



TRABAJO DE DIPLOMA

Título: Factibilidad del empleo de diferentes variantes de accionamiento hidráulico de los molinos de caña desde el punto de vista de ahorro de energía y vida remanente.

Autor: Brian A. Beltrán Bermúdez.

Tutor: MsC. Juan G. Noa Águila.

**DECLARACIÓN DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS**



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

Pensamiento

Los Grandes Espíritus, siempre han encontrado violenta oposición de parte de los Espíritus Mediocres.

Estos últimos, no pueden entender cuando un hombre no sucumbe impensadamente a prejuicios hereditarios, sino que honestamente y con coraje, usa su inteligencia. Es más fácil destruir un átomo, que destruir un prejuicio.

Albert Einstein

Agradecimientos

To the memory of my grandfather **John Babb**

Who has been a source of inspiration in my life, since he taught me values and feelings that only he could have, I just want that wherever he is, he knows how much I love you and how grateful that I am allowed to be part of your family. You will never know the happy you made this kid. love u
You never know how happy you made this child...

A **mis padres** que tanto han sacrificado por que yo este dónde estoy y me forme como me estoy formando, gracias a ellos soy el hombre y el ingeniero que soy hoy. Gracias

A mi tutor **Juan Gabriel Noa Águila "mi padre"** por su paciencia **que hizo mucha falta**, su apoyo incondicional, y por ayudarme a cumplir mi sueño de ser Ingeniero, sin el no fuera posible esta tesis.

Al Ing. **Jesús del Junco** por apoyarme en todos los proyectos y trabas que se presentaron a lo largo de la carrera.

A mi novia **Laura Daniela Suarez Caluff** también por su paciencia y por aguantarme mis pesadeces y mi carácter y estar conmigo hasta el final.

To Janet y Jo

to my **Canadian mothers**, for supporting me so much and not forgetting me, for their presence in my formation and for the opportunity to let me be part of their lives. Love u both

A mi Hermano **Haens Beltrán Alonso** por tener siempre un buen consejo.

Resumen

En el presente trabajo se destacan en primer lugar un conjunto de ventajas que presenta el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar en comparación con el mecánico tradicional, que hacen de la hidraulización una alternativa muy atractiva en función de lograr ahorro de energía y aumentar la vida útil del guijo en la Industria Azucarera. Se proponen modelos matemáticos para calcular las potencias demandadas para los diferentes molinos de una Planta Moledora accionada mecánicamente e hidráulicamente en cada una de las variantes propuestas, precisándose el ahorro de energía que trae consigo el empleo del accionamiento hidráulico. Se determinan las cargas actuantes, fuerzas internas, tensiones para evaluar la resistencia a la fatiga del árbol superior de los molinos de caña de azúcar con accionamiento mecánico e hidráulico. Aplicando la Mecánica de la Fractura se determinan los de tamaños críticos de grietas y se pronostica la vida del guijo para cada variante de accionamiento analizada.

Índice

Introducción.....	I
Capítulo I Características generales de las Plantas Moledoras de Caña de Azúcar y experiencias en el accionamiento hidráulico.....	1
1.1 El central azucarero	1
1.2 Características generales del proceso de trituración y molienda de la caña de azúcar.	1
1.3 El accionamiento hidráulico.....	8
1.4 Experiencia sobre el accionamiento hidráulico de las mazas de los molinos de caña en la industria azucarera cubana.....	10
1.4.1 Experiencias en el Central Azucarero “Panchito Gómez Toro”.....	10
1.4.2 Experiencias en el CAI “Puerto Rico Libre”.....	12
1.4.3 Experiencias en el CAI “España Republicana”.....	12
1.5 Experiencia de hidraulización en otros países.....	13
1.6 Experiencias en el accionamiento eléctrico independiente.....	14
1.7 Alternativas en el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar.....	15
1.8 Ventajas del accionamiento hidráulico sobre el accionamiento mecánico.....	16
1.9 Conclusiones Parciales	20
Capítulo II – Metodología para determinar ahorro de energía, pronóstico de vida remanente en molinos de caña para diferentes variantes de accionamientos hidráulicos.....	21
2.1-Cálculo de la potencia.....	21
2.1.1-Cálculo de la potencia para un molino accionado mecánicamente.....	21
2.1.2-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza superior manteniendo las coronas.....	25
2.1.3-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza cañera manteniendo las coronas.....	26
2.1.4-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza bagacera manteniendo las coronas.....	27
2.1.5-Cálculo de la potencia para un molino accionado por motores hidráulicos acoplados independientemente a cada maza.....	28
2.2 Error relativo en las mediciones de potencia.....	29
2.3 Cargas sobre el guijo superior.....	30
2.3.1 Pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre el mismo.....	30
2.3.2 Fuerzas que surgen durante el funcionamiento del guijo.....	30

2.4 Diagramas de fuerzas de cortante, momentos flectores y momentos torsores del guijo de la maza superior para los diferentes casos de accionamiento del guijo.....	37
2.4.1 Con accionamiento mecánico del guijo de la maza superior.....	37
2.5- Cálculo del factor de seguridad a la fatiga resultante en el guijo de la maza superior de un molino de caña de azúcar para los diferentes casos de accionamiento.....	41
2.5.1.- Con accionamiento mecánico en la maza superior.	41
2.6 Aplicación de la Mecánica de la Fractura para determinar la vida remanente de los árboles superiores de un “tandem” hidraulizado.	45
2.6.1 Modos de carga y desplazamiento del sólido con grietas.....	45
2.6.2 Determinación del estado tensional en la sección bajo estudio.....	47
2.6.3 Determinación de los tamaños de grietas críticos.	48
2.6.4 Tipos de grietas presentes en los molinos de caña de azúcar.	48
2.6.5 Construcción del gráfico de resistencia residual.	49
2.6.6 Determinación del tamaño crítico de la Grieta.....	50
2.7 Modelo de crecimiento de las grietas.	51
2.7.1 Influencia del concentrador superficial de tensiones.....	51
2.7.2 Modelo empleado para el crecimiento de la grieta.....	52
2.8 Determinación de la vida remanente de los árboles superiores.....	53
2.9 Conclusiones parciales	54
Capitulo III Análisis comparativo entre las diferentes variantes de accionamiento hidráulico para los diferentes casos de estudio.....	55
3.1 Análisis comparativo entre las potencias, calculadas para las diferentes variantes y la potencia medida experimental.	55
3.2 Diagramas de fuerzas de cortante, momentos flectores y momentos torsores del guijo de la maza superior para los diferentes casos de accionamiento del guijo.....	63
3.2.1- Con accionamiento hidráulico en la maza superior manteniendo las coronas... ..	64
3.2.2- Con accionamiento hidráulico en la maza cañera manteniendo las coronas.....	65
3.2.3- Con accionamiento hidráulico en la maza bagacera manteniendo las coronas.. ..	65
3.2.4- Con accionamiento hidráulico independiente en cada una de las mazas.	65
3.2.5- Con accionamiento hidráulico en la maza superior con dos motores de la mitad de la capacidad manteniendo las coronas.	65
3.2.6- Con accionamiento hidráulico independiente en cada una de las mazas, con dos motores de la mitad de la capacidad en la maza superior.....	66
3.2.7 Análisis comparativo de los resultados de factores de seguridad a la fatiga para las diferentes variantes.....	68

3.3	Análisis comparativo de los resultados de la aplicación de la Mecánica de la Fractura para determinar la vida remanente de los árboles para las diferentes variantes.	71
3.3.1	Variación de las tensiones tangenciales circunferenciales y tensiones normales respectivamente en función del ángulo de giro del árbol para los 7 casos analizados.	71
3.3.2	Tamaño crítico de la grieta.	72
3.3.3	Determinación de la vida remanente de los árboles superiores.	74
3.4	Conclusiones parciales	75
2.	Aplicando el Esquema de Análisis que considera el guijo como un árbol apoyado sobre una fundación elástica se evaluaron los factores de seguridad a la fatiga de los árboles superiores de los cinco molinos del 5 de Septiembre. Del análisis se concluye que la sección más crítica desde el punto de vista de la fractura por fatiga sigue siendo la sección B, o sea, el cambio de diámetro entre el collarín y la zona donde está colocada la maza, del lado opuesto a donde está colocada la corona.	75
CAPITULO IV: Factibilidad económica del empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar.		76
4.1	La Economía del Ciclo de Vida como criterio para los análisis de factibilidad técnico-económicos.	76
4.2.-	Determinación de la Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico.	77
4.2,1-	Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas (Variante 2).	77
4.2,2	Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas (Variante 3)	80
4.2,3	Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas (Variante 4).	81
4.2,4	Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza (Variante 5)	82
4.2,5-	Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior con dos motores, uno a cada lado, manteniendo las coronas. (Variante 6).	84
4.2,6	Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza con dos motores en la maza superior, uno a cada lado. (Variante 7).	85

4.3 – Análisis comparativo para las diferentes variantes de accionamiento	86
4.4 Impacto Social del ahorro de energía.	88
4.5 Conclusiones parciales	89
CONCLUSIONES GENERALES	90
Bibliografía.....	93
Anexos.....	103

Introducción

Entre los retos fundamentales de la humanidad para las próximas décadas, se encuentra la obtención, transportación y uso de portadores energéticos más eficientes y económicos, debido en lo fundamental, al agotamiento de las reservas de combustibles fósiles los cuales representan el mayor porcentaje de los usados en el mundo en la actualidad. Por este motivo es muy importante la explotación eficiente de los recursos y equipos energéticos. Una tendencia reciente es el abaratamiento de la producción de azúcar de caña a partir del empleo de tecnologías de menores gastos energéticos a partir de la cuantificación del consumo de potencia en un tandem accionado mecánicamente (Reyes, 1992)(Goytisolo Betancourt, 1998),(Pérez Campos, 1999)(Rodríguez, 2004)(Valdés Hernández, 2012)

La industria azucarera cubana ha sido factor determinante en el desarrollo industrial del país, ha construido una muy compleja y diversificada cadena productiva, generando una importante contribución al crecimiento económico, a las exportaciones y al empleo durante más de 100 años. A partir del desarrollo industrial experimentado durante el siglo XX, Cuba ha enfrentado el problema de la dependencia externa en lo que se refiere a la satisfacción de sus necesidades en materia de energía. En términos más concretos, Cuba presenta una alta dependencia de la importación de portadores energéticos fósiles, fundamentalmente el petróleo para todos sus planes de desarrollo.(Febles Véliz, 2016)(Santiesteban Velázquez, Silva Becheran, & Nápoles González, 2015)(Corrales Suárez, 2013)”; (Pérez - Egusquiza, F., 1981)(Abon, J.F., 1986).La utilización de motores hidráulicos, como variante para el accionamiento de los árboles de los molinos de caña de azúcar en el mundo, se produjo por primera vez en Cuba en la zafra 81 – 82 en el CAI “Panchito Gómez Toro, en la Provincia de Villa Clara y con posterioridad a esta experiencia se realizaron otras, , en Cuba y en otros países; y desde estos inicios hasta el año 2000 más de 135 motores hidráulicos habían sido instalados en más de 60 molinos en el mundo (Cant, C., 2000)(Pulido, A. & Carvajal, I., 1989).(Shield, A.G. & Cant, C., 1999); (Wendel, L., 1995)(Lewinsky, Bosch Rexroth , Suecia, & Fredriksson, 2016)(Corrales Suárez, 2013). En todos estos trabajos se hace referencia a las grandes ventajas de la hidraulización de los molinos de caña, sin poner énfasis en el ahorro de energía producto de la hidraulización, ni en la influencia de ésta en la fractura por fatiga de los guijos, o sea, en la influencia en la eficiencia y en la fiabilidad del molino.

En el actual Siglo XXI, esta tendencia al empleo del accionamiento hidráulico en el accionamiento de los molinos de caña de azúcar ha continuado en ascenso. Pero no se hace ningún análisis sobre el ahorro de energía, la influencia del accionamiento hidráulico sobre la fiabilidad de los árboles superiores de los molinos. Solo se han encontrado en la literatura estudios de factibilidad económica para la sustitución de los accionamientos mecánicos obsoletos por los nuevos accionamientos hidráulicos. (Noa - Águila, J.G., 2005)

La problemática planteada es muy actual, teniendo en cuenta que en las Demandas de Ciencia y Técnica del MINAZ planteadas en el 2003 se encuentra precisamente la de investigar la hidraulización como una alternativa de accionamiento, además esto es una tendencia en todos los países productores de azúcar de caña. (González & Peña, 2008) (Corrales Suárez, 2013).

En la Universidad de Cienfuegos desde el año 1995 se ha venido trabajando en precisar las expresiones para el cálculo de la potencia consumida por el molino de caña con las características y parámetros de explotación del “tándem” y del molino en particular (Arzola de la Peña, 2003). (Goytisoló, R., Chou, R., Noa, J., & Hidalgo, C., 2005). (Noa - Águila, J.G., 2005)

Cuba, después los procesos de reestructuración azucarera mantiene en producción las 71 Empresas Azucareras más eficientes y capaces de responder a las exigencias de rentabilidad y otros indicadores económicos favorables, 14 se dedican a la elaboración de miel y unas siete se convertirán en museos vinculados a polos turísticos («Nueva óptica en la preparación de la zafra azucarera en Camagüey.», 2002). El desmantelamiento de aproximadamente la mitad de los centrales azucareros, afirman algunos expertos, liberó fondos equivalentes a 900 millones de dólares, aprovechables por las fábricas que continúan moliendo. (Marquetti - Nodarse, L., 2002)

Con el objetivo de caracterizar la situación actual de la capacidad técnico-organizativa y la gestión energética en los CAI de las provincias de Villa Clara y Cienfuegos, se realizó un estudio sobre la eficiencia energética de las empresas azucareras y su impacto en el redimensionamiento por parte de las Universidades, MINAZ, e ICINAZ de estas provincias. Se concluyó que en las principales áreas de las Empresas Azucareras existen inmensas potencialidades para el ahorro de energía tanto térmica como eléctrica (Carvajal, T., 2003) (Valle, T., 2001).

Lograr una buena extracción con una demanda racional de potencia decide definitivamente en el rendimiento de la fábrica, sobre todo, si se tiene en cuenta que una empresa azucarera

que emplea motores eléctricos en lugar de máquinas de vapor en el tren de molinos, consume aproximadamente el 35% de la energía eléctrica que produce (Chinchilla - Varona, M., 1935), (Chinchilla -Varona, 1938), (Gómez, A.L., Ortíz, J.J., & Reyes, M.J., 1995), (Herrera, E., 1995) (Santiesteban Velázquez, 2015) (DeBoeck, 2011). Al elevar el rendimiento de la planta moladora se estará capacitando a la industria azucarera para ser más rentable a través de la venta de electricidad, a la vez que se incrementa en valor agregado del azúcar y se diversifica la agroindustria siguiendo la acertada línea estratégica de desarrollo, trazada por la dirección del país. (Lineamientos 173-174, 2017)

A partir de los planteamientos anteriores es evidente que una parte importante que merece especial atención está relacionada con las oportunidades de ahorro de energía en la planta moladora y en especial con los marcos de referencia en el empleo de los elementos motrices y las transmisiones de los molinos. Las últimas tendencias mundiales, como los molinos de 5 mazas, motores hidráulicos, molinos sobre rodamientos, etc., no se encuentran aún aplicadas en Cuba, a pesar de representar una importante vía para minimizar el consumo de energía del tren de molinos azucareros (Wendel, L., 1995). No obstante, no se refleja en la literatura especializada de forma científica y técnica, cuál es la mejor opción del elemento motriz (térmico o eléctrico) y sobre todo en la transmisión (mecánica o hidráulica) con el objeto de disminuir los consumos de energía en esta importante área e incrementar la exportación de energía eléctrica por parte de la industria azucarera al Sistema Electro Energético Nacional (SEN).

Se afirma entonces que las investigaciones en el área de molienda constituyen un punto medular para sustentar el rendimiento industrial de un sector que constituye un valioso patrimonio de la nación cubana. Teniendo como premisas:

- Que la explotación eficiente de las instalaciones agroindustriales azucareras puede aportar importantes dividendos en el campo energético del país.
- Que las plantas moladoras de última generación que han sido producidas en Cuba que emplean motores eléctricos consumen entre un 30 y un 35 % de la energía eléctrica que produce el central.
- Que el rendimiento mecánico de los molinos cañeros, depende de varios factores que van desde la correcta selección de sus variables de operación hasta el tipo de elemento motriz y fundamentalmente de la transmisión empleada.

- El nivel de incidencia que actualmente representa la diversificación en la sustentabilidad, de la industria azucarera y dentro de esta el papel que juega la cogeneración con el Sistema Electro Energético Nacional (SEN)
- Que no se han hecho estudios comparativos del rendimiento mecánico de las transmisiones y la incidencia de este en el ahorro de energía en el molino, tomando en consideración su elemento motriz y las diferentes variantes de transmisión

En los estudios realizados acerca del empleo de las transmisiones hidráulicas volumétricas en el accionamiento de los molinos de caña de azúcar, que aparecen reflejadas en la literatura consultada, aunque se menciona que el empleo de estas conduce a un ahorro de energía en el molino, no se precisan cifras acerca de cuanto puede ser este ahorro para las diferentes alternativas de accionamiento hidráulico que se pudiera aplicar, no se hace referencia alguna a que incidencia tiene el accionamiento hidráulico en la resistencia a la fatiga de los árboles, ni en el período interinspecciones, en el caso de emplear en estos el examen de ultrasonido como vía para la detección de la presencia de posibles grietas de fatiga, y no se reportan valoraciones técnico-económicas acerca de que variante de accionamiento hidráulico resulta más conveniente emplear desde estos puntos de vista.

Problema Científico: En la industria azucarera cubana no han sido establecidos métodos y procedimientos que permitan valorar las potencialidades de ahorro de energía, ni el pronóstico de vida remanente, en el área del tren de molinos para diferentes variantes de accionamientos hidráulicos.

Hipótesis:

Es posible establecer métodos y procedimientos para el análisis de la potencia consumida y ahorro energético en las Plantas Moledoras de caña de azúcar tomando en consideración las diferentes variantes de accionamiento hidráulico, así como el pronóstico de vida remanentes de una base científico-técnica encada caso.

Objetivo General:

- Obtener expresiones de la potencia demandada por el molino de caña de azúcar en dependencia de la alternativa de accionamiento que se emplee, aplicar el esquema de análisis que considera el árbol superior apoyado sobre la fundación elástica que representa la caña de azúcar para obtener la incidencia que tiene el accionamiento hidráulico en sus diferentes variantes en la resistencia a la fatiga de los árboles y en

la vida remanente del mismo, evaluando técnico-económicamente que alternativa de accionamiento hidráulico es más adecuada en general.

Objetivos Específicos:

1. Analizar el estado actual del arte a nivel nacional e internacional en la temática.
2. Destacar las ventajas que presenta el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar con relación al accionamiento mecánico, que lo hacen una alternativa sostenible desde el punto de vista energético, de la conservación del medio ambiente y de las producciones más limpias para el diseño y modernización de plantas molidoras.
3. Evaluar el ahorro de energía que se produce en una Planta Moladora mediante la sustitución del accionamiento mecánico tradicional para seis variantes de accionamiento hidráulico.
4. Evaluar desde la mecánica de la fractura la vida remanente del guijo mediante la sustitución del accionamiento mecánico tradicional para seis variantes de accionamiento hidráulico.
5. Evaluarlas diferentes alternativas de accionamiento desde el punto de vista técnico-económico para esclarecer cual es la alternativa más racional.

Los **Métodos de Investigación** que serán empleados:

- ✓ Métodos generales: El método hipotético-deductivo al elaborar la hipótesis y proponer nuevas líneas de trabajo a partir de los resultados parciales.
- ✓ El método sistémico para enmarcar el tema de investigación en uno más amplio del análisis de potencia en tren de molinos de molinos azucareros para aplicar métodos computacionales y posteriormente descomponerlo en subsistemas que al unirlos brindan una solución al problema planteado.
- ✓ Método inductivo-deductivo: Mediante el estudio de las características funcionales de los diferentes tipos de accionamiento utilizados en los trenes de molinos de molinos azucareros y de sus transmisiones, con lo cual, es posible deducir modelos matemáticos generales que obedecen a cualquier expresión de potencia en molinos de la industria azucarera y posteriormente comprobarlo mediante el cálculo y la verificación experimental.

- ✓ Métodos matemáticos: El método de análisis para calcular los valores de las diferentes variables que aparecen en las expresiones de cálculo de potencia de molinos azucareros utilizadas en el nuevo modelo
- ✓ Métodos empíricos. El método experimental para comprobar y fundamentar los estudios comparativos entre los cálculos analíticos de potencia y los valores medidos experimentalmente en la industria.

Estructura de la Tesis

Capítulo 1: En el capítulo se describen todas las alternativas de accionamiento que se pueden emplear, incluyendo el accionamiento desde las mazas inferiores y se concluyen en principio cuales serían las ventajas particulares más importantes de cada una de estas alternativas.

Capítulo 2: En el capítulo se realizaron los cálculos de la potencia demandada, ahorro de energía, cargas actuantes, fuerzas internas, tensiones y evaluación de la resistencia a la fatiga de los árboles de los molinos de caña de azúcar con accionamiento mecánico e hidráulico para las diferentes variantes analizadas, aplicando el esquema de análisis propuesto por Arzola

Capítulo 3: En este capítulo se describe el procedimiento para el cálculo de la vida remanente de los árboles de los molinos de caña de azúcar hidraulizados, con grieta circunferencial que es el tipo de grieta más crítica de los dos tipos de grietas que usualmente se describen en la literatura. En el cálculo se utilizan las posibilidades que brinda la Mecánica de la Fractura en cuanto a la determinación de tamaños críticos de grietas y en la determinación de la razón de propagación de grietas. La razón de crecimiento de Paris es utilizada en el modelo de crecimiento de la grieta. La zona que se analiza está ubicada en la media caña del collarín del lado de las coronas, que es la zona más propensa a la falla por fatiga. Son analizados solamente los árboles superiores, por ser estos los más susceptibles de falla por fatiga de los cinco molinos de los diferentes casos de estudio para las variantes analizadas.

Capítulo I Características generales de las Plantas Moledoras de Caña de Azúcar y experiencias en el accionamiento hidráulico.

1.1 El central azucarero.

La caña de azúcar se cosecha en el campo con macheteros o combinadas cañeras y es llevada al central azucarero utilizando carretas, camiones o vagones de ferrocarril. Se pesa y descarga en el basculador y se transporta por medio de transportadores de tablillas a la etapa de preparación, donde se utilizan desfibradoras que trituran la caña sin extraer el jugo o cuchillas picadoras para impactar los tallos para reducirlos de tamaño, también, sin extracción de jugo. La caña así preparada se lleva a la Planta Moledora donde se pasa a través de la desmenuzadora y de una serie de molinos, los cuales separan el jugo de caña que contiene azúcar, del material fibroso de la caña. Para ayudar a la extracción del jugo se adiciona agua, proceso que se conoce como imbibición. El bagazo final es enviado a las calderas, usándolo como combustible para la generación de vapor. El jugo, separado en la etapa de extracción, es enviado a la etapa de proceso para evaporar el agua adicionada y generar cristales de azúcar, que se separan finalmente de la miel que los envuelve en las centrífugas de azúcar. (Proceso de producción de azúcar., 2003)

1.2 Características generales del proceso de trituración y molienda de la caña de azúcar.

Es importante considerar los siguientes parámetros para obtener alto rendimiento en la molienda conservando la pureza de caña cosechada en el campo:

-La caña en campo debe ser cosechada sin quemar para asegurar ausencia de deterioro del tallo de caña debido a la destrucción de la cera protectora y por lo tanto entrada de hongos y bacterias, las cuales aceleran la fermentación de la sacarosa transformándola en reductores no cristalizables.

-Debido a las normas de control ambiental la zafra no deberá intervenir la costumbre de quema porque destruye químicamente el terreno y los insectos beneficiarios de la agricultura.

-La caña sin quemar sin cogollo, antes de ingresar al canal de la corta caña será sometida a una limpieza en seco con el objeto de separarlas impurezas sólidas: tierra, paja y sólidos extraños como piedras y residuos metálicos.

-Se evitará el uso de agua para limpieza de la caña en razón de la contaminación que se produce por la disolución de azúcar y otras materias solubles, las cuales inciden para la

carencia de oxígeno en la vida animal de los ríos y luego adicionalmente en el agua contaminada se presentan dificultades en el proceso para retirar los sólidos tierra, y paja.

-La molienda de caña debe ser realizada inmediatamente, cada día representa un 10 % menor en rendimiento debido al proceso de fermentación que se produce.

-La limpieza de molinos será constante cada 8 horas con biosidas y vapor.

-La maquinaria para la molienda comprenderá el sistema de control automático mediante células fotoeléctricas para la dosificación de caña para asegurar una altura de colchón constante.

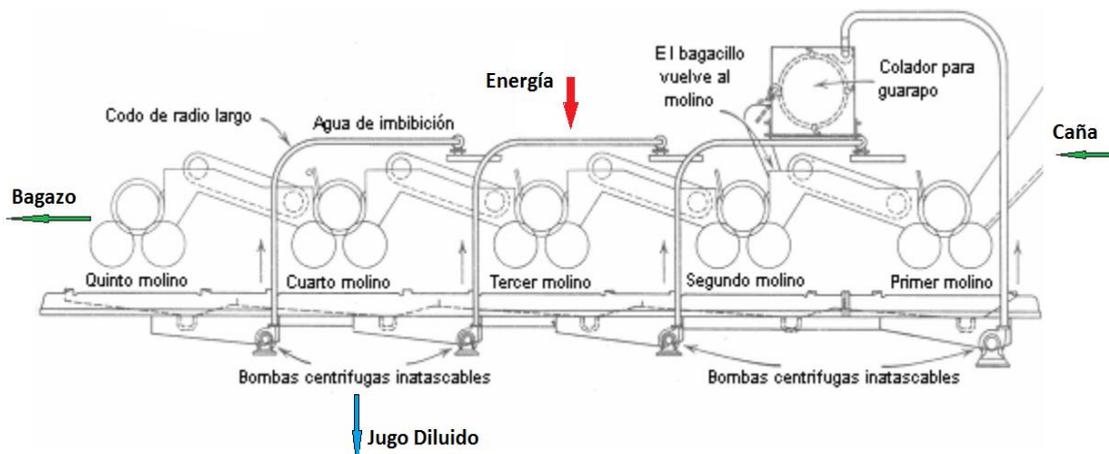
- La preparación de caña constará de dos corta cañas, desfibrador y cinco molinos por lo menos instalada la quinta maza para asegurar alta extracción de sacarosa.

