

T
621.815
ABAØ



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**"Optimización de los Tiempos de Parada de Cosechadoras
CLAAS CC - 2000".**

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Aníbal Guillermo / Abarca Borja

GUAYAQUIL - ECUADOR

AÑO: 2005



AGRADECIMIENTO

A Dios por darme la vida y ser mi guía constante.

A mi familia y especialmente a mi esposa por su apoyo incondicional.

Al Ingenio La Troncal- E cud os por el apoyo entregado.

Al Ingeniero Ignacio Wiesner Falconí por su colaboración en la realización de este trabajo.

A José, Flavio, Jhonner y Celso.

DEDICATORIA

A mis padres.

A mi esposa.

A mis hijas.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



A handwritten signature in black ink, reading "Eduardo Orcés P.", is positioned above a horizontal line. The signature is written in a cursive style.

Ing. Eduardo Orcés P.
DELEGADO POR EL
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

A handwritten signature in black ink, reading "Ignacio Wiesner F.", is positioned above a horizontal line. The signature is written in a cursive style.

Ing. Ignacio Wiesner F.
DIRECTOR DE TESIS

A handwritten signature in black ink, reading "Federico Camacho B.", is positioned above a horizontal line. The signature is written in a cursive style.

Ing. Federico Camacho B.
VOCAL



DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

A handwritten signature in black ink, which appears to read 'Aníbal Abarca Borja', is written over a horizontal line.

Aníbal Abarca Borja



RESUMEN

El presente estudio se dirigió a transformar el sistema mecánico de corte de base a un sistema hidráulico con el objetivo de minimizar los tiempos de parada en las cosechadoras de caña *CLAAS CC-2000*, y además de optimizar los gastos por mantenimiento.

Las máquinas cosechadoras integrales (MCI) de caña de azúcar cuyas operaciones simultáneas de corte, despunte, troceo, limpieza en seco y cargada de caña las realizan a través de sistemas de accionamiento mecánico, históricamente han tenido muchas fallas durante su operación debido a diferentes factores tales como: Impactos con piedras, tallos duros de árboles, desgastes producidos por abrasión e impacto de los metales en contacto con suelo agrestes, desgastes de los mecanismos de transmisión de poder debido a fricción y agresividad del ambiente de trabajo.

Este trabajo se realizó en el Ingenio La Troncal – *ECUDOS S.A.*, primero se hizo referencia al ámbito donde trabajan las máquinas cosechadoras analizando los tiempos de parada ocasionados por factores externos. Segundo se hace una descripción de la modificación que se hizo del sistema en las MCI reemplazando los sistemas mecánicos por hidráulicos para lo cual se construyó un prototipo con elementos hidráulicos existentes en su mayoría en las cosechadoras que están en la planta, teniendo como base las

especificaciones técnicas de operación del sistema original, luego se seleccionó, de acuerdo a resultados obtenidos en las pruebas experimentales los componentes hidráulicos que serían montados en el resto de la flota de cosechadoras.

Posteriormente se hizo una evaluación del nuevo equipo haciendo un análisis del rendimiento de la flota antes y después.

Se incrementó la productividad (rendimiento / hectárea) en un 27,78% y redujeron los costos por reparación de la maquinaria, recuperándose la inversión inicial de **\$23.945,60** en el cuarto mes después que se puso en funcionamiento la flota con la implementación del sistema hidráulico de corte de base propuesto.





ÍNDICE GENERAL

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE LOJA
UNIVERSIDAD DEL CAJAMA
LOJA, ECUADOR

RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VII
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPITULO 1

1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.1 Descripción de los Canteros de Caña.....	2
1.2 Análisis de los Tiempos de Parada	8
1.3 Ventajas y Desventajas del Sistema de Corte Mecánico....	10
1.4 Causas que Ocasionan las Paradas	14

CAPITULO 2

2. MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE CORTE DE BASE	20
2.1 Determinación de Especificaciones Técnicas de los	

2.1 Determinación de Especificaciones Técnicas de los Equipos de Corte.....	20
2.2 Construcción de Prototipo Hidráulico para Reemplazar el Corte Mecánico.....	23
2.3 Selección de Componentes Hidráulicos	30
2.4 Montaje, Pruebas y Rendimiento en Campo de la Flota.....	32

CAPITULO 3

3. EVALUACIÓN DEL NUEVO EQUIPO	41
3.1 Rendimiento de la Flota.....	41
3.2 Análisis de Costos de la Modificación.....	44

CAPITULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	51
--	----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA





ÍNDICE DE FIGURAS.

	Pág.
Figura 1.1.	Caña quemada lista para la cosecha.....3
Figura 1.2.	Diseño del terreno para la cosecha mecanizada.....4
Figura 1.3.	Influencia del Aporque en el Corte Mecánico.....7
Figura 1.4.	Caña sin quemar para la cosecha mecanizada.....8
Figura 1.5.	Transmisión de movimiento al Eje Principal que acciona los Discos: Sistema Actual.....11
Figura 1.6.	Vista Lateral de Mecanismos del Sistema Actual.....13
Figura 1.7.	Sistema Actual: Discos de Corte de Base.....13
Figura 2.1.	Sistema de Propulsión.....21
Figura 2.2.	Sistema de Corte.....22
Figura 2.3.	Mecanismo de Sistema de Corte.....23
Figura 2.4.	Diagrama Hidráulico Esquemático.....25
Figura 2.5.	Motores Hidráulicos del Prototipo Hidráulico.....26
Figura 2.6.	Bomba Hidráulica del Prototipo Hidráulico.....27
Figura 2.7.	Válvula Direccional del Prototipo Hidráulico.....29
Figura 2.8.	Palanca de Accionamiento de Válvula Direccional del Prototipo Hidráulico.....30
Figura 2.9.	Elementos Hidráulicos Seleccionados.....33
Figura 2.10.	Bomba Hidráulica Seleccionada.....35
Figura 2.11.	Motores Hidráulicos Seleccionados.....36
Figura 2.12.	Esquema de la sección de entrada de la válvula direccional.....37
Figura 2.13.	Esquema de la sección de trabajo de la válvula direccional.....37
Figura 2.14.	Esquema de la sección de salida de la válvula direccional.....38
Figura 2.15.	Válvula direccional seleccionada.....39

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1	Costos por Reparaciones del Sistema..... 18
Tabla 2	Costos por Hora Improductiva..... 19
Tabla 3	Costo Total de la Pérdida por Zafra..... 19
Tabla 4	Selección de Componentes Hidráulicos..... 31
Tabla 5	Rendimiento Obtenida Durante la Prueba (1 H)..... 32
Tabla 6	Selección de canales para la bomba hidráulica..... 34
Tabla 7	Selección de características de motor..... 36
Tabla 8	Características del cartucho de válvula de alivio de Presión..... 38
Tabla 9	Rendimiento Promedio de la Flota: Sistema Actual vs. Propuesto..... 40
Tabla 10	Comparación del Rendimiento de la Flota..... 41
Tabla 11	Productividad..... 42
Tabla 12	Determinación de salida (productos) del sistema..... 43
Tabla 13	Determinación de entradas (Recursos Empleados) Del sistema..... 43
Tabla 14	Costos de la Mano de Obra para la Construcción y Montaje del Sistema Hidráulico a instalarse en la Flota (5 Equipos)..... 45
Tabla 15	Costos de la Propuesta del Sistema Hidráulico a instalarse en la Flota (5 Equipos)..... 46

ABREVIATURAS

cm.	Centímetros
CCR	Desplazamiento en cm. cúbicos por revolución del motor
HP	Horse Power (Caballos de potencia)
P	Inversión inicial
Kg.	Kilogramo
Lt / min	Litros por minuto
máx.	Máxima
M	metros
Mm.	milímetros
N-m	Newton – metro
N	número de periodos anuales o mensuales
No.	número
RPM	Revoluciones por minuto
RPM	Revoluciones por minuto
F	Recuperación de las pérdidas
I	Tasa de interés
Tm	Toneladas métricas



INTRODUCCIÓN

El Ingenio Azucarero La Troncal – ECUDOS S.A., ha tenido un crecimiento sostenido, con el fin de solventar principalmente la demanda de azúcar, que es proporcional a la tasa de incremento poblacional, la cual aumentó considerablemente en los últimos 25 años.

Para poder abastecer al mercado nacional, fue necesario sembrar y cosechar caña de azúcar en mayores volúmenes, adquiriendo más terrenos para aumentar su capacidad de producción.

El estudio fue realizado para resolver el problema de mejoramiento de la productividad de la cosecha de caña de azúcar, realizado con cosechadoras integrales. Inicialmente las cosechadoras integrales trabajaron con un sistema de corte de base mecánico, que generaba un rendimiento de 9 toneladas / hora.

Una vez que se implementó el sistema hidráulico de corte de base, no solo se incrementó el rendimiento de toneladas por hectárea, también se redujo los tiempos improductivos por paradas de las máquinas durante la cosecha, disminuyendo a su vez las tareas de mantenimiento, así como los costos de producción en la labor de cosecha.



CAPITULO 1

1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de los Canteros de Caña

Los terrenos en donde se siembra la caña de azúcar denominados canteros tienen que ser técnicamente trabajados de tal forma que cuando las cosechadoras combinadas entren a cosechar no tengan ningún contratiempo y por ello puedan tener un rendimiento aceptable. Los siguientes son algunos requisitos básicos que debe tener un cantero para que pueda ser cosechado mecánicamente:

- **Quema de la caña:** Para obtener un trabajo adecuado, eliminar parte de las basuras, especialmente las hojas, mejorar la visibilidad del operador y evitar atascamientos se debe quemar la caña para corte mecánico. Es una operación indispensable para mejorar estas condiciones de trabajo. No se debe efectuar la quema con mucha anticipación ya que en canteros de buena producción, la caña tiende a caerse dificultando así el corte mecánico.



FIGURA 1.1 CAÑA QUEMADA LISTA PARA LA COSECHA.

- **Preparación previa del terreno:** Deben eliminarse todas las zanjales transversales en la cabecera y al final del surco. En igual forma las zanjales transversales intermedias deben ser borradas para una adecuada labor de la cosechadora. Si no se hace, la máquina no puede trabajar, o se corre el peligro de volcamiento.

Esta labor previa se hace con un tractor buldózer Caterpillar D6 o si el tiempo apremia con una moto niveladora Caterpillar 14G. Si quedan terrones grandes deben eliminarse a mano. Entre mejor sea la calidad de la preparación, mayor facilidad de operación tendrá la cosechadora.

- **Diseño de los campos para la cosecha mecanizada:** En el Ingenio La Troncal se ha definido como política que todas las preparaciones en tierras nuevas o renovaciones que se efectúen cada año deben diseñarse con un sistema que permita realizar cosecha mecanizada (cortadora-trozadora). Para estos diseños se tienen en cuenta varios factores así:



FIGURA 1.2 DISEÑO DEL TERRENO PARA LA COSECHA MECANIZADA.

1. Vías de riego.
2. Canales de drenaje.
3. Vías de tránsito para el transporte de la caña.

Estos factores están asociados con la pendiente natural del suelo en base a la topografía del terreno. Analizando la topografía del terreno, definiendo las direcciones de la pendiente y teniendo en cuenta el suelo existente se determina la longitud del surco.

En suelos livianos la longitud será de 120 a 130 metros; en suelos medianos y pesados la longitud del surco en lo posible variará entre 140-150 metros. Es aceptada la teoría de que para la cosecha mecanizada mientras mayor sea la longitud del surco mayor eficiencia se obtendrá en dicha operación por menor número de volteos para la máquina.

Definidos los puntos anteriores, se diseña la red de drenajes, considerando los factores tales como tipo de suelo, zona de influencia de cada canal, si el lote recibe o no aguas de zonas vecinas.

