando en parte las irregularidades del terreno.

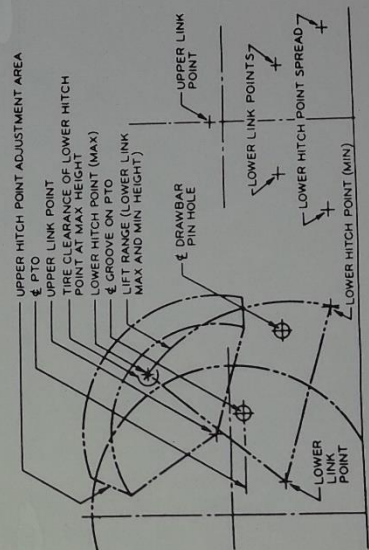
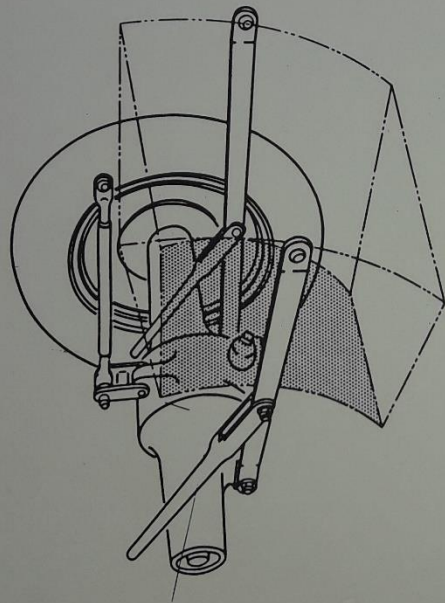
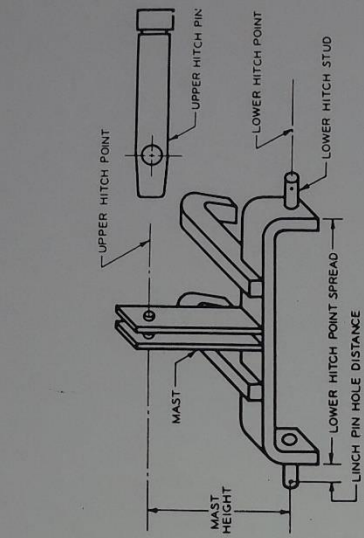
Actualmente, el enganche en 3 puntos y sus mecanismos de elevación y control han sido combinados en un solo sistema, controlado hidráulicamente y esta solución ha sido adoptada por casi todos los fabricantes de tractores agrícolas del mundo.

En la Lámina N°33 se muestra un esquema típico que permite comprender su funcionamiento.

**8.1 El enganche en tres puntos.** - Este mecanismo está constituido por tres puntos de apoyo y articulación ubicados en la parte posterior del tractor (generalmente se utiliza el puente trasero). De estos 3 puntos, dos de ellos se encuentran en la parte inferior, a una misma altura con respecto al suelo, uno a cada lado del tractor, y el tercero está a una altura mayor y en el plano de simetría longitudinal del tractor. En cada punto se instala un brazo rígido con uno de sus extremos articulados en dicho punto (permitiendo su giro libre).

En los extremos libres de los tres brazos habrá un agujero, de tal forma que, los implementos tengan preparados yugos de conexión con agujeros del mismo diámetro; de esta forma, para instalar un implemento, bastará con hacer coincidir el extremo libre de cada uno de los tres brazos, con su correspondiente yugo colocado en el implemento, asegurando cada





SAE J715 CLASE II

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	MECANISMO DE ENGANCHE EN TRES PUNTOS	33
REVISION		
G. ORDONEZ		

conexión mediante un pasador, obteniéndose así 3 puntos de conexión entre el tractor y el implemento.

En la norma SAE J 715 se establece las siguientes categorías para los enganches en 3 puntos:

<b>CATEGORIA</b>	<b>MAXIMA POTENCIA EN BARRA DE TIRO (HP)</b>
I	20 - 45
II	40 - 100
III y III-N	80 - 225
IV y IV-N	180 - 400

Cabe señalar que la norma SAE citada, ha sido concordada con la norma ISO 730 hasta hacerlas equivalentes, lográndose así una aceptación en todo el mundo de estos criterios.

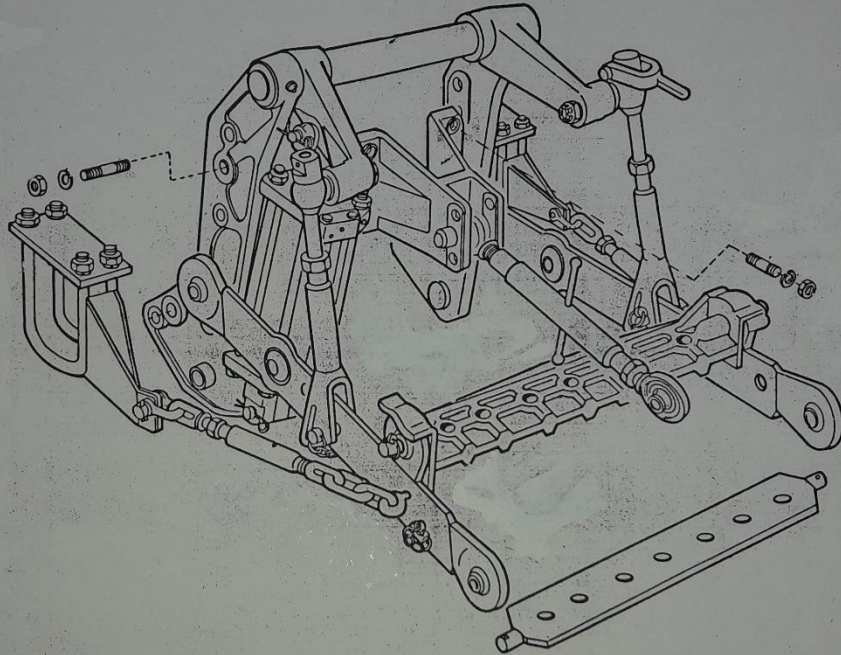
Para la presente tesis se seleccionará un enganche correspondiente a la Categoría II, debido a que el motor Perkins C4.236.A, previamente escogido, entrega una potencia máxima en la brida del cigüeñal de 77.7 HP y según se puede ver en la Lámina N°6, la eficiencia de transmisión entre motor y barra de tiro puede ser considerada aproximadamente 0.8, por lo tanto la potencia en barra de tiro para nuestro caso será 61.6 HP, estando este valor en el rango comprendido para los enganches en 3 puntos de la Categoría II. Esta elección coincide con los enganches utilizados en los tractores medianos más difundidos en nuestro país, según se puede ver en el Cuadro N°10. Ya que, en todos los casos, estos tractores tienen también enganches de la Categoría II.

En el Cuadro N°20 se muestra, solo como referencia, algunas de las dimensiones más

importantes consideradas en la norma SAE J715, para los enganches en tres puntos de la Categoría II. Esta estandarización de medidas ha permitido que los mecanismos y varillajes puedan ser fabricados por empresas independientes especializadas, las cuales los suministran a los fabricantes de tractores como conjuntos completos y pese a que existen ciertas particularidades en los diseños, solicitadas por cada fabricante, estas no afectan en modo alguno el montaje en cualquier tractor de la categoría correspondiente, independientemente de su marca y modelo así como de sus demás características técnicas. Por esta razón, cuando se selecciona este mecanismo para ser usado en el diseño de un nuevo tractor, los factores determinantes serán el precio y los aspectos logísticos, quedando relegados los demás factores a un segundo plano, dada la similitud técnica existente entre todas las alternativas.

Para la presente tesis, se ha logrado obtener información técnica y precios de la empresa brasileña. **Agrale Equipamentos Ltda.**, habiéndose seleccionado el conjunto cuyo modelo es **TR-II-028** (ver Lámina N°34).

En este caso, se debe reiterar el comentario referido anteriormente a otros componentes, en el sentido, que esta elección solo puede ser considerada de carácter preliminar, quedando la selección definitiva sujeta al resultado de las negociaciones con los posibles proveedores.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	ENGANCHE EN TRES PUNTOS AGRALE TR - II - 028	34
REVISION		
G. ORDONEZ		

**Cuadro N° 20****Dimensiones principales relativas a los enganches en tres puntos****CATEGORIA II – SAE J 715****Dimensiones asociadas con el implemento**

<b>Dimensión</b>	<b>Máxima (mm)</b>	<b>Mínima (mm)</b>
<b><u>Punto de enganche superior</u></b>		
Ancho interior de la horquilla	-----	52.30
Ancho exterior de la horquilla	95.30	-----
Diámetro del agujero para el pasador	26.65	25.91
<b><u>Puntos de enganche inferior</u></b>		
Diámetro del pasador	28.45	28.19
Separación entre los puntos de acople	825.50	822.50
Altura del mástil del implemento	485.00	480.00

**Dimensiones asociadas con el implemento**

<b><u>Brazo superior</u></b>		
Ancho en el punto de enganche	51.10	-----
Diámetro del agujero para el pasador	25.91	25.60
Diámetro del pasador	25.50	25.15
<b><u>Brazos inferiores</u></b>		
Ancho en el punto de enganche	44.70	34.80
Diámetro de agujero para pasadores	28.96	28.70

**Condiciones de trabajo**

Máxima altura para la posición de trabajo más baja.	203	-----
Máxima altura para la posición de trabajo más alta	-----	914
Rango de elevación con carga	-----	610
Capacidad de elevación SAE J 715 y SAE J 283	Kg/HP (en barra) = 1.456	

Fuente: Society of Automotive Engineers - SAE

## **8.2 Sistema hidráulico para el control de implementos. -**

Tal como se indicó al inicio del presente capítulo, el mecanismo de enganche en tres puntos, resolvió el problema de la intercambiabilidad de implementos, pero no logró garantizar el adecuado desempeño de estos en las diversas y cambiantes condiciones de operación en el campo, que enfrenta todo tractor.

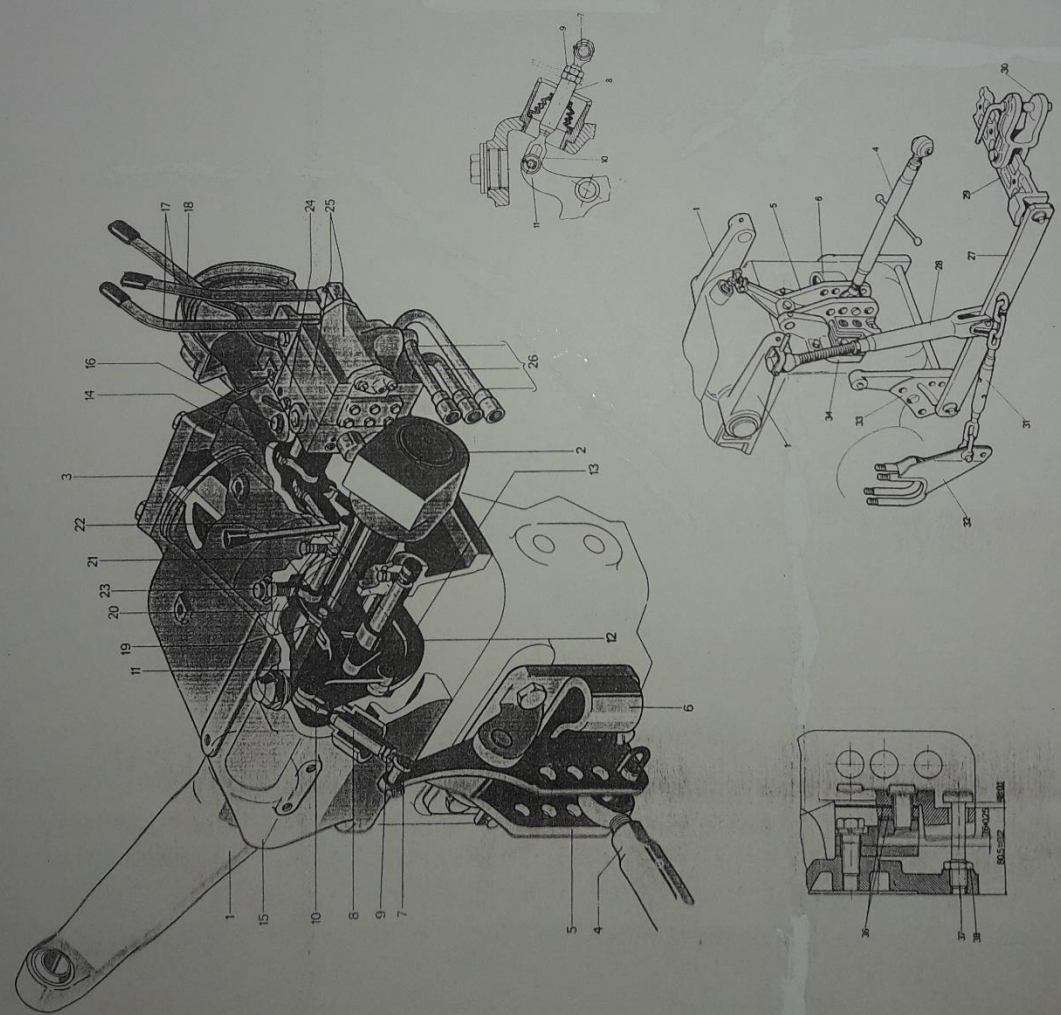
La solución definitiva solo se consiguió cuando se utilizó un sistema hidráulico para accionar el enganche en tres puntos lográndose de esta forma controlar en forma efectiva la posición de los implementos en la zona de trabajo.

Para entender a cabalidad la importancia de este perfeccionamiento, se debe tener presente que antes de su aparición, se requería que el tractorista contara con la ayuda de uno o más ayudantes para efectuar manualmente los cambios que fueran necesarios en la posición del implemento, ya sea para salvar irregularidades del terreno o para permitir el traslado del tractor a otra zona de trabajo. Todos estos manipuleos, producían una considerable pérdida de tiempo, además de un agotador esfuerzo físico. Luego de demostrarse la factibilidad de la solución, fue necesario un largo período para que los mecanismos y circuitos hidráulicos, fueran perfeccionados hasta alcanzar su configuración actual.

El diseño que, en la actualidad ha sido adoptado por casi todos los fabricantes de tractores medianos, es mostrado en la Lámina N°35. Como es natural, existen ciertas variantes según su origen, pero fundamentalmente consta de las siguientes partes:

- a) Una bomba que succiona el aceite desde la carcasa de la transmisión del tractor.
- b) Un filtro para depurar el aceite, antes de introducirlo al sistema hidráulico.
- c) Conjunto de válvulas de distribución y control de aceite.
- d) Mecanismo hidráulico de accionamiento del enganche en tres puntos.

N°	DESCRIPCION
1	Brazo de levante
2	Eje de brazos de levante
3	Pistón principal
4	Articulación superior
5	Soporte de giro
6	Compensador
7	Regulador
8	Manguito de regulación
9	Contrabanca
10	Eslabón
11	Palanca de control
12	Palanca de control
13	Palanca de control
14	Palanca de control
15	Carcasa
16	Válvula de seguridad
17	Palancas de control remoto
18	Palanca de válvula principal de control
19	Leva fija
20	Leva móvil
21	Leva auxiliar
22	Palanca de control
23	Tope de control
24	Válvula de control principal
25	Válvulas de control remoto
26	Tubos de desfogne
27	Articulación inferior
28	Brazo conector regulable
29	Barra de tiro
30	Horquilla
31	Cadena limitadora
32	Soporte
33	Soporte
34	Base de soportes
35	Tapón de acceso para calibración
36	Galgas
37	Tornillo
38	Contrabanca
39	Pin de horquilla
40	Tapón de acceso para calibración



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO  
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA  
 ESCALA TESIS PROFESIONAL  
 FECHA AGOST. 1987  
 LAMINA 35

DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION  
 TITULO  
 BOMBA HIDRAULICA PARA CONTROL DE IMPLEMENTOS  
 DISEÑO ROBERT SILVA M  
 REVISION G. ORDONEZ  
 CONTROL DE IMPLEMENTOS

Debido a la estandarización del mecanismo de enganche en tres puntos, no es de extrañar la similitud de diseño que existe en los respectivos mecanismos hidráulicos que accionan a estos; pudiéndose resaltar los siguientes aspectos, utilizados por casi todos los fabricantes:

- 1° El aceite empleado en el circuito hidráulico es tomado de la carcasa de la transmisión.
- 2° La bomba hidráulica puede ser acoplada directamente a la caja de distribución o puede ser instalada en un soporte para colocarle una polea en su eje, la cual se conectará mediante una faja en V a la polea de cigüeñal.
- 3° La carcasa del mecanismo hidráulico de accionamiento es abierta en la base y es colocada haciéndola coincidir con una ventana ubicada en la parte superior de la transmisión central, de tal forma que el aceite utilizado en el circuito hidráulico no ingresa a un tubo de retorno, sino que se derrama directamente sobre los engranajes de la transmisión.
- 4° En el interior de la carcasa se encuentra un pistón hidráulico que es accionado por el aceite enviado mediante la bomba hidráulica. Este pistón acciona a la vez a un robusto eje transversal, en cuyos extremos están ubicados los brazos que se conectarán al varillaje del enganche en tres puntos. El desplazamiento del pistón, está regulado de tal forma que permite al eje transversal un giro aproximado (sobre su eje) de  $-45^\circ$  hasta  $+45^\circ$  (con respecto a la horizontal), quedando determinado de esta forma el desplazamiento vertical del mecanismo de enganche en tres puntos.

Estas características son comunes para la mayoría de tractores modernos, encontrándose diferencias solo en aspectos constructivos.