-La imbibición será compuesta en relación al Brix inverso hacia el primer molino. El agua pura será puesta en el último molino para asegurar alta extracción de tal manera que el Brix del último molino no será mayor⁵ dependiendo del valor del Brix de jugo primario y mixto. (Caicedo C, Jorge Medina, 2017) El proceso industrial de producción de azúcar crudo de caña, implica una primera etapa tecnológica que consiste en la preparación de la caña y posterior extracción de la sacarosa que esta contiene. Esto último puede realizarse mediante difusores con o sin molinos de pre extracción, o por el proceso combinado de imbibición y compresión, en los molinos de las plantas moledoras, fenómeno que ha sido estudiado por numerosos autores y que constituye el Objeto de Estudio fundamental del presente trabajo. (Corrales Suárez, 2013).

La caña se pica primero en pedazos más pequeños en uno o dos juegos de cuchillas picadoras, y posteriormente se tritura hasta convertirlas en pedazos muy pequeños de bagazo de caña en la Planta Moledora. El propósito de la Planta Moledora es extraer el jugo de caña o guarapo que continúa en el proceso hasta convertirse en azúcar.

El consumo de energía de una Planta Moledora de caña de azúcar depende de muchos factores: eléctricos, mecánicos (diseño del molino); operacionales presiones hidráulicas, ajustes de los molinos, nivel de imbibición y temperatura del agua de imbibición); características de la caña que entra al molino (masa, fibra en caña, variedad y preparación), etc. (Hugot, E., 1986)(Rosero, E. & Ramírez, J., 2009)(Corrales Suárez, 2013). Una de las vías para disminuir los costos del proceso de producción de azúcar crudo de caña, es disminuir las pérdidas de sacarosa en bagazo y el consumo de energía en la Planta Moledora. El empleo de altas presiones hidráulicas en los molinos influye negativamente

en la capacidad del molino, aumenta el costo de operación y de mantenimiento, así como la extracción de no azúcares (Hugot, E., 1986)(Corrales Suárez, 2013). Una Planta Moledora de Caña de Azúcar está compuesta generalmente de 5 o 6 molinos en cascada, como se muestra en la Figura 1.1. Cada molino en Cuba, consta de 4 mazas, tres mazas de extracción y la cuarta maza es alimentadora. La caña preparada por las picadoras y/o desfibradoras se alimenta al primer molino por medio de un transportador de velocidad variable, para ajustar su velocidad al volumen de caña que se está procesando. El bagazo resultante del primer molino se alimenta al siguiente por medio de un transportador que opera a velocidad fija y así sucesivamente hasta el sexto. El bagazo que sale del último molino se lleva a calderas como combustible. A la entrada del último molino se adiciona agua de imbibición para diluir el jugo y extraer la sacarosa que contiene el material fibroso; el contenido de jugo que resulta de cada extracción, se envía al molino anterior y así sucesivamente hasta el segundo.(Kent, G. A., 2011), (Akhtar,N. & Mahmood, Z., 1997), (Lloyd, T., Eastment, S., & Mitchell, P., 2010), (Minyue F. & Goodwin, G., 2000)(Rosero, E. & Ramírez, J., 2009)



**Figura 1.1 Diagrama de Flujo de una Planta Moledora de cinco molinos de cuatro masas.
Tomado de (Rosero, E. & Ramírez, J., 2009))**

El contenido de jugo extraído por el primero y segundo molino es enviado a la etapa de proceso donde se producirán los cristales de azúcar. El bagazo es alimentado a la tolva de alimentación (tanque de sección transversal rectangular destinado a la canalización).

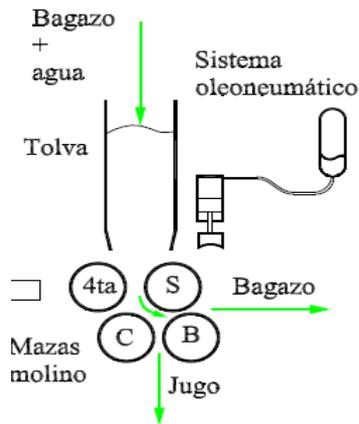


Figura 1.2 Esquema de la Tolva de alimentación del molino y del sistema oleo neumático mediante el cual se aplica la presión en las chumaceras a la maza superior. (Tomado de (Rosero, E. & Ramírez, J., 2009))

En la batería de molinos, producto de la rotación de las mazas y la aplicación de presión a la maza superior, el bagazo pasa a través de los molinos y se extrae el jugo. La Figura 1.3 muestra el esquema de un molino de caña típico con transmisión mecánica tradicional.

Para reducir el deslizamiento del bagazo con las mazas y la reabsorción (proceso en el cual, el jugo que ha sido extraído por el molino, es absorbido nuevamente por el bagazo saliente) los estudios realizados demuestran que la máxima velocidad tangencial de la maza superior es 300 mm/s ya que por encima de esta velocidad se genera un mayor coeficiente de reabsorción y deslizamiento entre el bagazo y las mazas. (Hugot, E., 1986), (Rosero, E. & Ramírez, J., 2009)

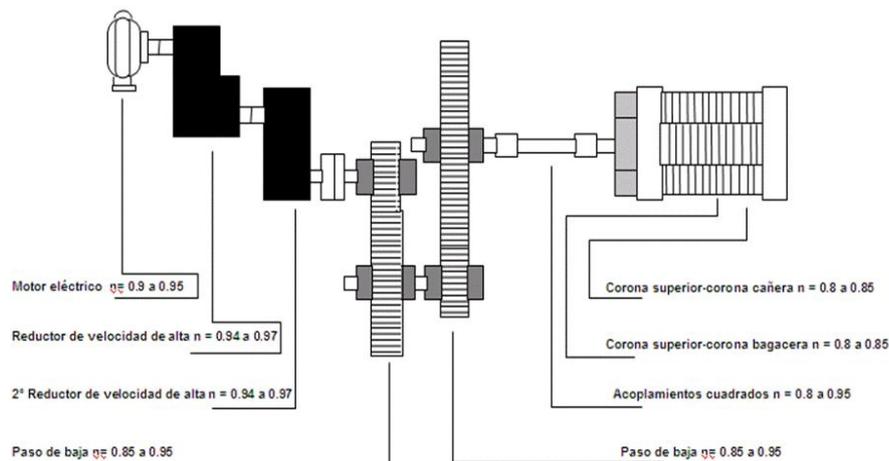


Figura 1.3 Esquema de la transmisión de un molino típico con accionamiento mecánico tradicional, donde se aprecia la gran cantidad de elementos mecánicos en la transmisión. (Tomado de (Maranges -Vázquez, J., 2013))

El rendimiento del área de molienda puede ser decisivo, pues lograr una buena extracción de jugo con una demanda racional de potencia decide definitivamente la eficiencia de la fábrica de azúcar en general, Teniendo en cuenta que los centrales azucareros en la actualidad son capaces de autoabastecerse de energía eléctrica en el periodo de zafra. La incidencia del tipo de accionamiento y la forma en que se transmite la potencia generada hasta los molinos repercute pues en los costos que se deben de tributar a la empresa suministradora de la energía eléctrica(Anadharaj, R., 1992).

Los accionamientos que se han utilizado tradicionalmente en los molinos azucareros han sido aquellos que utilizan la energía del vapor–máquinas térmicas, o los que utilizan la energía eléctrica–motores eléctricos, los cuales, debido a la velocidad que desarrollan de 40 a 75 r/min, en el caso de las máquinas de vapor, de 3 000 a 6 000 r/min, en el caso de las turbinas de vapor, y de 600 a 1 200 r/min, en el caso de los motores eléctricos, ha sido necesario usar de transmisión mecánica para reducir su velocidad hasta un valor que va de 3 a 6 r/min, la cual es la velocidad de los árboles de los molinos azucareros. Esto ocasiona que exista una gran pérdida de energía en la transmisión y por consiguiente se incrementa el costo del proceso de fabricación de azúcar.

Refiriéndose a otras latitudes geográficas desde hace varias décadas se han comenzado a desarrollar trabajos de importancia en varios países del tercer mundo sobre todo en América Latina (Brasil, México, Colombia, entre otros) que se han unido a los que han sido desarrollados en Sudáfrica, Australia, la India y en países desarrollados como Inglaterra y los Estados Unidos y que han enriquecido la actividad científica del universo azucarero.

En el aspecto temático se ha demostrado que es el molino el equipo y uno de los aspectos técnicos de la industria sobre el que menos se ha publicado, lo que se nota desde los trabajos iniciales. (Anadharaj, R., 1992), (Vélez, E. J., 2001)(Corrales Suárez, 2015). Cuando se revisa cualquier publicación azucarera se encuentran muchos trabajos dedicados al aspecto agrícola y los menos a la industria (Díaz, A. & Iglesias, C., 2012) .

En el campo industrial mucho más de la mitad de los trabajos se refieren a las características del proceso que va desde el jugo hasta el azúcar así como a los derivados, una buena parte del resto trata la temática de la generación y usos del vapor y el resto se refiere al mantenimiento, a la manipulación de sólidos dentro de la industria, al área de recepción y preparación y a los molinos(Bhad, S.B., 1988), (Barquet, H. & Sean, J., 1993), (Mayo, P., 1988). Aún más escasos son los trabajos relacionados con el consumo de

potencia en los molinos y la mayoría de ellos se refieren a mediciones desarrolladas, o a exponer teóricamente la influencia de algunos factores sobre la variable de la potencia instalada y de su consumo por parte de estos equipos(Gil, J. M., Nápoles, O., & Remedios, P., 2011), (Goytisoló, R., Águila, N., Arzola, J., 2012)(Corrales Suárez, 2013)(Santiesteban Velázquez et al., 2015)(Rosero, E. & Ramírez, J., 2009)(Corrales Suárez, NápolesGonzález, Rodríguez Peña, Remedios Castañeda, 2014)(Corrales Suárez, 2014) , (Kent, G. A., Bogando, N. R., & Mckenzie, J., 2006), (Salazar - Santos, L., 2003).

Por eso puede afirmarse que esta temática está necesitada de una recopilación profunda que resuma los trabajos publicados, los analice críticamente y se plantee una proyección futura de la actividad a desarrollar planteó un aumento significativo del consumo específico de potencia (HP/100@s de caña) cuando se aumentaba la capacidad en un 25%, en este sentido ha podido comprobarse posteriormente que cuando los aumentos de capacidad son discretos y lógicos se obtiene más bien una disminución del consumo específico(Hofmann, E.J., Nielsen, B., & Miceniery, P.M., 2002), (Thaval, O. P. & Kent, G., 2012).(Mayo, J.R., 1929)(Cárdenas Méndez, 2003). Es conveniente aumentar la velocidad sobre la base de aumentar el diámetro de las mazas ya que con esto aumenta el período de compresión del bagazo. (Mayo, J.R., 1929) llegó a proponer una expresión para calcular el comportamiento de distintos tandems, pero en lo que se refiere a la extracción.(Mayo, J.R., 1937)(Cárdenas Méndez, 2003) en trabajos posteriores critican la afirmación de (Tromp, L.A., 1931) de que el consumo de potencia del molino es solamente de naturaleza friccional y, mediante una demostración matemática llega a la conclusión de que en la extracción de jugo se gasta alrededor de un 36% del consumo total de potencia en el molino, pero no relacionó experiencias prácticas sobre la comprobación de la veracidad de esta afirmación ni la forma en que llegó a esta conclusión.

Se enumeran los distintos trabajos de perfeccionamiento que había realizado en el proceso de molienda, donde se logró aumentos sustanciales de la capacidad sin perjuicio de la extracción mediante un aumento de las velocidades, un aumento de las ranuras de drenaje, aumento de las presiones, mejoras en la alimentación mediante la utilización de rodillos compresores y mejoras en la imbibición. Pero no hace referencia al consumo de potencia, que debe haber aumentado sustancialmente.(Tromp L.A., 1956), (Chinchilla - Varona,. M., 1935) ,de igual modo se investigó la influencia de la altura de la cuchilla en el consumo de potencia aunque midió ésta en una máquina que movía al mismo tiempo varias unidades y no lo desarrolló sobre una base científica sino sobre todo a partir de observaciones y

mediciones prácticas que además son bastante difíciles de realizar en una máquina de vapor.(Chinchilla - Varona, M., 1935), (Díaz -Compañía, J., 1993)(Corrales Suárez, 2015)(Alcántara Valladares, 2008)

(Chinchilla - Varona. M., 1935)desarrolló un trabajo muy interesante en el cual destacó que aunque el consumo de potencia aumentaba con la velocidad, no lo hacía de una forma lineal, también estableció curvas para medir el consumo de potencia en función de la velocidad y desarrolló las mediciones en tres condiciones: en vacío, con el colchón de bagazo atravesando el molino, pero sin presión aplicada y en una molido normal. Para una molido de 1 890 @s de fibra/hora, con 95% de extracción, 180% de agua de imbibición con relación a la fibra, en un sexto molino, con 440 toneladas cortas de fuerza hidráulica total y para una velocidad de 50 pies/min reportó valores de 1,03 kW-h/@ de fibra (equivalentes a 89,6 kW-h/t de fibra). Este valor es muy elevado aún para un "tándem" completo por lo que puede existir algún error en ese sentido. Otro aspecto importante que desarrolló en el trabajo es la enumeración de los elementos friccionales que intervienen en el consumo de potencia entre los cuales enumeró dos fuerzas: una "fuerza debida a la fricción mecánica", que subdividió a su vez en fricción en las chumaceras, de los raspadores y la cuchilla central con las mazas, de las tapas superiores de la chumacera de la maza superior al deslizar contra la quijada de la virgen (es el único autor que ha enumerado este aspecto), fricción en los acoplamientos y en la transmisión y en las coronas. A la otra fuerza la denominó la fricción del bagazo y la subdividió en: fricción del bagazo al pasar por la cuchilla central y los raspadores y fricción y desgarramiento del bagazo debido a la diferencia de diámetros de las mazas (tampoco este elemento es citado por ningún otro autor). En realidad, este trabajo tiene un gran interés desde el punto de vista conceptual teórico, pero en las condiciones de la época era muy difícil establecer determinaciones de valores prácticos por el poco desarrollo alcanzado en los instrumentos de medición. Además, señala que en Java se habían calculado valores de 100 HP (aproximadamente 80 kW) por tonelada corta de fibra por hora para "tándems" de 17 mazas y en Hawái se habían calculado para esas mismas condiciones valores de hasta 160 HP (unos 119 kW) por tonelada corta de fibra por hora para "tándems" muy similares, lo que demuestra la variabilidad de los resultados en distintos países, pero también puede ser un indicador de la inexactitud de los cálculos y las determinaciones. Destacó que los factores que afectan el consumo de potencia en un molino son la velocidad, la presión, la cantidad de fibra por unidad de tiempo, así como la naturaleza de la misma, el ajuste de las mazas del molino, la

eficiencia de la transmisión y también las características constructivas y de montaje de los raspadores y de la cuchilla central. En cuanto al "setting" señaló que, si se mantienen determinados valores de masa de bagazo por unidad de volumen descrito, en dependencia del molino de que se trate, dentro de pequeñas variaciones, estos ajustes no tienen una influencia muy marcada en el consumo de potencia del molino. Con esto se planteó un criterio importantísimo: es necesario que el setting esté bien calculado para que no tenga una influencia excesiva sobre el consumo de potencia.

Debido a la mejora en la eficiencia energética y al alto desempeño dinámico logrado en la actualidad con motores eléctricos de inducción, los ingenios están cambiando los accionamientos térmicos compuestos por máquinas de vapor o turbinas de vapor por motores eléctricos. El motor puede girar a velocidades menores (1 200, 900 o 600 r/min) que la turbina (3 000 a 6 000 r/min), con una relación de transmisión más pequeña, con menos transmisiones mecánicas y menores pérdidas friccionales. Este proceso de sustitución se ha venido realizando en Cuba desde el año 2002. (Reordenamiento empresarial en la industria azucarera cubana., 2002) , (Rosero, E., 2006), (Rosero, E. ,Ramírez, J., 2009) .

Las estrategias actuales de control de molinos se utilizan para dar seguridad de operación y no para optimizar el proceso. Para mejorar el desempeño dinámico y optimizar la operación del tren de molinos se requiere diseñar estrategias de control que permitan que la varianza de las variables controladas, par y compactación, sean bajas alrededor de los valores de referencia, para extraer mayor cantidad de jugo cuidando las transmisiones mecánicas, ya que al reducir la amplitud de variación del par se reduce la posibilidad de generar falla por fatiga en los elementos mecánicos.(Landau, I. & Rolland, F., 1994),(Rosero, E. & Ramírez, J., 2009)

1.3 El accionamiento hidráulico.

En términos generales se entiende por transmisión hidráulica volumétrica, o simplemente transmisión hidrostática, a la cadena de transformación de diversas formas de energía, utilizando aceite a presión, para obtener como resultado final, un par de torsión y una velocidad angular, que puedan ser aprovechados en alguna aplicación industrial. Es diseñado como un circuito de ciclo cerrado. Consiste en una bomba hidráulica, motor eléctrico y un motor hidráulico. Este sistema de accionamiento para los molinos de caña hace que el aceite de la bomba hidráulica fluya desde el punto de salida de la bomba hasta el punto de entrada del motor hidráulico, evadiendo así las transmisiones mecánicas por engranajes (Figura 1.4).

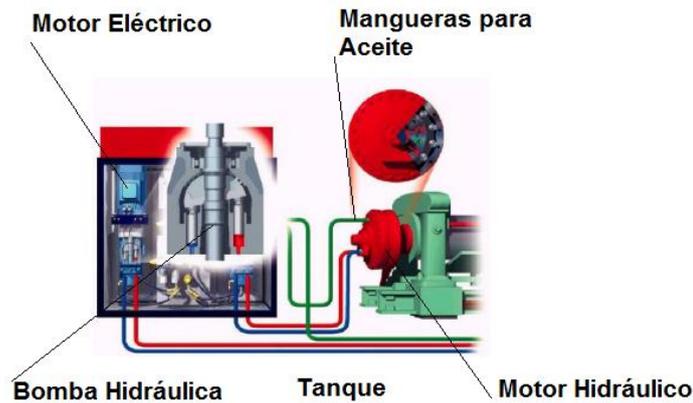


Figura 1.4 Accionamiento eléctrico con transmisión hidráulica.

(Tomado de (Lewinsky,J., Grassmann,P., & Kallin, T., 2011)

Por lo tanto, el sistema hidráulico de potencia de una transmisión hidrostática, tendrá como componentes principales: a una bomba de émbolos con desplazamiento axial resistente a altas presiones de trabajo y a un motor hidráulico de émbolos con desplazamiento axial o radial, dependiendo si se desea alta velocidad angular y bajo par de torsión o bien baja velocidad angular y alto par de torsión.

Los componentes auxiliares para el control de la presión, el control de la velocidad, monitoreo de las diferentes variables, carga del sistema, enfriamiento, etc., complementan lo que en la actualidad representa, la forma más versátil de transmisión de potencia, la transmisión hidrostática. (Figura 1.5) (Figura 1.6)



Figura 1.5 Foto de un motor hidráulico de pistones radiales como los utilizados en el accionamiento de los molinos. (Tomado de www.hagglunds.com)



Figura 1.6 Foto de un tren de molinos accionado por motores hidráulicos.

(Tomado de (Lewinsky,J. et al., 2011))

Un esquema más simplificado de una transmisión hidráulica, se muestra en la Figura 1.7.

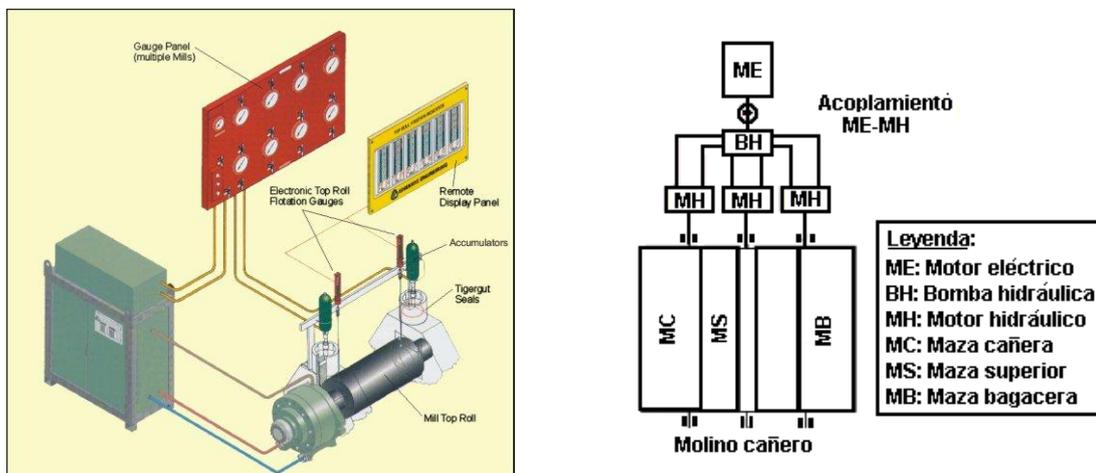


Figura 1.7 Esquema simplificado de una transmisión hidrostática.

(Tomado de(Rosero, E., 2006))

1.4 Experiencia sobre el accionamiento hidráulico de las mazas de los molinos de caña en la industria azucarera cubana.

1.4.1 Experiencias en el Central Azucarero “Panchito Gómez Toro”.

Existen dos experiencias notables en el uso de sistemas hidráulicos como elemento motriz en los molinos de caña de azúcar, las cuales fueron ejecutadas en este Central Azucarero.

La primera de estas fue la primera experiencia mundial en el empleo de las transmisiones hidrostáticas y se realizó en este Central Azucarero “Panchito Gómez Toro”, en la zafra 81-82 a raíz de la cual se realizó un trabajo de evaluación sobre el funcionamiento de estos sistemas por el diplomante Ramón Aday Berovides tutorado por el Ing. Félix Pérez

Egusquiza Especialista de la Delegación Provincial del MINAZ en Villa Clara, con la participación de especialistas suecos de la Firma Hagglunds.(Aday, R. ,Félix - Pérez, E., 1982),(Febles Véliz, 2016)

En esa ocasión la prueba no se realizó en condiciones reales de trabajo debido a que no se pudo aplicar presión hidráulica en la maza superior, pero sí dio una idea de cómo debe ser el comportamiento en condiciones reales. La experiencia consistió en hacer girar mediante tres motores hidráulicos Hagglunds, a cada maza, a velocidades diferentes, de esta forma se investigaron varias combinaciones de velocidades de giro de las diferentes mazas y se obtuvo una conclusión importante: que en el accionamiento era posible variar por separado la velocidad de giro de cada maza para investigar en qué condiciones se produce una mayor extracción o un mínimo consumo de energía. Lograr las diferentes velocidades con este sistema motriz es muy fácil, sólo hay que poner a girar los motores hidráulicos a la velocidad deseada, pues cada uno está acoplado individualmente a cada maza.

La segunda experiencia en la instalación de motores hidráulicos en este central azucarero fue en el desmenuzador y primer molino, la cual fue objeto de la investigación llevada a cabo por el Ing. Juan Francisco Abón Rodríguez se realizó en la zafra84-85 y para la misma se aprovechó la instalación existente de los molinos que tienen para su funcionamiento motores hidráulicos; los molinos son el desmenuzador y el primer molino. El fin perseguido en este trabajo fue el de evaluar el comportamiento de dichos molinos, fijando velocidades relativas entre distintas mazas (superior, cañera y bagacera) y analizar su comportamiento en lo que refiere a preparación de la caña, consumo de potencia y extracción.(Abon, J.F., 1986)

La potencia mínima se logra cuando la presión hidráulica es baja y cuando la velocidad de la maza bagacera es mayor que la de la maza cañera y al mismo tiempo cuando la velocidad de la maza superior es mayor que la de la maza cañera.

El mayor % de extracción del molino desmenuzador se logra cuando se incrementa la presión hidráulica y cuando la velocidad de la maza bagacera es mayor que la cañera y a su vez la de estas dos es mayor que la de la maza superior.

En el molino 1 se logra el mayor % de extracción cuando se incrementa la presión y cuando la velocidad de la maza superior es mayor que la de la bagacera y estas dos mayores que la cañera.

El mayor incremento del grado de desmenuzamiento que realizan los dos molinos se logra cuando se incrementa la presión hidráulica y cuando la velocidad de la maza superior es mayor que la cañera, y a su vez la maza cañera tiene más velocidad que la bagacera.

De estas posibles combinaciones se puede elegir una combinación de compromiso donde se consideren los tres aspectos y se obtenga un resultado satisfactorio.

1.4.2 Experiencias en el CAI “Puerto Rico Libre”.

Los diplomantes Abel Pulido González e Iván Carbajal Díaz del ISAI “Camilo Cienfuegos” realizaron una investigación acerca de la potencia consumida por los motores hidráulicos encargados de transmitir el movimiento al cuarto molino del “tandem”, evaluando presión, velocidad de las mazas, consumo de energía eléctrica y torque, todo en vista a lograr una mayor eficiencia y productividad del azúcar y al mismo tiempo resaltar la importancia de poner en explotación los sistemas motrices hidráulicos instalados en la industria azucarera.(Pulido, A. & Carvajal, I., 1989)

Lo primero que se realizó fue la regulación, tanto de la maza superior e inferior, así como del alimentador, a las revoluciones que se deseaban, después se reguló la presión sobre la maza superior, a continuación, se tomaron los valores de corriente en los motores eléctricos con un jucón y simultáneamente se tomaron de los relojes del equipo hidráulico los valores de presión de trabajo de ambas mazas y del alimentador, así como la presión auxiliar.