Los drenajes se trazan por los bajíos naturales y siempre en el sentido del surco. Drenajes inferiores en bateas. En los nuevos diseños se han eliminado las zanjas transversales.



Para diseñar las vías de tránsito y salida de la caña se tienen los siguientes criterios:

1. Que el surco sea paralelo a los drenajes y vías de riego.
2. Que el surco en lo posible sea perpendicular a las vías de tránsito.
3. Que ninguna obra a construir obstaculice la salida de la caña.

La distancia normal entre surcos es de 1.50 metros.

Siembras en el lomo del surco se hacen en suelos con nivel freático alto, en zonas lluviosas y en siembras que se efectúen en vísperas del invierno. Este tipo de siembra es adecuado para la cosecha mecanizada, pero puede presentar algunos problemas para el riego.

Normalmente se siembra en el fondo del surco y se hace aporque posterior siempre y cuando las condiciones de lluvia lo permitan.

- **Aporque:** Es una de las labores fundamentales que beneficia la calidad de la cosecha mecanizada y debe efectuarse muy

cuidadosamente por personal experto y con equipos bien calibrados; un mal aporque, imperfecto en su altura o desuniforme, causa problemas y dificultades en la cosecha mecanizada y origina una mala calidad de este trabajo. En la figura 1 se describe la influencia del aporque en el corte mecánico.

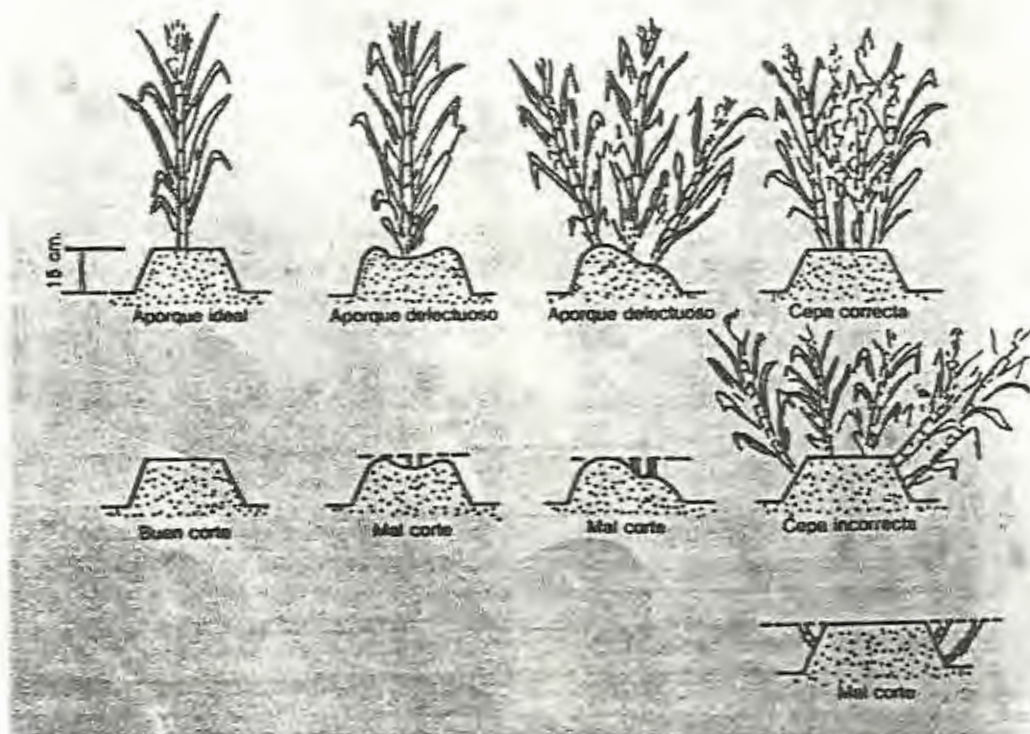


FIGURA 1.3 INFLUENCIA DEL APORQUE EN EL CORTE MECÁNICO

- **Tipos de suelos.-** Dependiendo de la calidad y tipo del suelo dependerá del rendimiento de la cosechadora. Si los suelos son arenosos se producirán desgastes acelerados en todo el sistema

de corte que esté en contacto con el suelo, producto de esto se tendrán que cambiar con más frecuencia las cuchillas de corte de base y las trozadoras. Si los suelos son pedregosos ocurrirán daños en los mecanismos que accionan los discos de corte de base y los tambores trozadores.

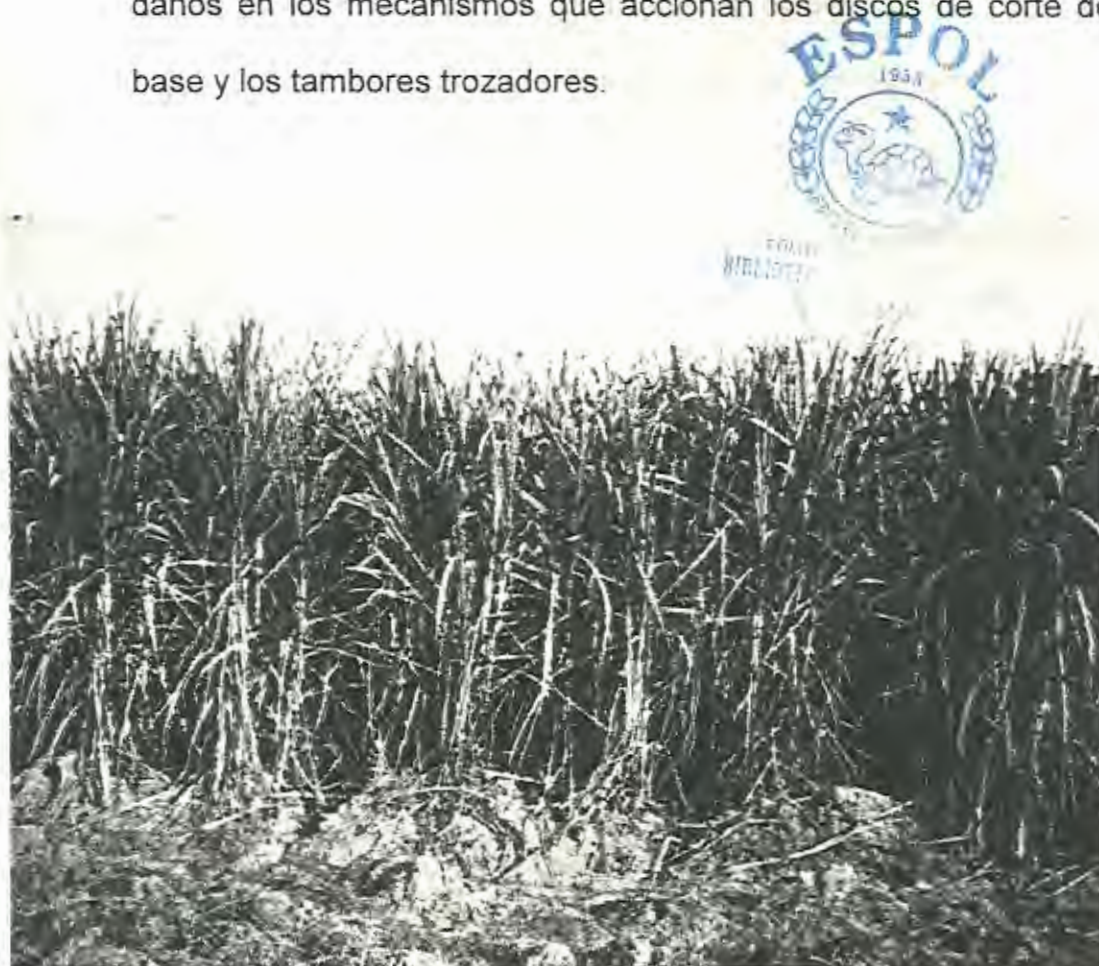


FIGURA 1.4 CAÑA SIN QUEMAR PARA COSECHA MECANIZADA.

1.2 Análisis de los Tiempos de Parada

Las máquinas cosechadoras CLAAS CC-2000 tienen problemas durante el proceso de cosecha de caña de azúcar en el cantero, debido a factores exteriores y de diseño de la máquina, los mismos

que ocasionan muchas horas de parada. Una de las principales causas por la que la máquina se daña es debido a que los canteros del Ingenio La Troncal se encuentran ubicados en sectores donde los terrenos son en su mayoría pedregosos y es por tal motivo que la cosecha mecánica en el sitio se torna difícil, ya que los mecanismos de accionamiento del sistema de corte de base y tambores trozadores se traban o rompen originándose así el problema. Otros inconvenientes ocurren cuando los terrenos no están aporcados.

En este momento la Cosechadora se para, acarreado así el movimiento de los mecánicos de mantenimiento los mismos que apoyados por una Plataforma de Mantenimiento equipada con Soldadora Eléctrica a gasolina, Equipo de Soldadura Oxiacetilénico, Compresor de aire, y herramientas de todo tipo, trabajan en el daño de la máquina, los mismos que pueden ser: cadenas sencillas o dobles paso 80 rotas, elementos internos de las cajas reductoras de velocidad acopladas a los discos de corte de base trabados o rotos, reposición de cuchillas de corte de base o machetes trozadores, etc.

Tales daños demoran en rehabilitarse de dos a tres horas, según sea la gravedad del mismo.

Esto se complica cuando una flota de cosechadoras (cinco o seis máquinas) entran a un cantero difícil, entonces más de una ocasión van a encontrarse al mismo tiempo dos o tres máquinas con daños junto a la plataforma

1.3 Ventajas y Desventajas del Sistema de Corte Mecánico

El mecanismo de corte de base en la cosechadora CLAAS CC-2000 funciona de la siguiente manera:

La fuerza motriz la provee un motor de combustión interna a diesel (A) marca Caterpillar, modelo CAT-3306 DIT de 250 HP de potencia, que se encuentra en la parte posterior, a cuyo volante va acoplada una polea motriz múltiple, lado posterior derecho, a ésta se le sobrepone una banda múltiple 4BXXXX, la misma que es tensionada por medio de una polea templadora(C1) montada en un soporte y accionada por un cilindro hidráulico, ésta a su vez da movimiento a una polea (C) de cuatro canales que se encuentra en la parte derecha de la máquina, la misma que se encuentra acoplada al eje principal (acero ASSAB 705 de 60 mm.) que atraviesa la máquina de derecha a izquierda.

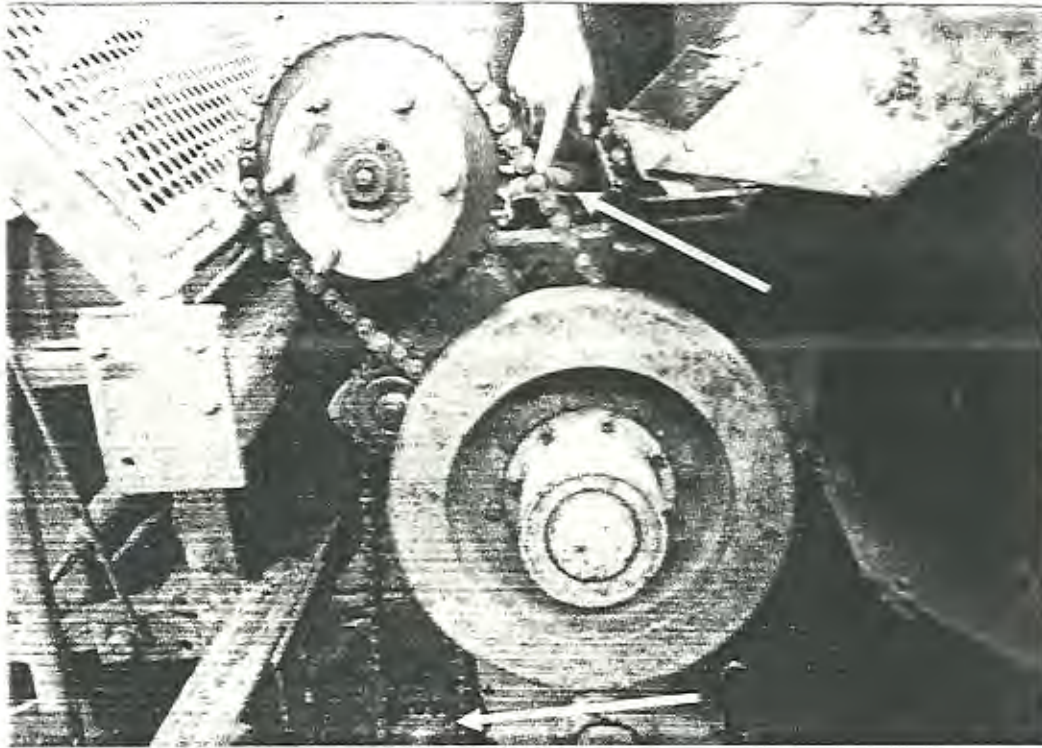


FIGURA 1.5 TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO AL EJE PRINCIPAL QUE ACCIONA LOS DISCOS: SISTEMA ACTUAL.