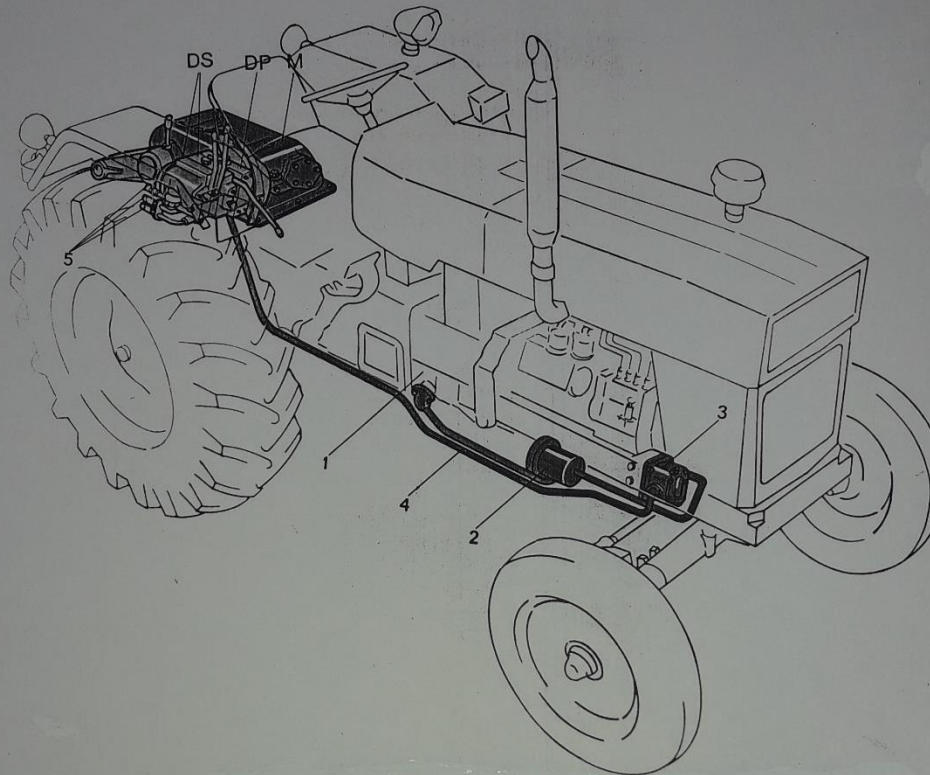
En la presente tesis se utilizará el sistema hidráulico **DP-650** suministrado por Uzina Tractorul Brasov, debido a que ha sido desarrollado por el fabricante para ser usado



conjuntamente con la transmisión **TMB-80** (anteriormente, seleccionada para este caso), evitando de esta forma el tener que efectuar adaptaciones y acondicionamientos para el montaje. Según sus especificaciones técnicas, este sistema tiene una capacidad de elevación de 1598 kg. (en los brazos laterales), lo que le da un buen margen de reserva, ya que, según lo mostrado en el Cuadro N°20, los sistemas de enganche en tres puntos de Categoría II, deben tener una capacidad de elevación de 23.64 kg. por cada HP (en barra de tiro) desarrollado por el tractor. Para el presente caso se tendrá:

$$23.64 \frac{\text{Kg}}{\text{HP}} \times 61.6 \text{ HP} = 1456 \text{ kg.}$$

Además, se debe mencionar que, según lo indicado en la literatura técnica del fabricante, existe una gran variedad de opciones en lo referente al acoplamiento de la bomba hidráulica, y al recorrido de las tuberías de aceite, siendo uno de los conjuntos de instalación, el correspondiente al tren motriz definido para esta tesis. En la Lámina N°36 se muestra un esquema que explica con bastante claridad la configuración de todo el sistema.



- 1.- TRANSMISION  
 2.- FILTRO DE ACEITE  
 3.- BOMBA HIDRAULICA  
 4.- TUBOS DE INGRESO  
 5.- TUBOS DE PRESION  
 DS.- VALVULAS DE CONTROL REMOTO  
 DP.- VALVULA PRINCIPAL  
 M.- BOMBA PRINCIPAL

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	SISTEMA HIDRAULICO PARA CONTROL DE IMPLEMENTOS	36
REVISION		
G. ORDONEZ		

## **9. EL SISTEMA ELECTRICO. ARTEFACTOS DE ILUMINACION E INSTRUMENTOS DE CONTROL**

Con mucha frecuencia, las labores en el campo suelen empezar muy temprano, incluso antes que amanezca plenamente; por esta razón, desde el inicio de la era de la mecanización agrícola, fue evidente que los tractores necesitaban de algún artefacto de iluminación que les permitiera operar cuando la luz natural era insuficiente.

En los primeros tractores se utilizó simples lámparas de kerosene, pero los resultados fueron poco satisfactorios. Posteriormente se encontró una mejor solución, adaptando los sistemas eléctricos que se habían desarrollado para automóviles y camiones, manteniéndose ese criterio cuando aparecieron nuevos accesorios, tales como motores de arranque, instrumentos de control, etc.

En la actualidad, pese a que subsiste gran parte de la similitud inicial entre los sistemas eléctricos de camiones y tractores (sobre todo en la configuración general), se ha ido introduciendo con el tiempo, algunos componentes desarrollados específicamente para su uso en cada caso.

**9.1 Componentes del sistema eléctrico de los tractores agrícolas.** - En términos generales, el sistema eléctrico de un tractor agrícola propulsado por un motor diesel, comprende principalmente los siguientes componentes:

**a) Alternador.** - En casi todos los casos es suministrado como parte del motor del tractor. Su función principal es cubrir el consumo de energía de todos los componentes eléctricos del tractor y, además, suministrar la energía eléctrica necesaria para recargar las baterías. En los

alternadores modernos se ha generalizado el empleo de un regulador de voltaje incorporado, para evitar deterioros o fallas de funcionamiento en los demás componentes del sistema eléctrico.

**b) Baterías.** - Son los elementos que permiten generar electricidad por medios electroquímicos, con la finalidad de suministrarla al sistema cuando el alternador no está en funcionamiento.

**c) Arrancador.** - Es un motor eléctrico que, al recibir la energía eléctrica de las baterías, se activa y hace girar a la volante del motor, iniciando el funcionamiento de éste.

**d) Faros.** - Son artefactos de iluminación, destinados a alumbrar las inmediaciones del tractor. Se ha generalizado el uso de dos de ellos en la parte delantera, para facilitar el avance del tractor y uno o dos en la parte posterior, para que el operador pueda ver los implementos y el trabajo que se está efectuando.

**e) Luces de señalización.** - Son utilizados como elementos indicadores de estacionamiento, frenado o giro. Se instala dos artefactos a cada lado, preferentemente sobre los guardafangos, para facilitar su visibilidad.

**f) Instrumentos.** - Están ubicados siempre en un panel colocado frente al operador. No existe un criterio único sobre los instrumentos que se debe instalar, pero en la mayoría de casos se utiliza los siguientes:

- Indicador de temperatura (agua de refrigeración).
- Manómetro (presión de aceite).
- Tacómetro - Horómetro.
- Amperímetro.
- Indicador de nivel de combustible.

**g) Controles y accesorios.** - Además de los componentes antes indicados, en el sistema eléctrico se debe incluir otros accesorios tales como los siguientes:

- Chapa para la llave de arranque.
- Perilla para control de luces.
- Perilla y dispositivo para centelleo de luces de peligro.
- Claxon eléctrico.
- Fusibles.
- Conectores e interruptores.

Todos los componentes y accesorios estarán conectados mediante cables de cobre recubiertos con PVC y cuya sección dependerá de la función que cumplan en el circuito.

**9.2 Capacidad de los componentes del sistema eléctrico.**- Para efectuar en forma correcta la selección de los componentes del sistema eléctrico y para su posterior integración en un solo conjunto, se debe definir previamente el voltaje de trabajo y la intensidad de corriente requerida (o la potencia consumida para establecer indirectamente la intensidad); estos dos factores, permitirán luego calcular el área de la sección de los cables eléctricos que conectan a los demás componentes, conformando los circuitos.

**9.2.1 Componentes suministrados con el motor.** - Las características técnicas de los componentes del sistema eléctrico están condicionadas por las especificaciones del alternador y del arrancador en su calidad de suministrador y principal consumidor de energía respectivamente. Sabiendo que ambos componentes son parte del motor y por lo tanto suministrados por el fabricante de este, se deberá identificar las especificaciones de ambos,

como paso previo para la definición de las características de los demás componentes, así como para el diseño del sistema eléctrico en conjunto.

**a) Características del Alternador.** - Según la literatura técnica del motor Perkins C4.236.A, el alternador tiene las siguientes especificaciones técnicas:

Marca	:	Lucas
Modelo	:	17 ACR
Tensión	:	12 voltios
Intensidad	:	35 amperios

**b) Arrancador.** - También en este caso, la literatura del motor Perkins C4.236.A, proporciona la siguiente información:

Marca	:	Bosch
Modelo	:	EWV-AL-185
Tensión	:	12 voltios
Intensidad	:	185 amperios
Potencia	:	2.22 Kw

**9.2.2 Determinación de las especificaciones de los demás componentes del sistema eléctrico.** - Tal como se indicó en el párrafo anterior, tanto el alternador como el arrancador, son partes del motor, y como tales, son suministrados por el fabricante del mismo; los demás componentes del sistema eléctrico, son responsabilidad del fabricante del tractor.

**9.2.2.1 Faros de iluminación.** - Existe una inmensa variedad de tipos, modelos y marcas de faros, lo que permite escoger aquellos que sean más adecuados a cada aplicación. Para nuestro caso, se seleccionará dos tipos de faros según se explicará a continuación.

**a) Faros delanteros.** - Los dos faros delanteros deberán ser de tipo abierto, para permitir el cambio de focos quemados. Por facilidad de instalación, se usará faros rectangulares de 142 mm x 200 mm (**Tipo 2 B1**), seleccionados según la norma SAE J 1383 "Performance requirements for motor vehicles Headlamps", estando dotados ambos de focos con dos cuerpos luminosos (**Tipo H 6052**), los cuales permitirán emitir dos tipos de haz luminoso:

- **Luz larga.** - En este caso el cuerpo luminoso está ubicado en el punto focal de la parábola del reflector, lo que hace que los rayos luminosos se emitan en dirección paralela al eje de la parábola y sean amplificados casi 1000 veces en comparación con la intensidad luminosa del foco sin reflector.
- **Luz corta o de cruce.** - En este caso, el cuerpo luminoso está ubicado un poco delante del punto focal del reflector parabólico, por lo cual, el haz es emitido hacia abajo y con una ampliación mucho menor que en el caso anterior.

En cualquiera de los dos casos, el consumo de potencia de cada faro es de aproximadamente 50 W. Preliminarmente se ha seleccionado los faros y focos marca **WAGNER** de los tipos antes señalados, por su amplia difusión en nuestro país y por su menor precio.

**b) Faros posteriores.** - También deberán ser de tipo abierto, pero como no existen restricciones de montaje como en el caso anterior se escogerán faros circulares por ser más baratos. Según la

norma SAE J 1383, se especificará dos faros de 178 mm de diámetro tipo **2 D1** con un foco de un solo cuerpo luminoso (**Tipo S-8**), ubicado uno sobre cada guardafangos. El consumo de potencia de este tipo de faro es de aproximadamente 50 W. Al igual que en el caso anterior, preliminarmente, se está seleccionando estos faros de la marca **WAGNER**.

**9.2.2.2 Luces de señalización.** - Sirven para indicar frenado, estacionamiento o giro y pueden emitir una luz fija o intermitente (con intervención del destellador). Generalmente se usan artefactos con dos cuerpos (rojo y blanco). Cada faro requiere de una potencia de 5 W y para el presente caso se utilizará también faros de la marca **WAGNER**.

**9.2.2.3 Instrumentos de control.** - En el tablero ubicado frente al conductor se instalan los instrumentos de control, de tal manera que sean fácilmente visibles por el operador. En el mismo panel se colocará también la chapa de arranque del motor, la perilla de control de luces y la perilla de control para el destellador. Con respecto a los instrumentos que se deben considerar, no existe un criterio único entre los fabricantes ni en los entes de normalización; más aún, en la SAE no existe tampoco normas sobre las características de los instrumentos (excepto para los tacómetros), por este motivo para la presente tesis solo se tomará en cuenta aquellos instrumentos sobre cuyo uso exista consenso o una tendencia mayoritaria entre los fabricantes y se indicará las características de las marcas más difundidas en nuestro país.

a) **Taco-horómetro.** - Este instrumento, cuando es de tipo mecánico como el que se usará en esta tesis, indica mediante una aguja sobre el dial, la frecuencia de rotación del motor, en R.P.M., y en la parte central mostrará en una ventana, mediante caracteres movibles, las horas acumuladas de trabajo; es accionado mediante un eje flexible que está conectado mediante un piñón, al eje de salida de la caja de velocidades. La norma SAE J 678 -



"Speedometers and Tachometers" muestra las características y dimensiones de este instrumento así como del eje flexible y en base a esa información se puede establecer que para nuestro caso, el taco-horómetro debe tener un rango de operación de 0-2500 RPM y para el registro de horas acumuladas se deberá calibrar el instrumento de tal forma que, cada hora acumulada equivale a una hora trabajada a 1875 RPM (de esta forma se compensa el trabajo del motor a velocidades menores). Según el catálogo de **VDO do Brasil**, el modelo más adecuado para nuestro caso es el **TH-2500/1800**.

- b) **Indicador de temperatura para agua de refrigeración.** - Este instrumento registra mediante una termocupla, la temperatura de agua de refrigeración del motor, antes de ingresar al radiador. Según el catálogo **Murphy**, el modelo más adecuado para nuestro caso es el **20T**, con un rango en el dial de 0°C hasta 120°C. El cuerpo del instrumento es una caja circular de acero de 52 mm (2") de diámetro.
- c) **Manómetro para aceite.** - Registra la presión de aceite en el motor. Según el catálogo **Murphy**, se seleccionará el modelo **20P**, de accionamiento eléctrico, con un rango en el dial de 0-20 PSI (en la galería principal del motor Perkins C4.236.A, la presión no sobrepasa los 15 PSI). Al igual que en el caso anterior, el cuerpo es una caja circular de acero de 52 mm (2") de diámetro.
- d) **Amperímetro.** - La aguja en el dial, indicará principalmente si la batería está cargando o descargando (según el campo en que se ubique). Para uso en tractores agrícolas, en el catálogo **Murphy** se recomienda el modelo **SWH-20**, para operar a 12 voltios y con baterías de hasta 110 Amp-hora.
- e) **Indicador de nivel de combustible.** - Está constituido por dos partes bien diferenciadas. La primera, es el mecanismo colocado dentro del tanque y que incluye un flotador, el cual permitirá establecer el nivel de llenado, y la segunda parte será el instrumento propiamente dicho en el cual, una aguja indicadora marcará la cantidad de combustible existente. Normalmente el dial muestra la capacidad del tanque en cuartos de su volumen total. Para la presente tesis se usará el indicador marca **Stewart-Warner** modelo **4605**, especificado

para tanques de petróleo diesel de una altura comprendida entre 15" y 20" (38.1 cm. - 50.8 cm.) y para una tensión eléctrica de trabajo de 12 voltios).

**9.2.2.4 Controles y accesorios.** - La mayoría de los componentes de este párrafo serán seleccionados de los catálogos **WAGNER**, por ser una marca ampliamente difundida en nuestro país, pero tal como se señaló en varios casos anteriores, la selección definitiva solo podrá efectuarse luego de las negociaciones correspondientes con los posibles proveedores.

- a) **Chapa para la llave de arranque.** - Este componente es suministrado por el fabricante del motor.
- b) **Perilla para el control de luces.** - Según el catálogo **WAGNER** se ha seleccionado el modelo **CL/412/015** con una posición neutra y 3 activas.
- c) **Perilla y dispositivo para centelleo.** - Por ser complementario con el ítem anterior, se ha escogido el dispositivo **WAGNER FLASHER AT-21** (incluye perilla de accionamiento manual).
- d) **Claxon eléctrico.**- Según la norma DIN 45633, los dispositivos para señales acústicas utilizados en tractores y maquinaria agrícola en general, deben emitir su señal en un tono constante y con una intensidad de sonido (a 7 m. de distancia) de 93 decibeles  $\pm$  10 %. Cabe señalar que esta es la única norma técnica que se ha logrado ubicar sobre este tema y en base a los datos indicados, se ha seleccionado el claxon marca **Bosch modelo A-320-053-014**.
- e) **Fusibles.** - Son dispositivos diseñados para abrir los circuitos eléctricos, impidiendo el paso de corriente, cuando se presenta una sobre-intensidad que podría dañar al circuito o a los componentes del mismo. Esta acción no es reversible, el decir que el fusible, luego de actuar debe ser reemplazado. Existen muchos tipos de fusibles, pero los más adecuados para su empleo en vehículos fuera de carretera son los del tipo cartucho.

Según la norma SAE J 554, un fusible de este tipo, usado en circuitos eléctricos de tractores agrícolas debe ser capaz de soportar hasta 30 amperios, en tensiones nominales de 12 voltios. Para la presente tesis se usará fusibles marca **Wagner** de la capacidad antes indicada.

**9.2.3 Cálculo de la capacidad de almacenamiento de las baterías.** - Los requerimientos para determinar la capacidad de las baterías, están dados por las siguientes consideraciones:

- a) El arranque del motor bajo las condiciones más adversas.
- b) La magnitud y la duración de cualquier carga auxiliar que debe ser mantenida por la batería en los períodos en los que el motor está detenido (y por lo tanto con el alternador fuera de servicio).

La capacidad de una batería es expresada en términos de amperio-horas, en regímenes de descarga de 10 ó 20 horas.

Para calcular la capacidad de las baterías de un tractor agrícola, se puede utilizar el criterio del fabricante Massey Ferguson, el cual consiste en suponer que en una emergencia, las baterías deberán reemplazar al alternador durante 1 hora, como fuente de energía eléctrica para las luces delanteras y las de señalización y deberán conservar además una capacidad suficiente como para hacer arrancar el motor; para lograr esto último, la demanda total por los demás conceptos no deberá superar el 30% de la capacidad de las baterías, esto debido a que al accionar al arrancador, el amperaje es bastante elevado.

- 2 faros delanteros de 50 W cada uno, operando durante 1 hora

$$\frac{2 \times 50 \text{ W} \times 1 \text{ hora}}{12 \text{ voltios}} = 8.33 \text{ Amp-hora}$$

- 2 luces posteriores de señalización de 5 W cada una, operando durante 1 hora

$$\frac{2 \times 5 \text{ W} \times 1 \text{ hora}}{12 \text{ voltios}} = 0.83 \text{ Amp-hora}$$

$$9.16 \text{ Amp-hora}$$

Asumiendo que en el tractor hay 2 baterías (como en la mayoría de los tractores observados), y que entre ambas deberán entregar el amperaje indicado en un régimen de descarga de 20 horas, la capacidad de almacenamiento de cada batería deberá ser entonces

$$\frac{9.16 \text{ Amp.} \times 20 \text{ horas}}{2} = 91.6 \text{ Amp-hora}$$

Para el presente caso se deberá seleccionar 2 baterías con capacidad de 100 Amp-H cada una, por ser este el valor comercial inmediatamente superior al valor calculado.

Según el catálogo de la empresa peruana **Baterías Record S.A.** (El mayor fabricante de baterías en el Perú), la batería **RS-1217** cumple con los valores antes establecidos, ya que tiene una capacidad de 100 Amp-H en un régimen de descarga a 20 horas, trabajando a 12 voltios.

**9.3 Configuración de los circuitos.** - La forma de conexión de los distintos componentes del sistema eléctrico es muy similar en todos los tractores observados, lo cual era de esperar ya que, responden básicamente a una misma lógica de operación. Para facilitar la visualización, es

frecuente que, en los manuales de los tractores, se muestre dos circuitos separados, uno para la transmisión de energía e instrumentos y el otro para los artefactos de iluminación. En la presente tesis se seguirá el mismo criterio, por lo tanto, en las Láminas N°37 y N°38 se muestran los circuitos mencionados aplicados a nuestro caso.