Las mazas superiores e inferiores utilizaron reductores planetarios Lohmon GPC 225 con relación de transmisión $i = 238,515$ y motor hidráulico A2F500 del tipo de pistones axiales que posee en desplazamiento de $0,51/\text{rev}$ y entregan un torque de $7,95 \text{ Nm}/\text{bar}$.

El alimentador utilizó un reductor planetario (Thyssen 1702-GR-710) con relación de transmisión $i = 19,28$ e hidromotor de pistones radiales HD-42-D4700 con desplazamiento de $4,71/\text{rev}$ que entrega un torque de $75 \text{ Nm}/\text{bar}$.

La principal conclusión estuvo vinculada al hecho de que se demostró que el alimentador (cuarta maza) no consumía tanta potencia como se suponía.

1.4.3 Experiencias en el CAI “España Republicana”.

No obstante a la larga experiencia que la industria azucarera posee en utilización de alimentadores forzados en molinos de caña. Tampoco se había podido lograr conocer realmente el consumo de potencia y el torque de un alimentador, (lo que se confirmó en la experiencia anterior) por lo que siempre aparecía adicionada esta potencia al consumo total

del molino, por ello, con la utilización de los motores hidráulicos se pudo conocer el consumo de potencia de este elemento del molino de caña, se logró determinar su consumo directamente con distintos regímenes de explotación y se logró variar velocidades y con ello mejorar las posibilidades tecnológicas de la alimentación. Dicho Central Azucarero resultó ser el primero en el país en comprobar experimentalmente cual es realmente el mínimo de revoluciones adecuados para los alimentadores en el proceso de molienda. Esto fue posible variando una serie de parámetros tales como: revoluciones del alimentador y tomando como datos experimentales la presión de trabajo del motor hidráulico y la presión auxiliar. Después de obtenidos todos los datos se calculó el momento torsor y la potencia necesaria desarrollada por los hidromotores para un determinado número de revoluciones.

Las revoluciones se fueron variando desde 4 hasta 7,5 rpm , como puede apreciarse se movió desde un 100% hasta un 175%, pero a partir de un 130% se aclaró que para ningún valor de revoluciones se observó atoramiento del molino ni hubo cambios bruscos en la pol del bagazo; se pudo plantear una caída cada vez mayor del bagazo y un aumento de la potencia desarrollada por los motores hidráulicos, por lo cual se recomendó que las revoluciones más eficientes para alimentadores oscilan entre un 115% y un 125% con respecto a la velocidad de los molinos. Se recomendó analizar más este planteamiento ya que fue determinado manteniendo la presión sobre la maza superior a 3 000 lbs/plg².

Luego se analizaron los alimentadores trabajando en vacío para saber cuál era el comportamiento de los motores en cuanto a la potencia desarrollada con respecto a la fuerza de fricción de los cojinetes; estas pruebas se realizaron variando las revoluciones del alimentador desde 3 hasta 7,5 r/min. Se llegó a la conclusión que el consumo de energía eléctrica y la potencia se mantuvieron constantes, por lo que los cojinetes no ejercían ninguna influencia sobre la potencia de los motores.

1.5 Experiencia de hidraulización en otros países

Según señala Cant, con posterioridad a la primera experiencia mundial en hidraulización de molinos de caña realizado en Cuba donde se emplearon los Motores Hidráulicos “Hagglunds” fabricados en Suecia, se continuaron realizando otras experiencias en diversos países productores de caña de azúcar. En el año 1983 aparecieron en el mercado Motores Hidráulicos “Marathón” de pistones radiales, de alto torque y baja velocidad. El primero de este tipo fue instalado en Colombia en el año 1986. Desde esa fecha hasta el año 2 000, más de 135 motores de este tipo habían sido instalados en más de 60 molinos en el mundo.(Cant, C., 2000)

Los sistemas son diseñados en circuito cerrado y se emplea una bomba de cebado para compensar las fugas con presión de 10 - 12 bar y una capacidad de 15 – 30% de la capacidad de la bomba principal.

Según estas experiencias se confirma la alta eficiencia de estos sistemas, su baja inercia y elevada controlabilidad. En ellos se eliminan todos los reductores.

Otra experiencia referida por Shield es la del Central Victoria en Australia, donde se emplearon dos motores Hagglunds MB 2400, de 14 rpm y 2 400 Nm/bar, uno a cada lado de la maza superior, usando la transmisión tradicional (coronas) entre la maza superior y las mazas cañeras y bagaceras. (Shield, A.G. & Cant, C., 1999)

La utilización de motores hidráulicos MA-1600 de 25 rpm 1 600 N-m/ bar se acoplaron mediante transmisión por engranaje a las mazas, la eficiencia total de los motores fue del 96%, en esta experiencia el incremento de la capacidad de molida fue de 830 a 1 230 toneladas de caña por hora.

1.6 Experiencias en el accionamiento eléctrico independiente.

En el año 1995 el Ing. Edmundo Herrera, de la delegación Provincial del MINAZ en Matanzas, confeccionó un documento refiriéndose a la posibilidad del movimiento eléctrico individual por mazas en los molinos como un futuro predecible (Herrera, E., 1995). Cuando el ingeniero analizó la posibilidad del acoplamiento de motores eléctricos a reductores planetarios para el movimiento individual de cada maza se mostró muy optimista porque consideraba que de esta forma se podían obtener grandes variaciones de velocidades con los motores eléctricos por cascada subsincrónicos que se estaban usando para esteras de caña e incluso, no descartó la posibilidad de la utilización de sencillos motores jaula de ardilla cerrados, ya que el control de velocidad de éstos no era una condicional fundamental de acuerdo a nuestras técnicas de molida. En cambio, en estudios realizados posteriormente se comprobó que no era muy factible la implantación de estos sistemas debido a que, para mover cada una de las mazas de un molino típico del país sería necesaria una potencia mayor de 100 kW. Si nos remitimos a un catálogo de motores eléctricos de la firma JEUMONT-SCHNEIDER, francesa, posibles suministradores, para mostrar a grandes rasgos las dimensiones y el peso de estos motores tipo jaula de ardilla tendríamos.

Tabla 1.1 Características de los motores.

Tipo de motor	Potencia(kW)	Dimensiones en (mm)			Peso(kg)
		largo	ancho	alto	
FNCA 315S6	103	1 273	560	897	982
FNCA 315L8	126	1 388	560	897	1 224
FNCA 315L6	151	1 388	560	897	1 230

Resulta que para mover individualmente cada maza de un molino es necesario que el elemento motriz quede suspendido en la espiga de la maza. Según la relación de motores que citamos anteriormente vemos que ya acoplados a un reductor planetario superan la tonelada de peso que sin dudas el momento flector que generaría la enorme maza colgante ocasionaría irregularidades en el funcionamiento de la transmisión, pues el acoplamiento de la espiga sería poco seguro al igual que la unión entre motor y planetario, Además la libre flotación de la maza superior podría verse afectada por este gran peso.

1.7 Alternativas en el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar.

En la literatura consultada donde se reflejan las experiencias sobre el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar y en la documentación disponible impresa y en Internet sobre este particular se relacionan dos alternativas básicas que son:

- Accionamiento hidráulico desde la maza superior, manteniendo las coronas.
- Accionamiento hidráulico independiente desde las diferentes mazas.

El accionamiento hidráulico desde alguna de las dos mazas inferiores solo se reporta en la literatura en los trabajos realizados por Noa y Goytisoló (Noa - Águila, J.G., 2005), (Carrasco - La Rosa, L., 2011) , dichas alternativas son :

- Accionamiento hidráulico desde la maza cañera, manteniendo las coronas.
- Accionamiento hidráulico desde la maza bagacera, manteniendo las coronas.
- Accionamiento hidráulico desde la maza superior con dos motores acoplados a cada lado, manteniendo las coronas.
- Accionamiento hidráulico independiente desde las diferentes mazas con dos motores acoplados en la maza superior, a cada lado.

Las cuáles serán caracterizadas en sus aspectos esenciales, donde se destacan en particular las ventajas y desventajas específicas de cada variante de accionamiento, independientemente de las ventajas generales descritas anteriormente, la mayoría de las

cuales son comunes a todas las alternativas de accionamiento hidráulico y serán analizadas en los capítulos posteriores del presente trabajo.

Las transmisiones hidrostáticas son aquellas que impulsa a un molino de caña, mediante el uso de uno o dos motores hidráulicos con o sin reductor de velocidad, instalados en uno o ambos extremos del árbol principal de la maza superior. Esta a su vez impulsa a las dos mazas inferiores, mediante las coronas colocadas en las tres mazas.

La decisión de instalar uno o dos motores hidráulicos con o sin reductor de velocidad se toma en base al tamaño del molino, del espacio disponible en ambos lados del tandem de molienda, de las ventajas que se pudieran obtener desde el punto de vista de la resistencia a la fatiga del guijo y en definitiva de los resultados del análisis técnico económico en general. El uso de un motor hidráulico con o sin reductor de velocidad instalado en cada una de las mazas independientemente (Lewinsky. et al., 2011). En la maza superior pueden instalarse dos motores hidráulicos, similares a los de la maza, uno a cada lado.

Los motores hidráulicos, van instalado directamente en el eje de cada maza, por lo que se eliminan completamente las coronas entre mazas y se obtiene la mayor eficiencia posible.

Las principales ventajas que tiene este tipo de transmisión respecto a los accionamientos tradicionales son:

1.8 Ventajas del accionamiento hidráulico sobre el accionamiento mecánico.

Del análisis de todas las experiencias anteriores, en el presente trabajo, se exponen las ventajas del accionamiento hidráulico en los molinos de caña de azúcar, destacadas por diferentes autores, que evidentemente la convierten en una alternativa muy atractiva y sostenible desde el punto de vista de la conservación del medio ambiente y de la obtención de producciones más limpias.

En la Figura 1.8 se observa una comparación entre la estructura tipificada de un molino de caña de azúcar accionado mecánicamente, donde se puede apreciar el gran tamaño y la complejidad del sistema de transmisión de potencia desde el motor eléctrico o la turbina de vapor hasta el molino y el esquema de un molino accionado hidráulicamente donde en contraposición, se aprecia el pequeño espacio requerido y la simplicidad del sistema. De análisis de las experiencias existentes en el mundo en hidraulización de molinos de caña se pueden deducir las ventajas descritas a continuación, todas ellas vinculadas de una u otra forma al logro de producciones más limpias, sintetizadas en el trabajo (Goytisolo, R. et al., 2005)(Silva Balocchi, 2013)(Pérez - Egusquiza, F., 1981)

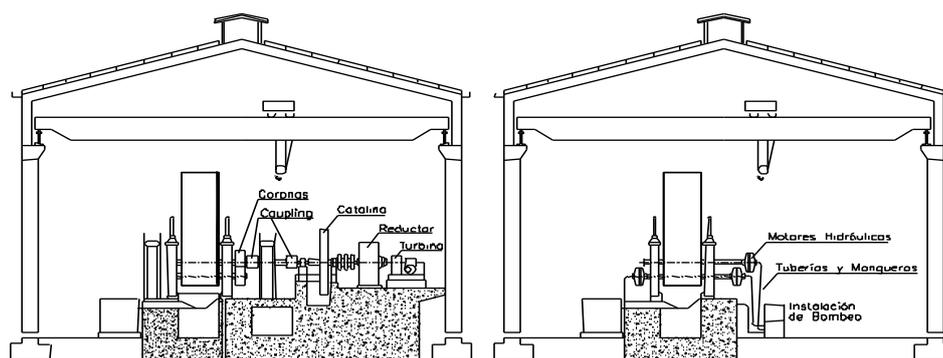


Figura 1.8 Esquema de un molino de caña de azúcar con accionamiento mecánico e hidráulico respectivamente. (Tomada de (Pérez - Egusquiza, F., 1981)

Mediante esta sustitución se logran las siguientes ventajas:

- ✓ Se eliminan los voluminosos motores o turbinas y los voluminosos reductores y trenes de engranes, que en volumen resultan mayores que los propios molinos. El área y volumen que ocuparía una Planta Moledora se reduciría en más de la mitad de la de las Plantas actuales, además se elimina el costoso mantenimiento de estos equipos.
- ✓ Para las Plantas Moledoras de nueva construcción se reduciría el volumen de hormigón de las bases de 2 000 m³ a sólo 800 m³ · (Rogelio Chou Rodríguez, 2004)
- ✓ Se eliminan los tradicionales acoplamientos cuadrados de hierro fundido que cada día más constituyen un renglón creciente en el costo de mantenimiento. Cada año se consumen en el país alrededor de 1 400 de estos acoplamientos con un costo aproximado de 2 800 000 dólares. Además, estos acoplamientos producen en cada zafra un elevado tiempo perdido (0,10% de zafra). Además, estos contribuyen a disminuir la facilidad de libre flotación de las mazas superiores, afectando la eficiencia en la extracción. (Rogelio Chou Rodríguez, 2004)
- ✓ Se eliminan las tradicionales coronas que con las nuevas exigencias de molienda cada día duran menos y producen grandes roturas y grandes costos de lubricantes. Cada año se gasta en el país alrededor de 580 coronas con un costo de 1 600 000 dólares. Se puede considerar que para lubricar las coronas ahora se gasta alrededor de 200 000 galones de lubricantes por año con un costo de 112 000 USD. Además, las coronas producen en cada zafra

un tiempo perdido de alrededor de 0,05%; pero además las reacciones de las coronas en operación tienden a producir flotaciones irreales con un marcado efecto en la eficiencia de la extracción. Para lubricar trenes de engranes se gastan en el país aproximadamente 230 000 galones de lubricantes por año con un costo de 130 000 USD. Desde el punto de vista de la conservación del medio ambiente todos estos desechos no degradables resultantes de la explotación de los molinos de caña de azúcar se eliminan en el accionamiento hidráulico, ya que aunque estos emplean líquido hidráulico, los circuitos son cerrados y se repone sólo una muy pequeña parte del líquido empleado.(Fukunaga, K., 1990)

- ✓ Al eliminar los reductores, engranes, coronas y los acoplamientos de molinos esa área, prácticamente intransitable por el agua y la grasa en todas las Plantas Moledoras, se convertirá en un área limpia la cual facilitaría los mantenimientos e inspecciones.
- ✓ La eliminación de engranes, acoplamientos y coronas produce una disminución de alrededor del 20% de la energía consumida en los molinos, lo que se evaluará en la segunda parte de este trabajo y que constituye un resultado importante desde el punto de vista de la sostenibilidad del proceso de producción de azúcar, teniendo en cuenta sobre todo que una parte importante de la energía consumida se genera en la actualidad con biomasa en las propias fábricas de azúcar. La hidraulización debe contribuir a que esa parte sea mayor.
- ✓ La rotura de guijos, que cada día se incrementa más y que un 90% corresponde a los árboles superiores de molinos debido a que a través de ellos se trasmite el 50% de la potencia del molino, prácticamente desaparecería. Cada año se cambian por roturas en servicio y después por fisuras en reparaciones unos 200 guijos en el país con un costo de 1 280 000 USD. El tiempo perdido imputable a roturas de guijos es aproximadamente 0,10% de zafra.
- ✓ Este tipo de accionamiento permite una fácil y más racional estandarización. Además, teniendo estandarizados estos equipos, la solución de una rotura mayor en ellos debe poderse resolver en muy breve tiempo con un cambio rápido del equipo de repuesto. Ahora por rotura de máquinas, turbinas,

motores, reductores, etc. se pierde un 0,20% del tiempo de zafra. Véase que el tiempo perdido de acoplamientos, coronas, mazas, máquinas y engranes es del orden de 0,5% de la zafra, que puede parecer pequeño, pero equivale a 112 días de zafra de un central medio.

- ✓ La operación de la Planta Moledora se haría sin los clásicos ayudantes de máquinas, turbinas o engranes.
- ✓ La gran facilidad con que se puede medir y registrar la potencia gastada por cada maza en cada momento constituiría prácticamente una “radiografía” permanente de lo que está pasando en los molinos y que en estos momentos, ni se ve, ni se siente.(Farrell,R., Johnson, J., &Edwards,B., 1995)
- ✓ Como los motores hidráulicos para los movimientos individuales son de velocidad variable, se pudieran ajustar las velocidades de cada maza para lograr la máxima eficiencia en la extracción.
- ✓ Este movimiento individual puede constituir un elemento ideal para resolver con poco costo y sin complicaciones mayores una necesidad de incrementar la potencia en cualquier instalación existente, ya sea de máquinas, turbinas o motores eléctricos. Por ejemplo, si se supone que un equipo esté moviendo uno o varios molinos y se necesite una potencia superior que la del equipo, simplemente se mueve una maza o más maza, con movimiento individual y el resto de la instalación seguiría igual, pero con mayor potencia.
- ✓ En el mantenimiento, además en el ahorro del cambio de piezas ya mencionadas como (engranes, acoplamientos, coronas, etc.) prácticamente se elimina la mano de obra de reparaciones en esa área.
- ✓ Las transmisiones hidrostáticas son más eficientes que las transmisiones termo-mecánicas tradicionalmente utilizadas en la industria azucarera, lo que significa un menor consumo de energía en calderas o más bagazo disponible para otros fines como la fabricación de papel, etc.

1.9 Conclusiones Parciales

1. En la literatura técnica consultada, donde se abordan los aspectos relacionados con el accionamiento hidráulico de los molinos, se describen estos sistemas, se resaltan las ventajas de toda índole, muchas de ellas repercuten de hecho directamente en el ahorro de energía y en la fiabilidad del molino. modelos descritos aprecian deficientemente las pérdidas en los diferentes elementos de la transmisión.
2. En la literatura consultada se describe también el accionamiento hidráulico separado de alguna de las mazas inferiores y sólo se hace referencia al accionamiento de un molino desde alguna de las dos mazas inferiores, manteniendo las coronas, en los trabajos del Colectivo de Mecánica Aplicada de la Universidad de Cienfuegos.
3. Se hace referencia al accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas, al accionamiento hidráulico independiente de las diferentes mazas, que son las variantes de accionamiento más utilizadas y que serán las evaluadas en el presente trabajo.

Capítulo II – Metodología para determinar ahorro de energía, pronóstico de vida remanente en molinos de caña para diferentes variantes de accionamientos hidráulicos

En los tiempos actuales, gran parte de los molinos de la industria azucarera cubana están movidos por motores eléctricos. Con ellos es simple conocer el consumo de potencia del molino al cual sirven como motor primario, realizando la lectura de la corriente que consume. Cuando los molinos son movidos utilizando turbinas de vapor o máquinas reciprocantes de vapor entonces la determinación de la potencia consumida se dificulta cuando no se cuenta con los instrumentos de medición adecuados.

En el presente trabajo se desarrolla un modelo de cálculo de la potencia demandada por un molino de caña de azúcar partiendo del trabajo realizado por (Hugot, E., 1986). Sin dudas la expresión final a la que se llega resuelve una de las problemáticas existentes en el cálculo de la potencia demandada por un molino de caña, que lo es el cálculo de las pérdidas de potencia totales en el molino y constituyen el aporte científico fundamental del Colectivo de Mecánica Aplicada en lo relacionado con este aspecto.

2.1-Cálculo de la potencia.

2.1.1-Cálculo de la potencia para un molino accionado mecánicamente.

(Hugot, E., 1986)(Valdéz Hernández, 2012) plantea que la potencia demandada por un molino de caña de azúcar se divide en cinco componentes que son (Realmente Hugot no consideró la potencia demandada por el conductor intermedio ni por la cuarta maza):

Tal como se analiza en el trabajo(Nelson Arzola De la Peña, 2003) para el cálculo de potencia de un molino accionado mecánicamente descompone la potencia demandada en cinco componentes fundamentales (Santamaría, 2016)(Hugot, E., 1986)que son:

1.- Potencia demandada en la compresión del bagazo.

$$N_1 = 0.3728 \cdot P_{HT} \cdot n_s \cdot D_e \cdot \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} \quad [kW] \quad (2-1)$$

donde:

P_{HT} – Fuerza hidráulica total aplicada al molino (Tf.)

n_s - Velocidad de giro de los rodillos (r/min)

D_e – Diámetro exterior medio de los rodillos (m).

τ - Carga fibrosa específica (kg/m²-m)

ρ - Densidad del bagazo comprimido (kg/m³)

F - Fracción de fibra de bagazo en la caña molida

2.- Potencia demandada por la fricción entre los muñones y los cojinetes de apoyo.

$$N_2 = 0,5219 \cdot f_1 \cdot P_{HT} \cdot n_s \cdot D_e \quad [kW] \quad (2-2)$$

f_1 - Coeficiente de fricción entre el acero y el bronce

3.- Potencia demandada por la fricción entre el bagazo y la cuchilla central.

En el análisis Hugot supone que la cuchilla central absorbe el 20% de la fuerza hidráulica total aplicada al cilindro superior y da la siguiente expresión:

$$N_3 = 0.0567 \cdot f_2 \cdot P_{HT} \cdot n_s \cdot D_e \quad [kW] \quad (2-3)$$

Dónde:

f_2 – Coeficiente de fricción entre el bagazo y el acero.

4.- Potencia demandada por la fricción de los raspadores y la punta de la cuchilla con los rodillos.

Hugot propone la siguiente expresión unificada para las pérdidas sumarias que por este concepto se producen en el molino.

$$N_4 = 0.7457 \cdot (2 \cdot p + p') \cdot 0.07 \cdot L \cdot n_s \cdot D_e \cdot f_3 \quad [kW] \quad (2-4)$$

Dónde:

p -Presión por unidad de longitud entre los raspadores y los rodillos (kg/cm).

p' - Presión por unidad de longitud entre los raspadores y los rodillos (kg/cm).

L - Longitud de los rodillos (m).

f_3 - Coeficiente de fricción entre el acero y el hierro fundido.

5.- Potencia demandada por el conductor intermedio.

$$N_5 = 1.4168 \cdot L \cdot n_s \cdot D_e \quad [kW] \quad (2-5)$$

Donde:

L- Longitud del molino (m).

n_s - Velocidad del molino en (r.p.m.).

Además de estos factores principales existen otros que son difíciles de medir o estimar como son: variedad de la caña (para un mismo porcentaje de fibra la molienda de variedades diferentes puede conducir a potencias sensiblemente diferentes), estado de las superficies de fricción, calidad y conservación de la lubricación, ajuste de las aberturas entre los rodillos y de la cuchilla, entre otros factores.

La dificultad de tomar en cuenta todos estos factores hace imposible tener una gran precisión en el cálculo de la potencia de los molinos (Ozkocak, T., Minyue, F., & Goodwin, G., 1998)(Chou ,Rogelio 2014)(Corrales Suárez, 2015a). En la práctica, según Hugot, éstas pueden diferir de las calculadas en un 20% y hasta un 25%. Sumando los cuatro términos considerados adicionándole la potencia requerida en la transmisión de potencia a la maza alimentadora N_{cp} , a través de la coronita que no fue considerado por Hugot, se obtiene que:

$$N_0 = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_{tp}$$

$$N_0 = 0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[PHT \cdot \left(0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7f_1 + 0.076f_2 \right) + L \left((2p + p') \cdot 0.07f_3 + 1.9 \right) \right] + N_{cp} \quad (2-6)$$

La potencia total consumida por el molino se calcula sumándole a esta potencia las pérdidas de potencia en la transmisión de la misma. Estas pérdidas ocurren durante la transmisión de potencia desde el elemento motriz hasta el molino a través del tren de engranajes (P_{te}), el acoplamiento cuadrado ($P_{a.c}$), en la transmisión de la potencia que se consume en las mazas cañera y bagacera, a través de las coronas ($P_{c.g}$) y en la transmisión de la potencia en las coronitas (P_{cp}).

$$P_T = P_{te} + P_{ac} + P_{cg} + P_{cp} \quad (2-7)$$

La potencia total demandada por el molino es entonces:

$$N_T = N_0 + P_T \quad (2-8)$$

Una parte de la potencia que llega al acoplamiento cuadrado se transmite hacia los rodillos inferiores a través de las coronas. El 50 % de la misma se consume en el rodillo superior, un 30 % se transmite hacia el rodillo delantero (cañero) y el 20 % restante se transmite hacia el rodillo trasero (bagacero).(Nelson Arzola De la Peña, 2003)(Patil K.R, 1999) (Rodríguez, A, Alvarez, E, & Rodríguez, C, 1998)

Las pérdidas en el tren de engranes se pueden calcular por la expresión:

$$P_{te} = N_T \cdot (1 - \eta_{te}) \quad (2-9)$$

Donde:

η_{te} - Rendimiento mecánico del tren de engranes.

Las pérdidas en el acoplamiento cuadrado se pueden calcular en función de la potencia que este transmite N_{ac} por la siguiente expresión:

$$P_{ac} = N_{ac} \cdot (1 - \eta_{ac}) \quad (2-10)$$

donde:

η_{ac} - Rendimiento mecánico del acoplamiento cuadrado.

Para calcular las pérdidas en las coronas hay que tomar en cuenta que ellas solamente transmiten una fracción de la potencia generada por el motor primario debido a las pérdidas de potencia en el tren de engranes y en el acoplamiento cuadrado y que además ellas solo transmiten el 50 de la potencia que llega al árbol superior, (30 % engrane superior-cañera y 20 % engrane superior-bagacera). De donde las pérdidas en las coronas serán:

$$\begin{aligned} P_{cgsc} &= N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc})] \\ P_{cgbs} &= N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})] \\ P_{cg} &= N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})] \end{aligned} \quad (2-11)$$

donde:

φ_{MC} - Fracción de la potencia total que se transmite a la maza cañera.