Al lado izquierdo este eje se conecta a una polea múltiple (D) de tres canales, la misma que da movimiento a una banda múltiple 3BXXXX, que va conectada en la parte baja anterior izquierda a una polea (E) en cuyo eje está instalado una rueda dentada doble 80 2B 26 (F). Hasta aquí la transmisión de potencia ha sido a través de poleas y bandas; a partir de ésta rueda dentada se hará a través de cadenas para transmisión de poder.

De la rueda dentada doble (F) se conecta una cadena 80-2 a la rueda dentada cuádruplo (G) 80 4B 36 (tiene dos ruedas dentadas dobles

ensamblados), el mismo que al girar transmite su potencia con otra cadena doble 80-2 a la rueda dentada doble (H) 80 2B 36 que se encuentra en la parte anterior izquierda, éste tiene ensamblado un sistema de embrague seco de discos para prevenir daños al sistema de corte de base, cuando se paran estos porque se encontraron en el camino algún obstáculo, estos discos de cobre se despegan y friccionan entre sí haciendo que el sistema mecánico movido por cadenas y ruedas dentadas siga en movimiento; éste conjunto está acoplado a un eje (acero ASSAB 705 de 50 mm.) que va de izquierda a derecha.

Este eje tiene instalado además de la rueda dentada (H) dos ruedas dentadas simples 80 B 19, uno a cada lado, para transmitir potencia por medio de cadenas simple 80-1 a dos ruedas dentadas 80 B 17 que se encuentran en la parte baja acoplados a cajas reductoras de velocidad las mismas que tienen en su interior un eje-piñón y un engrane cónico de dientes rectos con una relación de XXX ; estas cajas son los soportes de los discos de corte de base, los cuales son de acero de alto contenido de Carbono, resistentes a la erosión, de diámetro 800 mm. y espesor 12 mm., y que están ubicados en la parte baja delantera de la cosechadora. Cada uno de estos discos tiene instaladas ocho (8) cuchillas de corte de base

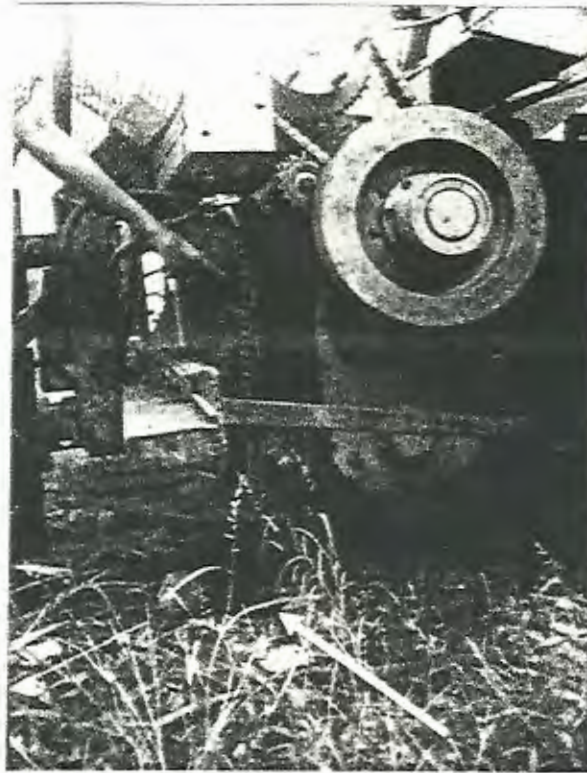


FIGURA 1.6 VISTA LATERAL DE MECANISMOS
DEL SISTEMA ACTUAL.



FIGURA 1.7 SISTEMA ACTUAL: DISCOS DE CORTE DE BASE.



1.4 Causas que Ocasionan las Paradas.

Las causas son variadas, a continuación se enumeran:

Paradas ocasionadas por cosecha en terrenos difíciles:

Cuando las cosechadoras entran a cosechar en terrenos con piedras con frecuencia se producen atascamientos de los mecanismos que están rotando.

Entonces cuando esto sucede el embrague seco de discos de cobre que protege al sistema de corte de base entra a funcionar, patinando estos al momento que se traban los discos de corte, mientras el resto del mecanismo accionado sigue funcionando.

Esto también ocurre cuando la altura de corte, que es establecida por el operador, es muy baja lo que ocasiona que los discos de corte tiendan a enterrarse en el suelo haciendo que los discos del embrague patinen.

Por esta razón el operador tiene que ver la altura del surco para que pueda calibrar el nivel de corte antes de entrar al terreno para cosechar.

Cabe señalar que este embrague no es suficiente para la protección del sistema de corte, debido a la cantidad de piedras y desniveles en el terreno estos discos de cobre del embrague patinan muchas veces durante el corte, cada vez que impactan los discos con elementos

“duros”, por lo que estas piezas se desgastan con rapidez, de tal forma que la presión entre los discos de cobre va disminuyendo cada vez más lo que ocasiona que patinen con facilidad a cada obstáculo “suave” que impacte a los discos de corte, por tal motivo los encargados del mantenimiento tienen que reajustar el conjunto del embrague cada vez que suceden estos inconvenientes.

Este ajuste tiene que hacerlo personal con experiencia en el reglaje de este tipo de elementos, porque si se ajustan con mucho por los pernos que ensamblan al embrague, este ya no funcionará como tal sino como un acople fijo, es en esos momentos donde los problemas mayores aparecen ya que un obstáculo al frente de los discos durante la cosecha hará parar estos pero como todo el mecanismo seguirá funcionando, ocasionará que a los piñones cónicos de dientes rectos que forman parte de la caja reductora de velocidad, soporte de los discos de corte, se les rompa los dientes por cizallamiento, las cadenas simples paso 80 se rompan, inhabilitando el equipo.

Paradas ocasionadas por desgaste de los elementos mecánicos:

Durante el proceso de corte de caña la máquina cosechadora puede trabajar en caña verde o en caña quemada, al entrar a los canteros de caña verde la cantidad de hojas que tiene la mata sumado a las cañas del surco contiguo producen desgaste por erosión debido a la fricción

producida por éstas contra los elementos rotativos de la máquina; el jugo de caña, el mismo que es corrosivo y que se desprende cuando se corta el pie de los tallos ocasiona la corrosión de los elementos mecánicos expuestos al ambiente; el polvo y la ceniza, en el caso de caña quemada, los cuales son liberados al ambiente en grandes cantidades en el momento del corte, se introducen en el interior de rodamientos, bujes de bronce o de acero y bocines de eslabones en las cadenas de transmisión de potencia, todos estos factores aceleran el proceso normal de desgaste de los elementos mecánicos y por ende producirán daños imprevistos y paradas frecuentes.

Costos de las Pérdidas por Paradas.

Las pérdidas que ocasionan las paradas del sistema actual, utilizado en el proceso de cortado de caña de azúcar, durante la cosecha, son cuantificables, a través de la determinación del costo por hora improductiva y el costo por reparación de la maquinaria, considerando un periodo semestral de la zafra, que va desde Julio hasta Diciembre.

El costo por reparación de la maquinaria, se obtiene a partir de la frecuencia de paralizaciones y el número de equipos que se han parado en dichas ocasiones.



Los costos de la paralización se detallan por el total de equipos de la flota, considerando el daño del sistema de corte de base.

En la siguiente tabla se describen las cuentas que intervienen en la cuantificación de las reparaciones del sistema.

Se ha considerado un promedio de paralizaciones de 3 veces por equipo, por zafra, información recopilada de la sección de cosecha mecanizada.

Al multiplicar los costos de cada accesorio por la frecuencia de paralizaciones por el número de equipos de la flota y sumar los costos parciales, se obtiene un total de **\$43.415,75** por concepto de reparaciones de equipos.

El siguiente rubro es el del costo por hora improductiva, que se obtiene con base en el sueldo mensual del operador de la máquina, en un periodo laborable de 6 meses, considerando 8 horas de trabajo por turno, 6 días hábiles en la semana, durante las 26 semanas de trabajo de la zafra.

Para determinar este costo se ha procedido a la elaboración de la **tabla 2:**

TABLA 1
COSTOS POR REPARACIONES DEL SISTEMA.

Ítem	Descripción	Cantidad / Máquina	Precio	Promedio de veces que se cambia / zafra / máquina	Costo total / Máquina	No. De máquinas	Costo total de la pérdida por reparación / zafra
1	573160.2 Árbol piñón	1	\$675,41	3	\$2.026,23	5	\$10.131,15
2	576654.2 Árbol piñón	1	\$694,70	3	\$2.084,10	5	\$10.420,50
3	571220.1 Piñón cónico	2	\$551,91	3	\$3.311,46	5	\$16.557,30
4	576095.0 Piñón caña larga	2	\$33,68	2	\$134,72	5	\$673,60
5	631694.0 Tuerca de chavetero	4	\$6,76	3	\$81,12	5	\$405,60
6	235805.0 Tuerca de chavetero	4	\$7,04	3	\$84,48	5	\$422,40
7	575257.0 Tubo	2	\$37,88	2	\$151,52	5	\$757,60
8	571226.2 Tapa	2	\$47,49	2	\$189,96	5	\$949,80
9	32207 Rodamiento	2	\$9,22	3	\$55,32	5	\$276,60
10	32208 Rodamiento	4	\$9,52	3	\$114,24	5	\$571,20
11	30216 Rodamiento	2	\$15,00	3	\$90,00	5	\$450,00
12	80-1 Cadena sencilla (pies)	20	\$6,00	3	\$360,00	5	\$1.800,00
				Costo / máquina / zafra	\$8.683,15	Costo / zafra	\$43.415,75



TABLA 2
COSTOS POR HORA IMPRODUCTIVA.

Sueldo básico mensual del operador	Horas laborables en el mes	Sueldo básico / hora	Frecuencia de paralización promedio / zafra	Horas promedio de paralización por máquina	Horas de paralización / zafra	Costo por hora improductiva / zafra
\$180,00	240	\$0,75	15	3	45	\$33,75

El costo por hora improductiva durante la zafra ha sido calculado en **\$33,75** que es la pérdida por concepto de la para que ocasiona en el trabajador cuando falla un equipo.

El costo total de la pérdida se calcula sumando los dos costos parciales obtenidos previamente, por reparaciones del equipo y por el costo por hora improductiva del operador.

TABLA 3
COSTO TOTAL DE LA PÉRDIDA POR ZAFRA.