**9.3.1 Cálculo de la sección de los conductores.** - Como primer paso se debe calcular la intensidad de corriente en el conductor que se está analizando, mediante la fórmula:

$$I = \frac{P}{V}$$

Donde:

I = Intensidad de corriente (amperios)

P = Potencia consumida por el  
componente conectado (Watts)

V = Tensión nominal (Voltios)

Luego, se calculará el área de la sección del conductor usando la fórmula:

$$q = \frac{L \rho I}{V_{vl}}$$

q = Área de la sección del conductor (mm<sup>2</sup>)

L = Longitud del conductor (m)

ρ = Resistencia eléctrica específica. Para  
conductores de cobre se utiliza

$$\rho = 0.0185 \Omega \text{ mm}^2/\text{m}$$

I = Intensidad de corriente (Amperios)

V<sub>vl</sub> = Caída de tensión admisible en el  
conductor (voltios). Los valores para cada caso deberán ser  
tomados del Cuadro N°21.

### Cálculo de los conductores

para la instalación eléctrica de los automóviles (ecuaciones, v., también, pág. 126)

La intensidad de la corriente  $I$  se calcula a partir del consumo de energía  $P$  del consumidor eléctrico (v. pág. 357) y la tensión nominal  $U$  de la batería

$$I = \frac{P}{U}$$

Calcular la sección del conductor  $q$  (los valores  $U_{n1}$  se tomarán del cuadro, pág. 359)

$$q = \frac{I \cdot \rho \cdot l}{U_{n1}}$$

Redondear  $q$  a la próxima sección de conductor mayor indicada en el cuadro a continuación. A partir de esto se calcula el valor real de la caída de tensión  $U_{ca}$ .

$$U_{ca} = IR = I \cdot \rho \cdot l / q$$

Comprobar la densidad de corriente admisible  $S$ , en caso necesario (v. nota 6 al pie de la pág. 359).

$$S = I/q$$

$I$  Intensidad de la corriente  
 $l$  Longitud del conductor Cu aislado  
 $P$  Consumo de energía del consumidor eléctrico  
 $q$  Sección del conductor  
 $R$  Resistencia de la línea  
 $S$  Densidad de la corriente de la línea  
 $U$  Tensión nominal  
 $U_{n1}$  Caída de tensión admisible en el cable del cobre  
 $U_{ca}$  Caída de tensión admisible en el circuito total  
 $\rho$  Resistencia eléctrica específica (para cobre:  $\rho = 0,0185 \Omega \text{ mm}^2/\text{m}$ )

### Cables eléctricos de cobre para automóviles (simples, no estañados, aislados con PVC)

Sección nominal	Resistencia por m a 20 °C	Ø del conductor máx.	Ø de la línea máx.	Corriente constante admisible <sup>1)</sup> (valores aproximados)	Corriente constante admisible <sup>2)</sup> (valores a 50 °C)
mm <sup>2</sup>	10 <sup>-3</sup> Ω/m	mm	mm	A	A
0,5 <sup>1)</sup>	37,1	1,0	2,3	12	8,0
0,75 <sup>1)</sup>	24,7	1,2	2,5	16	10,6
1	18,5	1,4	2,7	20	13,3
1,5	12,7	1,6	3,0	25	16,6
2,5	7,9	2,1	3,7	34	22,6
4	4,71	2,7	4,5	45	30
6	3,14	3,4	5,2	57	38
10	1,82	4,3	6,6	78	52
16	1,16	6,0	8,1	104	69
25	0,743	7,5	10,2	137	91
35	0,527	8,8	11,5	168	112
50	0,368	10,3	13,2	210	140
70	0,259	12,0	15,5	260	173
95	0,196	14,7	18,0	310	206
120	0,153	16,5	19,8	340	226

<sup>1)</sup> Al determinar la sección del conductor hay que tener en cuenta la caída de tensión y el calentamiento.  
<sup>2)</sup> Las secciones inferiores a 1 mm<sup>2</sup> no se recomiendan debido a la poca resistencia mecánica.

### Caída de tensión admisible

Los valores  $U_{ca}$  expuestos en el cuadro sirven para calcular la línea de cobre aislada. La caída de la tensión en el cable de retorno a masa (por el bastidor del vehículo) no se tiene en cuenta. Los valores  $U_{ca}$  son valores de prueba y no pueden ser utilizados para calcular la línea.

Tipo de línea	Caída de tensión admisible en la línea de Cu elst. $U_{ca}$	Caída de tensión admisible en el circuito total (valores de prueba) $U_{ca}$
Cables de luz <sup>1)</sup>		
Desde la llave de luz borne 30 hasta las luces < 15 W o hasta el enchufe del remolque o desde éste hasta las luces	0,1 V	0,6 V
Desde la llave de luz borne 30 hasta las luces > 15 W o hasta el enchufe de remolque	0,5 V	0,9 V
Desde la llave de luz borne 30 hasta el faro	0,3 V	0,6 V
Cables de carga <sup>2)</sup>		
Desde el generador de corriente trifásica borne B + hasta la batería	0,4 V a 12 V 0,8 V a 24 V	—
Cables de mando <sup>3)</sup>		
Desde el generador de corriente trifásica bornes D +, D-, DF hasta la batería	0,1 V a 12 V 0,2 V a 24 V	—
Cable principal del starter <sup>4)</sup>	0,5 V a 12 V 1,0 V a 24 V	—
Cable de mando del starter <sup>5)</sup>		
Para relé de embrague con bobinado simple desde el interruptor de arranque hasta el borne 50 del starter	1,4 V a 12 V 2,0 V a 24 V	1,7 V a 12 V 2,5 V a 24 V
Para relé de embrague con bobinado de tracción y de sujeción desde el interruptor de arranque hasta el borne 50 del starter	2,4 V a 12 V 2,8 V a 24 V	2,8 V a 12 V 3,5 V a 24 V
Demás cables de mando <sup>6)</sup>		
Desde el interruptor hasta el relé, bocina, limpiaparabrisas, etc.	0,5 V a 12 V 1,0 V a 24 V	1,5 V a 12 V 2,0 V a 24 V

<sup>1)</sup> Corriente con tensión nominal y energía nominal.  
<sup>2)</sup> Con cable de retorno aislado de la línea de carga se emplea como longitud de línea la línea de ida + línea de retorno entre generador y batería; juntos  $U_{ca} = 3\%$  de  $U$  admisible.  
<sup>3)</sup> En corriente de excitación máxima. Las tres líneas de mando con igual resistencia a ser posible.  
<sup>4)</sup> En casos especiales con cable muy largo de starter puede superarse el valor  $U_{ca}$  correspondiente teniendo en cuenta la temperatura de arranque necesaria. En cables de retorno aislados de la línea principal del starter, el valor  $U_{ca}$  del cable de retorno negativo no debe ser mayor que en el cable positivo; cable positivo 4% y cable negativo 4%, juntos 8%.  
<sup>5)</sup> Los valores  $U_{ca}$  sirven para las temperaturas de relés de embrague de 50 a 80 °C.  
<sup>6)</sup> Densidad admisible de la corriente con respecto al calentamiento en cables principales y de mando  $\leq 30 \text{ A/mm}^2$  (funcionamiento de corta duración). En relés la corriente se calcula con tensión nominal.  
<sup>7)</sup> Tener en cuenta las líneas débiles delante del interruptor de arranque.  
<sup>8)</sup> Corriente (de bobinado de tracción y de sujeción) con tensión nominal.

El valor de q obtenido será redondeado a la sección inmediatamente superior indicada en la tabla siguiente

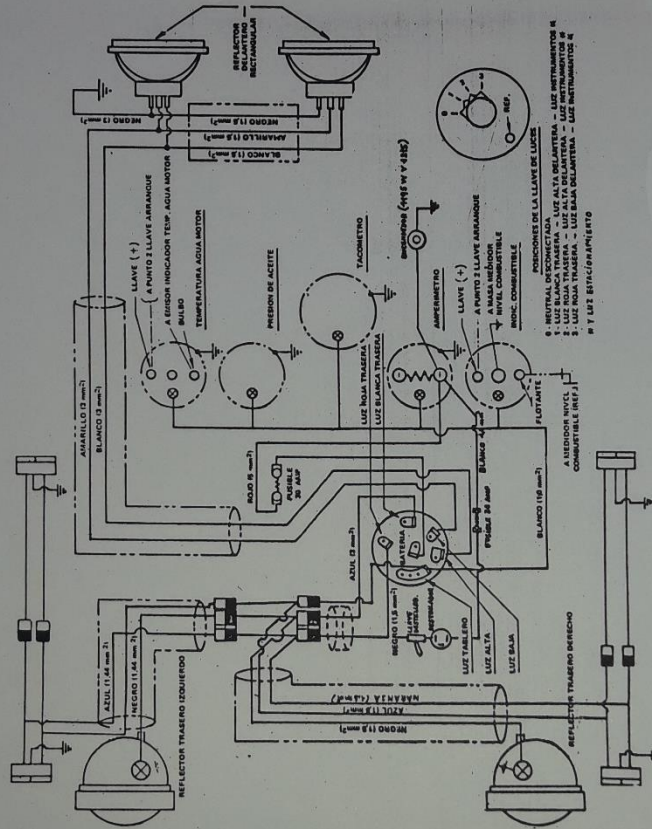
<u>Área nominal</u>	<u>Corriente máxima admisible</u>
(mm <sup>2</sup> )	(Amperios)
0.5	12
1	25
1.5	34
2.5	45
4	57
6	78
10	104
16	137
25	168
35	210
50	260

Finalmente, como comprobación se calcula el valor real de la caída de tensión

$$V_{vl} = IR = \frac{L \rho I}{q}$$

Debiendo estar dentro de los límites indicados en el Cuadro N°21, en caso contrario se deberá re-calcular, tomando el conductor de área inmediata superior.

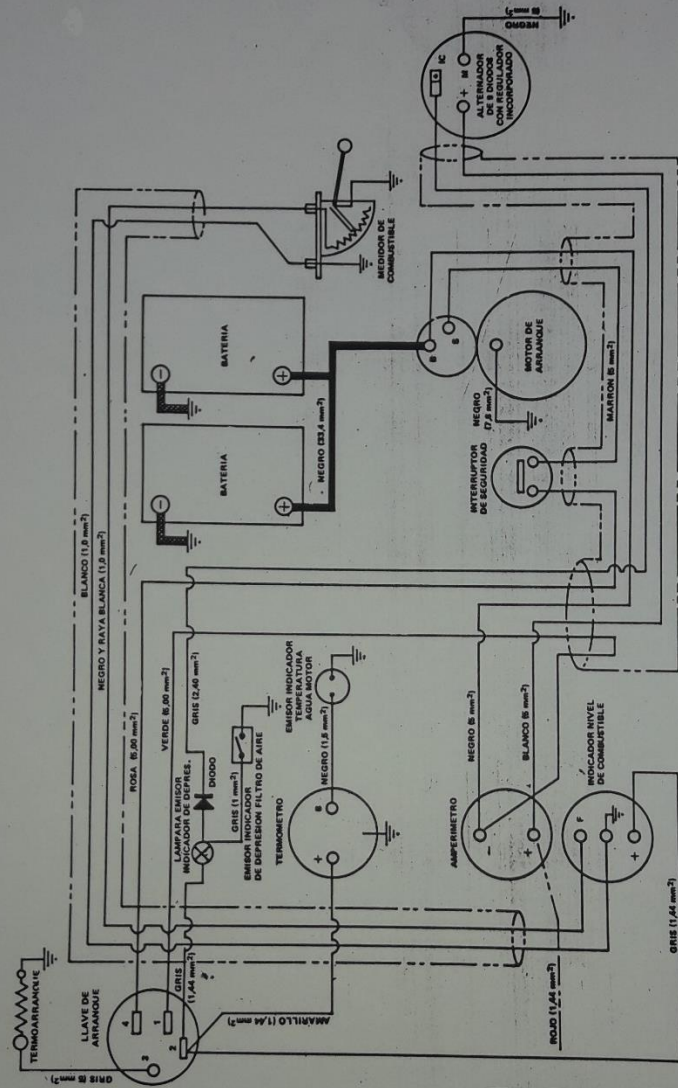
En los diagramas de los circuitos mostrados en las láminas N°37 y N°38 se muestra el área de cada conductor, calculada según el procedimiento antes descrito.



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO  
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	CIRCUITO ELECTRICO PARA ARTEFACTOS DE ILUMINACION	37
REVISION		
G. ORDONEZ		





UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO  
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	CIRCUITO ELECTRICO PARA INSTRUMENTOS	38
REVISION G. ORDONEZ		

## **10. COMPONENTES COMPLEMENTARIOS Y AUXILIARES DEL TRACTOR**

En los capítulos precedentes se ha analizado a los principales conjuntos y sistemas que conforman un tractor agrícola de ruedas, sin embargo, se debe tener presente que, además de ellos, existen otros componentes adicionales que no están comprendidos en dichos ensambles.

En el presente capítulo, se estudiarán estos últimos, principalmente para definir las consideraciones que permitan su correcto dimensionamiento.

**10.1 Tanque de combustible.** - Hasta hace algunos años se acostumbraba ubicar el tanque de combustible encima del motor, de tal forma que el abastecimiento se realizaba por gravedad; sin embargo, existía el inconveniente que, debido a lo reducido del espacio disponible entre el motor y el capot, los tanques resultaban de muy poca capacidad. En los motores diesel modernos, existe como componente standard la denominada "Bomba de Levante", que no es sino una bomba (generalmente tipo diafragma), para trasladar el combustible al sistema de inyección del motor, sin importar la ubicación del tanque con respecto al motor (dentro de ciertos límites). Al no existir más restricciones a las dimensiones de los tanques por razones de ubicación, el criterio predominante en la actualidad es el de autonomía de funcionamiento; de esta forma, se calcula las dimensiones del tanque, de tal manera que pueda llevar una cantidad suficiente de combustible como para permitir la operación continua del tractor por un período de 8 horas.

Sabiendo que el consumo horario de combustible del motor Perkins C4.236.A es de 13.22 Kg/hora, en la condición de potencia máxima y de 8.58 Kg/hora, en la condición de torque máximo y conociendo además que el tractor mientras esté trabajando, operará mayormente entre

estas dos condiciones, se podrá asumir que su consumo horario promedio será del orden de 11 Kg/hora. Cabe señalar que esta cantidad no es un índice que tenga un sustento técnico rigurosamente demostrable, siendo solamente una cifra de orden de magnitud.

Finalmente, estableciendo que la jornada de trabajo normalmente es de 8 horas y que la gravedad específica del petróleo diesel N° 2 de 0.84; con estos datos se podrá calcular la capacidad del tanque de combustible del tractor.

$$\text{Capacidad} = 11 \text{ Kg/hora} \times 8 \text{ horas} = 88 \text{ Kg.}$$

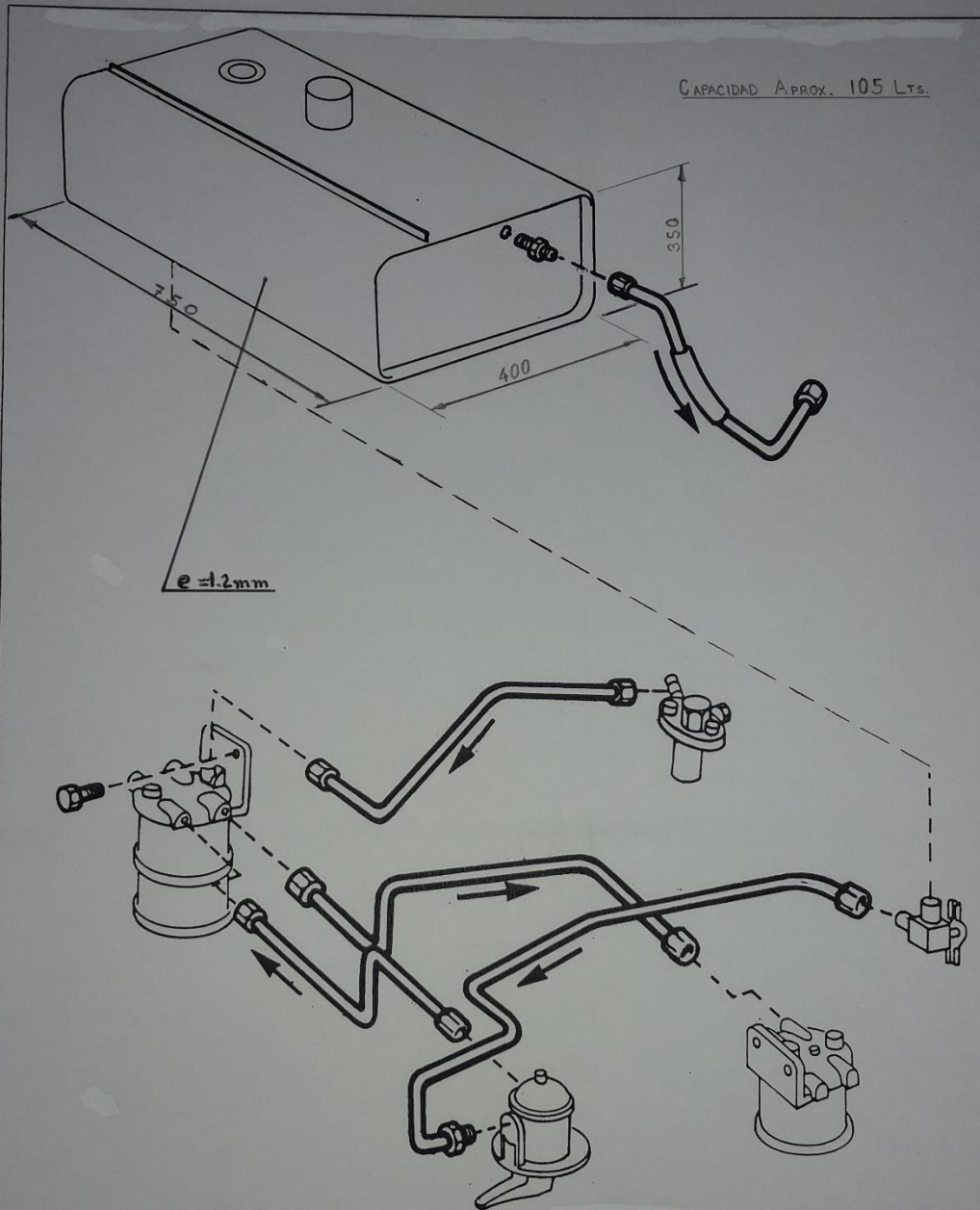
Para almacenar agua (gravedad específica = 1) la capacidad calculada equivale, en volumen, al mismo número de decímetros cúbicos. Para el caso del petróleo Diesel N° 2 el volumen requerido en el recipiente será:

$$\frac{88}{0.84} = 105 \text{ dm}^3$$

Por similitud con otros tractores, se puede fijar las siguientes dimensiones del tanque:

Largo	75 cm.
Ancho	35 cm.
Altura	40 cm.