φ_{MB} - Fracción de la potencia total que se transmite a la maza bagacera.

φ_{MA} - Fracción de la potencia total que se transmite a la coronita (cuarta maza)

η_{cb} - Rendimiento mecánico del engrane superior - bagacera.

η_{cc} - Rendimiento mecánico del engrane superior - cañera.

Las pérdidas en las coronitas se calculan en función de la potencia que estas transmiten N_{cp} y de su rendimiento mecánico η_{cp} por la siguiente expresión:

$$P_{CP} = N_{cp} \cdot (1 - \eta_{cp}) = \varphi_{MA} \cdot w_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot (1 - \eta_{cp}) \quad (2-12)$$

Donde:

η_{cp} - Rendimiento mecánico de las coronitas

Según la literatura la potencia consumida por la coronita es alrededor de (10-12)% de la potencia total. (Gilda S Fernández Levy, 1980)(Patil K.R, 1999)

La potencia total que demanda el molino quedará entonces expresada como:

$$N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[PHT \cdot \left(0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{ie} \cdot \eta_{ac} \cdot \left(1 - (\varphi_{MC} \cdot (1 - \eta_{cc}) + \varphi_{Mb} \cdot (1 - \eta_{cb}) + \varphi_{MA} \cdot (2 - \eta_{cp})) \right)} \quad (2-13)$$

Donde:

$\varphi_{ci} = \{1$ Si el transportador intermedio toma la potencia del sistema

$\varphi_{ci} = \{0$ Si el transportador intermedio toma la potencia de un motor independiente

2.1.2-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza superior manteniendo las coronas.

Para el cálculo de potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza superior manteniendo las coronas se utilizarán las ecuaciones anteriormente planteadas, solamente se modificará la ecuación 2.13 al introducirse las eficiencias del motor hidráulico y de la bomba y eliminarse el acoplamiento cuadrado y todo el tren de engrane, lo cual conlleva a un aumento de la eficiencia.

$$N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[PHT \cdot \left(0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \left(1 - (\varphi_{MC} \cdot (1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MB} \cdot (1 - \eta_{cb}) + \varphi_{MA} \cdot (2 - \eta_{cp})) \right)} \quad (2.14)$$

Donde:

η_c - Rendimiento mecánico del acoplamiento elástico

η_{sh} - Eficiencia total del sistema hidráulico

Esta expresión se utilizará también para el cálculo de potencia para un molino accionado por dos motores hidráulicos acoplados a la maza superior, uno a cada lado, manteniendo las coronas.

2.1.3-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza cañera manteniendo las coronas.

Para el cálculo de la potencia consumida por un molino de caña accionado con un motor hidráulico acoplado a la maza cañera se utilizarán las expresiones anteriores modificándose solamente las ecuaciones (de la 2.9 hasta la 2.13)

Las pérdidas de potencia en el sistema hidráulico se calculan por la expresión

$$P_{sh} = N_T \cdot (1 - \eta_{sh}) \quad (2-15)$$

Las pérdidas en el acoplamiento elástico se pueden calcular en función de la potencia que este transmite N_c por la siguiente expresión:

$$P_c = N_c \cdot (1 - \eta_c) \quad (2-16)$$

Para calcular las pérdidas en las coronas para este caso las ecuaciones se transforman como sigue:

$$\begin{aligned} P_{eng\ es} &= N_t \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - \varphi_{MC}) \cdot (1 - \eta_{cc}) \\ P_{eng\ SB} &= N_t \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MB} (1 - \eta_{cb}) \\ P_{cg} &= N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot [(1 - \varphi_{MC}) \cdot (1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MB} (1 - \eta_{CB})] \end{aligned} \quad (2-17)$$

Las pérdidas en las coronitas se calculan en función de la potencia que estas transmiten N_{cp} y de su rendimiento mecánico η_{cp} por la siguiente expresión:

$$P_{cp} = \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cc} \cdot (1 - \eta_{cp}) \cdot N_t \quad (2-18)$$

La potencia total que demanda el molino quedará entonces expresada como:

$$N_t = \sum_{i=1}^c N_i + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cc} \cdot N_t + N_t \left[(1 - \eta_{sh}) + \eta_{sh} \cdot (1 - \eta_c) + \eta_{sh} \cdot \eta_c (1 - \varphi_{MC}) \cdot (1 - \eta_{cc}) + \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MB} (1 - \eta_{cb}) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cc} (1 - \eta_{CP}) \right]$$

Despejando $\sum_{i=1}^5 N_i$ y agrupando términos semejantes

$$N_t \left[1 - \left\{ (1 - \eta_{sh}) + \eta_{sh} \cdot (1 - \eta_c) + \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - \varphi_{MC}) \cdot (1 - \eta_{cc}) + \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MB} \cdot (1 - \eta_{cb}) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cc} \cdot (2 - \eta_{cp}) \right\} \right] = \sum_{i=1}^5 N_i$$

$$N_t = \frac{\sum_{i=1}^5 N_i}{\eta_\tau} ; \eta_\tau = \eta_{sh} \cdot \eta_c \left[1 - \left((1 - \varphi_{MC})(1 - \eta_{cc}) - \varphi_{MB}(1 - \eta_{cb}) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{cc} \cdot (2 - \eta_{cp}) \right) \right]$$

La expresión final para el cálculo de potencia será:

$$\cdot N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[PHT \cdot \left(0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{sh} \cdot \eta_c \left[1 - (1 - \varphi_{MC})(1 - \eta_{cc}) - \varphi_{MB}(1 - \eta_{cb}) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{cc} \cdot (2 - \eta_{cp}) \right]} \quad (2-19)$$

2.1.4-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza bagacera manteniendo las coronas.

Para el cálculo de la potencia consumida por un molino de caña accionado con un motor hidráulico acoplado a la maza bagacera se utilizarán las expresiones anteriores modificándose solamente las ecuaciones (de la 2.9 hasta la 2.13)

Las pérdidas de potencia en el motor hidráulico y las pérdidas en el acoplamiento se calcularán por las expresiones (2.15 y 2.16)

Para calcular las pérdidas en las coronas se utilizará el procedimiento anterior

De donde las pérdidas en las coronas serán:

$$\begin{aligned} P_{cgcs} &= N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc})] \\ P_{cgbs} &= N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot [\varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})] \\ P_{cg} &= N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})] \end{aligned} \quad (2-20)$$

Las pérdidas en las coronitas se calculan en función de la potencia que estas transmiten N_{cp} y de su rendimiento mecánico η_{cp} por la siguiente expresión:

$$P_{cp} = N_{cp} \cdot (1 - \eta_{cp}) = \varphi_{MA} \cdot N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cb} \cdot (1 - \eta_{cp}) \quad (2-21)$$

Según la literatura la potencia consumida por la coronita es alrededor de (10-12) % de la potencia total.

La potencia total que demanda el molino quedará entonces expresada como:

$$N_t = \sum_{i=1}^5 N_i + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_{cc} \cdot \eta_{cb} \cdot N_t + N_t \left[\begin{aligned} & \left[(1 - \eta_{sh}) + \eta_{sh}(1 - \eta_c) + \eta_{sh} \cdot \eta_c (1 - \varphi_{MB}) \cdot (1 - \eta_{cb}) \right] + \\ & \left[+ \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MC}(1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cb} (1 - \eta_{cp}) \right] \end{aligned} \right]$$

Despejando $\sum_{i=1}^5 N_i$ y agrupando términos semejantes

$$N_t \left[1 - \left\{ \begin{aligned} & \left[(1 - \eta_{sh}) + \eta_{sh} \cdot (1 - \eta_c) + \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - \varphi_{MB}) \cdot (1 - \eta_{cb}) \right] + \\ & \left[+ \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MC} \cdot (1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cb} \cdot (2 - \eta_{cp}) \right] \end{aligned} \right\} \right] = \sum_{i=1}^5 N_i$$

$$N_t = \frac{\sum_{i=1}^5 N_i}{\eta_\tau} ; \eta_t = \eta_{sh} \cdot \eta_c \left[1 - \left((1 - \varphi_{MB})(1 - \eta_{cb}) - \varphi_{MC}(1 - \eta_{cc}) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{cb} \cdot (2 - \eta_{cp}) \right) \right]$$

La expresión final para el cálculo de potencia será:

$$N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[PHT \cdot \left(0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p)f_3 + 1.9\varphi_{ci}) \right]}{\eta_{sh} \cdot \eta_c \left[1 - (1 - \varphi_{MB})(1 - \eta_{cb}) - \varphi_{MC}(1 - \eta_{cc}) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{cb} \cdot (2 - \eta_{cp}) \right]} \quad (2-22)$$

2.1.5-Cálculo de la potencia para un molino accionado por motores hidráulicos acoplados independientemente a cada maza.

Para el cálculo de la potencia consumida por un molino de caña accionado con un motor hidráulico acoplado a la maza bagacera se utilizarán las expresiones anteriores modificándose solamente las ecuaciones (de la 2.9 hasta la 2.13)

Las pérdidas de potencia en el motor hidráulico y las pérdidas en el acoplamiento se calcularán por las expresiones (2.15 y 2.16)

Las pérdidas en las coronas son igual a cero, pues al utilizar esta variante se eliminan las mismas

$$P_{cgcs} = 0$$

$$P_{cgbst} = 0$$

$$P_{cg} = 0$$

Las pérdidas en las coronitas se calculan en función de la potencia que estas transmiten N_{cp} y de su rendimiento mecánico η_{cp} por la siguiente expresión:

$$P_{cp} = \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c (1 - \eta_{cp}) N_t \quad (2-23)$$

La potencia total que demanda el molino quedará entonces expresada como:

$$N_t = \sum_{i=1}^5 n_i + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot N_t + N_t \cdot \left[(1 - \eta_{sh}) + \eta_{sh} \cdot (1 - \eta_c) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - \eta_{cp}) \right]$$

Despejando $\sum_{i=1}^5 N_i$ y agrupando términos semejantes.

$$N_t \cdot \left[1 - (1 - \eta_{sh}) - \eta_{sh} (1 - \eta_c) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c (2 - \eta_{cp}) \right] = \sum_{i=1}^5 N_i$$

$$N_t = \frac{\sum_{i=1}^5 N_i}{\eta_\tau} ; \eta_\tau = \eta_{sh} \cdot \eta_c [1 - \varphi_{MA} (2 - \eta_{cp})]$$

La expresión final para el cálculo de potencia será:

$$N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[PHT \cdot \left(0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{sh} \cdot \eta_c [1 - \varphi_{MA} (2 - \eta_{cp})]} \quad (2.24)$$

Esta expresión se utilizará también para el cálculo de potencia para un molino accionado por motores hidráulicos acoplados independientemente a cada maza, pero con dos motores en la maza superior.

2.2 Error relativo en las mediciones de potencia.

La parte fundamental de todo proceso de medida es la comparación de cierta cantidad de la magnitud que deseamos medir con otra cantidad de la misma que se ha elegido como unidad patrón. En este proceso se utilizan los instrumentos de medida que previamente están calibrados en las unidades patrón utilizadas (ver Centro Español de Metrología).

Los instrumentos de medida nos permiten realizar medidas directas (un número seguido de la unidad) de una magnitud.

Bien sea una medida directa (la que da el aparato) o indirecta (utilizando una fórmula) existe un tratamiento de los errores de medida. Podemos distinguir dos tipos de errores que se utilizan en los cálculos:

- **Error absoluto.** Es la diferencia entre el valor de la medida y el valor tomado como exacto. Puede ser positivo o negativo, según si la medida es superior al valor real o inferior (la resta sale positiva o negativa). Tiene unidades, las mismas que las de la medida.
- **Error relativo.** Es el cociente (la división) entre el error absoluto y el valor exacto. Si se multiplica por 100 se obtiene el tanto por ciento (%) de error. Al igual que el error absoluto puede ser positivo o negativo (según lo sea el error absoluto) porque puede ser por exceso o por defecto. no tiene unidades.

El error relativo tiene la misión de servir de indicador de la calidad de una medida.

$$\epsilon_v = \frac{\text{valor verdadero} - \text{valor aproximado}}{\text{valor verdadero}} \times 100$$

De hecho, el error que más se usa es este último, ya que nos da una idea en tanto por ciento del error que se está cometiendo.

2.3 Cargas sobre el guijo superior.

Las cargas que actúan sobre el guijo de un molino de caña son:

Los pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre él, y las cargas que surgen durante el funcionamiento.

2.3.1 Pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre el mismo.

Los pesos propios mencionados pueden obtenerse a través de pesaje, información de planos o a través del cálculo de los mismos a partir de la determinación del volumen de cada elemento conociendo el peso específico del material.

En este caso particular los pesos propios se determinaron de la última forma mencionada, o sea:

$$W = V \cdot \gamma$$

donde:

W- peso del elemento (kN)

V- Volumen del elemento (m³)

γ - Peso específico del material (kN/m³)

Debido a que la virgen es inclinada 15°, todas las fuerzas sobre el guijo serán descompuestas en dos ejes x, y. El eje y en la dirección de la inclinación de la virgen y el eje x en la dirección perpendicular al eje y.

2.3.2 Fuerzas que surgen durante el funcionamiento del guijo.

Además de los pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre el mismo existen otras fuerzas que son: la fuerza hidráulica, las fuerzas normales de las transmisiones engranadas, las cargas en el acoplamiento cuadrado, la fuerza de fricción de la caña y la reacción de esta última sobre la maza superior.

2.3.2.1 Fuerza hidráulica sobre el 5to molino del CAI Guillermo Moncada.

En la Tesis de Maestría del M.Sc. Rogelio Chou fue calculada la fuerza hidráulica total aplicada sobre el molino, la dirección de aplicación de esta fuerza coincide con el eje en el cual se han descompuesto los pesos propios de las partes y elementos del guijo. (Rogelio Chou Rodríguez, 2004)

$$PHT = 425.64 \text{ t} = 4\,175.49 \text{ kN}$$

La fuerza hidráulica sobre cada pistón:

$$F_{Hp} = \frac{F_{Ht}}{2} = \frac{4\,175.49}{2}$$

$$F_{Hp} = 2\,087.74 \text{ kN}$$

La carga distribuida de esta fuerza sobre la longitud de aplicación que coincide con la longitud del asiento del collarín se determina como:

$$q_{hp} = \frac{F_{Hp}}{L_{aco}}$$

$$L_{aco} = 611.2 \text{ mm} = 0.6112 \text{ m}$$

$$q_{hp} = 3\,415.81 \text{ kN/m}$$

2.3.2.2 Fuerzas normales en las transmisiones engranadas.

En la Fig.2.1 se muestran las fuerzas normales de las transmisiones engranadas así como sus componentes en los ejes x, y..

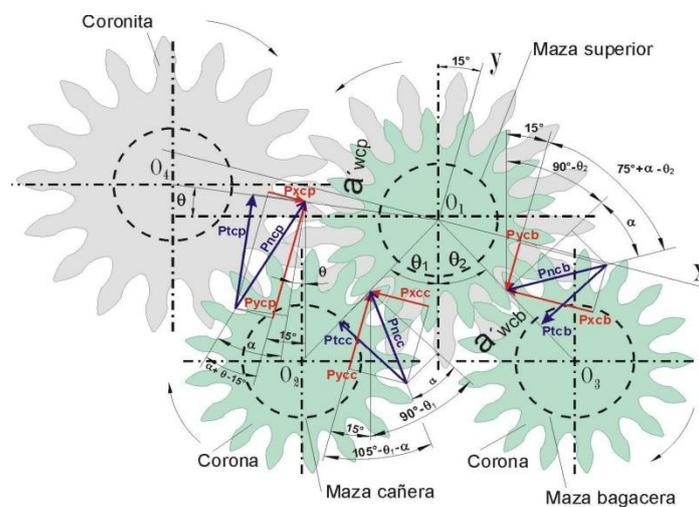


Fig. 2.1.-Fuerzas que actúan en las transmisiones engranadas del molino.

2.3.2.3 Fuerzas sobre la coronita.

La fuerza normal que actúa sobre la coronita se determina como:

$$P_{nc.p} = \frac{P_{tc.p}}{\cos \alpha_{c,p}} \tag{2-25}$$

donde:

$P_{tc.p}$ - fuerza tangencial sobre la coronita (kN)

α - ángulo que forma la fuerza normal con la tangente al punto de aplicación de la carga (este ángulo varía con la flotación, sin embargo, la dependencia entre este ángulo y la distancia entre centros de la transmisión no es conocida, por lo que asumiremos que este ángulo se mantiene igual al ángulo sin flotación (ángulo del perfil).

$$P_{tc,p} = \frac{2 \cdot M_{tc,p}}{d_{pc,p}} \quad (2-26)$$

donde:

$M_{tc,p}$ – momento torsor transmitido por la coronita (kN.cm)

$d_{pc,p}$ – diámetro primitivo de la coronita (cm)

$$M_{tc,p} = 955 \cdot \frac{N_{c,p}(\text{kW})}{n(\text{rpm})} \quad (2-27)$$

donde:

$N_{c,p}$ – potencia transmitida por la coronita (kW)

n – velocidad de giro del molino (rpm)

Debido a la presencia de la flotación en la cuarta maza o maza alimentadora el diámetro primitivo de la coronita no se determina a partir del módulo y del número de dientes (circunferencia de paso) sino a partir de la distancia entre centros en presencia de flotación.

$$a'_w = \frac{d_{pc,p}}{2} + \frac{d_{pc,ma}}{2}$$

$$i = \frac{Z_{c,ma}}{Z_{c,p}} = \frac{d_{pc,ma}}{d_{pc,p}}$$

$$d_{pc,ma} = d_{pc,p} \cdot \frac{Z_{c,ma}}{Z_{c,p}}$$

$$a'_w = \frac{d_{pc,p}}{2} + \frac{d_{pc,p} \cdot Z_{c,ma}}{2 \cdot Z_{c,p}} = \frac{d_{pc,p}}{2} \cdot \left(1 + \frac{Z_{c,ma}}{Z_{c,p}} \right)$$

$$d_{pc,p} = \frac{2 \cdot a'_w}{1 + \frac{Z_{c,ma}}{Z_{c,p}}} \quad (2-28)$$

donde:

$d_{pc.ma}$ – diámetro primitivo de la corona de la maza alimentadora.

Z – número de dientes de la corona correspondiente.

a'_w - distancia entre centros en presencia de flotación.

Como se observa en la Fig.3.1 el ángulo de inclinación de la fuerza normal con respecto al eje y es $(\alpha + \theta - 15^\circ)$ donde θ es el ángulo de inclinación de la línea de centro de la coronita con respecto a la horizontal.

Las componentes de la fuerza normal sobre la coronita en los ejes y y x se determinan como:

$$P_{yc.p} = P_{nc.p} \cdot \cos(\alpha + \theta - 15^\circ) \quad (2-29)$$

$$P_{xc.p} = P_{nc.p} \cdot \sin(\alpha + \theta - 15^\circ) \quad (2-30)$$

En el caso particular analizado la distancia entre centros en presencia de flotaciones

$$a'_w = 1027.1 \text{ mm.}$$

Los restantes datos para el cálculo son:

.Tabla 2.8.- Datos de las coronitas					
θ (grados)	$\alpha_{c.p}$ (grados)	$Z_{c.ma}$	$Z_{c.p}$	n (r/min)	$N_{c.p}$ (kW)
8	14.5	17	17	4.06	20

2.3.2.4 Fuerzas sobre el guijo provocadas por la corona cañera.

La fuerza normal sobre la corona superior provocada por la corona cañera se determina como:

$$P_{nc.c} = \frac{P_{tc.c}}{\cos\alpha} \quad P_{tc.c} = \frac{2 \cdot M_{tc.c}}{d_{pc.c}}$$

La nomenclatura es la misma utilizada anteriormente, pero en este caso para la corona cañera.

Debido a que hacia esta corona se transmite solo el 20% de la potencia que llega al molino, el torque se determina a partir de esta potencia.

$$M_{tc.c} = 955 \cdot \frac{0.2 \cdot N_1}{n} = 955 \cdot \frac{0.2 \cdot N_T \cdot \eta_{te}}{n}$$

donde:

NT – potencia total demandada por el molino.

η_{te} – rendimiento mecánico del tren de engranes.

Debido a la presencia de la flotación en el guijo superior y por lo tanto en la corona superior el diámetro primitivo se determina de la misma forma que en el caso anterior, pero como las coronas engranadas tienen el mismo número de dientes resulta:

$$d_{pc.c} = \frac{2 \cdot a'_w}{1+1} = a'_{wc.c}$$

Como se observa en la Fig.2.1 el ángulo de inclinación de la fuerza normal con respecto al eje y es $(105^\circ - \theta_1 - \alpha)$, donde θ_1 es el ángulo que forma la línea de centro de la corona cañera con la vertical.

Las componentes de la fuerza normal en los ejes x y y se determinan como:

$$P_{y.c.c} = P_{nc.c} \cdot \cos(105^\circ - \theta_1 - \alpha) \quad P_{x.c.c} = P_{nc.c} \cdot \sin(105^\circ - \theta_1 - \alpha)$$

Según (Juan José Cabello Eras, 1999) la distancia entre centros en presencia de la flotación es:

$$a'_{wc.c} = 977.25 \text{ mm}$$

En la tabla 2.9 a continuación se muestran los datos necesarios para los cálculos.

Tabla 2.9.- Datos para el cálculo.

θ_1 (grados)	$\alpha_{c.c}$ (grados)	N_T (kW)	η_{te}
42.5	14.5	324.50	0.69

2.3.2.5 Fuerzas sobre el guijo, provocadas por la corona bagacera.

La fuerza normal sobre la corona superior provocada por la corona cañera se calcula como:

$$P_{nc.b} = \frac{P_{tc.b}}{\cos \alpha} \quad P_{tc.b} = \frac{2 \cdot M_{tc.b}}{d_{pc.b}}$$

Debido a que hacia la corona bagacera se transmite solo el 30 % de la potencia que llega al molino, el torque se determina a partir de esta potencia:

$$M_{tc.b} = 955 \cdot \frac{0.3 \cdot N_1}{n} = 955 \cdot \frac{0.3 \cdot N_T \cdot \eta_{te}}{n}$$

El diámetro primitivo de la corona bagacera se determina de la misma forma que el de la corona cañera: $d_{pc.b} = a'_{wc.b}$

Como se observa en la Fig.2.1 el ángulo de inclinación de la fuerza normal con respecto al eje y es $(75^\circ + \alpha + \theta_2)$, donde θ_2 es el ángulo que forma la línea de centro de la corona bagacera con la vertical.

Las componentes de la fuerza normal en los ejes x y y son entonces:

$$P_{yc.b} = P_{nc.b} \cdot \cos(75^\circ + \alpha - \theta_2) \quad P_{xc.b} = P_{nc.b} \cdot \sin(75^\circ + \alpha - \theta_2)$$

Según(Juan José Cabello Eras, 1999) la distancia entre centros en presencia de flotación para estas coronas engranadas es: $a'_{wc.b} = 939.054 \text{ mm}$

En la tabla 2.10 a continuación se muestran los datos necesarios para los cálculos.

Tabla 2.10.- Datos para el cálculo

θ_2 (grados)	$\alpha_{c.c}$ (grados)	N_T (kW)	η_{te}
39.1	14.5	324.50	0.69

2.3.2.6 Fuerzas que le transmite el acoplamiento cuadrado.

En el caso de los molinos de caña, la posición del árbol de salida de la transmisión y el árbol de la maza superior están desplazados a causa de la flotación, por tal motivo se utilizan los acoplamientos cuadrados para hacer posible la transmisión del torque en estas condiciones de desplazamiento.

En la Fig.2.2 se muestra un esquema de la posición relativa de dichos árboles, los acoplamientos cuadrados y el árbol cuadrado y la posición de los puntos de contacto a, b, c, d entre los diferentes elementos.

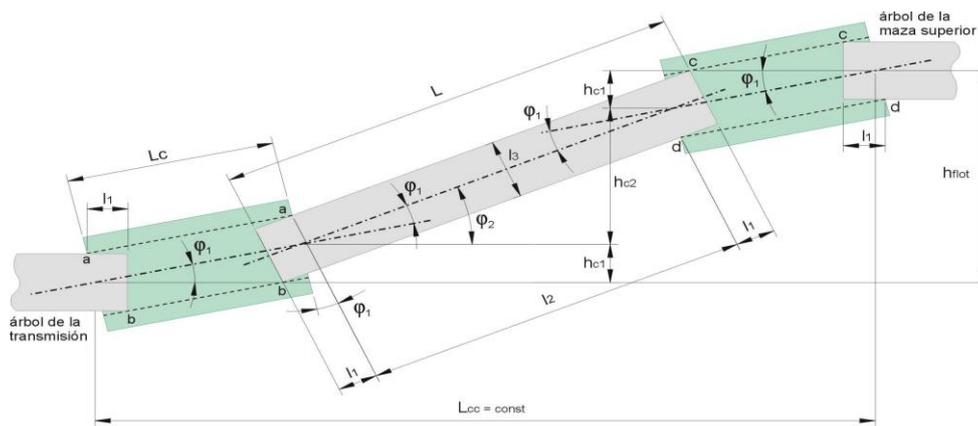


Fig. 2.2.- Posición relativa de los coupling y del eje cuadrado con relación a los ejes del molino y de la transmisión durante la flotación.

En la Fig.2.3 se muestra la posición angular relativa entre el árbol cuadrado y el acoplamiento para el contacto entre dos puntos, lo cual provoca un salto en el diagrama de momento torsor en la longitud de la espiga cuadrada

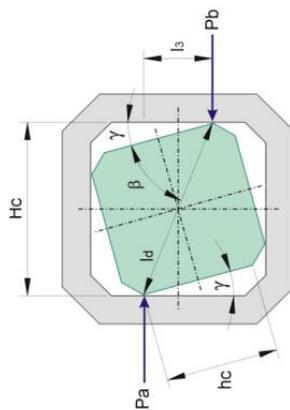


Fig.2.3.- Posición angular relativa entre el árbol cuadrado y el coupling para el esquema de contacto en dos puntos.