Detalle	Costo
Costo por reparaciones	\$43.415,75
Costo por hora improductiva	\$33,75
Total	\$43.449,50

En conclusión la pérdida económica que ha sufrido la empresa asciende a **\$43.449,50** por zafra.

CAPITULO 2

2.MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE CORTE

2.1 Determinación de Especificaciones Técnicas de los Equipos de Corte.

La cosechadora de caña de azúcar CLAAS CC-2000 es una máquina autopropulsada que realiza las funciones de corte, despunte, troceo, limpieza en seco, y embarcada de la caña de una forma simultanea, para lo cual utiliza sistemas mecánicos e hidráulicos combinados los mismos que se explicarán a continuación:

Sistema de propulsión.-

Está dotada de un motor de combustión interna a diesel de Inyección Directa y Turboalimentado marca CATERPILLAR, modelo CAT-3306 DIT de 250 HP @ 2200 RPM, el mismo que acciona por medio de una polea a una Bomba Hidráulica de pistones de desplazamiento variable marca LINDE modelo BPV 100 S, la misma que envía flujo a

dos Motores Hidráulicos de pistones de desplazamiento variable, instalados uno en cada rueda delantera, marca LINDE modelo BMV 105

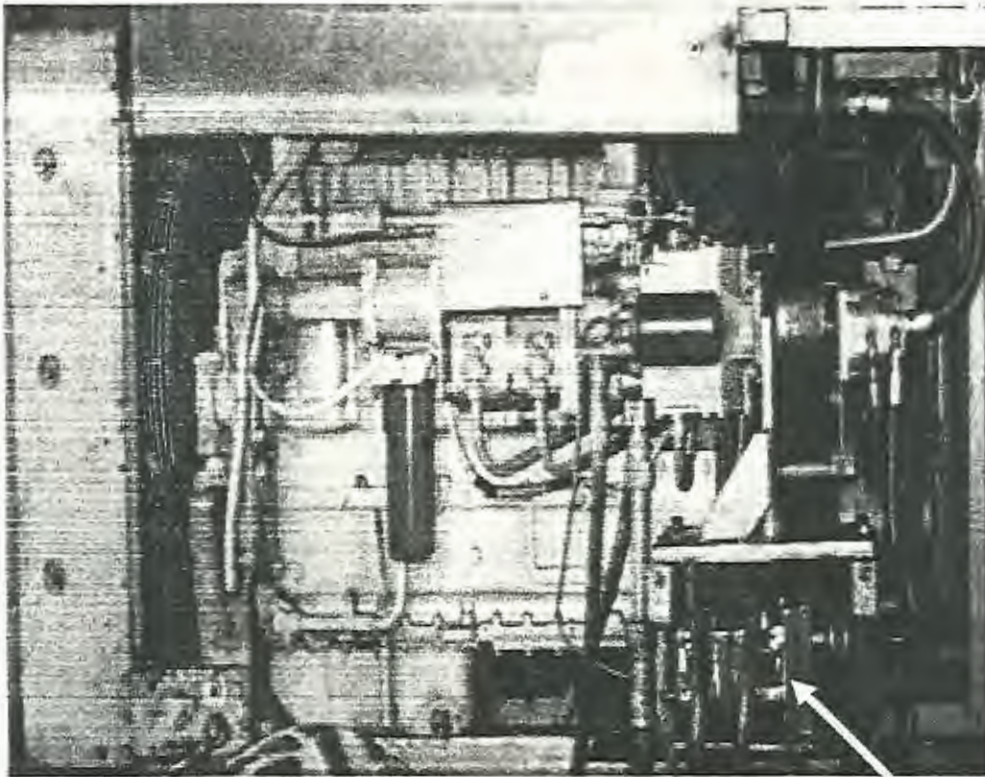


FIGURA 2.1 SISTEMA DE PROPULSIÓN.

Sistema ce corte.-

Una polea motriz múltiple (acanalada para una banda quintuplo 5B-XXX, una banda C-XXX y una banda cuádruplo 4B-XXX) está acoplada al volante del motor la misma que acciona con la banda quintuplo, al mismo tiempo, la bomba de pistones LINDE ,una bomba hidráulica doble de piñones, marca GGG, que envía flujo al banco de válvulas y a

la dirección hidráulica, y una bomba hidráulica doble de piñones, marca BOSCH, que envía flujo a los motores hidráulicos de los divisores rotatorios y del machete de corte lateral. Con la banda cuádruple acciona el sistema mecánico de discos de corte de base, acciona una polea sencilla a la misma que se le conecta una banda C-56 y mueve una polea acoplada a una bomba doble de piñones marca BOSCH la misma que envía flujo a los motores hidráulicos de los discos apiladores y del disco corta cogollos (ocho cuchillas)

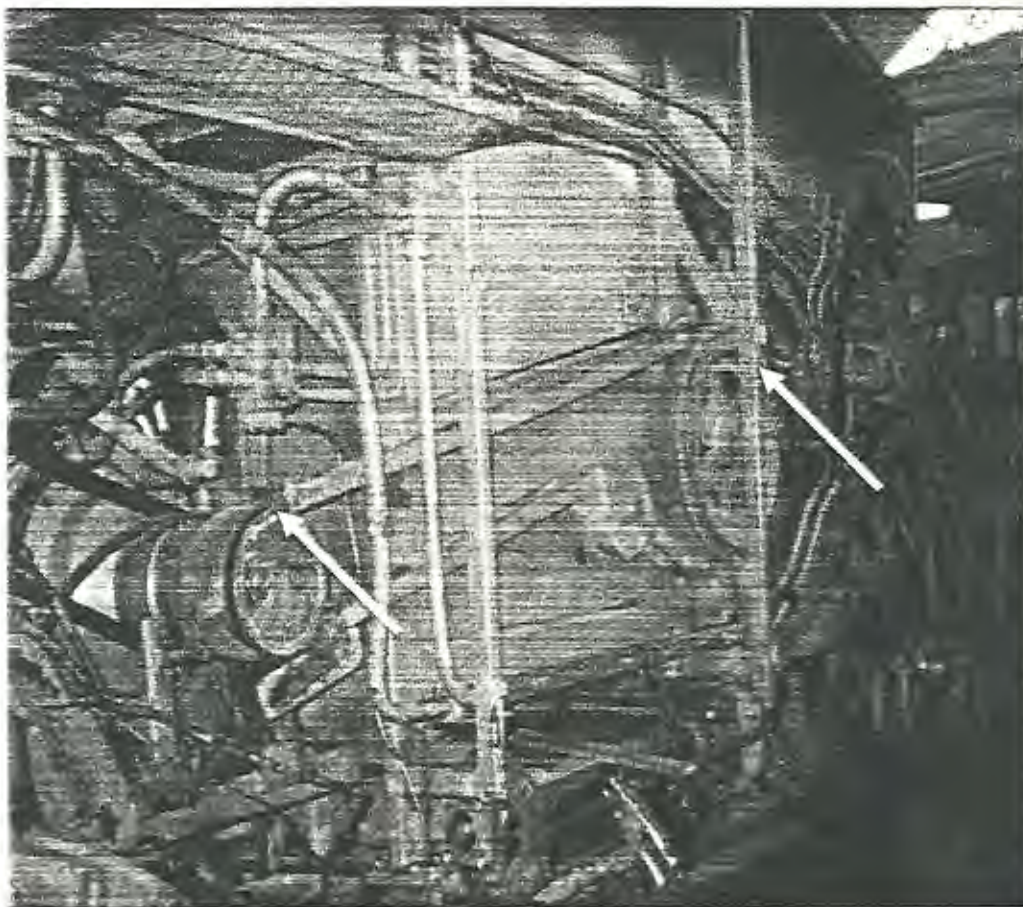


FIGURA 2.2 SISTEMA DE CORTE.

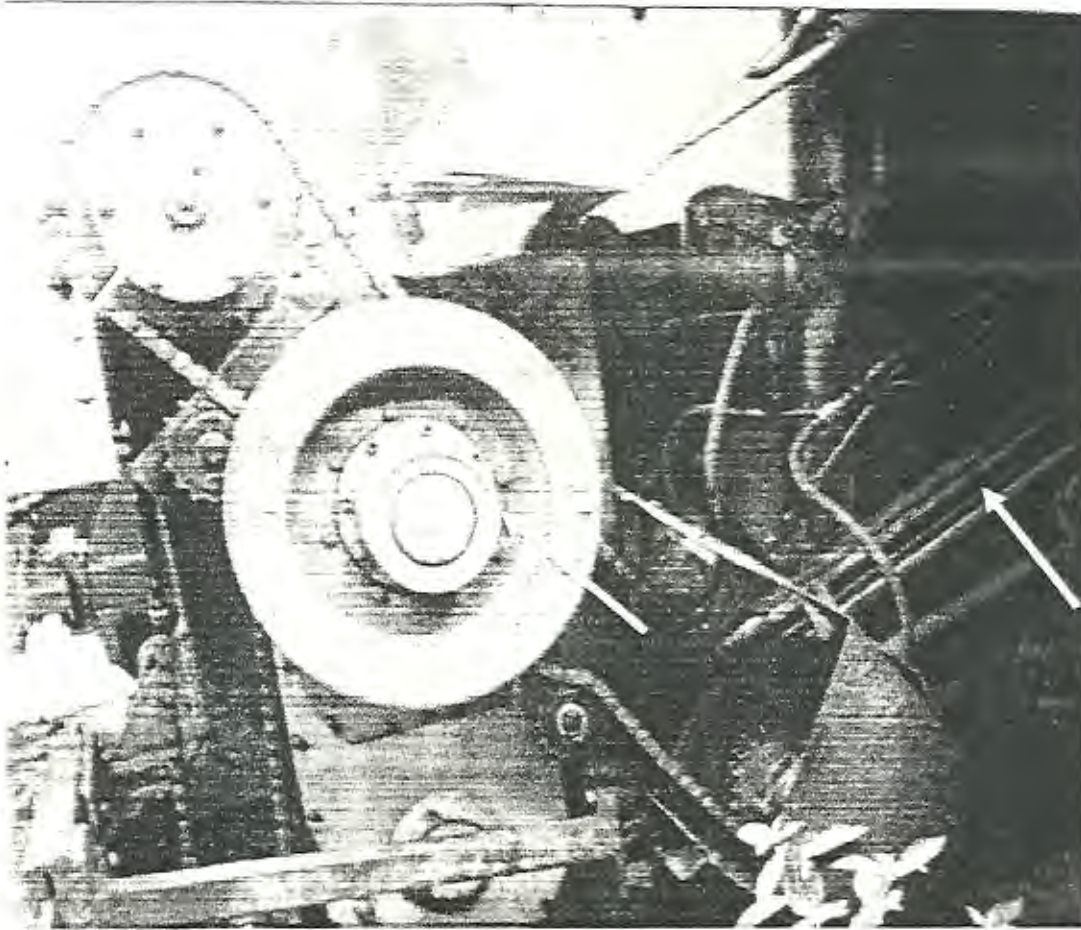


FIGURA 2.3 MECANISMOS DE SISTEMA DE CORTE.

2.2 Construcción de Prototipo Hidráulico para Reemplazar el Corte Mecánico.

La construcción de un prototipo hidráulico para reemplazar al sistema de corte de base mecánico en las cosechadoras obedece a la necesidad de tratar de minimizar los tiempos de parada por daños en éste, la cual es la zona que acarrea más problemas.

Uno de los objetivos era el de instalar elementos hidráulicos utilizados en la propia cosechadora tales como bombas, motores, válvulas, tuberías y acoples para tener facilidad en la instalación.

Para hacer girar los discos de corte de base se necesitaba de motores hidráulicos que fueran robustos y que pudieran girar a una velocidad angular de 500 RPM y tener un par de torsión de 600 Nm, que eran las especificaciones en el sistema mecánico dadas por el fabricante de la cosechadora.