Estas dimensiones, corresponden a un tanque de la capacidad calculada, pero solo podrán ser confirmadas, fabricando un prototipo y efectuando las pruebas de montaje en el prototipo del tractor para descartar cualquier interferencia de ensamblaje. De igual forma, estas pruebas servirán también para definir la ubicación y configuración de los soportes del tanque,



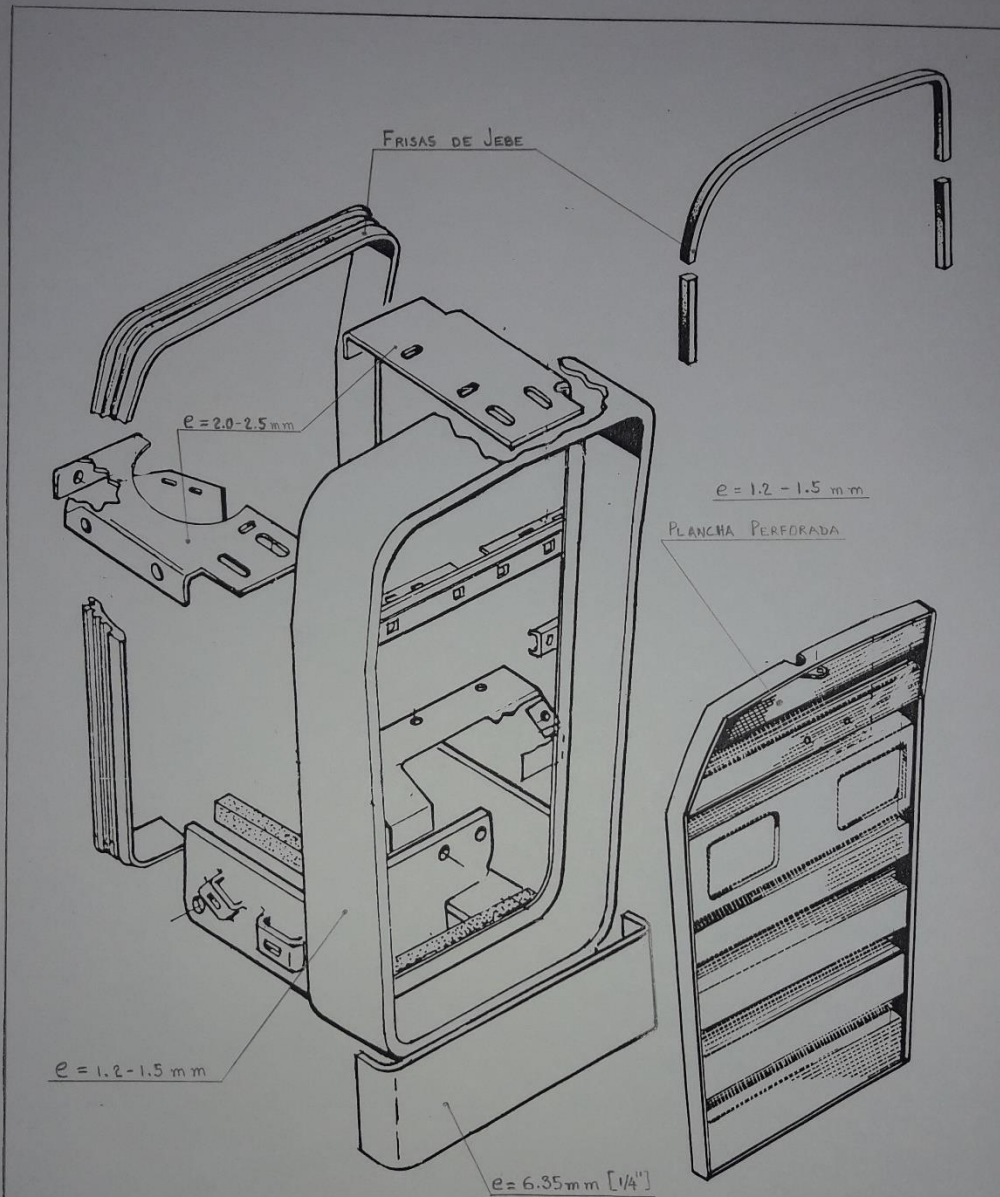
**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	TANQUE DE COMBUSTIBLE Y ACCESORIOS	39
REVISION		
G. ORDONEZ		

el cuello de llenado, el tubo de descarga y la tapa con el mecanismo de control de nivel. En la lámina N° 39 se muestra un esquema que puede servir como referencia para confeccionar el prototipo.

**10.2 La carrocería.** - El término "carrocería", tiene en los tractores y en las máquinas de movimiento de tierra en general, un significado diferente al que se le asigna para automóviles y omnibuses. En estos últimos, se denomina carrocería al receptáculo destinado a alojar a los pasajeros que viajan a bordo del vehículo. En tractores y maquinaria de movimiento de tierra, se entiende por carrocería, fundamentalmente, a los guardafangos y a la cubierta que protege al motor. Bajo esta perspectiva, para esta tesis se considerará que la carrocería del tractor agrícola que se propone, estará compuesta de cuatro partes, las cuales se estudiarán a continuación.

- a) **Máscara delantera.** - Fundamentalmente está formada por un marco metálico, en el cual se aloja una rejilla por donde ingresa el aire que enfriará al radiador. Adicionalmente, este marco que se apoya sobre el eje delantero del tractor y esta empernado de monoblock del motor, servirá para soportar a la cubierta superior, a los paneles laterales y, además, en la parte delantera se instalarán los contrapesos frontales del tractor, siendo necesario, por lo tanto, que este elemento sea lo suficientemente robusto como para soportar todas estas cargas. Desde el punto de vista comercial, la máscara es muy importante ya que es uno de los elementos que conforma la "imagen" de una marca determinada, estando su diseño, condicionado además por la configuración del motor, así como por los puntos de fijación disponibles en el monoblock. En la lámina N°40 se muestra la máscara de un tractor que utiliza un motor 4.236.A, muy similar al C4.236.A elegido para esta tesis, por lo tanto, dicha máscara podría ser considerada como una

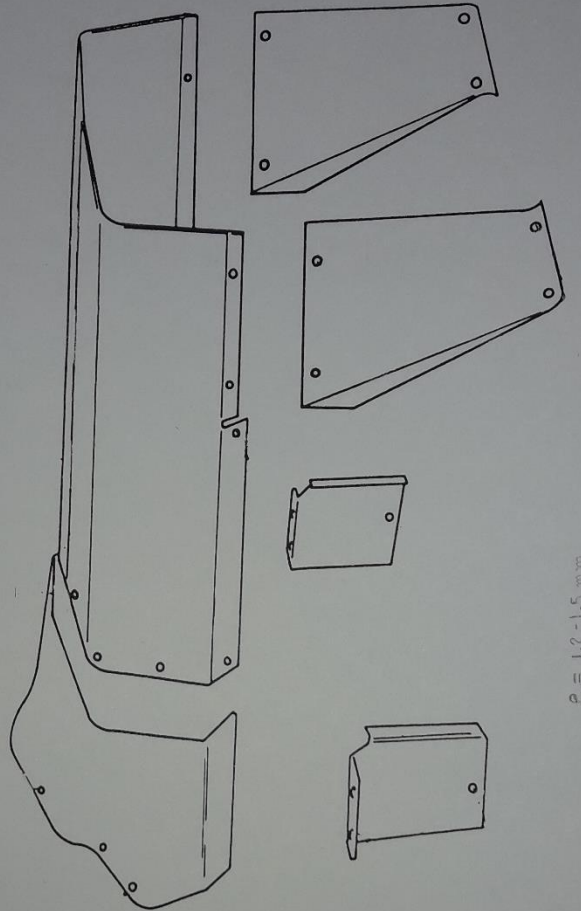


**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	MASCARA DEL TRACTOR	40
REVISION		
G. ORDONEZ		

buena referencia para la fabricación del prototipo que se requerirá en nuestro caso. Desde el punto de vista de los materiales utilizados, se puede mencionar que el marco suele ser fabricado con perfiles soldados de acero de 1.2 - 1.5 mm de espesor; en los elementos estructurales se observa un espesor de 2.0 - 2.5 mm y en el soporte para los contrapesos delanteros y en el apoyo inferior, el espesor es de 6 mm (1/4"). Finalmente, la rejilla, en muchos de los tractores modernos, está fabricada de plástico inyectado, lo que permite una amplia libertad para el diseño de la misma, sin embargo se debe tener en cuenta que el costo de los moldes es muy elevado, requiriéndose por lo tanto de volúmenes de producción bastante altos para que justifique la inversión, por esta razón se considerará que para nuestro caso, la rejilla será fabricada con plancha perforada de 1.2 mm de espesor y mediante operaciones de corte y plegado, descartándose el empleo de matrices.

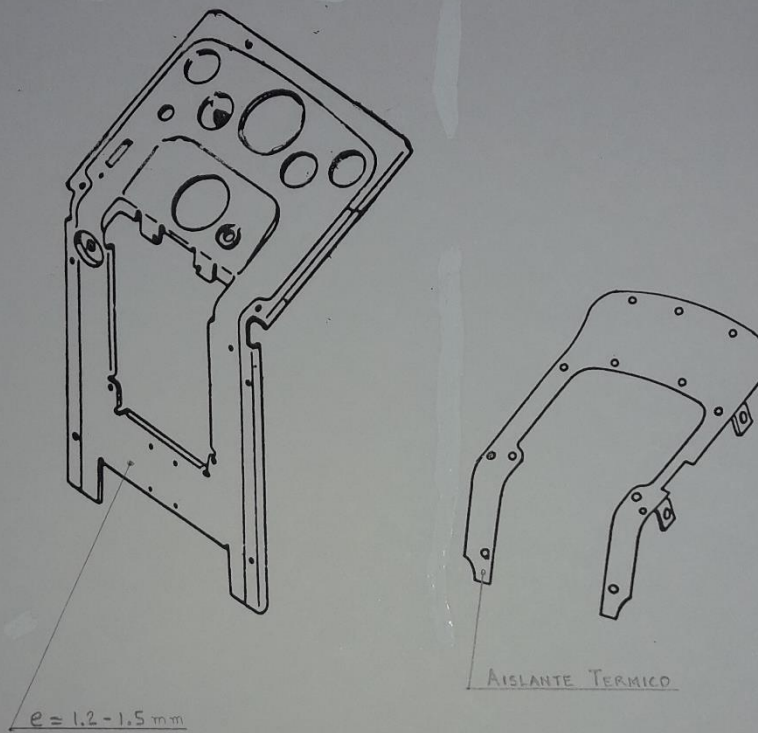
**b) Cubierta superior y paneles laterales.** - Estos elementos forman también la "imagen" de la marca, por lo tanto, los fabricantes suelen desarrollar un perfil para todos sus tractores, variando como es lógico las dimensiones de cada modelo. En todos los casos observados, estos elementos suelen ser de planchas de acero, generalmente de 1.2 - 1.5 mm de espesor y están apoyados y empernados en la máscara delantera y en el escudo posterior. En la Lámina N° 41 se muestra una cubierta bastante sencilla que puede ser usada como referencia en nuestro caso. Se debe mencionar también que, en los tractores empleados en nuestro país, la cubierta y los paneles dejan amplios sectores laterales del motor sin cubrir, para facilitar la dispersión de calor. Se ha observado en un número significativo de tractores que para la fabricación de la cubierta y paneles se utiliza principalmente el método de corte y plegado con refuerzos interiores soldados por puntos, evitando en lo posible el empleo de matrices. Este criterio será utilizado también



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	CUBIERTA DEL MOTOR Y PANELES LATERALES	<b>41</b>
REVISION		
G. ORDONEZ		



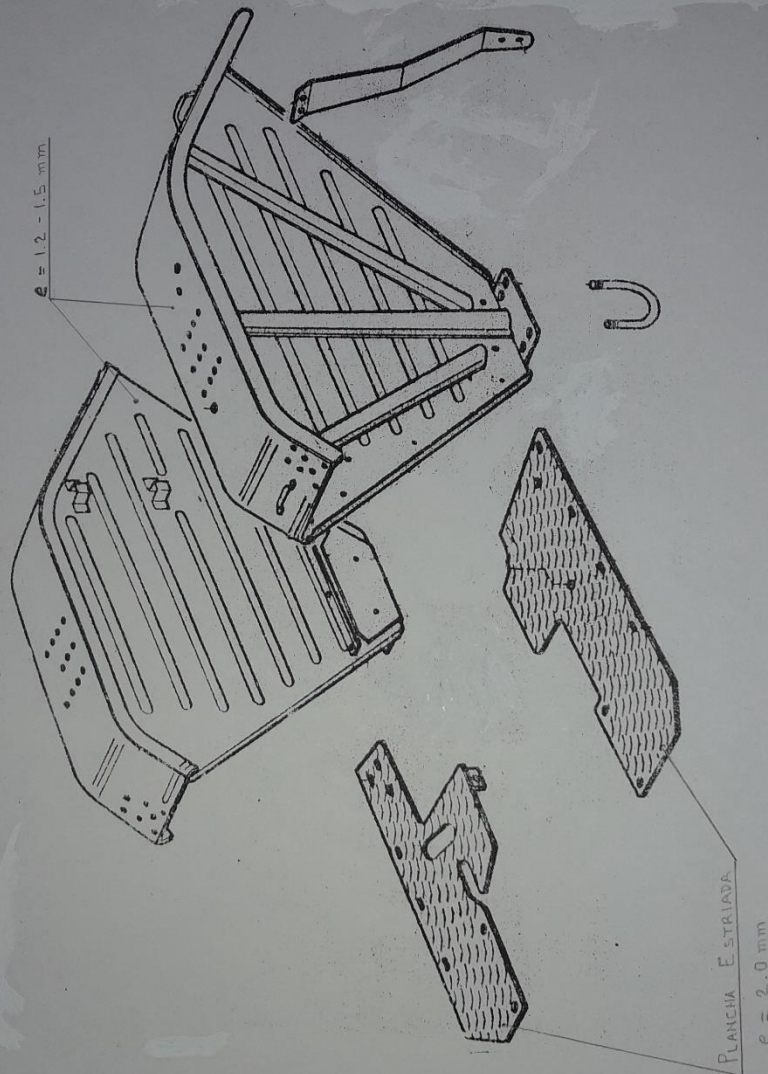


UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	ESCUDO POSTERIOR DE CUBIERTA DEL MOTOR	42
REVISION		
G. ORDONEZ		

para la presente tesis, ya que se parte del supuesto que el volumen de producción que podría tener una fábrica de tractores en el Perú, sería relativamente pequeño y por lo tanto no permitiría amortizar en períodos razonables una inversión elevada en matricería.

- c) **Escudo posterior.** - Es una cubierta de acero de 1.2 - 1.5 mm de espesor, colocada en la parte posterior del motor, frente a la ubicación del conductor. Sirve principalmente para sostener al panel de instrumentos y también para proteger al conductor del calor emitido por el motor, para lo cual debe llevar un recubrimiento de aislante térmico (por ejemplo, lana de vidrio). En la lámina N° 42 se observa un diseño que puede ser usado como referencia para nuestro caso, siendo indispensable la fabricación de un prototipo para definir adecuadamente las dimensiones.
- d) **Guardabarros.** - Llamados también "Guardafangos", son dos paneles de forma casi triangular que cubren parcialmente a las ruedas posteriores, con la finalidad de impedir que el barro o las piedras despedidas por estas, cuando avanza el tractor, caigan sobre el conductor. Los guardabarros están sometidos a cargas combinadas de naturaleza bastante compleja (vibraciones, impactos de piedras, tracción en diversas direcciones, etc.) y en muchos casos no previsible, por ese motivo, su diseño no responde a consideraciones teóricas sino a experiencias de campo recogidas a lo largo del tiempo. Según lo observado en los tractores en servicio en el Perú, en un número significativo de casos, los guardabarros son fabricados con planchas de acero de 1.2 - 1.5 mm de espesor con nervaduras estampadas y perfiles C soldados, con la finalidad de aumentar la rigidez y resistencia de cada uno de ellos. En la Lámina N° 43 se puede ver el esquema

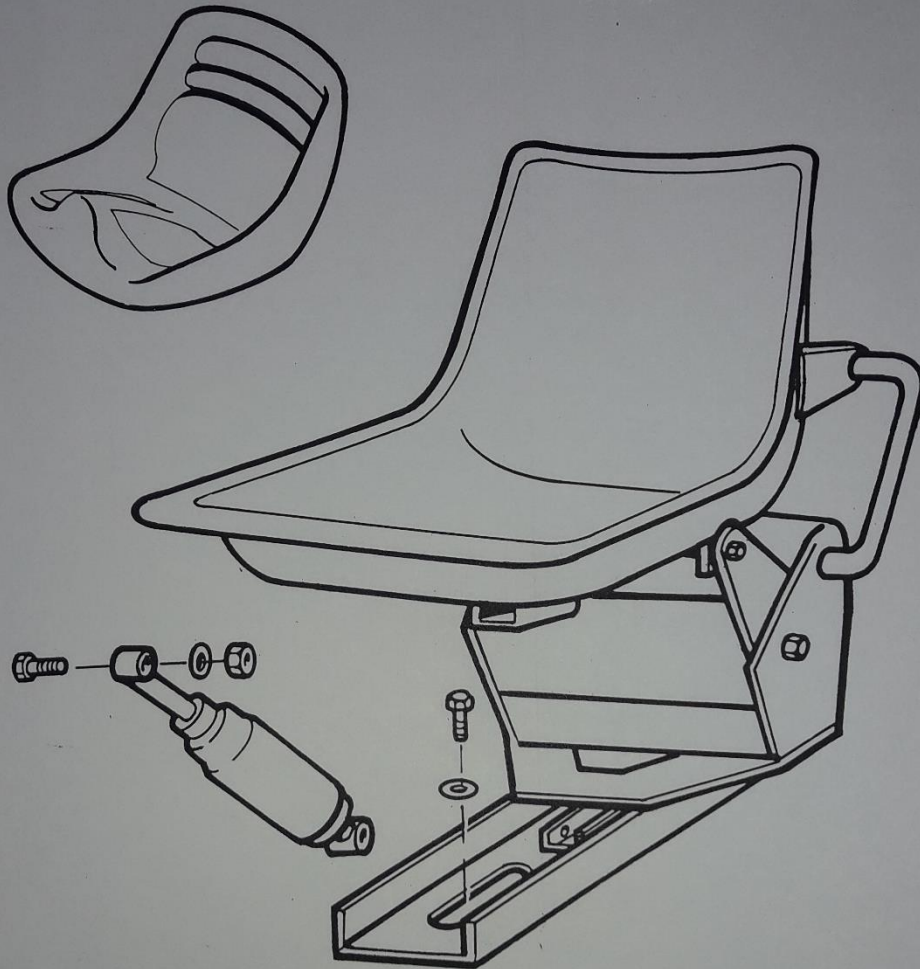


**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	GUARDABARROS	43
REVISION		
G. ORDONEZ		

de los guardabarros que se emplearán en nuestro caso.