La disposición de fuerzas Pa, Pb actuando sobre la espiga cuadrada durante la transmisión del torque se muestra en la Fig. 2.4. Las Fuerzas de fricción Fra , Frb provocan momentos flectores concentrados Ma, Mb , los cuales aparecen reflejados en los esquemas de carga para el guijo superior.

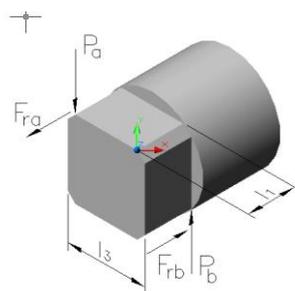


Fig.2.4- Disposición de fuerzas en la espiga cuadrada.

Los valores de las Fuerzas Pa,Pb, Fra, Frb se hallan por las expresiones de cálculo que aparecen en la tesis e doctorado de Arzola(Nelson Arzola De la Peña, 2003).

$$Pa = T_m^{inst} \left(\frac{1}{I_3} \pm \frac{A_0}{2} \right) \quad Pb = T_m^{inst} \left(\frac{1}{I_3} \pm \frac{A_0}{2} \right) \quad (2-31)$$

$$M_a = F_{ra} \cdot \frac{l_3}{2} \quad M_b = F_{rb} \cdot \frac{l_3}{2} \quad (2-32)$$

Donde:

T_m^{inst} - Momento torsor instantáneo actuando en la espiga cuadrada del árbol cuadrado (kN.m)

Ao- Coeficiente que tiene en cuenta la flotación instantánea.

2.4 Diagramas de fuerzas de cortante, momentos flectores y momentos torsores del guijo de la maza superior para los diferentes casos de accionamiento del guijo.

2.4.1 Con accionamiento mecánico del guijo de la maza superior.

Para hacer los diagramas de fuerzas de cortante y momentos flectores en el guijo, además de los pesos propios del árbol y los elementos acoplados, así como las fuerzas que actúan sobre el mismo producto de la coronita, la corona cañera y bagacera, tenemos que determinar la reacción del bagazo sobre la maza del molino considerándolo como una viga sobre fundación elástica(Pisarenko, G.S, 1979).

Esta se halla según(Nelson Arzola De la Peña, 2003) por la siguiente expresión:

$$qr(z) = - \alpha \cdot y(z)$$

donde:

qr(z) – Intensidad de la reacción del bagazo (kN/m).

α - Coeficiente de rigidez de la fundación (Mpa).

y(z)- Flecha del árbol (mm).

El Coeficiente de rigidez de la fundación según(Nelson Arzola De la Peña, 2003), se halla experimentalmente y puede ser calculado por la expresión que aparece en dicha tesis. La

$$\text{expresión es: } \alpha = \frac{5.88 \cdot 10^{-7} \cdot (84.63 - 0.4318 \cdot W + 0.0062 \cdot W^2 + 4.354 \cdot M)}{C_{eq}^{-7}}$$

donde:

W- Por ciento de humedad en el bagazo que entra en el molino (%).

M- Posición del molino en la batería (1,2.....5)

C_{eq}^{-1} - Relación de compresión del bagazo en el molino.

Se tomará como referencia el esquema de análisis para el guijo superior mostrado en la Figura 2.5 .

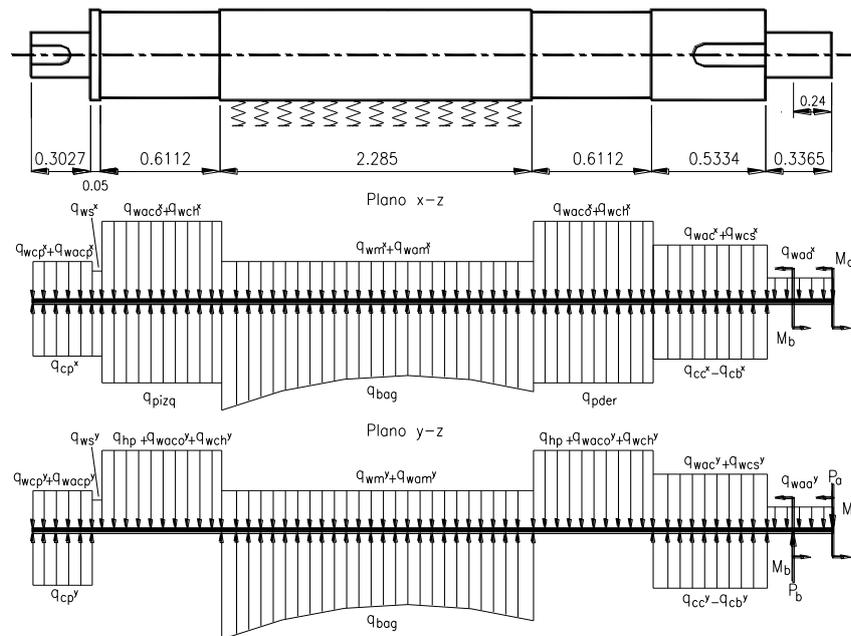


Fig.2.5- Esquema de análisis del guijo superior.

Las fuerzas internas del árbol se pueden hallar por el método de las secciones, hasta el extremo izquierdo y hasta el extremo derecho del árbol. En la zona de la maza sin embrago, debido a la variación de la reacción del bagazo que no es uniforme, tenemos que utilizar el método de los parámetros del origen para la solución del caso general de carga de una viga finita sobre fundación elástica(Pisarenko, G.S, 1979).

Le llamamos Q1 y Q2 a las fuerzas de cortante en el extremo izquierdo y derecho de la zona donde está la masa y M1 y M2 a los momentos flectores en el extremo izquierdo y derecho de la zona donde está la masa.

Los valores pueden ser hallados según (Nelson Arzola De la Peña, 2003). Por las siguientes expresiones:

$$Q1 = (q_{cpy} - q_{wcpy} - q_{wacpy}) \cdot L1 - q_{wsy} \cdot L2 - (q_{whp} + q_{wacoy} + q_{wchy}) \cdot L3$$

$$Q2 = (q_{whp} - q_{wacoy} - q_{wchy}) \cdot L5 + (q_{wacy} + q_{wcsy} - q_{ccy} + q_{cby}) \cdot L6 + q_{waa} \cdot L7 - P_a + P_b$$

$$M1 = (qcpy - qwcpy - qwacpy) \cdot L1 \cdot (0.5L1 + L2 + L3) - qwsy \cdot L2 \cdot (0.5L2 + L3) - (qwhp + qwacoy + qwchy) \cdot 0.5 \cdot L32$$

$$M2 = (qwhp - qwacoy - qwchy) \cdot 0.5L52 - (qwacy + qwcsy - qcby + qcby) \cdot L6 \cdot (0.5L6 + L5) - qwaay \cdot L7 \cdot (0.5L7 + L6 + L6) - Pa \cdot (L5 + L6 + L7) + Pb \cdot (L5 + L6 + L7 - L1) - \mu c \cdot (Pa + Pb) \cdot (0.5L3)$$

Para la zona de la maza la ecuación diferencial de la viga es:

$$Y_{(z)}^{IV} + 4 \cdot \beta^4 \cdot y_{(z)} = 0$$

$$\text{dónde: } \beta = \sqrt[4]{\frac{\alpha}{4 \cdot S_y}} \quad S = I_s \cdot E_s + I_e \cdot E_e$$

S- Rigidez sumaria del sistema árbol – masa (kN-m2).

Is, Ie- Momentos de inercia de la sección transversal del árbol y la masa respectivamente (m4).

Es, Ee- Módulos de elasticidad para el material del árbol y de la masa respectivamente (kN/m2).

La variable independiente z puede ser sustituida por una variable adimensional.

$$\xi = \beta \cdot Z$$

De modo que pueden ser calculados dos parámetros en el origen, los mismos toman los siguientes valores:

$$\theta_o = \frac{\beta^2}{\alpha \cdot (J_{o3}^2 - J_{o2} \cdot J_{o4})} \cdot \left[Q_1 \cdot (J_{o2}^2 - J_{o1} \cdot J_{o3}) + Q_2 \cdot J_{o3} + M_{f1} \cdot \beta \cdot (J_{o1} \cdot J_{o2} + 4 \cdot J_{o3} \cdot J_{o4}) - M_{f2} \cdot \beta \cdot J_{o2} \right]$$

$$y_o = \frac{\beta^2}{\alpha \cdot J_{o3}} \cdot \left[M_{f2} - M_{f1} \cdot J_{o1} - \frac{Q_1 \cdot J_{o2}}{\beta} - \frac{\theta_o \cdot \alpha \cdot J_{o4}}{\beta^3} - \frac{q_i \cdot J_{o3}}{\beta^2} \right]$$

$$J_{o1} = \text{Cosh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot L_4)$$

$$J_{o2} = \frac{1}{2} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot L_4) + \text{Sinh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot L_4))$$

$$J_{o3} = \frac{1}{2} \cdot \text{Sinh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot L_4)$$

$$J_{o4} = \frac{1}{4} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot L_4) - \text{Sinh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot L_4))$$

Donde:

yo – Flecha del árbol en el extremo izquierdo de la maza (m)

θo – Pendiente del árbol en el extremo izquierdo de la maza (rad.)

J01, J02, J03, J04 – Funciones de Krislov evaluadas en el origen

Finalmente, la deflexión, pendiente, fuerza de cortante y momento flector del árbol en el plano yz están dados por las siguientes expresiones:

$$y_{(z)} = y_o \cdot J_{1(z)} + \frac{\theta_o \cdot J_{2(z)}}{\beta} - \frac{1}{S} \cdot \left[\frac{M_{f1} \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} + \frac{Q_1 \cdot J_{4(z)}}{\beta^3} + \frac{q_t \cdot J_{1(z)}}{4 \cdot \beta^4} \right]$$

$$\theta_{(z)} = \theta_o \cdot J_{1(z)} - \frac{1}{S} \cdot \left[\frac{M_{f1} \cdot J_{2(z)}}{\beta} + \frac{Q_1 \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} + 4 \cdot S \cdot \beta \cdot y_o \cdot J_{4(z)} - \frac{q_t \cdot J_{4(z)}}{\beta^3} \right]$$

$$Q_{(z)} = Q_1 \cdot J_{1(z)} + \frac{y_o \cdot \alpha \cdot J_{2(z)}}{\beta} + \frac{\theta_o \cdot \alpha \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} - 4 \cdot M_{f1} \cdot \beta \cdot J_{4(z)} + \frac{q_t \cdot J_{2(z)}}{\beta}$$

$$M_{(z)} = M_{f1} \cdot J_{1(z)} + \frac{Q_1 \cdot J_{2(z)}}{\beta} + \frac{y_o \cdot \alpha \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} + \frac{\theta_o \cdot \alpha \cdot J_{4(z)}}{\beta^3} + \frac{q_t \cdot J_{3(z)}}{\beta^2}$$

Siendo:

$$J_{1(z)} = \text{Cosh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot z)$$

$$J_{2(z)} = \frac{1}{2} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot z) + \text{Sinh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot z))$$

$$J_{3(z)} = \frac{1}{2} \cdot \text{Sinh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot z)$$

$$J_{4(z)} = \frac{1}{4} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot z) - \text{Sinh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot z))$$

La reacción del colchón de bagazo puede obtenerse mediante la ecuación de la fuerza de cortante, como sigue:

$$q_{R(z)} = \frac{dQ_{(z)}}{dz} - q_t^y = (q_t + \alpha \cdot y_o) \cdot \cos(\beta \cdot z) \cdot \cosh(\beta \cdot z) + \left(\frac{\alpha \cdot \theta_o}{2 \cdot \beta} - \beta \cdot Q_1 \right) \cdot \sin(\beta \cdot z) \cdot \cosh(\beta \cdot z) + \left(\frac{\alpha \cdot \theta_o}{2 \cdot \beta} + \beta \cdot Q_1 \right) \cdot \cos(\beta \cdot z) \cdot \sinh(\beta \cdot z) - 2 \cdot \beta^2 \cdot M_{f1} \cdot \sin(\beta \cdot z) \cdot \sinh(\beta \cdot z) - q_t^y$$

Posteriormente se construyen los gráficos de fuerzas internas para los planos y – zyx – para las fuerzas que actúan en el guijo de la masa superior (Fig.2.5). En el plano x – z se tienen como incógnitas las reacciones normales sobre la virgen, las cuales se obtienen de las ecuaciones de equilibrio correspondientes de ese plano.

Las expresiones de cálculo de los momentos torsores que actúan en el árbol superior del molino se obtienen según (Nelson Arzola De la Peña, 2003).

$$T_a = \frac{9,55 \cdot N_t}{n_s} \tag{2-33}$$

Entre estos puntos la ley de variación del momento torsor puede suponerse lineal. Excepto para la zona de la maza, donde la misma puede ser hallada como:

$$T(z) = T_b + \mu_{m_bag} \cdot \frac{D_e}{2} \cdot \int_0^z q_R(z) \cdot dz \quad (2-34)$$

El coeficiente de fricción equivalente acero-bagazo se determina como:

$$\mu_{m_bag} = \frac{2 \cdot (T_c - T_b)}{L_4 \cdot \int_0^z q_R(z) \cdot dz} \quad (2-35)$$

2.5- Cálculo del factor de seguridad a la fatiga resultante en el guijo de la maza superior de un molino de caña de azúcar para los diferentes casos de accionamiento.

2.5.1.- Con accionamiento mecánico en la maza superior.

El cálculo del estado tensional del guijo se realizará para la sección donde ocurre más frecuentemente la falla en estos árboles según la experiencia de la Industria Azucarera cubana y mundial. Esta sección es: la sección de cambio de diámetro entre el diámetro del muñón de apoyo y la zona de colocación de la maza del lado del acoplamiento cuadrado que coincide con la sección de cortante máximo en el guijo (Fig.2.6) la cual llamaremos sección B.(Nelson Arzola De la Peña, 2003)(Dillon, B, 1984)(Farrell R, Johnson J, & Edwards B, 1995)(Feldt, A.E, 1957)(Gilda S Fernández Levy, 1982)(Gilda S Fernández Levy, 1979a)(Gilda S Fernández Levy, 1979b)(Guillen and Allen, 1968)(Edmundo Herrera, 1956)(Hurton, H, 1968)(Reshetov, D, 1985)

Para la sección B:

El momento flector resultante:

$$M_{fR} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fx}^2} \quad (2-36)$$

La tensión normal máxima en esta sección se puede calcular como:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fR}}{W_x} \quad (2-37)$$

Para una sección circular maciza:

$W_x = 0.1d^3$ Para $d = 48.26$ cm se obtiene:

En la tabla 2.11 mostrada a continuación se encuentran los resultados del cálculo de momentos flectores y tensión máxima.

Tabla 2.11 Momentos Flectores y tensión en la sección

Mfx (kN cm)	-126388
Mfy (kN cm)	4169
M_{fR} (kN cm)	126456,74
σ_{max} (kN/cm²)	11,251

Tanto las tensiones normales como las tangenciales en las diferentes secciones del guijo varían cíclicamente. El ciclo de las tensiones normales de flexión es simétrico ($r = -1$) y el factor de seguridad a la fatiga se determina por la expresión clásica (Gilda S Fernández Levy, 1983):

$$n_{\sigma} = \frac{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_k \cdot \sigma_{-1}}{k_{\sigma} \cdot \sigma_a} \quad (2-38)$$

donde:

La tensión amplitud del ciclo $\sigma_a = \sigma_{max} = 11,251 \text{ kN/cm}^2$

Según 43 para acero 45 se obtiene:

$$\sigma_u = 61 \text{ kg/mm}^2 = 59.84 \text{ kN/cm}^2$$

$$\sigma_{-1} = 25 \text{ kg/mm}^2 = 24.52 \text{ kN/cm}^2$$

$$\sigma_f = 36 \text{ kg/mm}^2 = 35.32 \text{ kN/cm}^2$$

El factor real de concentración de tensiones k_{σ} es el resultado de la concentración de tensiones debido al cambio de diámetro bajo flexión ($k_{\sigma 1}$) y de la concentración de tensiones provocada por el ajuste por interferencia en la zona de cambio de diámetro ($k_{\sigma 2}$) (T.F. Roylance, 1966), por lo que:

$$k_{\sigma} = k_{\sigma 1} k_{\sigma 2}$$

Según 26,61 se obtiene los factores teóricos de concentración de tensiones:

$$\alpha_{\sigma 1} = 1.95 \text{ para } r/d = 0.05 \text{ y } D/d = 1.24$$

$$\alpha_{\sigma 2} = 1.25 \text{ para } r/d = 0.05 \text{ y } D/d = 1.24$$

Según (Gilda S Fernández Levy, 1983) se obtiene los factores de sensibilidad a la concentración de tensiones:

$$q\sigma_1 = 0.6$$

$$q\sigma_2 = 0.35$$

El factor real de concentración de tensiones:

$$k\sigma = 1 + q\sigma (\alpha\sigma - 1) = 1 + 0.6 (1.95 - 1)$$

$$k\sigma_1 = 1.63$$

$$k\sigma_2 = 1.15$$

$$k\sigma_t = 1.87$$

El valor de βK el caso de torneado de desbaste en acero con $\sigma_u = 59.84 \text{ kN/cm}^2$ es

$$\beta K = 0.8218.$$

En la literatura clásica de Mecánica de Materiales, las gráficas disponibles del factor de tamaño han sido construidas para $d < 150 \text{ mm}$. (V.I Fedosiev, 1985)(Gilda S Fernández Levy, 1983)(Pisarenko, G.S, 1979)(P.A Stiopin, 1985)(V.I. Troshenko, 1987)Solamente Birger presenta una gráfica para árboles cigüeñales donde $d > 300 \text{ mm}$. (Birger J.A., 1966)

Extrapolando en dicha gráfica se puede obtener que para $d = 48.26 \text{ cm}$: $\epsilon\sigma \cong 0.5$.

El factor de seguridad a la fatiga será:

$$n_\sigma = 0,4778 \tag{2-39}$$

La tensión tangencial máxima provocada por el cortante se determina como:

$$\tau_Q = \frac{Q_R \cdot S'_x}{b \cdot I_x} \tag{2-40}$$

Para una sección circular maciza según(Feldt, A.E, 1957) resulta:

$$\tau_Q = \frac{16}{3} \cdot \frac{Q_R}{\pi \cdot d^2} \tag{2-41}$$

donde:

$$Q_R = \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2} \tag{2-42}$$

Estas secciones no solo están sometidas a flexión sino también a torsión. La tensión tangencial máxima provocada por el momento torsor se calcula por la conocida expresión:

$$\tau_{.Mt} = \frac{M_t}{W_p} \quad \text{donde } W_p = 0.2 d^3$$

Desde el punto de vista de las tensiones tangenciales, se superponen las tensiones tangenciales de la flexión (τ_Q) con las de la torsión (τ_{Mt}). El ciclo de tensiones variables desde el punto de vista de las tensiones tangenciales será tal que la τ_{max} se producirá cuando se suman las tensiones τ_Q y τ_{Mt} , o sea:

$$\tau_{max} = \tau_Q + \tau_{Mt}$$

y la tensión mínima cuando se restan.

$$\tau_{min} = \tau_{Mt} - \tau_Q$$

La razón de asimetría del ciclo será:

$$r = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}$$

En la Tabla 2.12 se exponen los valores de las fuerzas internas y tensiones tangenciales actuantes en la sección B.

Tabla 2.12 Fuerzas internas y tensiones tangenciales en la sección

Mt (kN cm)	19350
Qx (kN)	-204
Qy (kN)	1875
QR (kN)	1886,06
τ_Q (kN/cm ²)	1,3748
τ_{mt} (kN/cm ²)	0,8608
τ_{max} (kN/cm ²)	2,2355
τ_{min} (kN/cm ²)	-0,5140
Razón de asimetría	-0,2299

En este caso la razón de asimetría del ciclo es negativa, estamos trabajando en la zona I del diagrama de límites de fatiga, y la expresión de cálculo es:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_\tau \cdot \beta_K} + \psi_\tau \tau_m} \quad (2-43)$$

$$\text{donde: } \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 0,8608 \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 1,3748$$

$$\tau-1 = 0.22 \sigma_u = 13.16 \text{ kN/cm}^2$$

$$K_\tau = 1 + 0.6 \cdot (K_\sigma - 1) = 1 + 0.6 \cdot (1.85 - 1) = 1.51$$

El factor de tamaño para el caso de barra de acero al carbono con $d = 48.26 \text{ cm}$: $\varepsilon\sigma = \varepsilon_t = 0.5$

El valor de ψ_t en acero según 4 con $\sigma_u = 59.84 \text{ kN/cm}^2$ es $\psi_t = 0.09$

$$n_\tau = 2,56$$

El factor de seguridad a la fatiga resultante se determina como:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = 0,4697 \quad (2-44)$$

Este resultado parece alarmante, sin embargo ya en el año 1983 la Doctora Gilda Fernández Levyllamó la atención acerca de este particular al evaluar el factor de seguridad a la fatiga de 10 guijos de mazas superiores de distintos CAI de la Provincia de Villa Clara, que habían fallado por fatiga, demostrando que en todos los casos sin excepción el factor de seguridad estaba por debajo de la unidad, lo que explica lo frecuente de la falla por fatiga en guijos de mazas superiores (Gilda S Fernández Levy, 1982). El hecho de que el factor de seguridad sea inferior a la unidad simplemente nos quiere decir que la fatiga es inevitable y que la vida del guijo será muy reducida, tal como se confirma como resultado de la Aplicación de la Mecánica de la Fractura en el trabajo (Nelson Arzola De la Peña, 2003).

2.6 Aplicación de la Mecánica de la Fractura para determinar la vida remanente de los árboles superiores de un “tandem” hidráulizado.

2.6.1 Modos de carga y desplazamiento del sólido con grietas

En la Fig. 3.1 se muestra el sistema de coordenadas cartesianas y las componentes del estado tensional en la zona de las vecindades del frente de la grieta referido a este sistema de coordenadas. La solución del problema del desarrollo de la grieta para el caso de un entorno pequeño en las vecindades del frente de la misma puede considerarse independiente de la tensión σ_z que surge en la dirección paralela al frente. El caso más

general de tensiones y deformaciones en las vecindades del frente puede obtenerse entonces por superposición de los siguientes modos de carga (Fig. 3.2).

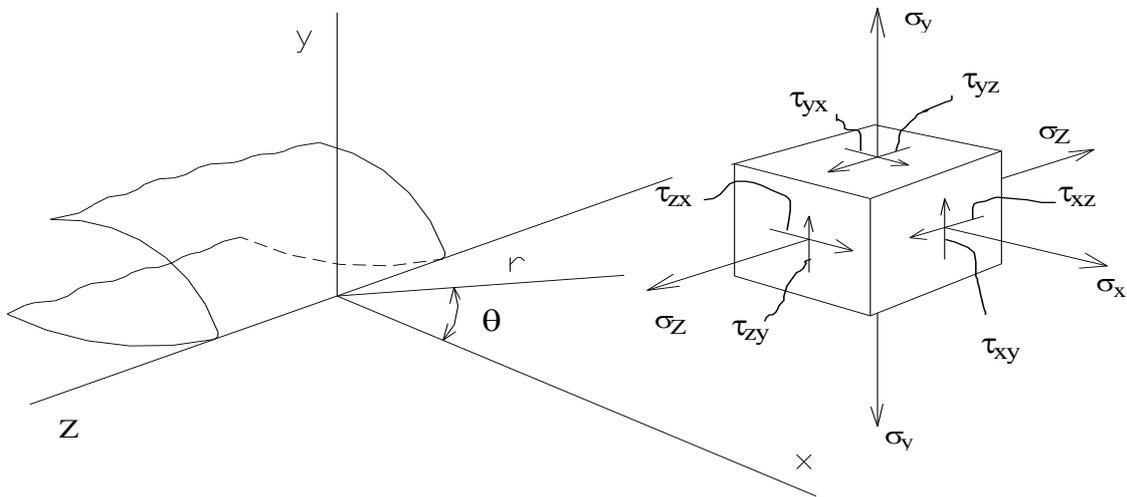


Fig. 3.1 Campo de tensiones en el frente de una grieta.

El modo I mediante el cual los desplazamientos que surgen son tales que las caras de la grieta se alejan una de la otra en direcciones opuestas y perpendiculares a las caras del corte. Estos desplazamientos son los que ocurren en la tracción o en la flexión pura tal como se muestra en la Fig. 3.2 a).

El modo II corresponde al caso de carga en el cual los desplazamientos de las caras de la grieta son tales que se deslizan una sobre la otra en una dirección perpendicular al frente de la grieta, tal como ocurre por ejemplo cuando se separa una viruta de material mediante una cuchilla de corte en el torno o en el caso del cortante transversal (Fig. 3.2 b).

El modo III es aquel modo de carga en el cual los desplazamientos de las caras de la grieta son tales que las mismas se deslizan una con relación a la otra, pero en la dirección paralela al frente de la grieta, como ocurre por ejemplo en el caso de una barra agrietada en la sección transversal en el caso de la torsión o cuando se realiza el corte mediante una tijera (Fig. 3.2 c).