Para solucionar éste problema se seleccionó el motor hidráulico que da movimiento al conductor de caña secundario, de los cuales se iban a instalar uno para cada disco de corte y cuyas especificaciones son las siguientes:

Marca:	DANFOSS
Modelo:	OMT-200
No. de Serie:	151 BO 201 – 1
Tipo:	De Piñones y carcasa de acero.
Torque:	700 N-m.
Velocidad Máx.:	600 RPM.
Desplazamiento:	200 cm. cúbicos/ revolución



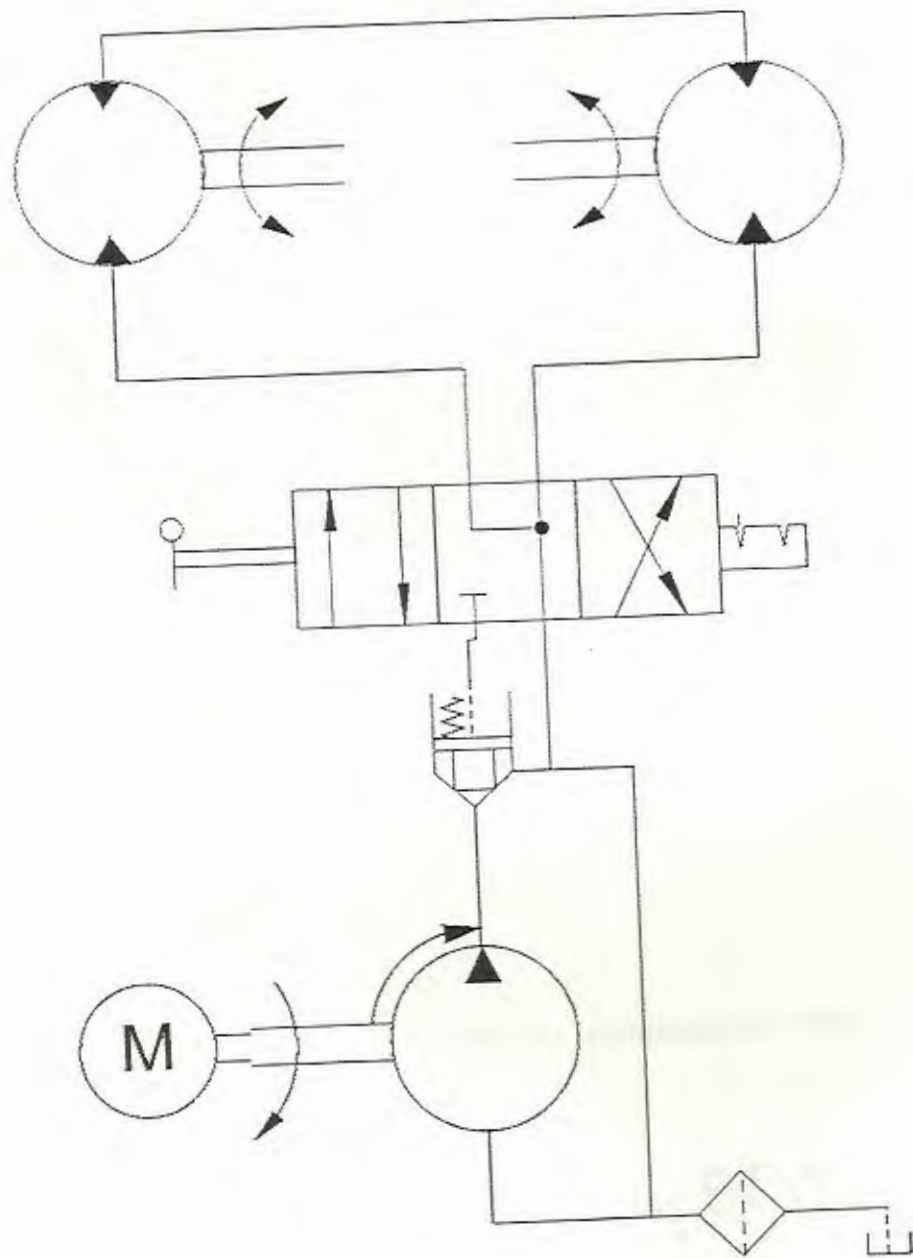


FIGURA 2.4 DIAGRAMA HIDRAULICO ESQUEMATICO

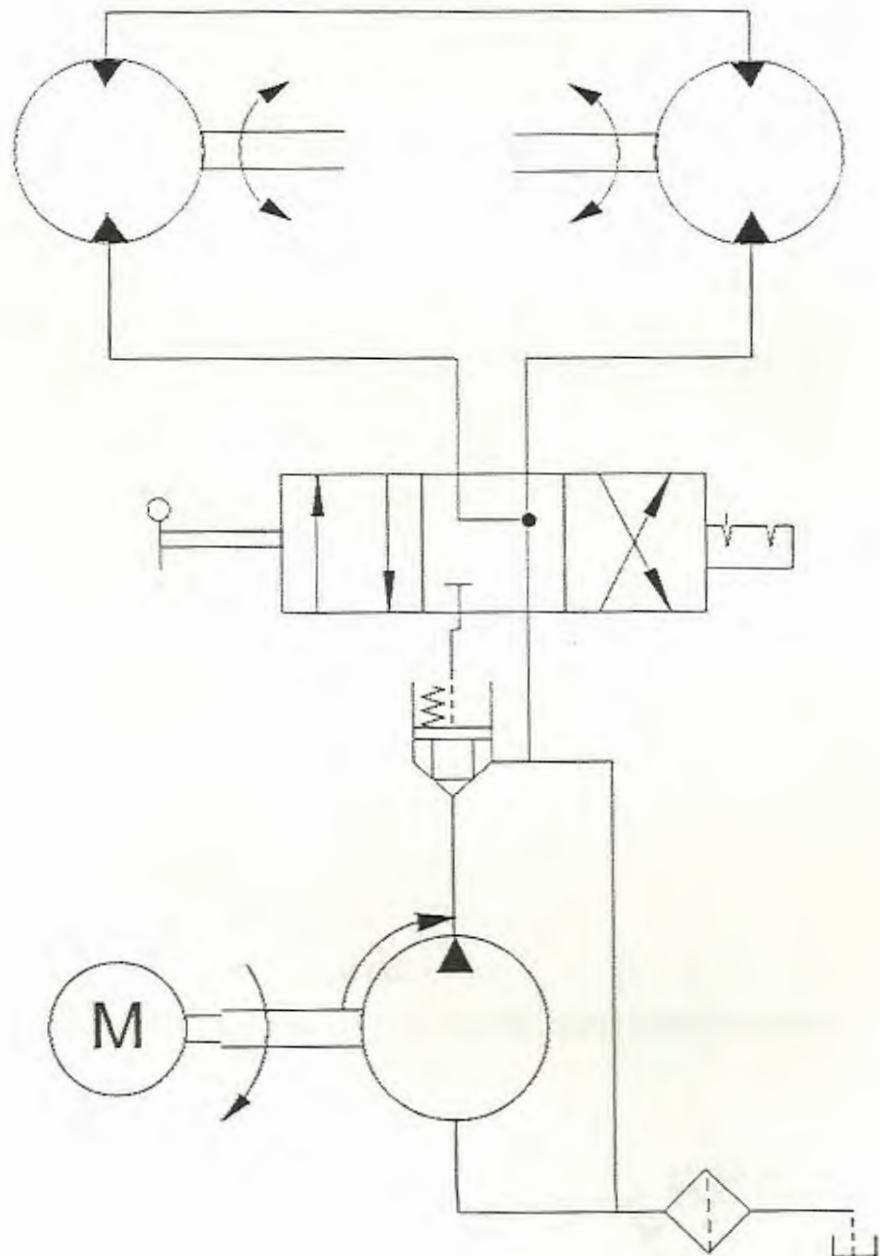


FIGURA 2.4 DIAGRAMA HIDRAULICO ESQUEMATICO

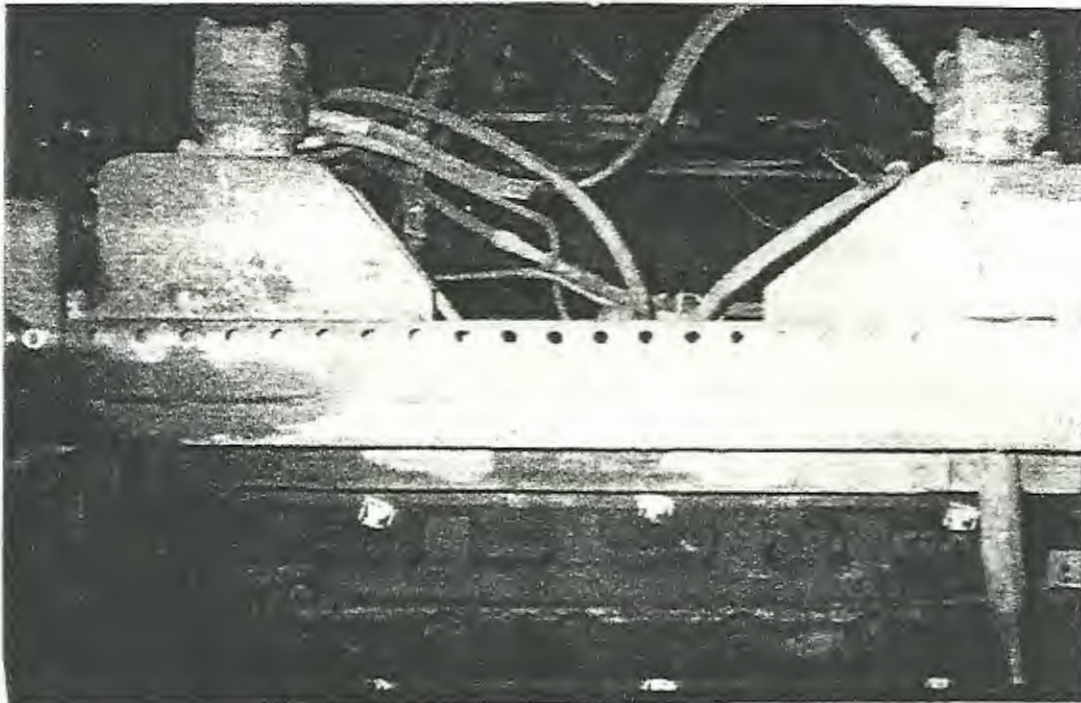


FIGURA 2.5 MOTORES HIDRÁULICOS DEL PROTOTIPO HIDRÁULICO

Para hacer girar los motores a 500 RPM se necesitaba que entre a ellos un caudal de:

$$\text{LPM} = \text{RPM} \times \text{CCR} / 100$$

Donde: LPM = Flujo en litros por minuto.

RPM = Revoluciones del motor por minuto.

CCR = Desplazamiento en centímetros cúbicos por revolución del motor.

Factor de conversión 1000.

$$\text{LPM} = 500 \times 200 / 1000 = 99.96//$$



Entonces se necesitaba una bomba hidráulica que bombee esa cantidad de flujo. Teníamos a la mano bombas de 75,7 LPM, 56,78 LPM, 37,85 LPM y 30,28 LPM, pero las únicas que se podían acoplar para formar una bomba en tandem con un solo accionamiento, de esta manera poder sumar los caudales, eran las bombas de 75,7 y 56,78 LPM. Por lo tanto se seleccionó unir dos bombas de 132,48 LPM las mismas que entregan su máximo flujo a 2300 RPM de giro de estas.