**10.3 Asiento para el conductor.** - En los primeros tractores, se usaba unos asientos sumamente simples (tipo banca) que no brindaban ningún tipo de comodidad ni seguridad al tractorista; posteriormente se instaló unos asientos más cómodos (tipo sillón), rígidamente unidos al tractor; pero con el tiempo se observó que los operadores de estas máquinas, presentaban un alto índice de dolencias en la columna vertebral. Este mismo fenómeno se registró en forma paralela en conductores de autos y camiones que permanecían varias horas al día en sus vehículos. Investigaciones médicas posteriores, establecieron que la causa debía ser atribuida a las vibraciones y golpes que los operadores recibían durante su jornada de trabajo. Para solucionar este inconveniente se instaló amortiguadores hidráulicos entre el vehículo y el asiento, consiguiéndose atenuar muchos de estos problemas. En la actualidad el diseño de los asientos ha sufrido una larga serie de modificaciones y perfeccionamientos, habiéndose desarrollado asientos cada vez más complejos y sofisticados con características específicas para cada tipo de vehículo (entre ellos, para los tractores agrícolas), que permiten además regular su altura, ubicación e inclinación, según la contextura de operador y protegerlo de gran parte de las vibraciones e impactos producidos durante el trabajo. Esta evolución ha traído consigo la aparición de empresas especializadas en producir asientos y son las que en la actualidad abastecen a una parte importante de los fabricantes de vehículos y tractores. A nivel mundial una de las empresas que más renombre ha alcanzado es la compañía alemana **Isringhausen**, la cual ha instalado varias filiales alrededor del mundo y a la vez ha otorgado licencia de producción a muchas otras empresas en diversos países. En el Perú, la empresa **AISA** cuenta con esta licencia y produce asientos con el apoyo de la filial brasileña de **Isringhausen**. En la actualidad sólo fabrica asientos para camiones, pero anteriormente llegó a producir también los



REF.: ISRINGHAUSEN-TRACFLEX-61802

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	ASIENTO PARA EL CONDUCTOR	44
REVISION		
G. ORDONEZ		

asientos que empleaba Tractores Andinos S.A., estando en condiciones de re-iniciar la producción, en caso de existir el requerimiento. Según la información técnica de **Isringhausen**, el modelo más apropiado para nuestro caso sería el **Tracflex - 61802**, el cual es suministrado en la actualidad a diversos productores de tractores. En la Lámina N° 44, se muestra un esquema de este asiento, así como también de los soportes requeridos para su instalación.

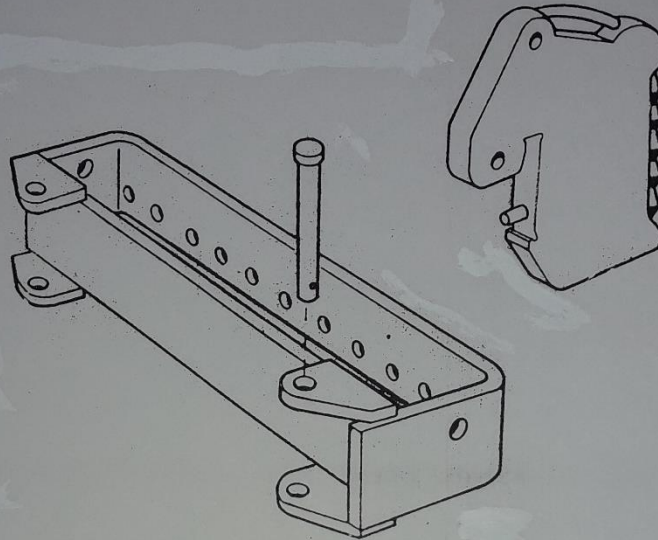
**10.4 Contrapesos.** - Cuando un tractor agrícola desarrolla su trabajo habitual, necesita ejercer la mayor fuerza posible contra el suelo para optimizar su tracción y evitar el riesgo de volcaduras. Si resulta insuficiente el peso del tractor (peso en orden de marcha), es posible incrementarlo principalmente de dos formas:

- a) Rellenando con agua las llantas posteriores (hasta 3/4 de su capacidad volumétrica).
- b) Colocando contrapesos (en el puente delantero y en las ruedas posteriores).

En el primer método no es muy utilizado en nuestro país ya que, si bien es cierto tiene muchas ventajas operativas, por otro lado, contribuye a un deterioro más rápido de las cámaras; además, en lugares muy fríos, es necesario adicionar al agua una cierta cantidad de cloruro de calcio, para evitar la congelación, lo cual significa un inconveniente para los usuarios de nuestra serranía debido a la dificultad que tendrían para conseguir dicha sustancia.

La colocación de contrapesos, está bastante difundida en nuestro medio y por lo tanto se le considerara también para la presente tesis.

Es posible determinar analíticamente la magnitud del peso suplementario que se requiere para una determinada condición de operación, pero este cálculo solo será válido para esa situación particular. Considerando el gran número de variables que intervienen y la infinidad de



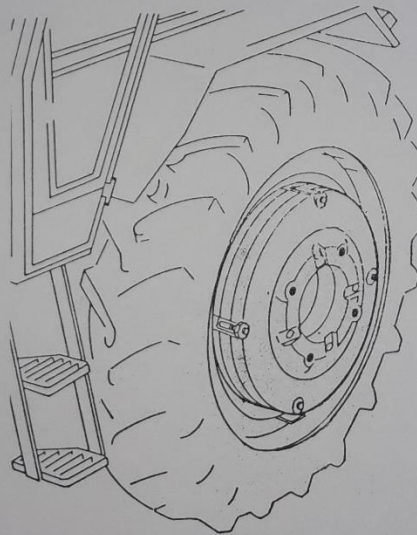
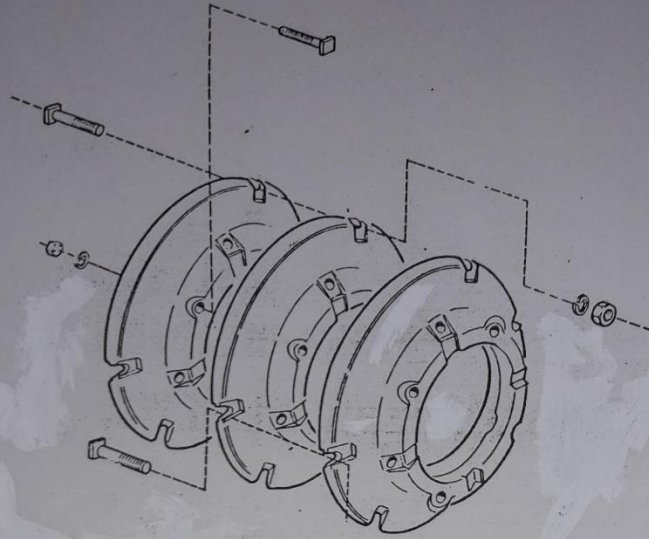
CANTIDAD : 8 PIEZAS

PESO : 40 Kg C/U

MATERIAL : FIERRO FUNDIDO BS 1452-360

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	CONTRAPESOS DELANTEROS	45
REVISION		
G. ORDONEZ		



CANTIDAD: 6 Pzas.

PESO TOTAL: 270 Kg

FIERRO FUNDIDO

BS 1452 - 360

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	CONTRAPESOS POSTERIORES	46
REVISION		
G. ORDONEZ		



condiciones de operación que se presentan durante el trabajo de un tractor agrícola (las cuales además cambian constantemente), resulta inaplicable, en la práctica, el uso de cualquier procedimiento analítico, por esta razón, cada fabricante, en base a su experiencia, especifica un conjunto de contrapesos fácilmente removibles para cada uno de sus modelos, con los cuales se puede lograr un gran número de combinaciones de pesos suplementarios para afrontar las condiciones operativas más problemáticas.

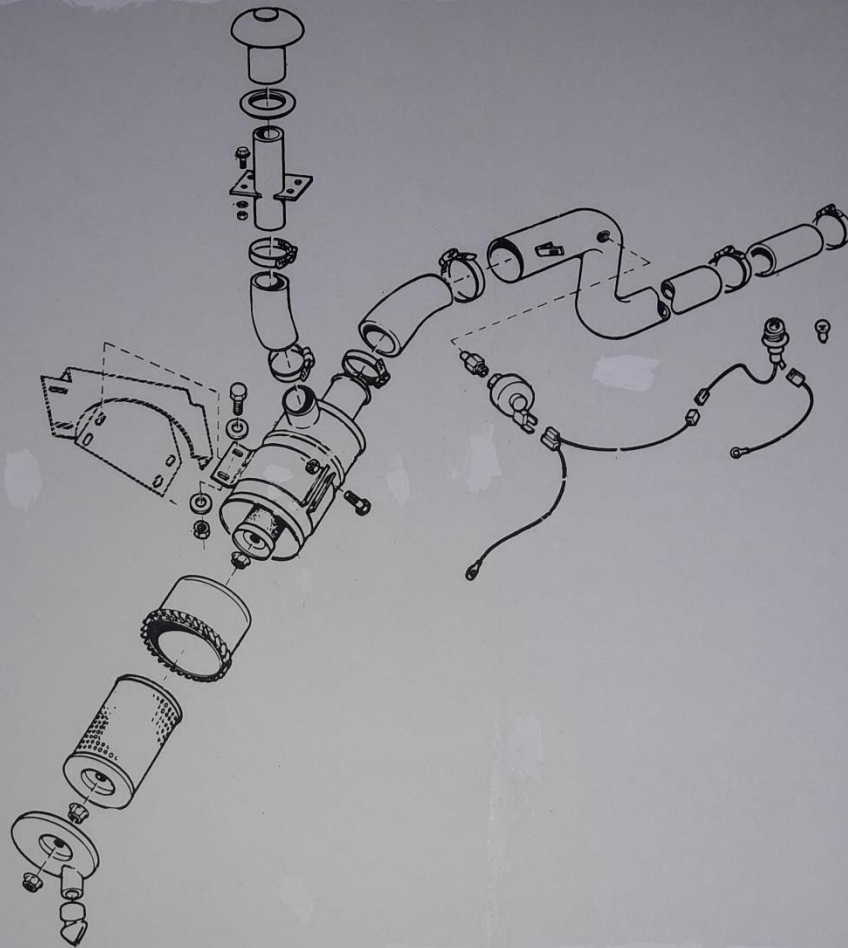
En nuestro caso, se adoptará la especificación de Massey Ferguson para sus tractores medianos, en los que utiliza contrapesos de fierro fundido según la siguiente distribución:

8	Contrapesos frontales 40 Kg c/u	320 Kg.
6	Contrapesos en ruedas posteriores 45 Kg c/u	270 kg.

En las Láminas N° 45 y N° 46 se muestra esquemas de los contrapesos antes mencionados, los que pueden ser usados como referencia para los fines de la presente tesis.

**10.5 Sistema de toma de aire.** - Puede ser suministrado como parte del motor, tal como lo hacía **MODASA** con los motores que enviaba a Tractores Andinos S.A., por lo tanto, se asumirá lo mismo para la presente tesis, ya que de esta forma el fabricante del tractor evita una serie de problemas posteriores con relación a la cobertura de la garantía.

Teniendo en cuenta que existen principalmente dos tipos de filtro de aire (filtros secos y filtros en baño de aceite) y que ambos están ampliamente difundidos, para la presente tesis, se considerará que se deberá usar un filtro seco, por su mayor facilidad de mantenimiento. El diseño de los ductos de conexión y soportes solo se podrá efectuar trabajando directamente sobre el prototipo, pero en la Lámina N° 47 se muestra un esquema que puede ser tomado como



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	SISTEMA DE ADMISION Y FILTRADO DE AIRE	47
REVISION		
G. ORDONEZ		

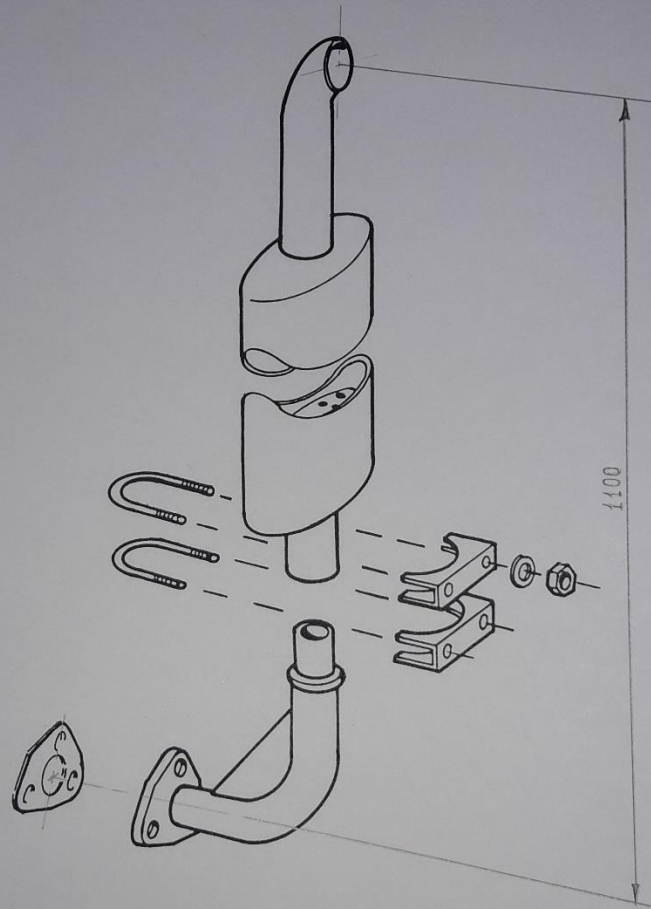
referencia.

**10.6 El radiador.** - Al igual que en el caso anterior, se considerará que este componente será suministrado también por el fabricante del motor, en base al mismo antecedente citado. Las características de este componente, dependerán fundamentalmente del ventilador del motor y de las condiciones previstas de operación. Para los fines de la presente tesis, el único requerimiento especial que deberá cumplir el proveedor, es el de garantizar el enfriamiento del motor de tal forma que el tractor pueda operar sin contratiempos hasta los 4500 m.s.n.m. Esta exigencia es fundamental, ya que mientras mayor sea la altura geográfica, el aire ingresado por el ventilador estará más enrarecido y por lo tanto disminuirá la capacidad de enfriamiento del radiador.

**10.6 El sistema de escape de gases del motor.** - Este sistema cumple dos funciones principales:

- a) Amortiguar el ruido producido por los gases de escape del motor cuando son descargados a la atmósfera.
- b) Dirigir el flujo de gases de tal forma que no ocasione molestias al operador.

En la presente tesis se seguirá la tendencia observada en los tractores medianos que operan en nuestro país y se utilizara un sistema vertical, con la boca de descarga ubicada aproximadamente 1 metro por encima del nivel del capot, de tal forma que el operador no reciba directamente el flujo de gases. Para amortiguar el ruido, la experiencia de casi todos los fabricantes demuestra que, la solución más adecuada es el empleo de los llamados resonadores, es decir, silenciadores con una sola cámara de expansión, por lo tanto, para nuestro caso se usara también esta configuración. En la lámina N°48 se muestra un esquema del sistema, teniendo en cuenta que, en este caso será necesario también fabricar un prototipo para definir las dimensiones más convenientes.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA**

ESCALA	TESIS PROFESIONAL	FECHA
S/E	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	AGOST. 1997
DISEÑO	TITULO	LAMINA
ROGER SILVA M.	SISTEMA DE ESCAPE DE GASES DEL MOTOR	48
REVISION		
G. ORDONEZ		

## **11. PERFIL TECNICO DEL TRACTOR PROPUESTO**

En el presente capítulo se recopilará las premisas y los resultados de los capítulos anteriores y se les ordenará y agrupará de tal forma que sea posible tener una visión de conjunto bastante detallada del tractor que se propone en esta tesis. En la Lámina N°49 se puede observar una vista de presentación de este tractor, con las dimensiones generales que se espera que tenga.

### **11.1 Características Generales del Tractor Propuesto**

Tipo de tractor	:	Agrícola, de llantas.
Tipo de tracción	:	Simple (en eje posterior).
Servicio previsto	:	Labores de arado, cultivo y apoyo de campo, en parcelas de mediana extensión (10 a 50 hectáreas).
Ubicación	:	En la parte posterior del tractor, instalados mediante enganche en tres puntos y con control hidráulico.
Configuración		
Estructural	:	Auto portante (sin chasis).
Zonas geográficas		
de utilización	:	De 0 - 4500 m.s.n.m., con pérdida máxima de potencia, debido a la altura de 15% (a 20°C).
Pruebas de campo	:	Según ISO 789 partes 1 a la 11

### **11.2 Motor**

Tipo	:	Encendido por compresión, con turbo compensador de altura.
Marca	:	Perkins (Ensamblado en el Perú por Motores Diesel Andinos S.A.)
Modelo	:	C4.236.A
Configuración	:	Motor standard de aplicación agrícola (4.236.A) con un kit de compensación de altura.
Compensador de Altura	:	Holset, Modelo H1.
Número de cilindros del motor	:	4, en línea
Desplazamiento	:	236 pulg <sup>3</sup> (3.86 litros)
Potencia máxima (Bs Au 141a)	:	77.7 HP/2300 R.P.M. (al freno)
Torque máximo (Bs Au 141a)	:	31.1 Kg-m/1300 R.P.M.
Consumo de combustible, a potencia máxima	:	13.22 Kg/hora
Consumo de combustible, a torque máximo	:	8.58 Kg/hora
Combustible	:	Diesel 2, propiedades según ISO/CEC RF-03-A-84
Enfriamiento del Motor	:	Mediante radiador de agua.

Filtro de Aire : Tipo seco con elemento filtrante de papel.

### **11.3 Embrague**

Tipo : Mecánico, seco, mono disco, de fricción.

Marca : Borg-Warner (fabricado en Brasil por Borg-Warner do Brasil).

Modelo : 12 - 2DPB

Diámetro de disco : 305 mm (12 pulgadas).

Accionamiento : Mecánico, mediante pedal y varillaje.

Máximo torque Admisible : 78 Kg. - m.

Coefficiente de seguridad para transmisión de torque : 2.51

### **11.4 Caja de Velocidades**

Tipo : Mecánica

Marca : UTB, fabricada por Uzina Tractorul Brasov - Rumania

Modelo : 80 CP

Accionamiento : Mecánico, mediante palanca en el piso

Máximo torque Admisible : 33.6 kg-m

Cambios de Avance : 5, con las siguientes relaciones de reducción.