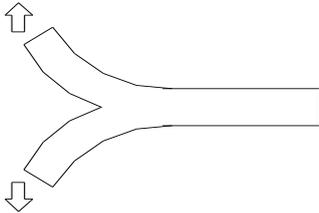
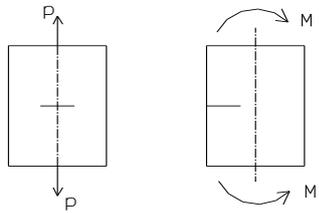
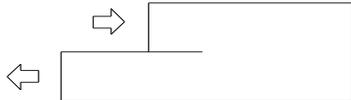
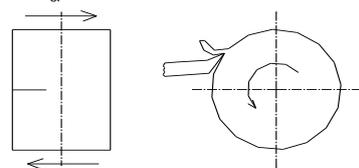
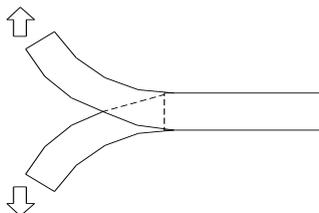
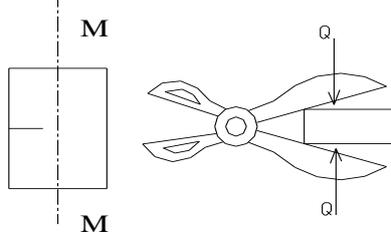
Modo	Desplazamiento de las caras de la grieta	Tipos de carga
I		
II		
III		

Fig. 3.2 Modos de carga de la Mecánica de la Fractura

2.6.2 Determinación del estado tensional en la sección bajo estudio.

El primer paso para llevar a cabo el análisis del crecimiento de la grieta es conocer, con la mayor exactitud posible, los valores de las fuerzas internas que actúan en la sección bajo análisis. Conociendo las cargas que actúan sobre el molino y utilizando los diferentes esquemas de análisis planteados en el Capítulo II se llega a determinar dichas fuerzas internas. Las dimensiones de los árboles analizados son iguales a las del árbol tipo I, según la norma NC 07-22. En las Fig. 3.3 y 3.4 se muestran la variación de las tensiones tangenciales circunferenciales y tensiones normales respectivamente en función del ángulo de giro del árbol para los 7 casos analizados

Por medio de estas fuerzas internas se puede conocer el estado tensional presente en un punto de la periferia del árbol. El diagrama de la variación de la tensión normal con la rotación del árbol producto del momento flector fue obtenido por (Nelson Arzola De la Peña, 2003) para el caso de un molino accionado mecánicamente. Las tensiones

tangenciales radiales y circunferencias con la rotación del árbol también aparecen en dicho trabajo.

Para el caso de una grieta circunferencial, las tensiones necesarias en las expresiones de los factores de intensidad de tensiones son las que existen en la periferia del árbol. Por supuesto, la componente radial de la tensión tangencial será nula por encontrarse el punto bajo análisis en la superficie.

2.6.3 Determinación de los tamaños de grietas críticos.

Para poder realizar el pronóstico de vida en los árboles de los molinos es necesario establecer el tamaño crítico de la grieta. Para la determinación de dicho tamaño crítico mencionado se requiere de la construcción de la gráfica de resistencia residual.

2.6.4 Tipos de grietas presentes en los molinos de caña de azúcar.

En las mediciones ultrasónicas realizadas por el CENEX a los molinos de caña de azúcar se han encontrado una amplia variedad de tamaños y formas de grietas. Por su parte (Gilda S Fernández Levy, 1979b) también hizo una amplia caracterización de las fallas que surgen en estos elementos. Las grietas encontradas siempre han estado ubicadas en un plano próximo a la sección transversal del árbol. El tamaño de la grieta depende de la etapa de su propagación en que son detectadas y siempre surgen de microdefectos ubicados en la superficie o muy próximos a ella.

Existen dos modelos de grietas que concuerdan con las observaciones experimentales: la grieta semielíptica superficial y la grieta circunferencial. En una sección dada del árbol pueden surgir una o varias grietas semielípticas superficiales. Las cuales al crecer dan lugar al surgimiento de una grieta circunferencial, cuando sus bordes hacen contacto. Además, puede surgir y propagarse una grieta circunferencial de existir un defecto periférico en la superficie del árbol; como, por ejemplo, el rayado provocado por una cuchilla de maquinado o huellas de desgaste en la zona del collarín

En la práctica resultan innumerables las combinaciones de grietas que pueden surgir a lo largo del tiempo para una sección dada. Arzola realizó un estudio de la propagación desde una hasta 10 grietas semielípticas superficiales que se convierten antes de la fractura en una grieta semielíptica superficial.

2.6.5 Construcción del gráfico de resistencia residual.

El gráfico de resistencia residual se obtiene igualando el factor de intensidad de tensiones equivalente, a la tenacidad a la fractura del material; que es la condición para que ocurra la falla instantánea.

$$K_{eq} = K_{Ic} \quad (2-45)$$

Existen dos criterios ampliamente extendidos para la determinación del factor de intensidad de tensiones equivalente, los cuales son el criterio de la energía de deformación liberada y el del desplazamiento del vértice de la grieta. El primero de ellos es el utilizado en este caso. Para el estado de deformación plana el mismo es expresado como:

$$K_{eq} = \sqrt{K_I^2 + K_{II}^2 + \frac{1}{1-\mu_s} \cdot K_{III}^2} \quad (2-46)$$

Los modos de carga presentes en el vértice de una grieta circunferencial para el estado tensional planteado son el I y el III. Las ecuaciones para el cálculo de los factores de intensidad de tensiones pueden ser encontradas en la literatura especializada en el tema (Y. Murakami, 1987) (Tada, H, Paris, P, & Irwin, G, 1973). Las mismas dependen del valor del estado tensional, del tamaño de la grieta y de las características geométricas del cuerpo bajo análisis.

Para el caso en estudio, estos factores de intensidad de tensiones se expresan según las ecuaciones (2-47) y (2-48).

$$K_{I(\varphi)} = F_I \cdot \sigma_{N(\varphi)} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2-47)$$

$$K_{III(\varphi)} = F_{III} \cdot \tau_{t(\varphi)} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2-48)$$

Siendo:

$$F_I = \frac{3}{8 \cdot \beta^{2.5}} \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \beta + \frac{3}{8} \cdot \beta^2 + \frac{5}{16} \cdot \beta^3 + \frac{35}{128} \cdot \beta^4 + 0,537 \cdot \beta^5 \right] \quad (2-49)$$

$$F_{III} = \frac{3}{8 \cdot \beta^{2.5}} \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \beta + \frac{3}{8} \cdot \beta^2 + \frac{5}{16} \cdot \beta^3 + \frac{35}{128} \cdot \beta^4 + 0,208 \cdot \beta^5 \right] \quad (2-50)$$

$$\beta = 1 - \frac{2 \cdot a}{D} \quad (2-51)$$

Luego de hacer algunas transformaciones elementales, utilizando las ecuaciones posteriores se llega a la siguiente expresión:

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{K_{Ic}^2}{F_I^2 \cdot \pi \cdot a_c} - \tau_r^2 \cdot \left(\frac{F_{II}}{F_I}\right)^2 - \frac{1}{1-\mu} \cdot \tau_t^2 \cdot \left(\frac{F_{III}}{F_I}\right)^2} \quad (2-52)$$

Afortunadamente para el caso en estudio, la tensión dominante en el proceso de propagación de la grieta es la tensión normal, existiendo la posibilidad de construir un gráfico de resistencia residual de σ_c vs. a_c tomando los máximos valores que alcanzan las tensiones tangenciales, de modo que el cálculo resulte conservador.

La tensión tangencial radial se encuentra desfasada respecto a la tensión tangencial circunferencial entre 80° y 90° durante el proceso de agrietamiento. En la gráfica de resistencia residual se muestra una curva adicional con valores nulos para las tensiones tangenciales donde se aprecia, estas tensiones son poco influyentes para la zona de grietas no muy grandes.

2.6.6 Determinación del tamaño crítico de la Grieta.

Para buscar el tamaño crítica de la Grieta que para cada caso se toma la tensión máxima calculada en la sección analizada para el caso correspondiente con la que se entra el gráfico de la resistencia residual y se obtiene tamaño crítico de la grieta o tomando los dos valores más próximos a la tensión máxima calculada e interpolando en la tabla en Excel entre ellos obtuvimos valores críticos.

Se analizaron 7 casos diferentes de los cuales se obtuvieron los valores de tamaño crítico de la grieta, para el modelo de grieta circunferencial. mostrado en la tabla 3.2



Fig. 3.6 Vista superior y frontal de la falla por fatiga de un árbol de molino de azúcar

2.7 Modelo de crecimiento de las grietas.

2.7.1 Influencia del concentrador superficial de tensiones.

La sección analizada en este trabajo se encuentra ubicada en un cambio en diámetro. Las expresiones que aparecen en la literatura para el cálculo de los factores de intensidad de tensiones no consideran el fenómeno de elevación de las tensiones producto de estos concentradores. Según (N.E Dowling, 1999) el efecto de la concentración externa de tensiones provocado por un cambio de diámetros no se manifiesta a través de toda la sección transversal, sino solamente hasta una profundidad entre $(0,1 \text{ a } 0,2) \cdot r$.

En el trabajo de (Nelson Arzola De la Peña, 2003) considerando una dependencia cuadrática, se propuso tomar en cuenta el efecto del concentrador de tensiones en la profundidad.

En todos los árboles normalizados de molinos, el radio del filete aliviador de tensiones utilizado en el cambio en diámetro tiene una magnitud igual a $r = 25 \text{ mm}$. Utilizando este último valor y el resto de las características geométricas se obtiene $k_s \tau = 1,95$ y $k_s \tau_t = 1,60$. La ley de variación utilizada para $k_s \tau$ y $k_s \tau_t$ es la mostrada en la Fig. 3.3.

Matemáticamente los valores de $k_s \tau$ y $k_s \tau_t$ son expresados por las expresiones (2-53) y (2-54). De este modo se emplea una ley de variación cuadrática para los puntos que están cerca de la superficie y a partir de una profundidad igual al 20 % del radio del cambio en diámetro ambos coeficientes toman valor igual a uno, lo cual implica una influencia nula

del concentrador de tensiones en el crecimiento de la grieta cuando el vértice de esta última se encuentra “distante” de la superficie.

$$k_{t\sigma} = \begin{cases} 1 + \frac{(k_{t\sigma}^s - 1)}{0,04 \cdot r^2} \cdot (a - 0,2 \cdot r)^2 & \text{si } a < 0,2 \cdot r \\ 1 & \text{si } a \geq 0,2 \cdot r \end{cases} \quad (2-53)$$

$$k_{t\tau} = \begin{cases} 1 + \frac{(k_{t\tau}^s - 1)}{0,04 \cdot r^2} \cdot (a - 0,2 \cdot r)^2 & \text{si } a < 0,2 \cdot r \\ 1 & \text{si } a \geq 0,2 \cdot r \end{cases} \quad (2-54)$$

2.7.2 Modelo empleado para el crecimiento de la grieta.

Para modos de carga combinados, el crecimiento subcrítico de la grieta puede ser modelado satisfactoriamente por la ecuación propuesta por Paris.

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K_{eq})^n \quad (\text{m/ciclo}) \quad (2-55)$$

Siendo:

$$\Delta K_{eq} = K_{eq \max} - K_{eq \min} \quad (2-56)$$

En la literatura aparecen los valores de los coeficientes de la ecuación de Paris para los aceros ferrito – perlíticos. Los mismos poseen valores de $C = 6,89 \cdot 10^{-12}$ y $n = 3$, para da/dN en m/ciclo y ΔK en MPa m^{1/2}. En el Anexo se muestran los datos experimentales obtenidos para un grupo de aceros ferrito-perlíticos y la correspondiente curva de ajuste.

Para la confección del mismo se considera que el factor de intensidad de tensiones para el modo I de carga posee valor cero para el semiciclo negativo de la tensión normal; debido a que el efecto que produce una tensión normal de compresión es el de cerrar la grieta impidiendo que crezca. Solamente en materiales con límite de fluencia muy bajos se aprecia la influencia de la tensión normal de compresión en el crecimiento de la grieta.

2.7.2.1- Modelo de crecimiento de la grieta circunferencial.

Los modos de carga presentes para este tipo de grieta y para el estado tensional presente son el I y el III. Las ecuaciones para el cálculo de los factores de intensidad de tensiones para una grieta circunferencial aparecen en el epígrafe 2.5.5.

Si se observan los gráficos de variación de las tensiones para un ciclo de carga se aprecia que las tensiones normales y las tangenciales están fuera de fase, en consecuencia, los valores extremos no se alcanzan para un mismo instante de tiempo. Esto conduce a realizar

el cálculo de K_{eq} para un ciclo completo y a lo largo del crecimiento subcrítico de la grieta, para poder conocer sus valores extremos.

La expresión empleada para hallar ΔK_{eq} es:

$$\Delta K_{eq} = \left[\left\langle \sqrt{\left(F_I \cdot k_{t\sigma} \cdot \sigma_{N(\varphi)} \right)^2 + \frac{1}{1-\mu} \cdot \left(F_{III} \cdot k_{t\tau} \cdot \tau_{t(\varphi)} \right)^2} \right\rangle_{\max} - \left\langle \sqrt{\left(F_I \cdot k_{t\sigma} \cdot \sigma_{N(\varphi)} \right)^2 + \frac{1}{1-\mu} \cdot \left(F_{III} \cdot k_{t\tau} \cdot \tau_{t(\varphi)} \right)^2} \right\rangle_{\min} \right] \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2-55)$$

Los subíndices máx y mín indican que los valores escogidos, para las ecuaciones a las cuales afectan, son los máximos y los mínimos respectivamente para un ciclo completo de carga, el cual evidentemente corresponde con una vuelta completa del árbol.

Además, la ecuación (2-38) será evaluada solamente para valores positivos de la tensión normal ($\sigma > 0$), puesto que el efecto que produce un valor de tensión normal negativo es el de cerrar la grieta, imposibilitando su crecimiento. Otra acción colateral que provoca es la de producir una fuerza de fricción entre las superficies que conforman la grieta. Esta última asume parte de los esfuerzos que actúan en la sección transversal, de modo que la tensión tangencial que actúa en la sección neta es algo menor. Es difícil contar con un factor cuantitativo que indique en qué proporción esto ocurre. Afortunadamente, para los semiciclos negativos de la tensión normal, la tensión tangencial es en algún momento nula o posee un valor pequeño, de modo que el valor mínimo del factor de intensidad de tensiones equivalente será alcanzado en este instante y tendrá un valor en consecuencia próximo a cero, si no lo es.

Una vez efectuados los cálculos se grafica el crecimiento subcrítico de la grieta circunferencial para los árboles superiores de los cinco molinos, los mismos se muestran en el epígrafe. El tamaño inicial de la grieta fue escogido igual a 0,25 mm.

2.8 Determinación de la vida remanente de los árboles superiores.

A partir de la ecuación de razón de crecimiento de Paris y asumiendo que el tamaño detectable de la grieta es $a_d = 0,004$ m calcularemos el tiempo desde que la grieta sea detectable hasta que alcance su valor crítico. El acero del que se dispone es el acero 45, para el cual, tratándose de un acero Ferrítico-Pélico con $C = 6.9 \times 10^{-12}$ y $n = 3$, se obtiene el valor crítico según lo refleja el gráfico de resistencia residual para cada caso respectivamente.

2.9 Conclusiones parciales

1. Se obtuvieron expresiones específicas de la potencia demandada en cada una de las Alternativas de Accionamiento Hidráulico Analizadas, validándose para los cinco molinos del CAI “5 de Septiembre” mediante la comparación de la potencia medida experimentalmente con los valores de potencia calculados.
2. Se llevó a cabo el análisis tensional del guijo en cada una de las variantes de accionamiento existentes a través de la Fatiga Clásica, con el fin de calcular el factor de seguridad en cada una de las secciones donde los concentradores de tensiones son mayores, y a su vez el cálculo de la Vida remanente del guijo aplicando la mecánica de la fractura.

Capítulo III Análisis comparativo entre las diferentes variantes de accionamiento hidráulico para los diferentes casos de estudio.

3.1 Análisis comparativo entre las potencias, calculadas para las diferentes variantes y la potencia medida experimental.

En el presente capítulo se llevara un análisis comparativo donde se pueden apreciar lo valores de potencias calculadas a partir de los modelos matemáticos definidos para cada variante de accionamiento, potencia total demandada por el “tandem ”en su conjunto para cada una de las variantes analizadas ,el ahorro de potencia para cada molino en cada una de las variantes, el ahorro total en el “tandem” y el error relativo que este ahorro total representa con relación a la potencia total demandada para cada variante como también el cálculo del estado tensional , factor de seguridad y vida remanente del guijo mediante la fatiga clásica y mecánica de la fractura que se realizará para la sección donde ocurre más frecuentemente la falla en estos árboles según la experiencia de la Industria Azucarera cubana y mundial .

Para realizar el análisis comparativo se consideró la potencia medida en tres de los cuatro casos de analizados, obteniéndose los resultados a partir de la instrumentación existente en dichos centrales. La potencia medida se compara con la potencia calculada para la primera variante de accionamiento para obtener una validación del modelo y poderlo extender al resto de las variantes.

En la tabla 3.1 se muestran los diferentes valores de presiones hidráulicas aplicadas y diámetros de los pistones para los tres centrales analizados, tomando en consideración que en el central cinco de septiembre se realizaron dos mediciones en zafras diferentes, manteniendo la misma maquinaria.

Tabla 3.1.- Presiones hidráulicas y diámetro de los pistones.

	Caso de estudio II, III (CAI 5 de Septiembre)		
Equipo	Dp(plg)	P_h(lb/plg²)	P_{HT}(t)
1er Molino	15	3000	481,95
2do Molino	15.38	2400	405,34
3er Molino	15	2400	385,56
4to Molino	15	2200	353,56
5to Molino	15	2800	449,82

Las diferencias de potencias calculadas entre un caso de estudio otro del mismo central como el caso del CAI 5 de septiembre, está dado por la diferencia de porcentaje de fibra de bagazo y densidades del mismo, al realizarse en dos zafras diferentes.

Tabla 3.2 Valores de eficiencias utilizadas para los cálculos de potencia y valores de fracción de potencia para cada maza.

η_{te}	η_{ac}	η_{cb}	η_{cc}	$\eta_{cp.}$	η_{mh}	η_c	ϕ_{MC}	ϕ_{MB}	ϕ_{MA}
0,69	0,97	0,83	0,83	0,83	0,96	0,99	0,27	0,18	0.1

En la Tabla 3.3 y 3.4 se pueden apreciar los valores de potencias mecánicas y demás potencias calculadas respectivamente a partir de los modelos matemáticos definidos para cada variante de accionamiento para los 5 molinos encada uno de los caos de estudio y la potencia total demandada por el “tandem” en su conjunto para cada una de las variantes analizadas y en la Tabla 3.8 se muestra el ahorro de potencia para cada molino en cada una de las variantes, el ahorro total en el “tandem” y el porcentaje que este ahorro total representa con relación a la potencia total demandada para cada variante

- Variante I Accionamiento mecánico tradicional.
- Variante II Accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas.
- Variante III Accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas.
- Variante IV Accionamiento hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas.
- Variante V Accionamiento hidráulico desde las tres mazas independientes.
- Variante VI Accionamiento hidráulico desde la superior con dos motores, manteniendo las coronas.
- Variante VII Accionamiento hidráulico desde las tres mazas independientes con dos motores en la maza superior.

Tabla 3.3 - Potencia mecánica demandada por el molino en los diferentes casos de estudio.

Equipo	Caso de estudio I (CAI 5 de Septiembre) Zafra I			Caso de estudio II (CAI 5 de Septiembre) Zafra II						
	P_{HT} (t)	τ (kg/m ² .m)	ρ (kg/m ³)	P_{HT} (t)	τ (kg/m ² .m)	ρ (kg/m ³)	F	f_1	f_2	f_3
Molino1	481,95	12,45	1255.30	481,95	13,07	1276	0.46	0,04	0,4	0,2
Molino2	405,34	12,04	1267.36	405,34	12,64	1276	0.46	0,04	0,4	0,2
Molino3	385,56	12,57	1270.14	385,56	13,19	1276	0.46	0,04	0,4	0,2
Molino4	353,56	12,66	1273.85	353,43	13,3	1276	0.46	0,04	0,4	0,2
Molino5	449,82	12,39	1277.54	449,82	13,01	1276	0.46	0,04	0,4	0,2

Tabla 3.4 Potencia calculada para cada una de las variantes

Caso de estudio I (CAI 5 de Septiembre) Zafra I							
Molino	Nt medida	Potencia mecánica demandada por el molino (kw)					
		Variante II	Variante III	Variante IV	Variante V	Variante VI	Variante VII
Molino 1	431,1	341,24	367,83	383,52	311,68	341,24	311,68
Molino 2	375,19	296,98	320,13	333,78	271,25	296,98	271,25
Molino 3	346,75	274,47	295,86	308,48	250,69	274,47	250,69
Molino 4	318	251,71	271,33	282,9	229,9	251,71	229,9
Molino 5	403,64	319,5	344,4	359,09	291,82	319,5	291,82
Potencia total demandada “tandem”(kW)	1874,68	1483,9	1599,55	1667,77	1355,34	1483,9	1355,34
Ahorro total del “tandem” (kW)		390,78	275,13	206,91	519,34	390,78	519,34

Continuación tabla 3.4

Caso de estudio II (CAI 5 de Septiembre) Zafra II							
Molino	Nt medida	Potencia mecánica demandada por el molino (kw)					
		Variante II	Variante III	Variante IV	Variante V	Variante VI	Variante VII
Molino 1	436,81	345,75	372,7	388,59	315,8	345,75	315,8
Molino 2	381,36	301,86	325,39	339,26	275,71	301,86	275,71
Molino 3	352,7	279,18	300,94	313,77	254,99	279,18	254,99
Molino 4	323,82	256,32	276,29	288,08	234,11	256,32	234,11
Molino 5	410,98	325,31	350,67	365,62	297,13	325,31	297,13
Potencia total demandada "tandem"(kW)	1905,67	1508,42	1625,99	1695,32	1377,74	1508,42	1377,74
Ahorro total del "tandem" (kW)		397,25	279,68	210,35	527,93	397,25	527,93

En la figura 3.1 se muestra una relación comparativa entre las potencias calculadas por los modelos propuestos para cada variante y las mediciones realizadas.

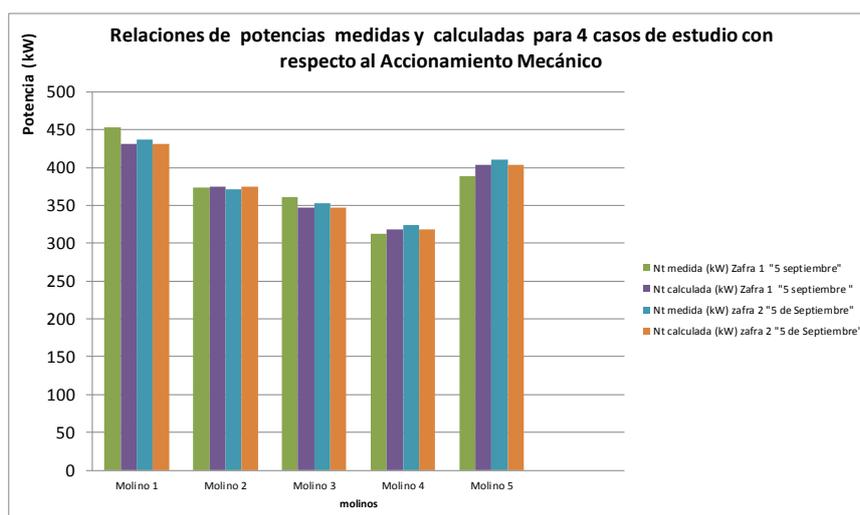


Figura 3.1 Relación Comparativa de Potencias Medidas y Calculadas para los diferentes.

En las Empresa Azucarera 5 de Septiembre se realizaron mediciones reales de las potencias consumidas por los motores eléctricos del tándem, cuyas curvas características (Gómez Sarduy, 2014) se muestran en las figura 3.2 y figura 3.3



Figura 3.2 Curva característica del motor eléctrico asincrónico del molino 1

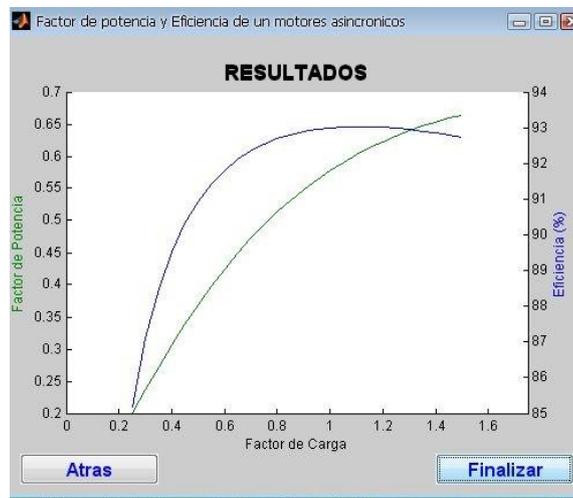


Figura 3.3 Curva característica de los motores eléctricos asincrónicos de los molinos 2, 3, 4 y 5.

Se trabajó con las corrientes registradas en los molinos del 1 al 4 en un periodo de 105 mediciones a intervalos de 15 min registradas por un lazo de control implementado en la empresa como se muestra en el diagrama de la figura 3.4.

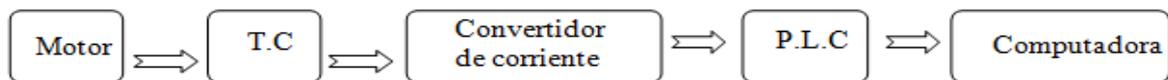


Figura 3.4. Esquema del circuito de medición de corriente empleado

Donde el T.C mide la corriente que consume el motor y transforma de 100 a 5 A, El convertidor de corriente recibe la corriente del T.C. de 0-5 A y da una salida de 4 – 200 mA, se alimenta con voltaje auxiliar de 115 a 230 V, posteriormente el PLC modula la entrada analógica del autómatas y procesa la información, enviándola a la computadora la cual mediante una tarjeta de captura de datos la registra a través del software GRACIL.

Los datos de los equipos de medición empleados aparecen en la tabla 3.5 y tabla 3.6

Tabla 3.5. Características técnicas del TC empleado en las mediciones.

Tipo	TJ59
Marca	KAINOTRAF
Razón de transformación	De 100 A a 5 A

Tabla 3.6. Características técnicas del convertidor de corriente empleado en las mediciones.