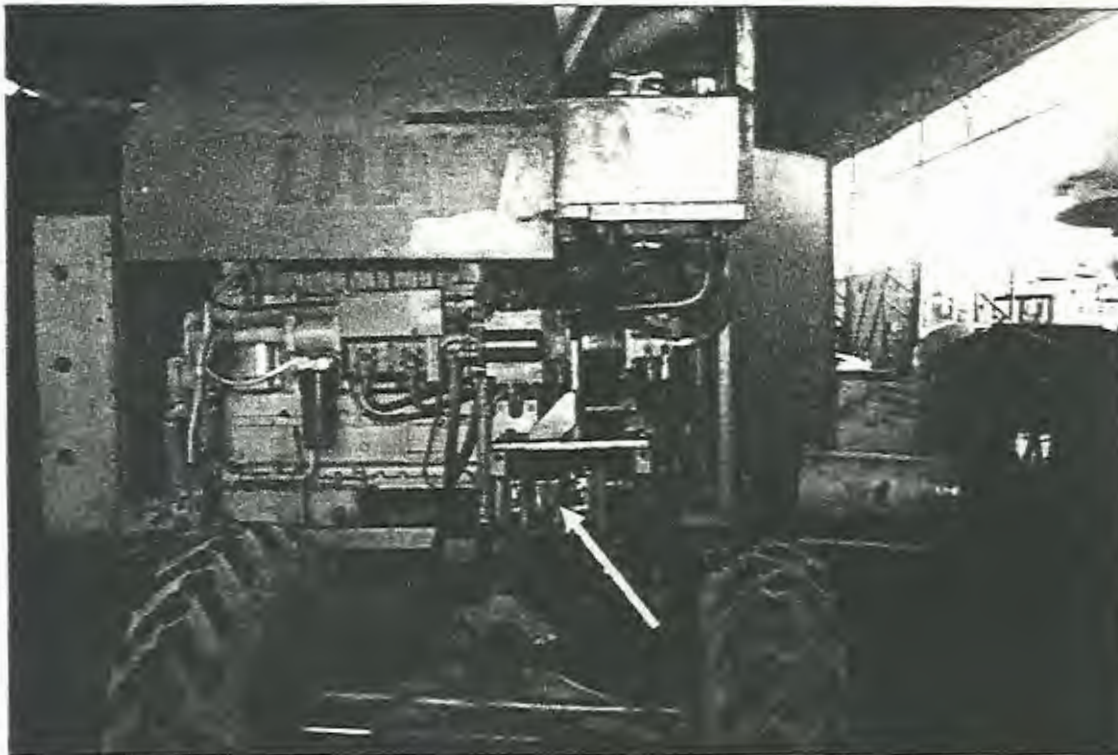


FIGURA 2.6 BOMBA HIDRÁULICA DEL PROTOTIPO HIDRÁULICO.

Las especificaciones de esta bomba hidráulica son las siguientes:

- Marca: BOSCH
- No. Parte: 1517 222 532

No. CLAAS: 132 555.0
 Tipo: De Piñones y carcasa de aluminio.
 Velocidad Máx: 2300 RPM.
 Caudal Máximo: 56,78 LPM



Como ya se explicó el motor tiene una polea motriz múltiple que tiene 240 mm. de diámetro y en la misma hay una acanaladura para banda tipo C, la misma que servirá para poder mover la bomba hidráulica.

Si el motor gira a 2200 RPM y queremos que la bomba también gire a esa velocidad de rotación, se tendrá que acoplar una polea del mismo diámetro.

Entonces para saber el caudal que va a bombear a 2200 RPM, que son las revoluciones del motor, se recurre a una regla de tres.

2300 RPM	132.48 LPM	
2200 RPM	X	= $2200 \times 132,48 / 2300 = 126.72$ LPM

Sumando los caudales se obtiene que las dos bombas tendrán que producir un flujo total de **126.72 LPM** los mismos que serán enviados a los motores hidráulicos.

Para accionar los motores hidráulicos necesitábamos una válvula que distribuya el flujo, con tres posiciones, de control manual, y que venga instalada en ella una válvula de alivio de presión para protección del sistema hidráulico.



FIGURA 2.7 VÁLVULA DIRECCIONAL DEL PROTOTIPO HIDRÁULICO

El inconveniente que teníamos era que una vez que se dejase de accionar los motores, esto es, cortando el flujo de aceite hacia ellos con la válvula, estos iban a seguir girando ya que tenían inercia de giro debido a que estaban acoplados por medio de cardanes a los reductores y estos a su vez a los discos de corte, por lo tanto se utilizó una válvula direccional que

además de cortar el flujo, cuando se quería que los discos pararan, dirigía el flujo enviado por los motores hacia una línea de retorno al tanque hidráulico con lo cual evitábamos que estos se comportaran como bombas.

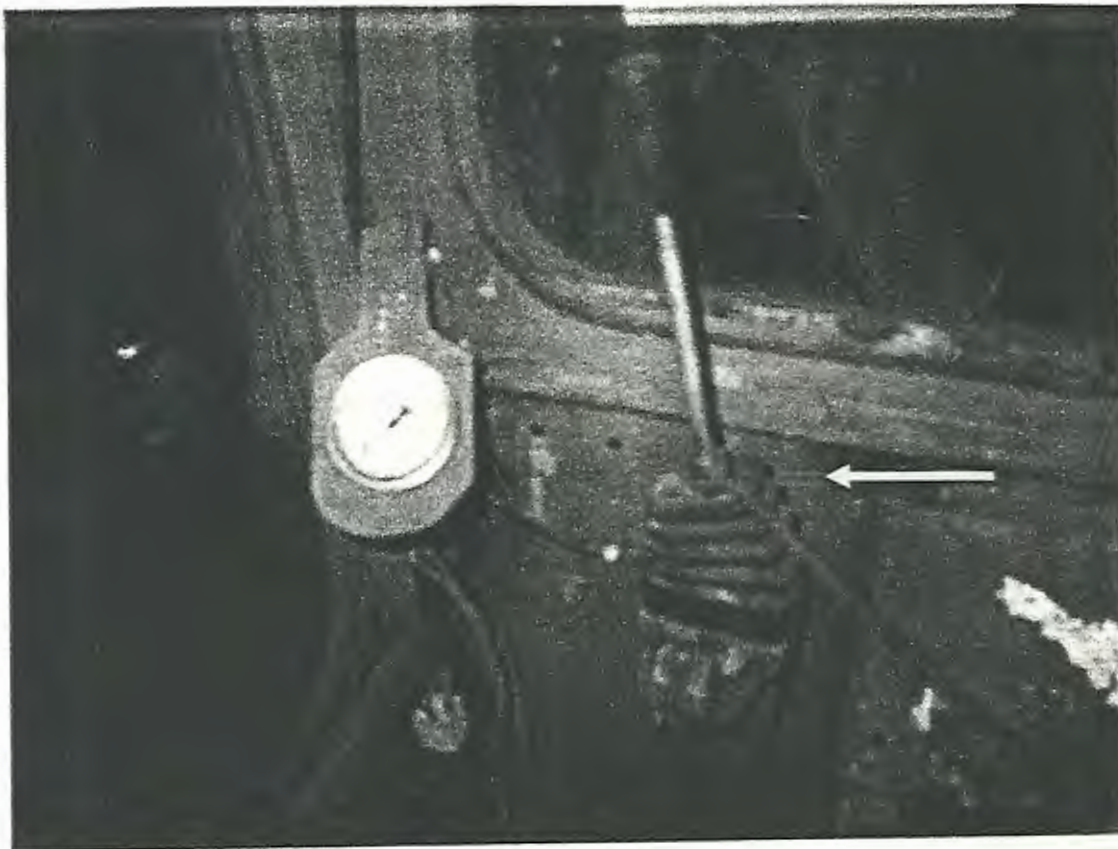


FIGURA 2.8 PALANCA DE ACCIONAMIENTO DE VÁLVULA DIRECCIONAL DEL PROTOTIPO HIDRÁULICO.

2.3 Selección de Componentes Hidráulicos

En la siguiente tabla se puede apreciar las características de los componentes hidráulicos seleccionados.

TABLA 4

SELECCIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS.

Componente	Características	Esquema
Bomba hidráulica	Marca Parker – Commercial; Bomba de piñones, carcasa de hierro, Modelo PGP31. Caudal de 111.66 LPM a 2100 RPM.	
Motor hidráulico	Marca Parker; Caudal máximo de aceite 113,5 LPM, Velocidad máxima 660 RPM, Torque máximo 1.428 Nm; Desplazamientos 960 cm ³ /rev, Modelo BG0195	
Válvula direccional	Marca Parker Capacidad Nominal 75,7 LPM. Máxima Presión de Operación 3500 PSI. Spool para motor de 3 posición Modelo V20	

2.4 Montaje, Pruebas y Rendimiento en Campo de la flota.

Prueba del sistema hidráulico. – Se prepara la máquina con el aditamento hidráulico completando niveles de aceite y diesel, 3 galones de aceite Tellus 68 (Shell) para el tanque hidráulico, 37,85 litros de diesel y 1,89 litros de aceite SAE40 para el motor.

Una vez que la máquina ha sido preparado, ingresará en un cantero cuyo rendimiento es de 60 toneladas por hectárea, longitud de surco de 250 metros y de difícil labor por ser muy pedregoso; previo a la prueba se deben tener listo 2 trailers con capacidad de 25 toneladas para el transporte de la caña trozada. Durante la prueba del prototipo se elaborará un registro, anotando datos de la cosecha en el tiempo de una hora, recogiendo cinco muestras de recolección de caña trozada.

TABLA 5

RENDIMIENTO OBTENIDA DURANTE LA PRUEBA (1 H)

Observaciones	Volumen obtenido por el sistema propuesto en Ton / hora
1	13
2	10
3	11
4	12
5	12
Promedio	11,5



BIBLIOTECA GENERAL DE INVESTIGACIONES
D. F. N. S. C. R.

El sistema actual tiene un rendimiento promedio de 9 toneladas por hora, en un cantero de 60 toneladas por hectárea, mientras que utilizando el sistema propuesto el rendimiento se ha incrementado en un promedio de 11,5 toneladas por hora, obtenido mediante aritmética simple calculado en cinco muestras.

Este incremento representa una ventaja que demuestra que la propuesta es factible.



FIGURA 2.9 ELEMENTOS HIDRÁULICOS SELECCIONADOS.

Además, el prototipo ha pasado la prueba de campo, porque cuando la máquina ha detectado piedras de gran dimensión durante su trayectoria, los discos se han paralizado, aumentando la presión, entrando a funcionar la válvula de alivio de presión, instalada en la válvula direccional, recirculando el aceite hacia el tanque hidráulico, el operador



entonces, retrocede la máquina para transportarse por encima del obstáculo, mientras que el sistema de corte de base, vuelve a su estado normal, realizando la labor requerida.

El método utilizado para la selección de los elementos hidráulicos, se fundamenta en los cuadros tomados de los manuales de bombas hidráulicas Commercial Intertech, y de sistemas hidráulicos de la Parker Hydraulics.

TABLA 6

SELECCIÓN DE CAUDALES PARA LA BOMBA HIDRÁULICA

Velocidad Rpm	Ancho engranaje (pulg.)				
	1	1 ¼	1 ½	1 ¾	2
900	6,5	8	10	12	13,5
	5,5	6,5	8,5	10	11
	24,5	30	38	45,5	51
1200	9	11,5	14	16	18,5
	7,5	9,5	11,5	13,5	15,5
	34	43,5	53	60,5	70
1500	11,5	14,5	17,5	20,5	23,5
	9,5	12	14,5	17	19,5
	43,5	55	66	77,5	89
1800	14	18	21,5	25	29
	11,5	15	18	21	24
	53	68	81,5	94,5	110
2100	16,5	21	25	29,5	34
	13,5	17,5	21	24,5	28,5
	62,5	79,5	94,5	112	129
2400	19	24	29	34	39
	16	20	24	28,5	32,5
	72	91	110	129	148

Nota: Caudal promedio. Galones EUA por minuto
Galones imperiales por minuto
Litros por minuto

En el apéndice No. 1 se presenta el diagrama de curvas, donde se relacionan el caudal con la velocidad de rotación y el ancho del engranaje.