$i_{(1)}$  6.18:1

$i_{(2)}$  3.83:1

$i_{(3)}$  2.76:1

$i_{(4)}$  2.09:1

$i_{(5)}$  1.00:

Cambios en reversa : 1, con relación de reducción.

$i_{(ret)}$  4.96:1

Reductor externo : En eje piloto de caja de velocidades, con dos posiciones.

a) Para "velocidades en alta", con relación de transmisión

1.00:1

b) Para "velocidades en baja", con relación de reducción.

1.31:1

Campana de acoplamiento : Compatible con la campana cubre volante del motor C4.236.A

## 11.5 Transmisión

Tipo : De engranajes, con transmisión central y transmisión final integradas.

Marca : UTB, fabricada por Uzina Tractorul Brasov - Rumania.

Modelo : TMB - 80



Máximo Torque

Admisible : 33.6 Kg-m.

Relación de

Reducción : 22.4148:1 para todo el conjunto, descompuesto en:

4.276:1 para corona y piñón cónico.

5.242:1 para transmisión final.

Acoplamiento : Cara a cara con la caja de velocidades (sin necesidad de eje cardán).

## **11.6 Semi-Ejes**

Tipo : Simple, sin cubos reductores.

Marca : UTB, fabricados por Uzina Tractorul Brasov-Rumania.

Modelo : Semi-eje derecho SFD-80

Semi-eje izquierdo SFE-80

Acoplamiento para

Aros : Mediante brida de 8 pernos, según SAE J714

## **11.7 Aros delanteros**

Tipo : De plato, con fijación a eje delantero mediante 6 pernos, según SAE J714.

Marca	:	Borlem, fabricados por Borlem S.A. Brasil.
Dimensiones	:	5.5F x 16", según SAE J711.
Modelo	:	488.334-M91 (según Catálogo Borlem)
Montaje	:	Simple

### **11.8 Aros Posteriores**

Tipo	:	De plato, con fijación a semi-ejes posteriores mediante 8 pernos, según SAE J714.
Marca	:	Borlem, fabricados por Borlem S.A. Brasil.
Dimensiones	:	DW-16 x 34" según SAE J712a
Modelo	:	D5NN-1100-D (Según Catálogo Borlem)
Montaje	:	Simple.

### **11.9 Neumáticos Delanteros**

Tipo	:	Inflable, con cámara y guarda cámara.
Dimensiones	:	7.50 x 16 - 6 pliegues.

Presión de Inflado : 40-48 PSI (Según SAE 709d)

Máxima capacidad  
de carga : 1650-1740 libras (750-791 Kg.)

Tipo de cocada : MG-2 direccional  
(Según Catálogo Goodyear).

Marca : Goodyear, fabricadas por Goodyear-Brasil S.A.

#### **11.10 Neumáticos Posteriores**

Tipo : Inflable, con cámara y guarda cámara.

Dimensiones : 18.4 x 34 - 6 pliegues.

Presión de  
Inflado : 16-18 PSI (según SAE J709d).

Máxima capacidad  
de carga : 4960 - 5320 Lbs. (2255 - 2418 Kg.)

Tipo de cocada : A8 - cocada alta en V  
(Según Catálogo Goodyear)

Marca : Goodyear, fabricados por Goodyear - Brasil S.A.

**11.11 Sistema de Frenos**

Aplicación	:	Frenos de servicio.
Accionamiento	:	Servofrenos, con circuito único de tuberías.
Estructura	:	Discos
Marca	:	Varga, fabricado por Freios Varga S.A. de Brasil.
Modelo	:	RCFD - 0015.
Máxima potencia de frenado admisible	:	600 HP.
Máxima capacidad de disipación de calor	:	465 Kcal (en 4 segundos).
Fuerza de frenado	:	3740 Kg.
Eficiencia del Sistema	:	80% (con un peso máximo del tractor de 4675 Kg).

**11.12 Sistema de Dirección**

Configuración	:	Ackermann (trapecio de dirección)
---------------	---	-----------------------------------

- Tipo : Hidrostático, con presión máxima de trabajo de 20 Bar.
- Máxima fuerza de accionamiento de volante : 600 N (Aplicados manualmente por el Operador) - ISO/TR 3778.
- Máxima fuerza axial aplicada a la columna de dirección : 100 Kg.
- Bomba Hidráulica : EWV20, fabricada por Robert Bosch do Brasil. Caudal a 1800 RPM 15 litros/minuto (forma parte del motor C4.236.A).
- Válvula de sobre Flujo : ZF 7720, calibrada para un flujo máximo de 6 Lit/minuto.
- Pistones de Accionamiento : ZF 8355. Fuerza máxima ejercida 420 Kg (correspondiente a una presión de trabajo de 60 Bar). Fabricados por ZF do Brasil.
- Unidad de dirección

(incluye columna de dirección y timón : ZF OSPB40, con un desplazamiento volumétrico de 38 cm<sup>3</sup>/Rev.

Máximo desplazamiento de timón : 3.72 revoluciones (entre topes).

Radio de giro : Aproximadamente 3800 mm, el radio real será determinado en pruebas de campo.

### **11.13 Puente Delantero**

Tipo : Fijo (no rotativo).

Sección : Rectangular, formada por dos elementos "C" soldados.

Ancho de trocha

Delantera : Regulable en 4 posiciones entre 1500 y 2000 mm  $\pm$  25 mm., según ISO 4004.

Acoplamiento para

aros delanteros : Mediante bridas de 6 pernos, según SAE J 714.

Marca : Agrale, fabricado por Agrale Equipamentos S.A. - Brasil.

Modelo : Agrale 3000

Capacidad portante  
máxima : 1650 Kg.

#### **11.14 Enganche en tres puntos**

Categoría : II, según SAE J 715, concordada con ISO 730.

Marca : Agrale, fabricado por Agrale Equipamentos S.A. -  
Brasil.

Modelo : TR-II-028

Máxima potencia  
Admisible : 100 HP (en barra de tiro)

Sistema de accio-  
namiento y control : Hidráulico, marca UTB, modelo DP 650, fabricado por  
Uzina Tractorul Brasov - Rumania.

Máxima capacidad  
de elevación : 1600 Kg.

#### **11.15 Sistema Eléctrico**

Tensión del  
Sistema : 12 voltios.

- Alternador : Marca Lucas, Modelo 17 ACR, con regulador de voltaje incorporado. Capacidad de entrega 35 amperios. Forma parte del motor C4.236.A.
- Arrancador : Marca Bosch, Modelo EWV-AL-185, potencia máxima desarrollada 2.22 Kw. Entregado con el motor C4.236.A.
- Faros delanteros : 2, tipo 2B1 - SAE J1383. Rectangulares, abiertos, c/u con 1 foco tipo H 6052 de dos cuerpos luminosos (para luces carga y de cruce). Consumo de potencia 50 W. Marca Wagner.
- Faros Posteriores : 2, tipo 2 D1-SAE J1383. Circulares, abiertos, cada uno con 1 foco tipo S-8 de un cuerpo luminoso. Consumo de potencia 50 W. Marca Wagner.
- Faros de Señalización: 2, cada uno 2 cuerpos (rojo y blanco). Consumo de potencia 5 W. Marca Wagner.
- Taco-Horómetro : Analógico, con rango de trabajo de 0 - 2500 RPM, registrador de horas central. Marca VDO, modelo TH-2500/1800.

Indicador de



temperatura

(Agua de radiador) : Analógico. Rango de trabajo 0°C - 120°C. Marca Murphy, Modelo 20T.

Manómetro para

Aceite : Analógico. Rango de trabajo 0-20 PSI. Marca Murphy, Modelo 20P.

Amperímetro : Marca Murphy, Modelo SWH-20, para trabajo con baterías de hasta 110 Amp-Hora.

Indicador de nivel

de combustible : Marca Stewart - Warner, modelo 4605 para tanques con altura de 15"-20".

Chapa para llave

de arranque : Proporcionada con el motor C4.236.A.

Perilla para

control de luces : Tres posiciones activas y una neutra, marca Wagner, Modelo CL/412/015.

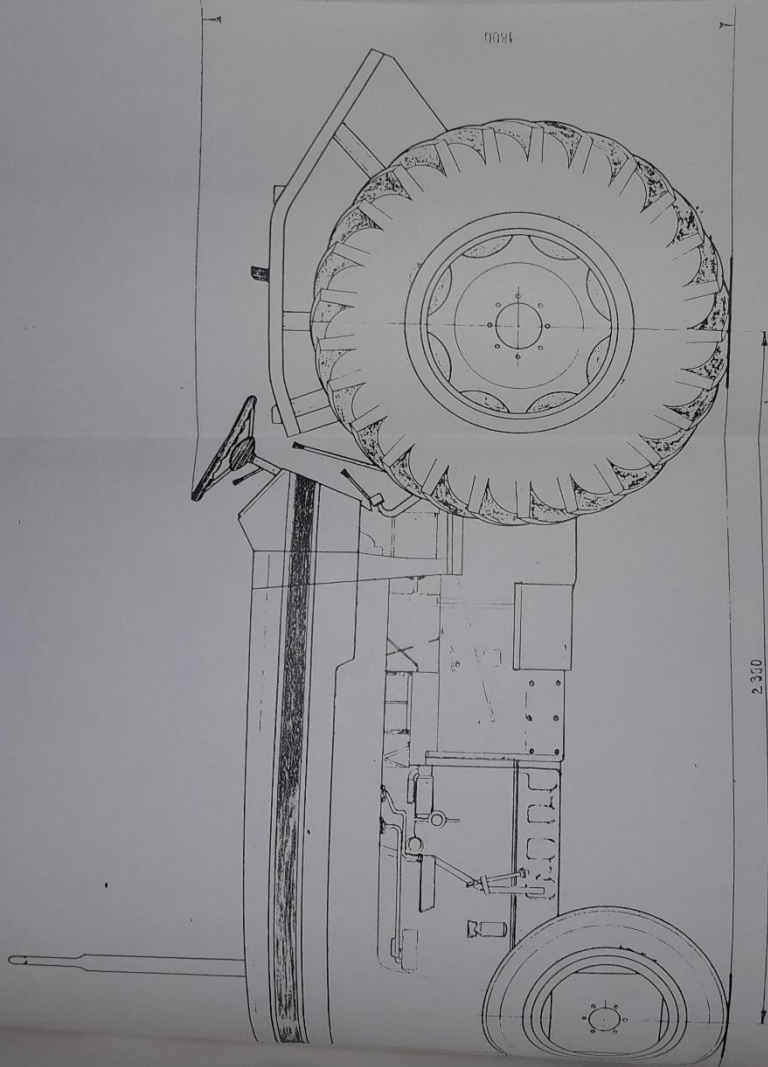
Control de

Centelleo : Marca Wagner, Modelo Flasher AT-21.

- Claxon : Eléctrico, de tono constante y una intensidad de sonido de 93 decibeles  $\pm$  10% a 7 m. de distancia. DIN 45633. Marca Bosch, Modelo A-320-053-014.
- Fusibles : 2, tipo cartucho con capacidad de hasta 30 amperios. SAE J554.
- Baterías : 2, Marca Record, Modelo RS-1217, cada una con capacidad de 100 Amp-H, en un régimen de descarga a 20 horas.

CARACTERISTICAS TECNICAS

TIPO :	AGRICOLA DE LLANTAS
TRACCION :	SIMPLE
MOTOR :	DIESEL, EN LINEA
POTENCIA :	77.7 HP/2300, CON COMPENSADOR DE ALTURA
TRANSMISION :	MECANICA, 5 VELOCIDADES EN AVANCE, 1 RETROCESO
REDUCTOR EXTERNO :	2 POSICIONES
LLANTAS DELANTERAS :	7.50 X 16 - 6 PLEIGURS
FRENOS :	DE DISCOS
DIRECCION :	HIDROSTATICA, TIPO ACKERMANN
ENGANCHE EN 3 PUNTOS :	TIPO II (SAE J 715)
SISTEMA ELECTRICO :	12 VOLTIOS
VELOCIDAD MAX :	32 KM/HORA
PESO SECO :	3000 KG (ESTIMADO)
PESO EN ORDEN DE MARCHA :	4675 KG (ESTIMADO)



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO  
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ENERGIA

ESCALA		TESIS PROFESIONAL	
SE	FECHA	DISEÑO DE UN TRACTOR AGRICOLA DE RUEDAS PARA PARCELAS DE MEDIANA EXTENSION	
DISEÑO ROGER SILVA M	AGOST, 1997	LAMINA	
REVISION G ORDOÑEZ		TITULO	
		ESQUEMA GENERAL DEL TRACTOR PROPUESTO	
		49	

## **12. COSTO DE FABRICACION DE UN PROTOTIPO DEL TRACTOR PROPUESTO**

Cuando un fabricante de tractores prepara el lanzamiento al mercado de un nuevo modelo, además de estudiar los aspectos técnicos de éste, también deberá elaborar diversos análisis de otro tipo (económicos, ventas, ingeniería de plantas, abastecimientos, etc.) que, llegado el momento, permitirá tomar la decisión de materializar el proyecto o abandonarlo.

En los capítulos 1 y 3.1, se había definido que, desde el punto de vista técnico, existen 3 niveles de diseño (básico, de detalle y de producción) y que la presente tesis cubriría el primero de ellos, obteniéndose como resultado de esta etapa, la definición del perfil técnico general del tractor propuesto (tal como se muestra en el capítulo anterior), el cual se debe complementar con una estimación del costo de fabricación, de un prototipo; estos elementos de juicio le permitirán a la empresa fabricante tomar las decisiones más adecuadas relativas a la marcha del proyecto.

En el presente capítulo se elaborará un estimado del costo de fabricación de un prototipo, lo que equivale prácticamente a definir el monto de la inversión requerida para la segunda etapa (Diseño de detalle).

Para los fines de la presente tesis, se aceptará en la definición de los costos, los siguientes supuestos:

1. El costo de los componentes importados del tren motriz, será calculado en base a las cotizaciones (en dólares USA) que los proveedores presentaron a una empresa peruana (ETRAMSA) en 1989, aplicándoles un factor de incremento de 18.8% (2.5% anual).
2. El costo del motor, será considerado igual que el costo actual del motor Perkins C4.236.V (motor vehicular), ya que el fabricante Motores Diesel Andinos S.A. no

produce en este momento la versión agrícola de dicho motor (C4.236.A) que fuera seleccionada para esta tesis. Cabe señalar que, dada la similitud de ambas versiones, la diferencia real de costos no debe ser significativa.

3. Se asumirá que a los componentes importados se les aplicará el régimen aduanero de internamiento temporal, por lo tanto, no estarán afectados por los aranceles correspondientes. El costo de los componentes de compra local incluirá el 18% por concepto de I.G.V.
4. Se asumirá que el proyecto se ejecuta dentro de una empresa u organización, por lo tanto, solo se considerará el costo de personal y servicios directamente involucrados en este trabajo, utilizándose la infraestructura existente.
5. Sólo se establecerá el costo de fabricación de un prototipo. El fabricante definirá la cantidad de prototipos que requiere para las pruebas funcionales.
6. Todos los costos serán expresados en dólares USA.
7. Los precios de los componentes de compra local corresponden a las cotizaciones obtenidas en el primer semestre de 1997.
8. La tasa de cambio utilizada es  $S/. 2.65 = 1$  dólar

### **12.1 Determinación del costo de componentes y materiales**

En todos los casos, los costos indicados, corresponden a los componentes puestos en la zona de trabajo y libres de cualquier otro pago adicional.

Motor Perkins C4.236.A (Incluye bomba hidráulica BOSCH EWV-20, filtro de aire y radiador)	2815
Conjunto de embrague (incluyendo mecanismo de accionamiento)	602
Caja de velocidades (incluye reductor externo, mecanismos de accionamiento y conjunto de toma de fuerza)	1288
Transmisión (incluye transmisión central y transmisión final)	2474
Semi-ejes (izquierdo y derecho)	682
Aros delanteros y posteriores	228
Conjunto de llantas, cámaras y guarda cámaras (incluye delanteras y posteriores)	377
Sistema completo de frenos de disco (incluye mecanismos y varillaje de accionamiento y control)	326
Sistema de dirección (excepto bomba hidráulica	

incluida en el motor, incluye trapecio)	677
Puente delantero completo	705
Mecanismo de enganche en tres puntos (incluye sistema hidráulico de accionamiento y control)	1801
Sistema eléctrico (excepto alternador, y arrancador, incluye faros, instrumentos, baterías, claxon, accesorios y cableado)	458
Carrocería (incluye capot, asiento, pisos, guarda fangos, contrapesos, silenciador y máscara delantera.	736
Componentes menores, materiales de producción y elementos de fijación (15%)	<u>1,975</u>
<b>Costo Total de Componentes y Materiales</b>	<b>US\$ 15,144</b>

**12.2 Determinación de costo de personal.** - Asumiendo que la fabricación del prototipo demandará 6 meses de trabajo efectivo, se tendrá:

1	Jefe de Proyecto	
	1000 \$/mes x 6 meses	6,000
3	Especialistas CAD	

	3 x 400 \$/mes x 6 meses	7,200
1	Maestro Mecánico - Electricista Automotriz	
	500 \$/mes x 6 meses	3,000
1	Ayudante Mecánico - Electricista Automotriz	
	300 \$/mes x 6 meses	1,800
1	Asistente Administrativo	
	300 \$/mes x 6 meses	<u>1,800</u>
	<b>Costo Total de Personal</b>	<b>US\$ 19,800</b>

### 12.3 Determinación del Costo de Servicios y Materiales Auxiliares. -

Servicios externos (mecanizado de piezas; re trabajos, personal externo, fletes locales, etc.). Se considerará el 5% del costo total de componentes y materiales.

		757
	Papelería y Materiales de Escritorio	300
	Servicios de apoyo (teléfonos, impresiones encuadernaciones, etc.)	<u>500</u>
	<b>Costo Total de Servicios y Materiales Aux.</b>	<b>US\$ 1,557</b>



#### 12.4 Determinación del Costo Total del Prototipo

Costo Total de Componentes y Materiales	15,144
Costo Total de Personal	19,800
Costo Total de Servicios y Materiales Aux.	<u>1,557</u>
	36,501
Imprevistos (10%)	<u>3,650</u>
Costo Total del Prototipo	US\$ 40,151

**12.5 Inversión total estimada para el desarrollo de un tractor agrícola de ruedas.** - En la Lámina N° 2 se mostró en forma gráfica la proporción existente (en tiempo y monto de inversión) entre las tres etapas de diseño:

- Diseño Básico
- Diseño de Detalle
- Diseño para Producción

Cabe señalar que las cifras presentadas en dicha lámina, corresponden a datos consignados en la Revista "Misión Futuro" de marzo de 1988, siendo esta, una publicación de la empresa Massey Ferguson Argentina S.A. Asumiendo estos valores para nuestro caso, se tendría:

Diseño Básico	\$ 8,030	(5%)
Diseño de Detalle	\$ 40,151	(25%)
Diseño de Producción	\$ 112,423	(70%)
	-----	
TOTAL	\$ 160,604	

Tal como se indicó anteriormente, en el cálculo de estas cifras, se está asumiendo que todo el proceso de diseño y desarrollo se realiza dentro de una empresa u organización, por lo que no se considera ningún monto por concepto de local y costos indirectos.