Modelo	TA-1T-211
Marca	TEXMATE
Entrada	De 0 A a 5 A
Salida	De 4 a 20 mADc

Con los registros de corriente y las curvas características se determinó la potencia real que instantáneamente estaban consumiendo los molinos como se aprecian en las figuras. 3.4; 3.5; 3.6.

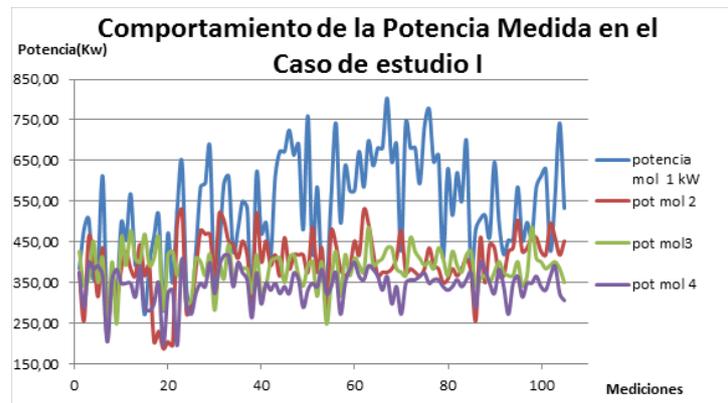


Figura 3.5 Registro de potencias medidas del “Caso de estudio I (CAI 5 de Septiembre) Zafra I”

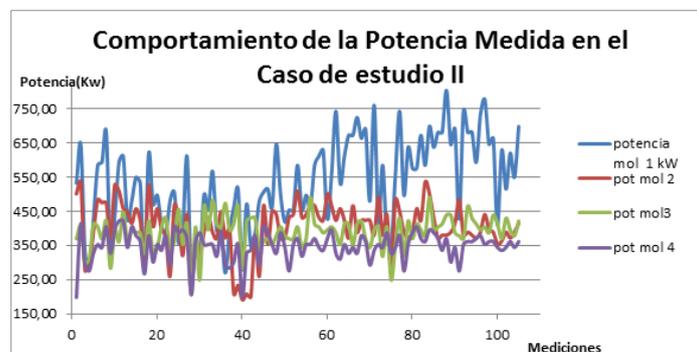


Figura 3.6 Registro de potencias medidas del “Caso de estudio II (CAI 5 de Septiembre) Zafra II”

En el (CAI 5 de septiembre), 5to molino al no encontrarse aun instalado el sistema de mediciones que la computadora pudiera registrar se hizo de forma manual, utilizándose en todos los casos los valores promedios.

En la Tabla 3.7 se muestran los valores de la potencia medida experimentalmente y la potencia calculada para un molino accionado mecánicamente. Se puede apreciar que el error relativo determinado a partir de la ecuación 3.1 donde se relaciona las potencias calculadas para la variante de accionamiento mecánico y las potencias reales medidas en los diferentes centrales mayor aparecen en los últimos molinos, sin embargo la diferencia no excede en ningún caso el 5 % .

$$\varepsilon = \frac{P_{calc} - P_{med}}{P_{med}} \times 100 \quad (3-1)$$

Donde:

P_{calc} : Potencia Calculada (Kw)

P_{med} : Potencia Medida (Kw)

Tabla 3.7 Error relativo (ε) entre la potencia medida y calculada para la variante I en los diferentes casos de estudios.

Equipo	Caso de estudio I (CAI 5 de Septiembre)			Caso de estudio II (CAI 5 de Septiembre)		
	Zafra I			Zafra II		
	Ntmedida (kW) Variante I	Nt calculada (kW) Variante I	Error relativo %	Ntmedida (kW) Variante I	Nt calculada (kW) Variante I	Error relativo %
Molino 1	452,65	431,1	4,76	436,81	431,1	1,32
Molino 2	374,08	375,19	-0,30	371,36	375,19	-1,02
Molino 3	360,54	346,75	3,82	352,7	346,75	1,72
Molino 4	313,01	318	-1,59	323,82	318	1,83
Molino 5	388,67	403,64	-3,85	410,98	403,64	1,82

En la Tabla 3.8 se muestran los valores ahorro de potencia con respecto a la potencia medida experimentalmente para los 5 molinos del “tandem” en su conjunto para cada una de las variantes analizadas.

Tabla 3.8 Ahorro tanto de potencia como energía de cada variante comparada con la medida experimentalmente.

"Caso de estudio I (CAI 5 de Septiembre) Zafra II"							
Molino	Nt medida	Ahorro de potencia con respecto a la Nt Medida experimentalmente (kw)					
		Variante II	Variante III	Variante IV	Variante V	Variante VI	Variante VII
Molino 1	436,81	89,86	63,27	47,58	119,42	89,86	119,42
Molino 2	371,36	78,21	55,06	41,41	103,94	78,21	103,94
Molino 3	352,7	72,28	50,89	38,27	96,06	72,28	96,06
Molino 4	323,82	66,29	46,67	35,1	88,1	66,29	88,1
Molino 5	410,98	84,14	59,24	44,55	111,82	84,14	111,82
Promedio de ahorro de potencia por molino (kW)		78,156	55,026	41,382	103,868	78,156	103,868
Ahorro total del "tandem" (kW)		390,78	275,13	206,91	519,34	390,78	519,34
Ahorro total de Energía(kW-h)		1125446,4	792374,4	595900,8	1495699,2	1125446,4	1495699,2
% con relación al total demandado		20,84	14,67	11,03	27,70	20,84	27,70

Continuación Tabla 3.8

"Caso de estudio II (CAI 5 de Septiembre) Zafra II"							
Molino	Nt medida	Ahorro de potencia con respecto a la Nt Medida experimentalmente (kw)					
		Variante II	Variante III	Variante IV	Variante V	Variante VI	Variante VII
Molino 1	436,81	91,06	64,11	48,22	121,01	91,06	121,01
Molino 2	371,36	79,50	55,97	42,10	105,65	79,50	105,65
Molino 3	352,7	73,52	51,76	38,93	97,71	73,52	97,71
Molino 4	323,82	67,50	47,53	35,74	89,71	67,50	89,71
Molino 5	410,98	85,67	60,31	45,36	113,85	85,67	113,85
Promedio de ahorro de potencia por molino (kW)		79,45	55,94	42,07	105,59	79,45	105,59
Ahorro total del "tandem" (kW)		397,24	279,68	210,34	527,93	397,24	527,93
Ahorro total de Energía(kW-h)		1144051,2	805478,4	605779,2	1520438,4	1144051,2	1520438,4
% con relación al total demandado		20,85	14,68	11,04	27,7	20,85	27,7

En la gráfica 3.7 se muestra el comportamiento de cada una de las variantes de accionamiento hidráulico con respecto al accionamiento mecánico en cuestión de ahorro de potencia. Donde se puede apreciar que las variantes I y IV son la más óptimas en cuestión de energía.

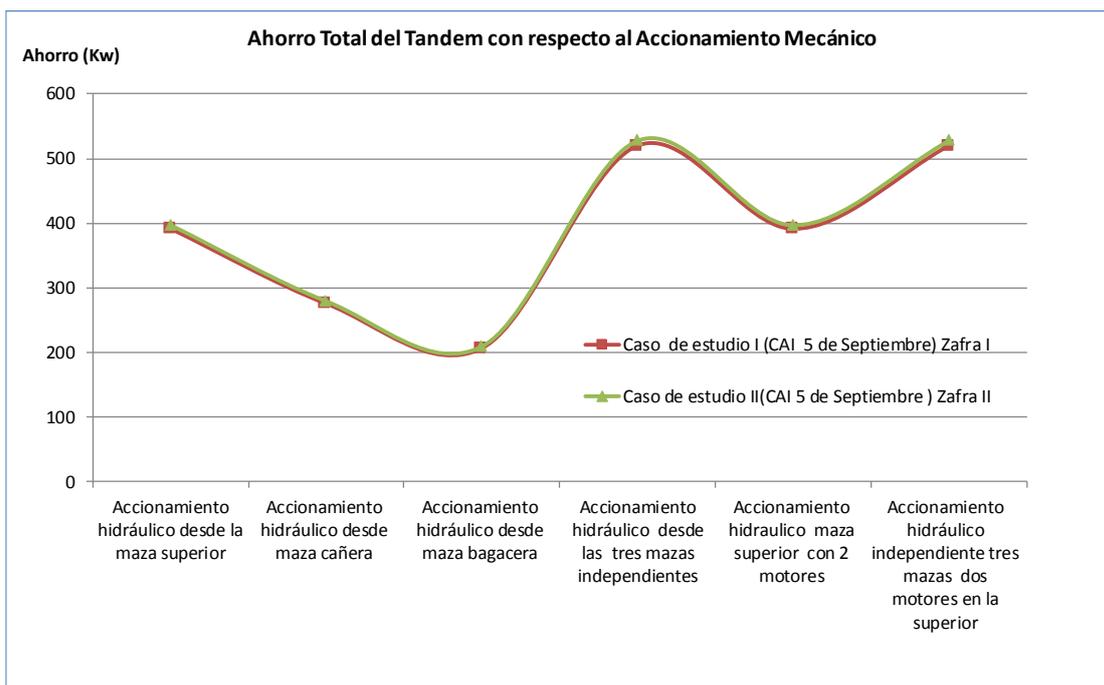


Figura 3.7 Comportamiento del Ahorro total del Tandem para cada una de las variantes de accionamiento hidráulico con respecto al mecánico en cada uno de los casos de estudio.

3.2 Diagramas de fuerzas de cortante, momentos flectores y momentos torsores del guijo de la maza superior para los diferentes casos de accionamiento del guijo.

A continuación, en la Figura 3.8 se expone el diagrama del estado tensional del guijo para cada variante de accionamiento.

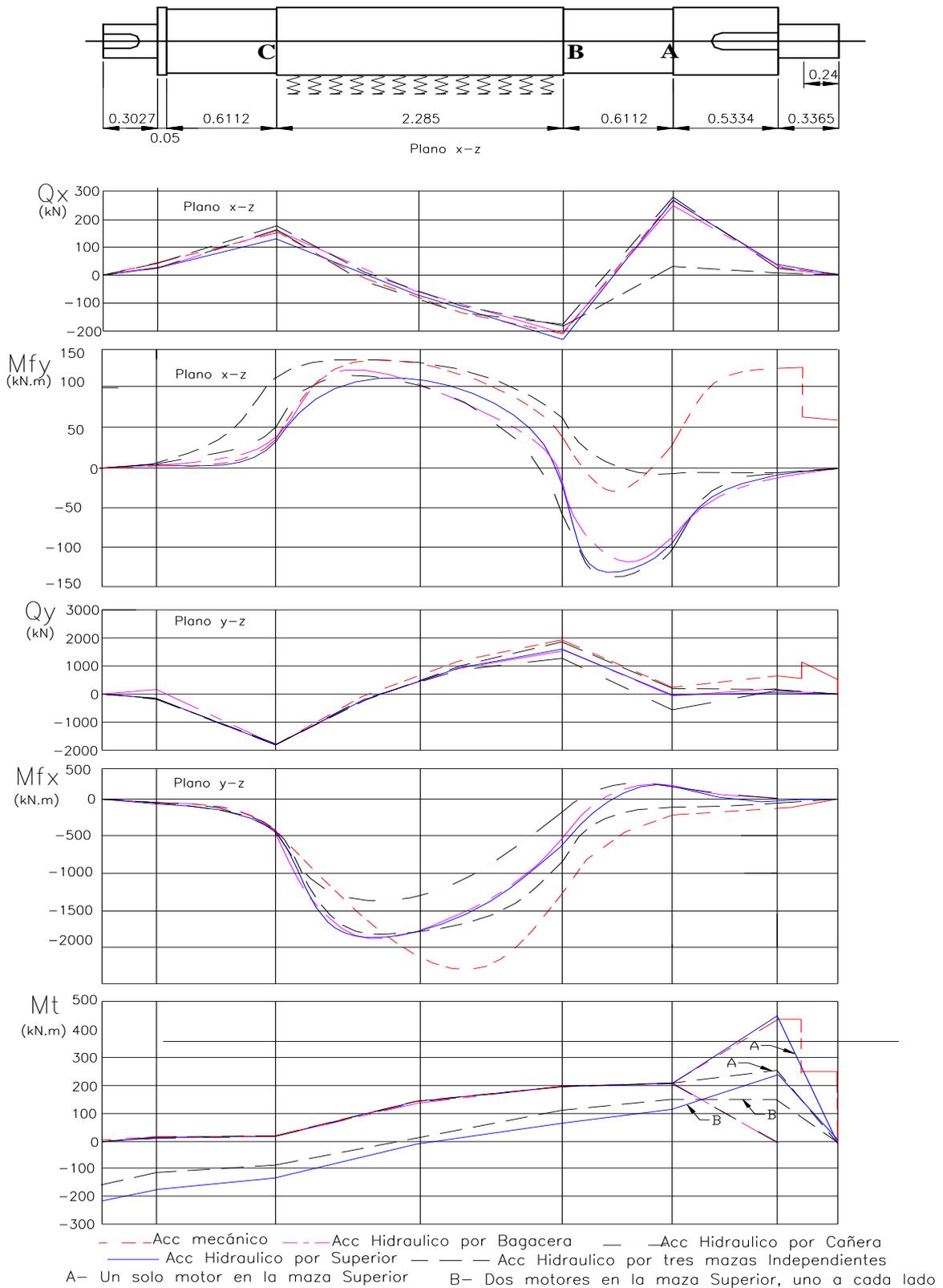


Fig.3.8- Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor para el árbol superior.

3.2.1- Con accionamiento hidráulico en la maza superior manteniendo las coronas

En este caso cada maza va a estar accionada con un hidromotor desde la maza superior manteniendo las coronas, eliminándose el tren de engrane tradicionalmente utilizado

Las cargas son: los pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre el mismo, las cargas que surgen durante el funcionamiento en la coronita y las cargas que surgen durante el funcionamiento de las coronas.

3.2.2- Con accionamiento hidráulico en la maza cañera manteniendo las coronas.

En este caso cada maza va a estar accionada con un hidromotor desde la maza cañera manteniendo las coronas, eliminándose el tren de engrane tradicionalmente utilizado.

Las cargas son: los pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre el mismo, las cargas que surgen durante el funcionamiento en la coronita y las cargas que surgen durante el funcionamiento de las coronas.

En este caso el punto más crítico es la sección C.

3.2.3- Con accionamiento hidráulico en la maza bagacera manteniendo las coronas.

En este caso cada maza va a estar accionada con un hidromotor, o sea que desaparece las coronas cañera y bagacera.

Las cargas son: los pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre el mismo y las cargas que surgen durante el funcionamiento en la coronita.

En este caso la sección más crítica es la sección B.

3.2.4- Con accionamiento hidráulico independiente en cada una de las mazas.

En este caso cada maza va a estar accionada con un hidromotor con sus correspondientes motores hidráulicos.

Las cargas son: los pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre el mismo y las cargas que surgen durante el funcionamiento.

En este caso la sección más crítica es la sección B.

3.2.5- Con accionamiento hidráulico en la maza superior con dos motores de la mitad de la capacidad manteniendo las coronas.

En este caso cada maza va a estar accionada con dos hidromotores desde la maza superior, o sea que el árbol superior va a estar accionado por dos motores uno en cada lado de capacidad del 25 % de la potencia total, y los demás árboles accionados por las coronas.

Las cargas son: los pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre el mismo, las cargas que surgen durante el funcionamiento en la coronita y las cargas que surgen durante el funcionamiento de las coronas.

3.2.6- Con accionamiento hidráulico independiente en cada una de las mazas, con dos motores de la mitad de la capacidad en la maza superior.

En este caso cada maza va a estar accionada con dos hidromotores, o sea que el árbol superior va a estar accionado por dos motores uno en cada lado de capacidad del 25 % de la potencia total, y los demás árboles con sus correspondientes motores hidráulicos.

Las cargas son: los pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre el mismo y las cargas que surgen durante el funcionamiento.

En las Tablas 3.9; 3.10; 3.11 se da el resumen de tensiones para las secciones A, B y C de los diferentes casos de estudio.

Tabla 3.9 Valores de fuerzas internas, tensiones en la sección A.

CAI 5 de Septiembre							
	Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Mfx (kN cm)	-34224,85	-27514,17	16963,77	5349,52	-1195,78	-27514,17	-1195,78
Mfy (kN cm)	5038,06818	6279,29899	-8912,79	-7902,541	-320,397	6279,29899	-320,397
MfR (kN cm)	29554,54	28221,60	19162,65	9542,93	1237,96	28221,60	1237,96
σ_{sa}	2,629	2,511	1,705	0,849	0,110	2,511	0,110
Mt (kN cm)	22875,3951	27952,5696	22279,87	22810,898	22542,279	13976,2848	11271,139
Qx (kN)	323,63	155,80	155,80	294,21	10,59	155,80	10,59
Qy (kN)	80,53	272,59	-638,43	-203,64	41,40	272,59	41,40
QR (kN)	333,50	313,98	657,17	357,81	42,73	313,98	42,73
τ_Q(kN/cm²)	0,2431	0,2289	0,4790	0,2608	0,0311	0,2289	0,0311
τ_{mt}(kN/cm²)	1,0176	0,8706	0,8693	0,8822	0,8684	0,4353	0,4342
τ_{max} (kN/cm²)	1,2607	1,4723	1,4701	1,2755	1,0339	0,8506	0,5325
τ_{min} (kN/cm²)	0,7745	1,0146	0,5121	0,7539	0,9716	0,3929	0,4702
Razón de asimetría	0,6144	0,6891	0,3483	0,5911	0,9398	0,4619	0,8830
τ_a (kN/cm²)	0,2431	0,2289	0,4790	0,2608	0,0311	0,2289	0,0311
τ_m (kN/cm²)	1,0176	1,2435	0,9911	1,0147	1,0028	0,6217	0,5014

Tabla 3.10 Valores de fuerzas internas, tensiones en la sección B.

CAI 5 de Septiembre							
	Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Mfx (kN cm)	-140755,48	-133911,38	-4287,25	-47857,95	-72412,69	-133911,38	-72412,69
Mfy (kN cm)	5880,29729	6111,33258	-6774,26	-2638,06	999,1327	6111,33258	999,1327
MfR (kN cm)	140878,26	134050,76	8016,92	47930,61	72419,58	134050,76	72419,58
σ_{sa}	12,534	11,926	0,713	4,264	6,443	11,926	6,443
Mt (kN cm)	25772,3177	26564,1802	24202,6	24724,208	24390,851	13282,0901	12195,425
Qx (kN)	-259,52	-255,24	-255,24	-267,47	-220,50	-255,24	-220,50
Qy (kN)	2280,16	2467,19	1481,04	1967,58	2242,53	2467,19	2242,53
QR (kN)	2294,89	2480,35	1502,87	1985,67	2253,34	2480,35	2253,34
τ_Q(kN/cm²)	1,6728	1,8080	1,0955	1,4474	1,6425	1,8080	1,6425
τ_{mt}(kN/cm²)	1,1465	0,8706	0,8693	0,8822	0,8684	0,4353	0,4342
τ_{max} (kN/cm²)	2,8192	2,9896	2,1721	2,5472	2,7275	2,3988	2,1850
τ_{min} (kN/cm²)	-0,5263	-0,6263	-0,0188	-0,3475	-0,5575	-1,2171	-1,1000
Razón de asimetría	-0,1867	-0,2095	-0,0087	-0,1364	-0,2044	-0,5074	-0,5034
τ_a (kN/cm²)	1,6728	1,8080	1,0955	1,4474	1,6425	1,8080	1,6425
τ_m (kN/cm²)	1,1465	1,1817	1,0766	1,0998	1,0850	0,5908	0,5425

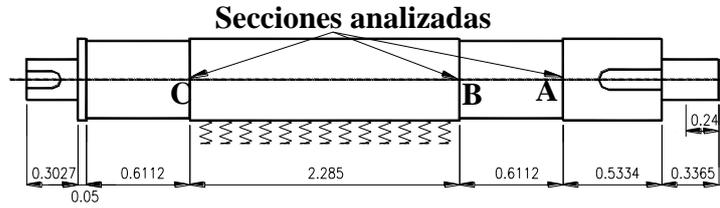
Tabla 3.11 Valores de fuerzas internas, tensiones en la sección C.

CAI 5 de Septiembre							
	Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Mfx (kN cm)	-64398,12	-65447,24	-64655,16	-64590,72	-64623,32	-65447,24	-64623,32
Mfy (kN cm)	6304,22231	6968,41937	6965,03959	6262,1816	7516,5039	6968,41937	7516,5039
MfR (kN cm)	64705,96	65817,17	65029,24	64893,57	65058,98	65817,17	65058,98
$\sigma_{ma=sa}$	5,757	5,856	5,786	5,774	5,788	5,856	5,788
Mt (kN cm)	3780,89818	2824,06101	3521,15851	3580,6004	3551,4162	1412,03051	1775,7081
Qx (kN)	170,51	208,95	208,95	168,06	210,24	208,95	210,24
Qy (kN)	-2169,77	-2182,82	-2172,97	-2172,17	-2172,57	-2182,82	-2172,57
QR (kN)	2176,46	2192,80	2182,99	2178,66	2182,72	2192,80	2182,72
τ_Q(kN/cm²)	1,5864	1,5983	1,5912	1,5880	1,5910	1,5983	1,5910
τ_{mt}(kN/cm²)	0,1682	0,8706	0,8693	0,8822	0,8684	0,4353	0,4342
τ_{max} (kN/cm²)	1,7546	1,7240	1,7478	1,7473	1,7490	1,6612	1,6700
τ_{min} (kN/cm²)	-1,4183	-1,4727	-1,4346	-1,4288	-1,4330	-1,5355	-1,5120
Razón de asimetría	-0,8083	-0,8543	-0,8208	-0,8177	-0,8193	-0,9244	-0,9054
τ_a (kN/cm²)	1,5864	1,5983	1,5912	1,5880	1,5910	1,5983	1,5910
τ_m (kN/cm²)	0,1682	0,1256	0,1566	0,1593	0,1580	0,0628	0,0790

3.2.7 Análisis comparativo de los resultados de factores de seguridad a la fatiga para las diferentes variantes.

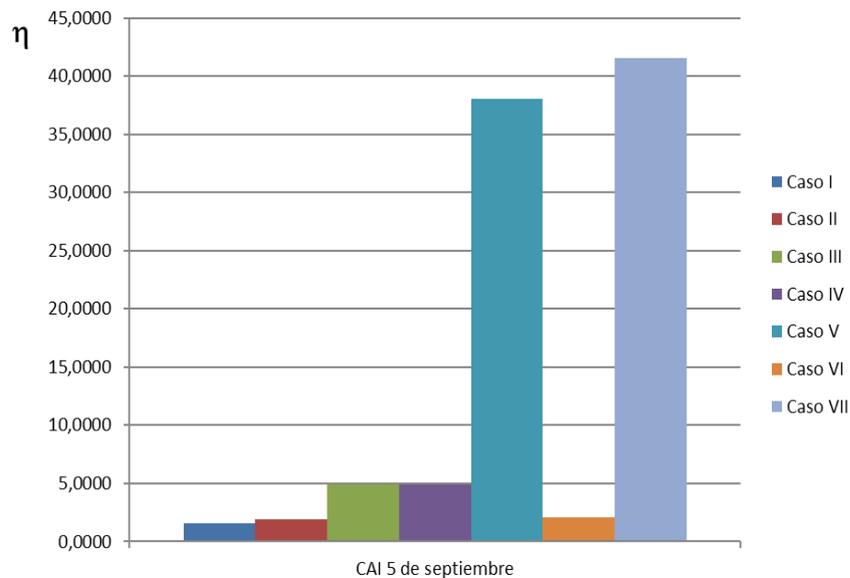
En la tabla 3.13 se muestra los resultados del cálculo del factor de seguridad para cada uno de las secciones críticas donde se encuentran los mayores concentradores de tensiones.

Tabla 3.13 Factor de seguridad a la fatiga del árbol superior del 5^{to} molino.