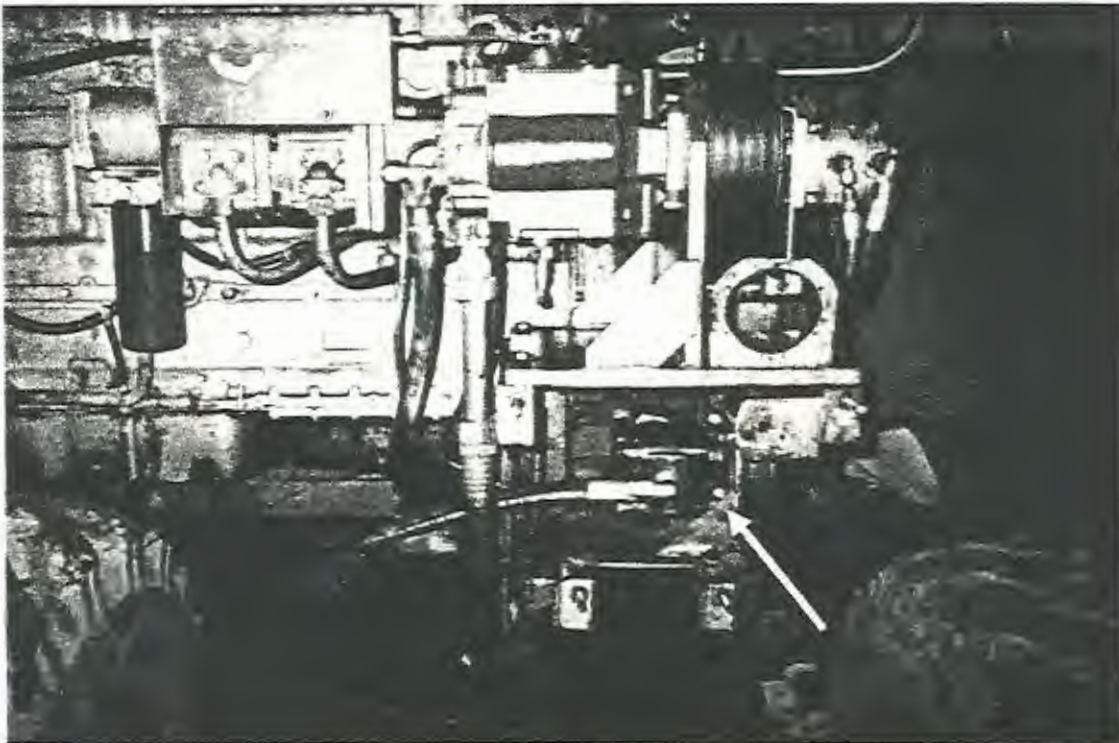


FIGURA 2.10 BOMBA HIDRÁULICA SELECCIONADA.

También se pudo comprobar que la máquina cumplía la función de cortar matas de alta densidad de caña, porque debido al diseño del sistema, el torque aplicado por los motores hidráulicos, solo se detenía cuando impactaba en un objeto de difícil corte, como por ejemplo una piedra, pero si pudo cortar una mata, a pesar de ser densa, porque es

un objeto accesible al corte, es decir, "blando" al compararse con la piedra.

TABLA 7

SELECCIÓN DE CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR HIDRÁULICO

Code A	0100	0110	0195	0200	0280	0335	0405	0475	0500	0625	0705	0900
Weight, Gewicht Poids, Peso	kg (lb)	27.5 (60.2)	27.5 (60.8)	27.8 (61.3)	28.1 (62.1)	28.5 (63.0)	28.9 (63.9)	29.5 (65.2)	30.2 (66.7)	30.9 (68.2)	31.2 (69.9)	34.9 (77.1)
Length	L mm L' (in)	192.3 (7.57)	195.3 (7.69)	198.6 (7.82)	203.2 (8.00)	208.0 (8.19)	214.4 (8.44)	221.7 (8.73)	230.4 (9.07)	236.7 (9.32)	246.1 (9.69)	284.2 (11.19)

En el apéndice No. 2 se presenta un esquema, en el cual se puede apreciar las características del motor hidráulico.

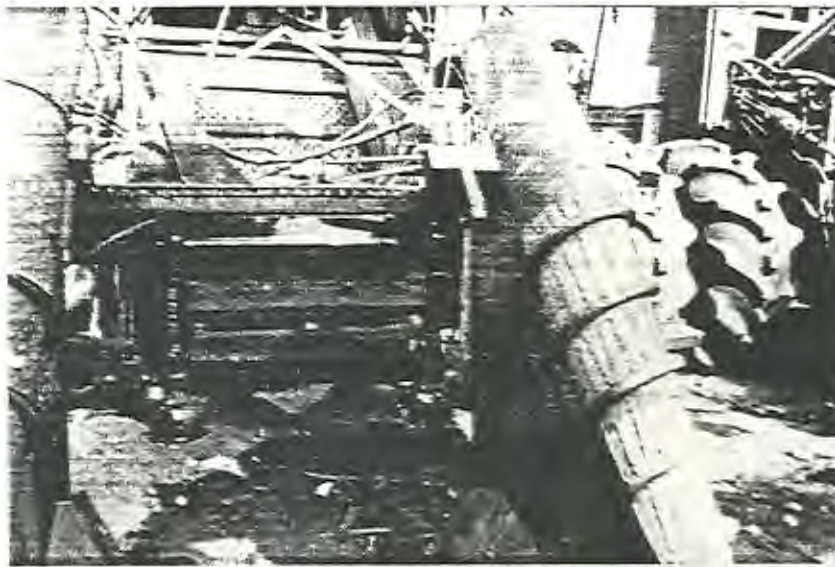
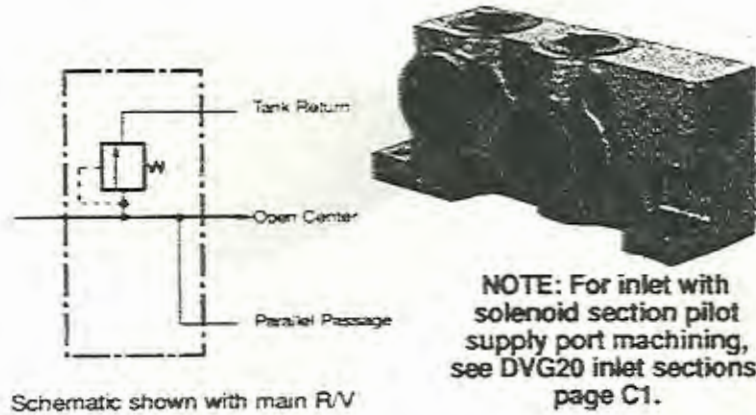


FIGURA 2.11 MOTORES HIDRÁULICOS SELECCIONADOS.

En los siguientes esquemas se presenta las secciones de entrada, trabajo y salida de la válvula direccional, seleccionadas para la propuesta.



Code	End Port HP	Top Port HP	End Port LP	Top Port LP
DVA20-A440	1" NPT	1" NPT	NA	NA
DVA20-A880	SAE-16	SAE-16	NA	NA
DVA20-A000	NON-PORTED HOUSING			
Combination Inlet - Outlet				
DVA20-N4444	1" NPT	1" NPT	1" NPT	1" NPT
DVA20-N8888	SAE-16	SAE-16	SAE-16	SAE-16
DVA20-N0000	NON-PORTED HOUSING			



FIGURA 2.12 ESQUEMA DE LA SECCIÓN DE ENTRADA DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL

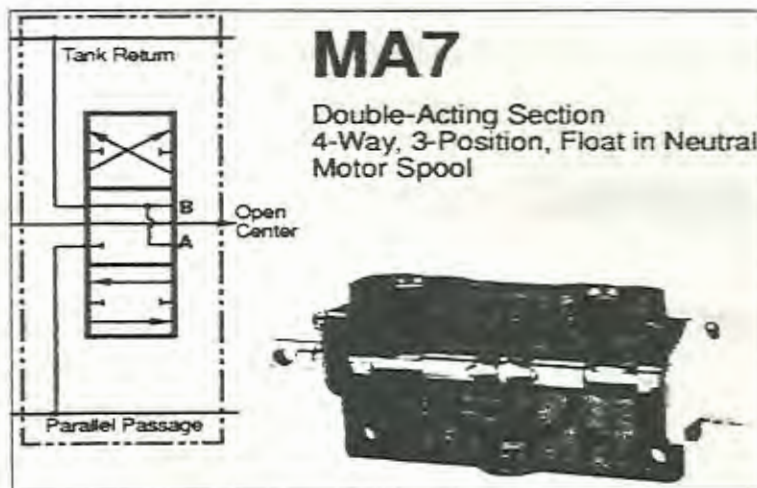


FIGURA 2.13 ESQUEMA DE LA SECCIÓN DE TRABAJO DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL

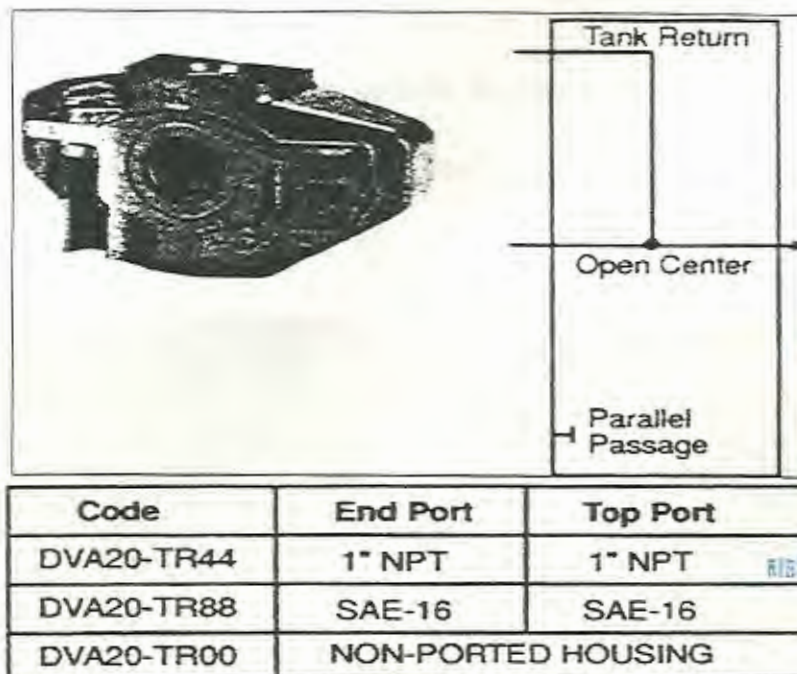


FIGURA 2.14 ESQUEMA DE LA SECCIÓN DE SALIDA DE LA
VÁLVULA DIRECCIONAL

TABLA 8

CARACTERÍSTICAS DEL CARTUCHO DE VÁLVULA DE ALIVIO DE
PRESIÓN.

Adjustable Relief Valve Cartridges

For Inlets and Mid-section Inlets

Code	Description
DVA20-MRV	Main R/V pressure range 800-2500 psi. Factory set @ 2000 psi @ 30 gpm
DVA20-MRVP	Main relief valve plug

For Code N Combination Inlet / Outlets

DV-PRVAC	Main R/V, Screw Adj., 500 to 2500 psi
DV-PRV-1	Main R/V, Slug Adj., 500 to 1000 psi
DV-PRV-2	Main R/V, Slug Adj., 1000 to 2500 psi
DV-PRVP	Main R/V, Plug



En el apéndice No. 3 se presenta el diagrama de curvas, donde se relacionan la caída de presión interna vs el caudal que pasa por la válvula direccional.