Finalmente, si se asume que, una vez culminado el desarrollo, se inicia la producción, según lo

indicado en el Cuadro N° 9, y si se desea recuperar esta inversión en un período de 5 años, se tendría que, el costo por concepto de desarrollo (excluyendo intereses) que correspondería a cada tractor producido sería:

$$\frac{160,604}{5 \times 3000} = \$ 10.70$$

**BIBLIOGRAFIA**

1. HUNT D. Manual de Maquinaria Agrícola - Ediciones Ciencia y Técnica - 1987 - México.
2. CHUDAKOV D.A. Fundamentos de la Teoría y el Cálculo de Tractores y Automóviles Editorial MIR - 1977 - Moscú.
3. GUREVICH A., SOROKIN E. Tractores y Automóviles, Tomo 1 y 2 - Editorial MIR - 1978 - Moscú.
4. VSOROV B.A. Manual de Motores Diesel para tractores - Editorial MIR - 1986 - Moscú.
5. BOSCH. Manual de la Técnica del Automóvil - Editorial URMO - 1976 - Bilbao.
6. MUNARES C. Dinámica de Propulsión y Economía de Combustible del Vehículo CONCYTEC - 1989 - Lima.
7. SZCERZEPANIAK C. Fundamentos de Diseño del Automóvil - CECSA - 1982 - México.
8. JOVAJ M.S. Motores de Automóvil - Editorial MIR - 1982 - Moscú.
9. MILLER J. Agricultural Tractor. Design and Production - Mac Millan - 1989 - Chicago.
10. SPERRY RAND CORP. Manual de Hidráulica Móvil – Sperry Rand Mexicana - 1978 - México.
11. PROCKTER C.E. Kempe's Engineers Year Book - Morgan - Grampian (Publishers) Ltd. - 1986 - Londres.
12. OBERG E. JONES F., HORTON H. Machinery's Handbook - Industrial Press Inc. - 1988 - New York.
13. BAUMEISTER T. Mark's - Manual del Ingeniero Mecánico Mc. Graw - Hill de México S.A. - 1986 - México.

14. INEI. III Censo Nacional Agropecuario 1994 - INEI - 1996 - Lima.

15. Catálogos y Literatura Técnica de las siguientes empresas:

- Perkins Engines Ltd.
- Massey Ferguson
- Borg - Warner
- Uzina Tractorul Brasov
- Borlem
- Good Year - Brazil
- Freios Varga
- ZF
- Agrale Equipamentos
- Wagner
- VDO
- Murphy
- Steward - Warner
- Bosch
- Record

16. Normas Técnicas emitidas por las siguientes entidades:

- ISO Norma ISO 789 (Parte 1 a la 11) y otras.
- SAE 1986 SAE Handbook - Society of Automotive Engineers – 1986 Warrendale, Pennsylvania.
- BS Norma BS Au 141a (Internal Combustion Engines - Test Code) y otras.
- DIN Norma DIN 45633 y otras.
- ITINTEC Normas Técnicas Peruanas - Grupo Genérico 360.

## CONCLUSIONES

1. El nivel de mecanización de la Agricultura Peruana se encuentra muy por debajo de lo aceptable.
2. El Parque Nacional de Tractores, además de insuficiente, está conformado por muchas unidades con características técnicas inadecuadas para las condiciones geográficas del Perú.
3. El Mercado de Tractores en nuestro país, está atendido por un número exagerado de marcas, lo que hace muy difícil el desarrollo de una infraestructura de servicios para cada caso.
4. Al no existir producción nacional de tractores, tampoco existe empresas capacitadas para la producción de repuestos, accesorios e implementos destinados a los tractores existentes.
5. La vida útil de los tractores en el Perú, es más reducida de lo aceptable, debido a la infraestructura de servicios inadecuada y a la insuficiente disponibilidad de repuestos.
6. La experiencia de Tractores Andinos S.A., demostró que es técnicamente factible la producción de tractores agrícolas en nuestro país, bajo la modalidad de línea de ensamblaje final, con un significativo porcentaje de componentes de fabricación nacional.
7. Según lo expuesto en esta tesis, se puede afirmar que, es técnicamente factible desarrollar en el Perú un tractor agrícola de ruedas, con características adecuadas a nuestra realidad.

8. Una eventual producción de tractores, tendría un inmediato efecto multiplicador sobre las empresas proveedoras de componentes de integración nacional.
9. El monto total de la inversión para el desarrollo de un tractor, así como la complejidad del proyecto, se encuentran dentro de las capacidades de manejo de varias empresas peruanas.
10. Las alternativas, disponibles en el Perú, para la selección de los componentes que usaría un tractor diseñado localmente, son muy limitadas actualmente.

## **RECOMENDACIONES**

1. Sugerir al INEI la realización de estudios complementarios al III Censo Agropecuario, orientados a conocer con más precisión la composición y estado operativo del Parque Nacional de Tractores.
2. Tomando como referencia el presente trabajo, elaborar un proyecto de factibilidad para la producción de tractores agrícolas de ruedas, orientado principalmente a determinar las condiciones comerciales, financieras y operativas que tendrían que cumplirse para concretar y consolidar esta actividad.
3. Proponer a todas las dependencias gubernamentales, la especificación de motores supercargados o compensados para todos los equipos móviles (incluyendo tractores), que adquiera el Estado en el futuro. Y que estén destinados a operar en la sierra de nuestro país.
4. Plantear a las instancias gubernamentales el reinicio de las tareas de normalización técnica y el traslado de estas funciones a una entidad con mayor orientación científica y técnica (como por ejemplo el CONCYTEC).
5. Difundir entre los compradores potenciales de tractores, las ventajas operativas de usar aquellos modelos con las configuraciones más sencillas.
6. Ampliar el espectro de posibles proveedores, sobre todo de los componentes más complejos (embragues, transmisiones, sistemas de frenos, etc.), para la eventual producción de tractores en nuestro país.
7. Sugerir a las instituciones especializadas la realización de estudios para el establecimiento de las eficiencias de campo de los implementos más utilizados en el Perú y en las condiciones reales de nuestro país.

8. Proponer a las instituciones educativas de mando medio de nuestro país (sobre todo a aquellas ubicadas en zonas rurales), la ejecución de programas de formación de tractoristas y de mecánicos de tractores, lo cual permitirá usar mejor la maquinaria existente.



**ANEXO N° 1**

**IMPLEMENTOS UTILIZADOS CON MAS FRECUENCIA EN LOS TRACTORES**

**AGRICOLAS DE RUEDAS**

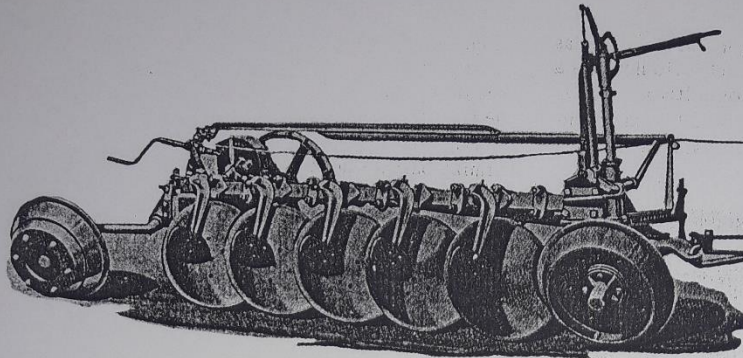


FIGURA 5.2. Arado de discos estándar.

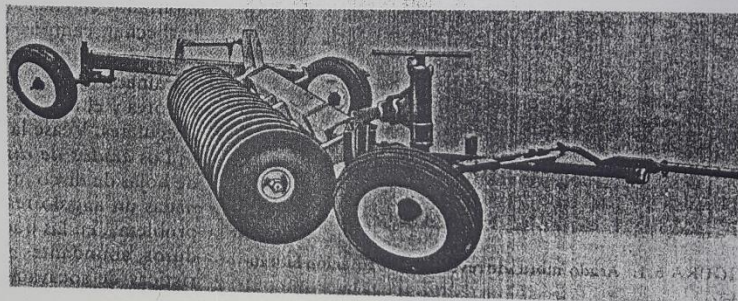


FIGURA 5.3. Arado de discos verticales.

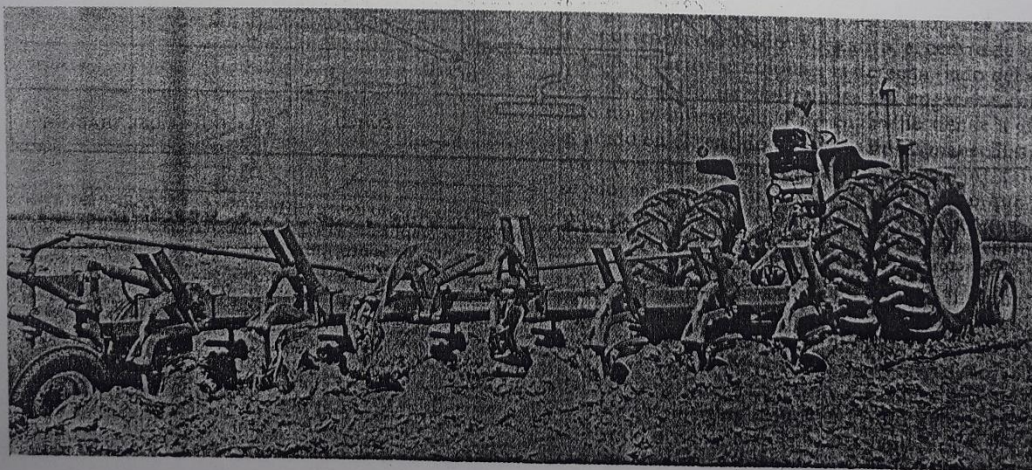


FIGURA 5.20. Arado de vertedera equipado con fondos de viaje de reajuste automático.

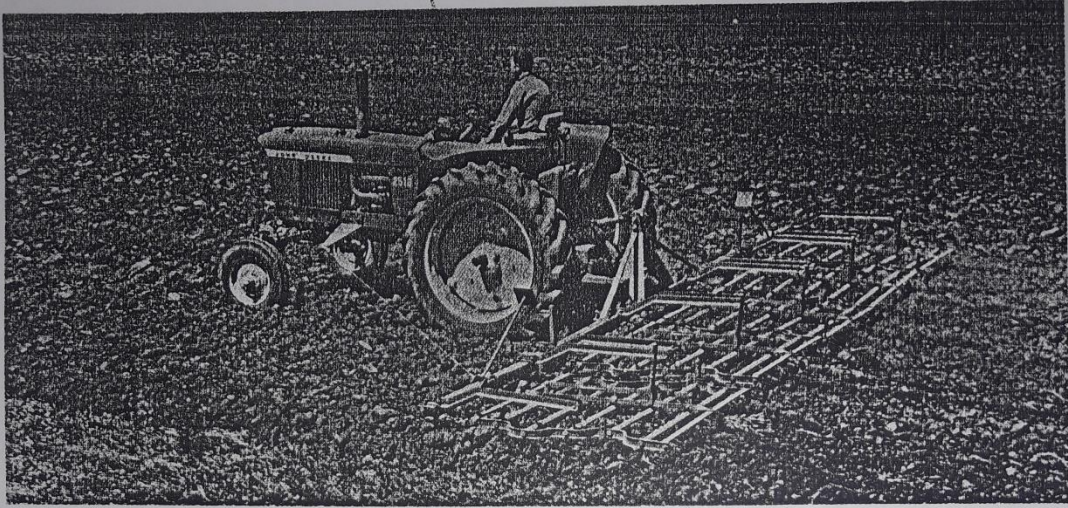


FIGURA 7.5. Rastra de dientes de cinco secciones; se pliega para transportarla.



FIGURA 7.4. Cultivo con una azada rotativa.

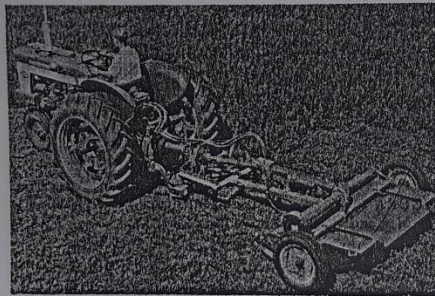


FIGURA 11.13. Acondicionadora de pastura que se usa con una segadora.

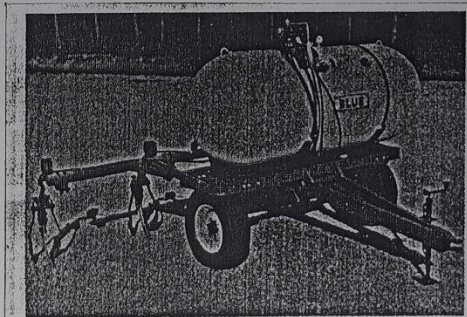


FIGURA 9.7. Aplicador de amoniaco anhidro.

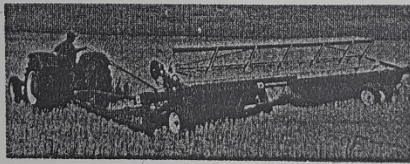


FIGURA 10.4. Andanadora accionada por la TF.



FIGURA 8.3. Dispensora al voleo montada en un tractor para aplicar fertilizante.

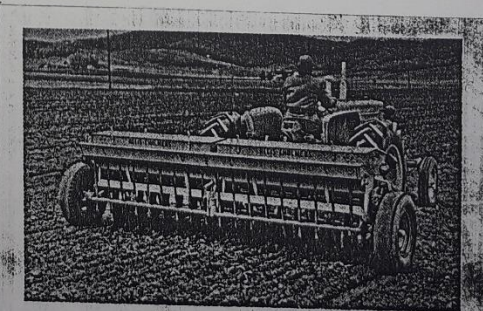


FIGURA 8.1. Sembradora combinada con un aditamento para sembrar gramíneas.

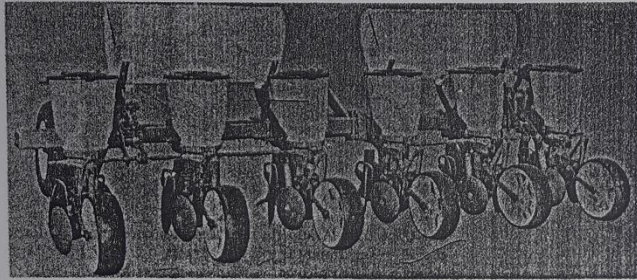


FIGURA 5.4. Arado sembrador montado en barra porta-herramientas con vertederas rotativas.

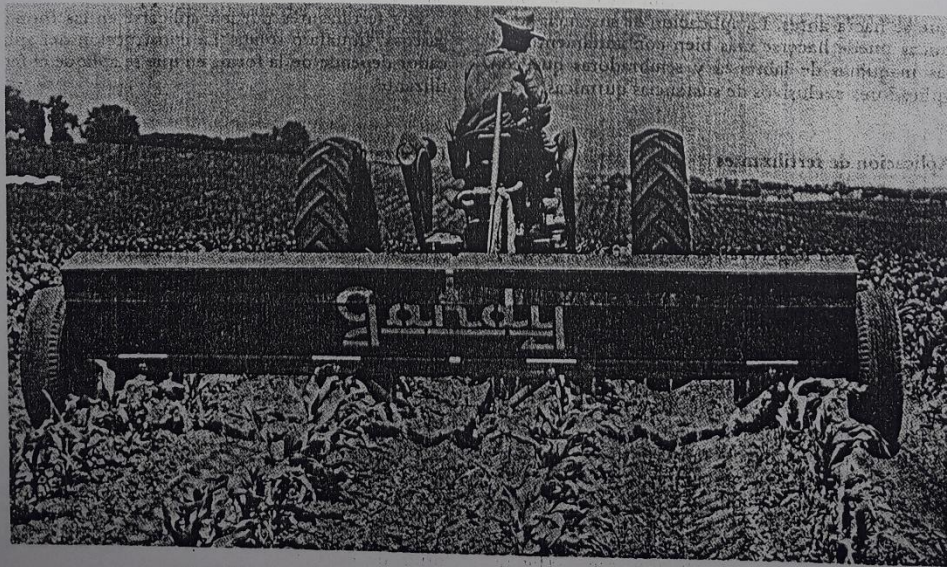


FIGURA 9.1. Abono secundario de maíz con una distribuidora de campo.

## ANEXO N° 2

### CRITERIOS PARA LA EVALUACIÓN TÉCNICA DE LOS TRACTORES

#### AGRÍCOLAS DE RUEDAS

Tal como se indicó en 2.1, la necesidad de fijar criterios uniformes para evaluar la performance de los tractores, surgió como consecuencia de la proliferación de marcas y modelos, a comienzos del siglo XX en Estados Unidos, estando concentrados allí en aquella época, más del 85% de todos los tractores del mundo. La presencia de más de 100 fabricantes de tractores que ofertaban en el mercado norteamericano innumerables modelos y variantes, generaba una gran desorientación entre los potenciales compradores; está demás indicar, que los criterios de prueba y evaluación de cada fabricante eran diferentes, haciendo materialmente imposible comparar la performance de dos tractores de distinta procedencia. En 1919, el señor W. F. Crozier, agricultor y congresista ante la Cámara de Representantes del estado de Nebraska, presentó ante su Cámara, un proyecto para normar la comercialización y la prueba de tractores, siendo este aprobado y cuya vigencia se mantiene hasta la actualidad, con las naturales actualizaciones. La norma aprobada, se conoce hasta nuestros días con el nombre de **Ley de Nebraska sobre tractores**, y en sus considerandos se establece que su finalidad es “fomentar la fabricación y venta de tractores de la mejor calidad posible, y contribuir al uso más exitoso de los mismos en la agricultura del estado de Nebraska”. El método planteado para lograr estos objetivos fue, exigir que un tractor de cada modelo vendido en el estado de Nebraska, fuera probado en la Universidad de dicho estado, y los resultados de dicha evaluación tendrían que ser publicados para conocimiento general de los interesados.

Para el cumplimiento de esta ley, la Universidad de Nebraska, (en colaboración con la SAE) elaboró un conjunto de procedimientos que fueron incorporados a la mencionada Ley y que son

conocidos como el “**Código de Nebraska para ensayo de tractores**”. Esta legislación incluyendo el Código, alcanzó una gran aceptación, no solo en los demás estados integrantes de los Estados Unidos de América, sino también en otros países, de tal forma que, ha servido como modelo para la elaboración de las Normas Técnicas Nacionales sobre prueba de tractores en muchas naciones. Más aun, debido al gran prestigio logrado por la Universidad de Nebraska en la realización de estas evaluaciones, se ha generalizado la costumbre entre los fabricantes de tractores de todo el mundo, de enviar un ejemplar de cada uno de sus modelos hasta Nebraska, para ser sometido a su evaluación respectiva, pese a contar en muchos casos con normas técnicas propias en sus propios países.

De igual forma, se debe mencionar los esfuerzos realizados en este ámbito por diversas entidades de normalización, siendo los resultados más destacados, la Norma 789 elaborada por la ISO, así como el Código de Pruebas de Tractores emitido por la SAE (Standard SAE J708), los cuales serán reseñados a continuación, así como las normas ITINTEC del Grupo 360 elaboradas en el Perú (pese a su antigüedad).

**1. Código de Nebraska para ensayo de tractores.** – Por las razones antes expuestas La Ley Nebraska sobre tractores contiene, además de los aspectos puramente técnicos, algunas otras exigencias que resulta importante conocer, siendo las principales las siguientes:

- a) Un tractor en existencia de cada modelo vendido en Nebraska, deberá ser examinado y probado por una Junta de tres ingenieros, nominados por la Universidad del Estado de Nebraska. Se entiende que esta Comisión ejecutará su trabajo, aplicando el Código de Nebraska para el ensayo de tractores.
- b) Cada compañía, comerciante o individuo que desee ofrecer a la venta un tractor, en el estado de Nebraska, deberá previamente obtener un permiso expedido por la Comisión de Ferrocarriles del Estado. El permiso para cualquier modelo de tractor, se expedirá

después que un tractor en existencia de ese modelo, se haya probado en la Universidad y que la performance del tractor se ha comparado satisfactoriamente con las pretensiones que el fabricante hace de él.

- c) Una estación de servicio, con una existencia completa de piezas de repuesto para cada modelo de tractor autorizado, será mantenida dentro de los límites del estado y dentro de una distancia razonable de embarque de los clientes.
- d) Será ilegal que, cualquier compañía de tractores que opere en el estado de Nebraska, publique extractos de las pruebas oficiales para fines publicitarios, sin publicar el informe completo. Por cualquier violación de la estipulación anterior, la Comisión de Ferrocarriles del Estado puede, a su criterio, suspender o denegar el derecho de dicha compañía para hacer negocios dentro de los límites del estado.

### **1.1. Condiciones Generales para la aplicación del Código de Nebraska para el ensayo**

**de tractores.** - En la ejecución de la prueba de tractores según el código de Nebraska, se deberá respetar las siguientes condiciones generales:

- a) El tractor ensayado, debe ser representativo del modelo cuya autorización se busca; por lo tanto, debe ser un tractor sin uso, de producción normal y equipado para el servicio común
- b) Los accesorios que consumen potencia, solo se pueden desconectar si también puede ser hecho por el operador en condiciones reales de trabajo, sin usar herramientas.
- c) Solo se podrá añadir peso al tractor (como lastre) si el fabricante lo suministra para su venta regularmente.
- d) Las cargas estáticas de las llantas y las presiones de inflado, deben corresponder a las recomendaciones publicadas por la SAE.

**1.2. Preparación de tractor para las pruebas.** - Antes de iniciar las pruebas propiamente dichas, se deberán ejecutar las siguientes tareas preparatorias en el tractor:

- a) El carter del motor deberá ser vaciado y luego llenado con aceite nuevo, cumpliendo las especificaciones del manual del operador en lo referente al tipo de aceite y cantidad del mismo.
- b) El combustible que se utilice y las operaciones de mantenimiento, también deberán estar de acuerdo con la información suministrada en el manual del operador, entregado junto con el tractor.
- c) El tractor deberá ser sometido a un asentamiento de 12 horas, ejecutando trabajo de barra de tiro, de acuerdo con las recomendaciones del fabricante. Un representante del fabricante deberá estar presente para tomar las decisiones necesarias con respecto a ajustes mecánicos que puedan ser requeridos.
- d) El tractor estará equipado durante el asentamiento con un peso de lastre, aproximadamente igual al que se utilizará durante la prueba de potencia máxima en la barra de tiro.
- e) La altura de la barra de tiro, desde la trocha de las llantas, deberá cumplir con las recomendaciones de la SAE.

**1.3. Descripción de las series de pruebas.** - En el cuadro N° 22 se muestra un resumen del programa de pruebas para el ensayo de un tractor según el código de Nebraska. En términos generales se puede mencionar que se trata de una tarea compleja, y que la obtención de resultados confiables, depende del cumplimiento de un gran número de condiciones y requerimientos. En los siguientes párrafos se efectuará una breve revisión de cada una de las pruebas, con fines únicamente de ilustración, ya que un análisis completo de todas las implicancias del Código de Nebraska, escapa ampliamente al



alcance del presente trabajo.

**I. Rendimiento de la potencia en la toma de fuerza.** – Esta serie de pruebas se efectuará con el tractor detenido y estacionado en una superficie horizontal.

**a) Potencia máxima y consumo de combustible**

1. El representante del fabricante hará todos los ajustes y calibraciones necesarios al sistema de combustible, así como al regulador de velocidad, luego de los cuales, estos permanecerán invariables a lo largo de las series siguientes.
2. El regulador y la palanca de control del regulador (operada manualmente), se ajustan para proporcionar la velocidad especificada por el fabricante para la potencia máxima.
3. La potencia se mide, conectando la toma de fuerza del tractor a un dinamómetro, registrando la potencia obtenida cuando la TF gira a su velocidad standard.
4. Se incrementa gradualmente la carga del dinamómetro, hasta que el motor funcione a la velocidad especificada por el fabricante para la potencia máxima.
5. Para ambas condiciones se mide el consumo de combustible respectivo.
6. Se registra las temperaturas y las presiones ambientales.

**b) Potencia variable y consumo de combustible.** - Utilizando el dinamómetro se efectúan seis (6) mediciones diferentes de potencia, registrándose en cada caso los correspondientes consumos de combustible. Las condiciones de prueba serán las siguientes:

1. 85% del par motor del dinamómetro, con la velocidad de potencia máxima del motor.
2. Par motor mínimo del dinamómetro.
3. La mitad del 85% del par motor.
4. Potencia máxima.
5. Una cuarta parte del 85% del par motor.
6. Tres cuartas partes del 85% del par motor.

Considerando que un tractor trabaja casi siempre con cargas variables, el promedio de los resultados de esta prueba, puede servir para predecir el consumo de combustible de un tractor de uso general.

## **II. Rendimiento de la potencia en la barra de tiro**

Todos los ajustes del motor son los mismos que los usados en las pruebas de la TF. Si el fabricante especifica unas RPM del cigüeñal, diferentes para el trabajo con la barra de tiro, entonces la posición del control del regulador, operado manualmente, se deberá cambiar para proporcionar la velocidad especificada por el fabricante en el manual del operador.

Para asegurar la estabilidad del tractor, el producto de la tracción máxima de la barra de tiro por la altura de la barra de tiro, no deberá ser mayor que 0.8 veces el producto de la distancia entre ejes por el peso estático registrado en las ruedas delanteras.

**a) Potencia variable y consumo de combustible (con lastre).** - Los ensayos con potencia variable se hacen para mostrar el efecto de los dispositivos de control de velocidad sobre la potencia, la velocidad y el consumo de combustible. Para la realización de esta prueba, se habilitará una pista recta

y plana, en cuyos extremos habrá espacio suficiente como para permitir virajes de 180° con un radio de giro mínimo de 50 pies (15.24 metros). La tracción aplicada a la barra de tiro se fijará en cuatro niveles diferentes, de la siguiente forma:

1. Tan cerca como sea posible de la tracción con potencia máxima (con el tractor manteniendo una velocidad de desplazamiento correspondiente a la potencia máxima en las secciones rectas de la ruta de pruebas).
2. Con el 75% de la tracción, con potencia máxima.
3. Con el 50% de la tracción, con potencia máxima.
4. Manteniendo la misma carga y velocidad de desplazamiento que en el caso anterior, pero haciendo un cambio a un engrane mayor (por ejemplo, de 4ª a 5ª) y reduciendo por lo tanto las RPM del motor.

**b) Potencia máxima con lastre.** – Estas mediciones se hacen en las secciones rectas de la ruta de pruebas. Se registran datos para no más de 6 cambios. Algunos cambios se pueden omitir debido al elevado patinaje de las ruedas de tracción o debido a que la velocidad de recorrido puede exceder el límite de seguridad de la ruta de prueba. El representante del fabricante tiene la opción de seleccionar un cambio que proporcione una velocidad de desplazamiento de más de 13 Km/hora (8 MPH). La velocidad de seguridad máxima para la pista de pruebas de la Universidad de Nebraska, se ha establecido en 24 Km/hora (15 MPH). Los límites de patinaje se han establecido en 15 %. Si hubiera un patinaje mayor, los resultados variarían considerablemente.

**c) Tracción máxima sin lastre.** - Habiendo retirado los contrapesos del

tractor, se efectúa las mismas mediciones que en el caso anterior, registrando en el informe el máximo valor de tracción, obtenido sin sobrepasar los límites de velocidad y patinaje.

### **III. Tracción variable en la barra de tiro y velocidad de recorrido con lastre**

Las velocidades de desplazamiento correspondientes a tracciones de la barra de tiro que sobrepasan el rango de potencia máxima, se obtienen para mostrar las características del torque del motor. Esta prueba se desarrolla según la siguiente serie de ensayos:

1. La serie se inicia con la tracción correspondiente a la potencia máxima.
2. Se aplica gradualmente tracciones adicionales en la barra de tiro, las cuales provocaran velocidades menores.
3. La serie termina cuando de obtenga alguna de las siguientes condiciones:
  - Se obtiene la tracción máxima
  - Se llega al límite máximo de patinaje
  - Se alcanza algún otro límite de operación

### **IV. Medición del nivel de ruido producido por el tractor**

El sonido se registra durante cada serie de potencia variable y consumo de combustible, mientras el tractor recorre el tramo recto de la ruta de prueba. El nivel de sonido se obtiene con el micrófono colocado cerca del oído derecho del operador. Se toman lecturas de sonido testigos, con el micrófono colocado a 7.62 metros (25 pies) de la línea de recorrido del tractor.

#### **1.4. Comentarios sobre la aplicación del Código de Ensayo de Tractores de Nebraska e interpretación de los resultados obtenidos**

De acuerdo con los antecedentes que le dieron origen, el Código de Nebraska ha sido

elaborado fundamentalmente para su aplicación en las instalaciones de dicha Universidad. Considerando que la legislación solo contempla la publicación de los resultados obtenidos, pero no obliga a dar a conocer los detalles de la ejecución de las pruebas, muchos de los procedimientos de ensayo no han sido suficientemente difundidos y por esta razón son virtualmente desconocidos en el Perú. De igual forma, es muy limitada la información relativa al instrumental requerido y no se ha podido establecer con certeza si alguna institución en nuestro país cuenta con el equipamiento suficiente como para realizar, siquiera parcialmente, ensayos de este tipo. Finalmente, a la fecha, se puede afirmar que ninguna institución peruana, cuenta con el personal técnico calificado como para aplicar este código, ya que, según los procedimientos establecidos por la Universidad de Nebraska, para aplicar toda la serie de pruebas a un tractor, se requiere de una comisión formada por 3 ingenieros, apoyados por unos 15 asistentes. Cada uno de los asistentes debe cumplir con ciertos requisitos de orden académico, debiendo además de haber participado previamente en no menos de 25 pruebas “no oficiales” ejecutadas en las instalaciones de la universidad, antes de que pueda ser incorporado al equipo que realizará una prueba “oficial”. Cada uno de los 3 integrantes de la Comisión, deberá satisfacer unos requisitos académicos más elevados y además deberá acreditar su participación previa, como asistente, en no menos de 100 “pruebas oficiales”. Pese a que puedan parecer exagerados estos requisitos, son explicables por la gran complejidad que ha alcanzado la aplicación de este código y más aún en épocas recientes, por la sofisticación cada vez mayor de los equipos empleados, muchos de los cuales han sido desarrollados específicamente para esta finalidad.

Por todo lo expuesto, se puede entender el por qué, la gran mayoría de fabricantes de tractores en todo el mundo, prefiere evitar el gran esfuerzo que significaría tratar de

aplicar por si mismos este código y en lugar de ello depositan su confianza en la Universidad de Nebraska la cual, esta demas decir, ha sabido labrarse una sólida reputación de seriedad y rigurosidad técnica en este campo.

Con referencia a la utilidad práctica de estos ensayos, se requiere de algunas interpretaciones, así como del empleo de una determinada forma de presentar la información. En el cuadro N° 23 se muestra a manera de ejemplo el resumen de los resultados del ensayo de una tractor marca CASE (el informe completo es un cuadernillo de unas 100 páginas).

Los resultados del rendimiento de la TF se pueden usar como indicadores de la potencia útil máxima del tractor (la potencia medida en la TF es aproximadamente el 90% de la potencia en la volante del motor). Como es obvio, la potencia medida en la TF, se verá afectada también por la pérdida de potencia en el motor debido a la altura sobre el nivel del mar.

Las pruebas de rendimiento de barra de tiro en tractores de llantas, se efectúan desplazando al tractor sobre pistas de concreto horizontales; como es natural, estas condiciones no son representativas de las condiciones reales de operación, pero, por otro lado, es la única forma de poner una base de comparación única para todos los tractores, por ese motivo los resultados de rendimiento en la barra de tiro no pueden aplicarse directamente para usos prácticos en condiciones reales.

Finalmente se debe mencionar que, con referencia al sistema de unidades empleado en los procedimientos de aplicación de Código de Nebraska, se ha establecido que se deberá utilizar conjuntamente el sistema inglés y el SI, sin embargo, resulta evidente el uso preferente que se le da al primero de ellos.

## **2. El Standard SAE J708**

Anteriormente se explicó ampliamente el origen del Código de Nebraska y el papel cumplido por la Universidad de Nebraska en el desarrollo del mismo. Adicionalmente se debe mencionar que esta universidad, con muy buen criterio, buscó desde el inicio la participación de la Society of Automotive Engineers (SAE) para trabajar en conjunto en la elaboración de los procedimientos de ensayos de tractores y el fruto de este trabajo fue un documento difundido por la SAE con la denominación Standard J708 “Agricultural Tractor Test Code”. Por su parte, la Universidad de Nebraska tomó dicho procedimiento y le agregó los aspectos metodológicos requeridos para cumplir con su mandato, obteniendo el “Código de Nebraska para el ensayo de tractores”, el que a su vez fue incorporado a la “Ley Nebraska sobre tractores”.

Pese a lo confuso que pueda parecer todo este recorrido, el tiempo ha demostrado que fue el mejor camino, ya que la intervención de la SAE, permitió canalizar desde el comienzo las opiniones de los fabricantes norteamericanos de tractores y el Código fue aceptado (al menos en sus inicios) no porque fuera parte de la legislación de un estado no muy influyente, sino porque los industriales lo sintieron siempre como algo propio y por lo tanto lo acataron sin mayor resistencia.

En la actualidad el código SAE es utilizado con mucha menor frecuencia que el código de Nebraska, pese a su origen común y a su similitud.

## **3. La norma ISO 789**

Tal como se indicó anteriormente, tanto el Código de Nebraska como el Standard SAE J708 fueron elaborados en Estados Unidos y respondieron básicamente a las condiciones y requerimientos de dicho país.

A mediados del siglo XX, diversos países europeos y asiáticos (sobre todo los que pertenecían

al bloque socialista), habían logrado consolidar unas poderosas economías industrializadas y estando de por medio la llamada Guerra Fría, dichas naciones decidieron enfrentar la influencia técnica que ejercía Estados Unidos a nivel mundial; por tal motivo, sumaron esfuerzos conjuntamente con otras naciones e impulsaron fuertemente la labor de la International Standardization Organization (ISO), con miras a elaborar, sistematizar y extender en forma masiva un sistema de normas técnicas de aceptación universal. El gran atractivo de este esfuerzo fue el poner en la base de toda su labor, el Sistema Internacional de Medidas, para sustituir al engorroso sistema inglés. En el campo de los tractores agrícolas la labor de la ISO produjo notables resultados, logrando elaborar un conjunto de normas aplicables a esta industria con una cobertura muy amplia, siendo una de las más importantes, la norma ISO 789 “Agricultural Tractors – Test Procedures” (Tractores Agrícolas – Procedimientos de Pruebas).

Desde el punto de vista técnico y metodológico, esta norma es probablemente superior al Código de Nebraska, aunque con una evidente influencia recibida de este.

Pese al poco tiempo que tiene de emitida esta norma, ha encontrada una rápida acogida, y es opinión generalizada en la industria que en el futuro obligará a evolucionar al Código de Nebraska.

En relación a su contenido, la norma ISO 789 consta de 11 partes, la última de las cuales recién fue emitida en 1996, y cubre los siguientes aspectos:

1. Potencia en la toma de fuerza.
2. Capacidad de levante del enganche en tres puntos.
3. Determinación del diámetro de giro.
4. Medición de emisión de humo en el sistema de escape
5. Determinación del centro de gravedad
6. Evaluación del sistema de frenos



7. Determinación de tracción en las llantas
8. Filtrado de aire para el motor
9. Potencia en la barra de tiro
10. Determinación de velocidades de desplazamiento
11. Evaluación del sistema hidráulico del tractor

En la actualidad, luego del fin de la Guerra Fría ha comenzado el fenómeno de la globalización que, entre otros desafíos, obligará a todos los países a la uniformización de sus normas técnicas. Bajo esa óptica, el Código de Nebraska probablemente perdurará por razones de prestigio, pero su contenido seguramente será cada vez más semejante a la norma ISO 789, ya que ISO como es evidente, también estará interesada en acortar las diferencias.

#### **4. Las Normas ITINTEC del grupo 360**

A fines de la década de los 70, al comenzar sus actividades, la empresa Tractores Andinos S.A. solicitó al ente de normalización técnica que en esa época existía en el Perú (ITINTEC) la emisión de normas técnicas relativas a tractores agrícolas. Esta petición fue acogida y la entidad mencionada, reservó en su sistema de codificación de normas el Grupo Genérico 360, para todas las normas técnicas relativas a tractores agrícolas. Con ese marco, en 1979 se emitió la norma ITINTEC 360.002 “Tractores Agrícolas – Métodos de ensayo”. Posteriormente fueron emitidas algunas normas adicionales en este campo.

Al paralizar sus actividades TASA y con ello desaparecer la producción nacional de tractores, desapareció también el interés para seguir emitiendo nuevas normas técnicas en esta área o de actualizar las que ya existían. Esta situación prevalece hasta la actualidad, a pesar que la institución que hoy maneja el tema de normas técnicas (INDECOPI), sigue manteniendo a todo el grupo genérico 360 en su catálogo de normas técnicas vigentes.