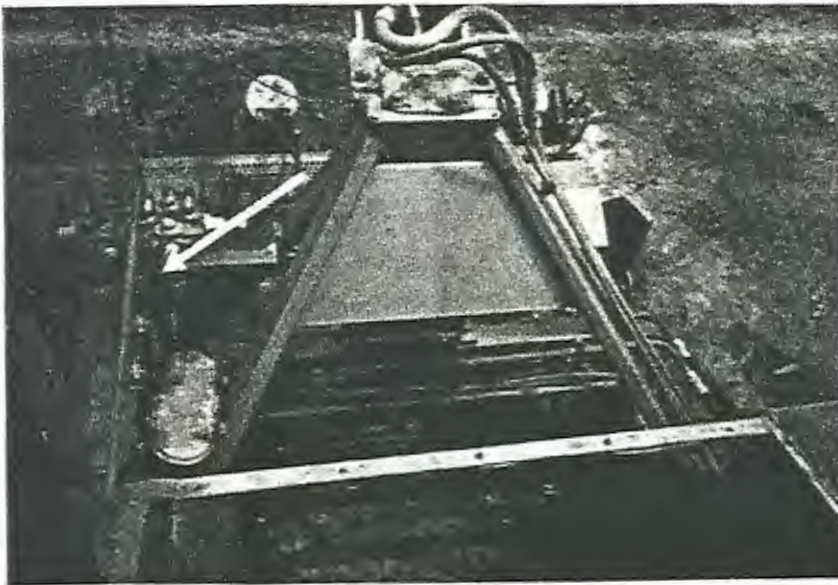


FIGURA 2.15 VÁLVULA DIRECCIONAL SELECCIONADA.

En el siguiente esquema se presenta el diagrama de Gantt, en donde se puede apreciar la planificación para la construcción definitiva del sistema hidráulico de corte de base.



CAPITULO 3

3. EVALUACIÓN DEL NUEVO EQUIPO.

3.1 Rendimiento de la Flota.

Para obtener el rendimiento de la flota se ha elaborado el siguiente muestreo aleatorio de las toneladas obtenidas en una hora de trabajo con los sistemas actual y propuesto, para determinar la media aritmética de las muestras tomadas.

TABLA 9

RENDIMIENTO PROMEDIO DE LA FLOTA: SISTEMA ACTUAL VS. PROPUESTO.

Observaciones	Volumen obtenido por el sistema actual en Ton / hora	Volumen obtenido por el sistema propuesto en Ton / hora	Diferencia	% incremento y/o disminución
1	10	13	3	1,30
2	8	10	2	1,25
3	8	11	3	1,38
4	9	12	3	1,33
5	10	12	2	1,15
Promedio	9,0	11,5	3	1,28
Por zafra (2.496 horas)	22.464	28.704	6.240	1,28

Para determinar los costos de salidas (productos) e entradas (recursos empleados), se ha procedido a realizar el siguiente cuadro:

TABLA 12

DETERMINACIÓN DE SALIDAS (PRODUCTOS) DEL SISTEMA.

Detalle	Inicial	Actual
Horas mensuales	240	240
(-) Horas improductivas / mes	45	0
(=) Horas trabajadas en el mes	195	240
(*) meses de zafra	6	6
(=) Horas / máquina / zafra	1.170	1.440
(*) Rendimiento ton / hora	9	11
(=) Ton / máquina / zafra	10.530	15.840
(*) \$ / tonelada de caña	\$15,50	\$15,50
(=)\$ toneladas caña / zafra	\$163.215,00	\$245.520,00

TABLA 13

DETERMINACIÓN DE ENTRADAS (RECURSOS EMPLEADOS) DEL SISTEMA.

Detalle	Inicial	Actual
Máquina	\$60.000,00	\$60.000,00 + \$15.545,60 = \$75.545,60
Operador	\$180 x 6 = \$1.080	\$180 x 6 = \$1.080
Total	\$61.080,00	\$76.625,60



TABLA 15

COSTOS DE LA MANO DE OBRA PARA LA CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA HIDRÁULICO A INSTALARSE EN LA FLOTA (5 EQUIPOS).

Cantidad	Detalle	Sueldo mensual	No. de meses	Costo total
10	Mecánicos	\$350,00	2	\$7.000,00
1	Supervisor	\$700,00	2	\$1.400,00
			Total	\$8.400,00

El costo de la solución es la suma de los dispositivos y la mano de obra requerida para la puesta en marcha del sistema propuesto.

TABLA 16

COSTOS DE LA PROPUESTA DEL SISTEMA HIDRÁULICO A INSTALARSE EN LA FLOTA (5 EQUIPOS).

Detalle	Costo
Costo de dispositivos	\$15.545,60
Costo de mano de obra	\$8.400,00
Total	\$23.945,60

El costo de la instalación del sistema hidráulico en la flota de 5 equipos, propuesto como solución al problema identificado, asciende a la suma de **\$23.945,60**.

BENEFICIO DE LA PROPUESTA.

El beneficio de la propuesta será obtenido con base en el cálculo de indicadores económicos, considerando para este análisis la determinación del periodo de recuperación de la inversión.

Para el efecto, se utiliza la siguiente ecuación financiera:

$$P = F \frac{1}{(1+i)^n}$$

Donde:

- P, representa la inversión inicial que es igual a **\$23.945,60**.
- F, se refiere a la recuperación de las pérdidas, que es igual a **\$43.449,50** en un periodo de 6 meses, es decir, una recuperación efectiva de **\$7.241,58 mensual**.
- i, es el valor de la Tasa Interna de Retorno TIR.
- n, es el número de periodos anuales o mensuales de la propuesta, que ha sido estimado con relación a una zafra.

En primer lugar, se obtiene el valor de la Tasa Interna de Retorno i, de la siguiente manera:

$$P (1+i)^n = F$$

$$(1+i)^n = F / P$$

$$\text{Cuando } n = 1; 1+i = F / P$$

$$i = \frac{F}{P} - 1$$

$$i = \frac{\$43.449,50}{\$23.945,60} - 1$$

$$i = 1,81450872 - 1$$

$$i = 0,81450872 = 81,45\%$$

El valor de i que ha sido calculado, representa la Tasa Interna de Retorno de la inversión, que da como resultado el 81,45%, superior al 13,43% de la tasa máxima interbancaria actual estipulada en el mercado financiero, de acuerdo a la información suministrada por el Diario El Universo del día 23 de Julio del 2005.

Si se considera que la tasa obtenida es anual, entonces para obtener el valor mensual de la Tasa Interna de Retorno se opera, dividiendo por 12.

$$i = \frac{0,81450872}{12}$$

$$i = 0,067875727$$

El indicador financiero que se ha obtenido es el valor de la tasa de interés con que se va a determinar el periodo de recuperación de la inversión, utilizando la siguiente ecuación financiera:



CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Conclusiones

- El cambio de las pruebas realizadas con un prototipo adaptado con componentes usados han sido exitosos
- El cambio de Sistema Mecánico a un Sistema Hidráulico para el corte de caña del Ingenio Ha demostrado ser mas eficaz.
- Los rendimientos se ven mejorados de hasta un 28%.
- La recuperación de la inversión será de corto tiempo.

Recomendaciones

Se sugiere a la empresa los siguientes manifiestos:



$$P = \frac{F}{(1+i)^1} + \frac{F}{(1+i)^2} + \frac{F}{(1+i)^3} + \dots + \frac{F}{(1+i)^n}$$

Reemplazando los valores de P , i , F y n , se tiene la siguiente operación:

$$P = \frac{\$7.241,58}{(1+6,7875\%)^1} + \frac{\$7.241,58}{(1+6,7875\%)^2} + \frac{\$7.241,58}{(1+6,7875\%)^3} + \frac{\$7.241,58}{(1+6,7875\%)^4}$$

$$P = \frac{\$7.241,58}{1,07} + \frac{\$7.241,58}{1,14} + \frac{\$7.241,58}{1,22} + \frac{\$7.241,58}{1,30}$$

$$P = \$6.781,30 + \$6.350,27 + \$5.946,64 + \$5.568,66$$

$$P \text{ acumulado} = \$6.781,30; \$13.131,57; \$19.078,20; \$24.646,86$$

$$P \text{ acumulado} = \$24.646,86$$

Luego se compara el valor obtenido en la operación que se ha realizado (P acumulado), con la inversión a realizar, para determinar su igualdad.

Para el efecto, se ha procedido a operar con la siguiente condición:

$$P \text{ acumulado} \geq \text{Inversión}$$

$$P \text{ acumulado tercer mes} \geq \text{Inversión}$$

$\$19.078,20 \geq \$23.945,60$; esta ecuación no cumple la condición matemática financiera requerida.

Luego, el ejercicio continúa con el análisis del siguiente mes.

P acumulado cuarto mes \geq Inversión

\$24.646,86 \geq \$23.945,60; esta ecuación satisface la condición matemática financiera requerida durante el análisis económico.

Por consiguiente, en el cuarto periodo mensual se recupera la inversión a realizar.

La conclusión del análisis económico, es que se ha determinado la factibilidad y sustentabilidad de la propuesta, debido a que la inversión inicial requerida será recuperada en el transcurso del cuarto mes, mientras que la vida útil estimada del sistema hidráulico es de 3 zafras aproximadamente, es decir, que en la primera zafra la empresa recobra el capital invertido y en las dos zafras venideras el equipo trabajará con costos de inversión cero en lo que respecta a la reparación en el sistema de corte de base durante la zafra.

1. Continuar con el proceso de mejoramiento de los sistemas restantes de las cosechadoras, en referencia a los sistemas de extracción principal y secundaria de basura.
2. Aprovechar la energía generada por el motor de combustión interna, evitando el desperdicio.
3. Desarrollar investigaciones continuas de nuevos sistemas para la cosecha, que hayan sido implementados en otras organizaciones, nacionales o extranjeras, con resultados positivos comprobados y garantizados.
4. Mejorar el diseño de los campos, para que la productividad de las cosechadoras se incremente.

APENDICE A: CRONOGRAMA DE TRABAJO



BIBLIOGRAFÍA.

1. ESTACIÓN EXPERIMENTAL AGRÍCOLA "TUCUMÁN", Cosecha Mecánica, 1999.
2. TECNICAÑA, Cosecha Mecanizada de la Caña de Azúcar, 1999.
3. INTERAMERICAN TRANSPORT EQUIPMENT CO. VANGUARD CLAAS – CC 2000, Manual de Reparaciones, 2000.
4. INTERAMERICAN TRANSPORT EQUIPMENT CO. VANGUARD CLAAS – CC 2000, Manual del Operador, 2000.
5. JOSEPH E. SHIGLEY & LARRY D. MITCHELL, Diseño en Ingeniería Mecánica, Cuarta Edición, Editorial Mc Graw Hill, 2000.
6. PARKER HANNIFIN CORPORATION, PARKER HYDRAULICS, Mobile Hydraulic Pumps, Motors and Hydrostatic Steering Products and Service Manual, version 2.0, 2001.

7. Hayzer Jay & Render Barry, Dirección de la Producción – Software interactivo, Editorial Prentice Hall, 2002.
8. Parker – Comercial Intertech, Boletín H139 de bombas y motores sencillos y múltiples de aceite hidráulico P30 / P50 / P75. 1994.
9. Parker, Boletín HY14-2000/US, Programas de válvulas distribuidoras. 2003.
10. Parker, Boletín HY14-2004/B1/US, Válvulas direccionales *de control* para aceite hidráulico, series VA20/35 y VG20/35. 2002.