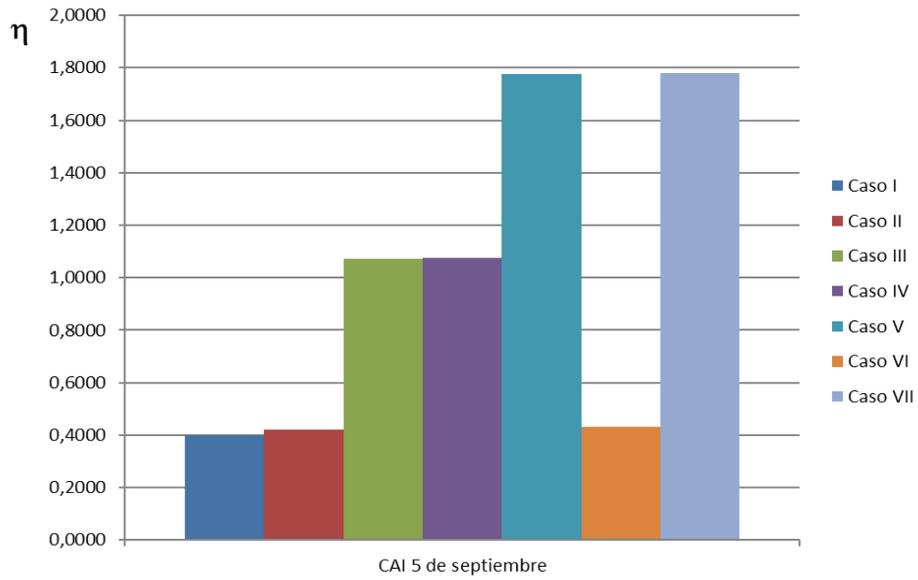


CAI 5 de septiembre							
Sección A	Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
$\eta\sigma$	1,5773	5,4615	1,9758	2,0714	48,8110	5,4615	48,8110
$\eta\tau$	10,1533	10,8426	9,6606	13,3633	60,7286	11,3157	79,2999
η	1,5586	1,9357	4,8777	4,9186	38,0452	2,0470	41,5677
Sección B	Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
$\eta\sigma$	0,4057	1,2002	0,4331	0,4434	0,8344	1,2002	0,8344
$\eta\tau$	2,0835	2,3908	1,9242	1,9337	2,1399	2,4118	2,1568
η	0,3982	0,4225	1,0727	1,0745	1,7774	0,4322	1,7782
Sección C	Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
$\eta\sigma$	0,9313	0,9319	0,9190	0,9181	0,9285	0,9319	0,9285
$\eta\tau$	2,2445	2,2456	2,2378	2,2303	2,2404	2,2483	2,2431
η	0,5602	0,6501	0,8607	0,8609	0,9578	0,6490	0,9579

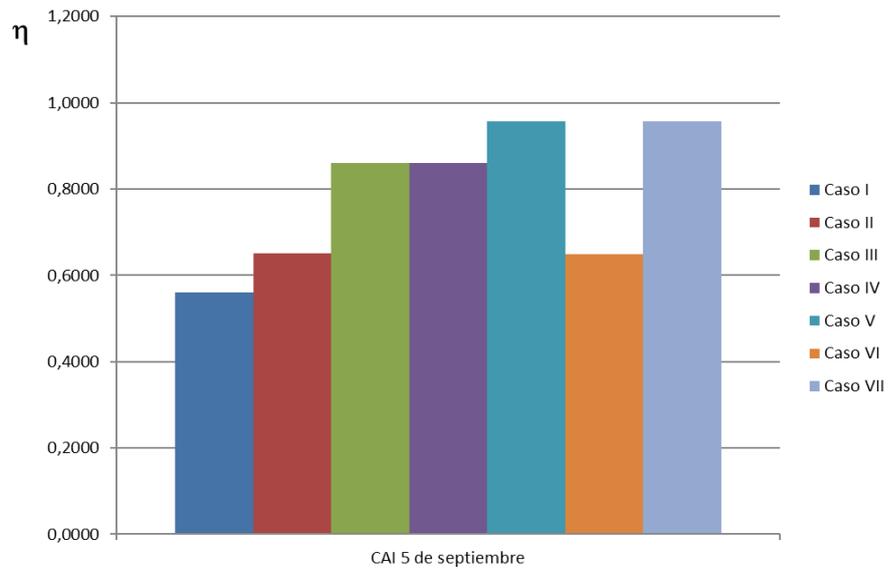
La Figura 3.9 a), b) y c) que se presenta a continuación nos muestra el comportamiento del factor de seguridad en las secciones y/o concentradores de tensiones más críticos de guijo.



a) Sección A.



b) Sección B



c) Sección C

Figura 3.9 Comportamiento del factor de seguridad en cada variante de accionamiento.

3.3 Análisis comparativo de los resultados de la aplicación de la Mecánica de la Fractura para determinar la vida remanente de los árboles para las diferentes variantes.

3.3.1 Variación de las tensiones tangenciales circunferenciales y tensiones normales respectivamente en función del ángulo de giro del árbol para los 7 casos analizados

En la Figura 3.10 y 3.11 se muestran los resultados de las Tensiones Tangenciales y Normales respectivamente.

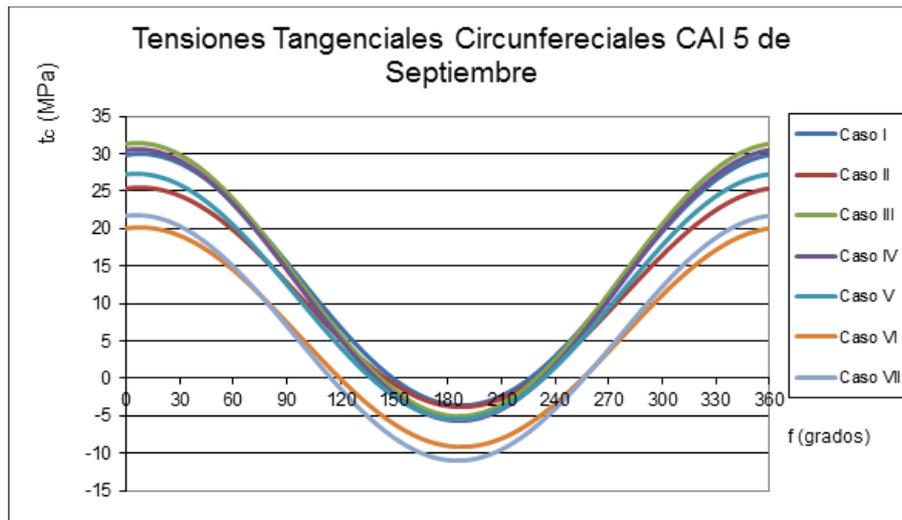


Fig. 3.10 Variación de las tensiones tangenciales circunferenciales contra ángulo de giro del árbol

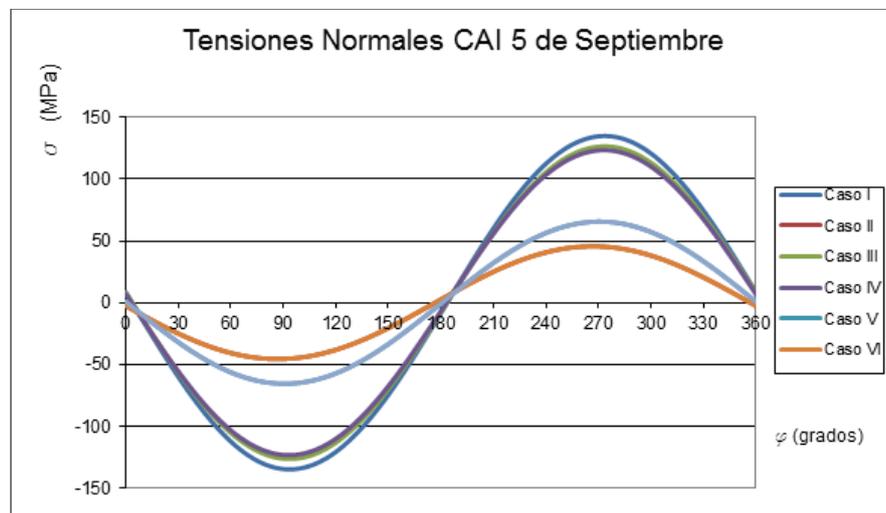


Fig. 3.11 Variación de las tensiones normales contra ángulo de giro del árbol

Caso # 1 Accionamiento mecánico tradicional

Caso # 2 Hidraulizado por la maza superior manteniendo las coronas

Caso # 3 Hidraulizado por la maza cañera manteniendo las coronas

Caso # 4 Hidraulizado por la maza bagacera manteniendo las coronas

Caso # 5 Hidraulizado por las tres mazas

Caso # 6 Hidraulizado por la superior con dos motores, manteniendo las coronas

Caso # 7 Hidraulizado por las tres mazas con dos motores en la maza superior

3.3.2 Tamaño crítico de la grieta.

Para buscar el tamaño crítica de la Grieta que para cada caso se toma la tensión máxima calculada en la sección analizada para el caso correspondiente con la que se entra el gráfico de la resistencia residual y se obtiene tamaño crítico de la grieta o tomando los dos valores más próximos a la tensión máxima calculada e interpolando en la tabla en Excel entre ellos obtuvimos valores críticos.

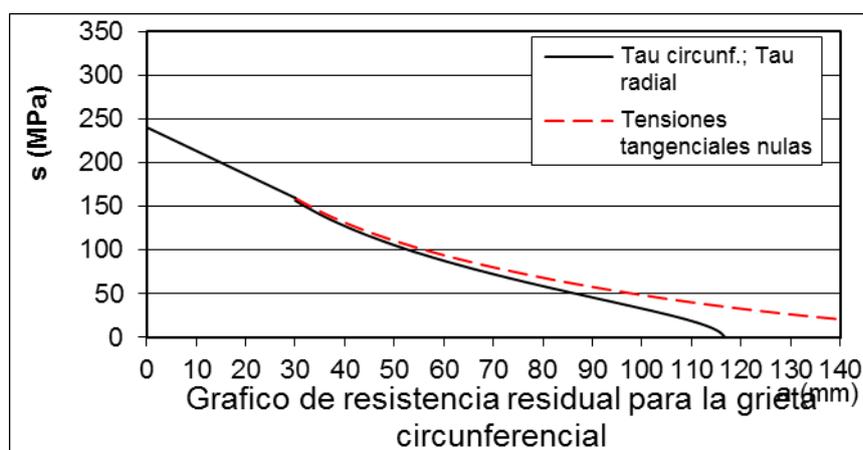


Fig. 3.12 Gráfico de resistencia residual para la grieta circunferencial

En la Tabla 3.14 se muestran los tamaños crítico y permisible de las grietas para las cargas normales, como resultado del estado tensional del guijo para cada variante de accionamiento.

Tabla 3.14 Tamaño critico de grieta en los árboles superiores para los casos analizados

CAI 5 de Septiembre								
		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso V	Caso VI	Caso VII
Circunferencial	ac (mm)	50	102	106	100	84	102	84
	ap (mm)	48	94	97	93	79	94	79

ac tamaño crítico de la grieta para cargas nominales de trabajo

ap tamaño máximo permisible de la grieta. o sea su tamaño crítico para sobrecarga de trabajo .

En la Fig. 3.13) se muestra la variación del factor de intensidad de tensiones equivalente para un ciclo completo de carga y para distintos tamaños de grietas, para el caso del árbol superior del quinto molino

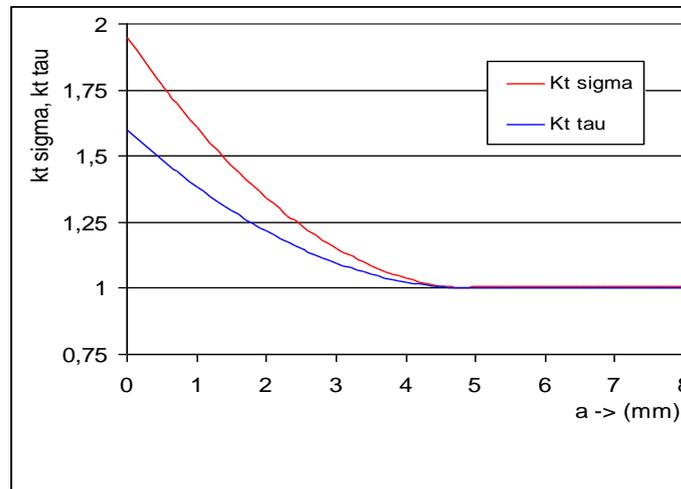


Fig. 3.13 Ley de variación de tensiones

Para la confección del mismo se considera que el factor de intensidad de tensiones para el modo I de carga posee valor cero para el semiciclo negativo de la tensión normal; debido a que el efecto que produce una tensión normal de compresión es el de cerrar la grieta impidiendo que crezca. Solamente en materiales con límite de fluencia muy bajos se aprecia la influencia de la tensión normal de compresión en el crecimiento de la grieta.

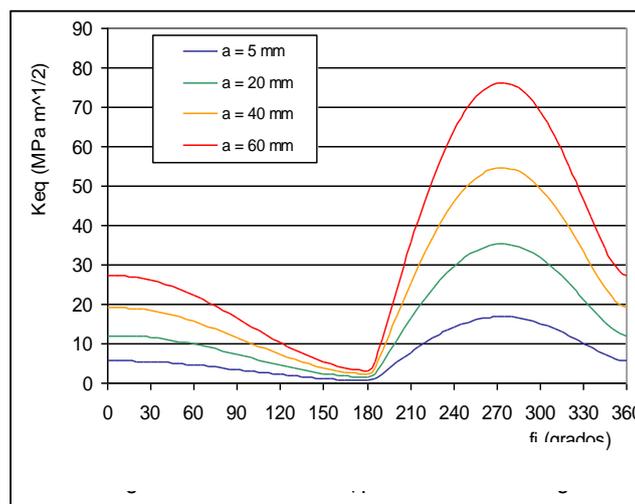


Fig. 3.14 Variación de K_{eq} para un ciclo de carga.

Factor de intensidad de tensiones equivalente alcanza valores mínimos y máximos en este caso para las posiciones angulares del árbol de 180° y 270° .

3.3.3 Determinación de la vida remanente de los árboles superiores.

A partir de la ecuación de razón de crecimiento de Paris y asumiendo que el tamaño detectable de la grieta es $a_d = 0,004$ m se calculó el tiempo desde que la grieta sea detectable hasta que alcance su valor crítico.

En el Figura 3.15 se muestra el crecimiento subcrítico del guijo superior para cada una de las variantes.

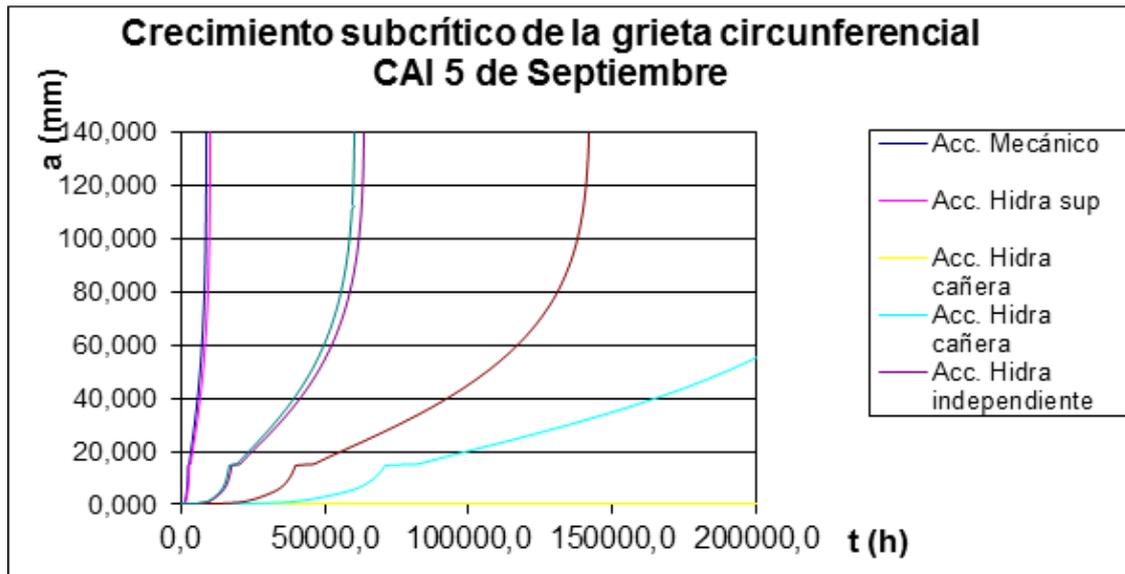


Fig. 3.15 a) Gráfico de crecimiento subcrítico para el guijo superior de las 7 variantes analizadas.

Tabla 3.3 Tamaño de grieta y vida remanente para el árbol superior del 5to molino

CAI 5 de Septiembre								
		Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Circunferencial	ac (mm)	50	102	106	100	84	102	84
Vida remanente Zafra (2880 h)		1,72	2,15	7,17	4,52	20,4	5,58	18,3
Diferencia respecto al Caso I			0,43	5,45	2,8	18,7	3,86	16,6

ac tamaño crítico de la grieta para cargas nominales de trabajo

Vida remanente Zafra (2880 h): Vida útil del guijo.

3.4 Conclusiones parciales

1. Mediante las expresiones de potencia demandada que se obtuvieron se validó para los cinco molinos del CAI “5 de Septiembre” mediante la comparación de la potencia medida experimentalmente con los valores de potencia calculados, obteniéndose el % error relativo menor que el 5 % para todos los molinos, concluye que desde este punto de vista del ahorro de energía la mejor alternativa es el Accionamiento Hidráulico de las tres mazas independientemente con un ahorro de energía del 27,7%.
2. Aplicando el Esquema de Análisis que considera el guijo como un árbol apoyado sobre una fundación elástica se evaluaron los factores de seguridad a la fatiga de los árboles superiores de los cinco molinos del 5 de Septiembre. Del análisis se concluye que la sección más crítica desde el punto de vista de la fractura por fatiga sigue siendo la sección B, o sea, el cambio de diámetro entre el collarín y la zona donde está colocada la maza, del lado opuesto a donde está colocada la corona.
3. Aplicando el mismo Esquema de Análisis y los Criterios de la Mecánica de la Fractura Lineal Elástica y de la Mecánica de la Fractura Subcrítica se pudo precisar que en las Variantes de Accionamiento Hidráulico desde alguna de las mazas: superior, cañera o bagacera, manteniendo las coronas la Vida Remanente de los Guijos Superiores se eleva a valores del orden de **7 zafras o sea 3,5** veces superior a la vida con Accionamiento Mecánico, mientras que el Accionamiento Independiente la Vida Residual **se eleva a valores de 20.4** zafras, o sea, poco menos de 18.7 veces con relación al Accionamiento Mecánico.

CAPITULO IV: Factibilidad económica del empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar.

4.1 La Economía del Ciclo de Vida como criterio para los análisis de factibilidad técnico-económicos.

Hasta hace relativamente poco tiempo en los cálculos técnicos - económicos en casi todas las ramas de la ciencia y la técnica se aplicaban los criterios de % de recuperación, período de recuperación, o se aplicaba el criterio universal de los gastos reducidos.

Estos criterios en la actualidad se consideraban obsoletos, ya que no toman en cuenta:

- ✓ La recuperación de los gastos financieros.
- ✓ El costo de oportunidad del capital.
- ✓ Los impuestos sobre la ganancia.
- ✓ La tasa de inflación

En la literatura moderna se reflejan otros criterios que si toman en cuenta estos aspectos como son: El valor actual neto (VAN_k), la tasa interna de retorno (TIR) y el costo del ciclo de vida (CCV).

Uno de los criterios más adecuados para valorar la efectividad económica de la sustitución de un equipo o tecnología por otra para realizar la misma función es costo del ciclo de vida. El equipo o tecnología que representa menor costo total en el ciclo de vida es el más adecuado.

El costo del ciclo de vida no es más que una variante del VAN y se puede obtener por la siguiente expresión(Rafael Goytisoló Espinosa, 1997):

$$CCV = I + \sum_{i=1}^N En_i \left(\frac{1}{1+de} \right)^i + \sum_{i=1}^N OM \left(\frac{1}{1+d} \right)^i + \sum_{i=1}^N Ri \left(\frac{1}{1+d} \right)^i - VR \left(\frac{1}{1+k} \right)^N$$

En el caso de que los costos anuales de la energía, operación, mantenimiento y reparación sean constantes durante los diferentes años de la vida de servicio, la expresión anterior se escribe como sigue:

$$CCV = I + En \frac{(1+de)^N - 1}{de(1+de)^N} + (OM + R) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} - VR \left(\frac{1}{1+k} \right)^N$$

donde:

En- costo anual de la energía consumida (pesos/años)

OM- costo anual de la operación de mantenimiento (pesos/años)

R- costo anual de reparación (pesos/años)

VR- valor residual al concluir la vida de servicio (pesos)

i - tasa de inflación general

$d = (k-1) / (i+1)$ – tasa neta de descuento ajustada a la inflación

i_e - tasa de inflación aplicable a la energía

$d_e = (k-i_e) / (1+1)$ – tasa neta de descuento ajustado a la inflación de la energía

En el caso de Cuba se puede tomar $k = 0.2$, $i = 0.04$, $d = d_e = 0.154$. Para $N = 10$ años

$$\frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} = \frac{(4.1885)^N - 1}{0.154(4.1885)^N} = 4.9432$$

El término $\left(\frac{1}{1+k}\right)^N = 0.1615$

4.2.- Determinación de la Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico.

Para el análisis económico en nuestro caso se introducirá un nuevo concepto, la Economía del Ciclo de Vida (ECV), que no es más que la diferencia en el costo del ciclo de vida de la instalación original y el de la nueva instalación. La expresión para el cálculo de la Economía de Ciclo de vida es la siguiente:

$$ECV = -I + (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left(\frac{1}{1+k}\right)^N$$

En este caso en la inversión inicial no solo hay que incluir todos los gastos necesarios para el establecimiento de la nueva tecnología sino también los gastos requeridos para dismantelar las viejas instalaciones y se restará el valor residual de la vieja instalación la cual se puede vender y es dinero que se recupera de inmediato.

4.2.1- Economía del Ciclo de Vida para un “tándem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas (Variante 2)

El análisis se realizará para un “tándem” que consta de cinco molinos (en total 15 masas).

Se verá a continuación el cálculo de cada una de las componentes de la Economía del Ciclo de Vida.

El Ahorro de Energía por año de explotación será el siguiente: Se demostró en el presente trabajo que el ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas es de 479.79 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional. Para una zafra de 2 880 h y una tarifa eléctrica diferenciada, teniendo en cuenta que el MINAZ genera su propia energía, de 0,045 USD/kW-h

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 310\,903.92 \text{ USD} + 93\,271.18 \text{ MN}$$

Donde:

AEn – Ahorro de energía consumida por año. [Pesos]

A_{pot} – Ahorro de potencia en el “tandem” [kW]

T – Tiempo de duración de la zafra en horas[h]

C_e –tarifa eléctrica USD/kW-h

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento será el siguiente: En la Empresa Azucarera 5 de septiembre se consumen 972,97 galones de lubricante para coronas con un valor de 11722,64

USD/año y 2702,7 galones de lubricante en trenes de engranajes con un costo de 7208,99 USD/año. Los gastos de aceites en el tren de engrane desaparecen, pues se sustituyen por la transmisión hidrostática, aunque se consume aceite hidráulico el circuito es cerrado y los gastos por este concepto se incluyen en la inversión inicial.

La operación de un “tandem” hidraulizado desde la maza superior manteniendo las coronas se realizará con mucho menos operarios ya que no se requerirá de los tradicionales ayudantes de engranes

Considerando solo un ahorro en salarios relacionado con los operarios que realizaban todo el mantenimiento del tren de engrane 300 MN/mes por turno de trabajo, el ahorro en salario para la operación y mantenimiento será de 10 800 MN/año.:

Teniendo en cuenta que en la hidraulización los elementos motrices: turbinas de vapor, máquinas de vapor, motores eléctricos se sustituyen por otros se considerará a modo de simplificación que los restantes gastos de operación y mantenimiento serán similares en el “tándem” de vieja y nueva tecnología.

El ahorro total de operación y mantenimiento por año de explotación será:

$$AOM = 866.6 \text{ USD/año} + 11\,059.99 \text{ MN/año}$$

En lo referente a las reparaciones en la Empresa Azucarera 5 de Septiembre se producirá un ahorro al sustituir los couplings 2 000 USD por cada uno, al eliminarse en los 5 molinos del “tandem” representará un ahorro de 10 000 USD y 3 000 MN. En sustitución de guijos, al incrementar la vida de los mismos (Juan Gabriel Noa Aguila, 2005) con relación al accionamiento mecánico, lo que representa un ahorro de 1 356 254,24 USD y 406 826,27 MN

En un “tandem” hidráulizado las reparaciones necesitan menor personal y más calificado por lo que se realizarán a un costo mucho más pequeño. Se estima se puedan ahorrar alrededor de 20 000 MN/año.

El total en reparación será:

$$AR = 1\,456\,254.24 \text{ USD} + 43\,687,63 \text{ MN}$$

Para hidráulizar un “tandem” de 5 molinos se requieren 5 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad para transmitir una potencia de 260 kW cada uno de los cuales tiene un precio 158915,58 USD + 47 674 MN, se necesitarán para esta variante 6 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio de 14 401 USD + 4 320 MN cada uno, se emplearán 6 unidades de potencias hidráulica para accionar los motores hidráulicos con un precio de cada una de 61 281 USD + 18 384 MN, se emplearán 6 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 2 582 USD + 774,71 MN. La inversión inicial necesaria para la puesta en marcha de un molino hidráulizado desde la maza superior manteniendo las coronas asciende a 237 181,53 USD + 71 154,45 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a 1 423 089,181 USD + 426 926,75 MN.

El valor residual de la instalación concluido el Ciclo de Vida se considera conservadoramente no mayor que:

$$VRNI = 20\,000 \text{ USD}$$

La Economía del Ciclo de Vida será:

$$ECV = -I + (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left(\frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ECV = 1\,201\,827.79 \text{ USD} + 422\,497.03 \text{ MN}$$

$$ECV = 1\,624\,324.82 \text{ pesos}$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa una Economía del Ciclo de Vida, para una vida útil de 10 años de 1 624 324.82 pesos Todo esto sin considerar el ahorro por concepto de tiempo perdido en zafra que como se menciona en el trabajo¹⁴ se estima que esté puede estar en el orden del 0,5% de la zafra, que evaluado para todo el país equivale a 112 días de zafra de una central de mediana capacidad 53.

4.2,2 Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas (Variante 3)

El análisis se realizará para el mismo “tándem” del caso anterior.

El Ahorro de Energía por año de explotación para este caso será el siguiente. El ahorro de potencia demandada por un molino con accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas es de 364.15 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional.

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 24\,480,19 \text{ USD} + 7\,344 \text{ MN}$$

El Ahorro total de Operación y Mantenimiento por año de explotación será el mismo que en el caso anterior

$$AOM = 866.6 \text{ USD/año} + 11\,059.99 \text{ MN/año}$$

En lo referente a las reparaciones se realiza el mismo análisis que en el caso anterior al ser sustituido o eliminados los mismos componentes. Solamente con la diferencia que en sustitución de guijos, al incrementar la vida de los mismos ^[noa] con relación al accionamiento mecánico, lo que representa un ahorro de 1 357 118,6 USD y 407 135,59MN

El total en reparación será:

$$AR = 145\,711.86 \text{ USD} + 43\,713.56 \text{ MN}$$

En este caso se requieren 5 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad para transmitir una potencia de 280 kW cada uno de los cuales tiene un precio de 1 66 141,2 USD + 49 842,36 MN. En esta variante no serán necesario los brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico, se emplearán 5 unidades de potencias hidráulica para accionar el motor hidráulico con un precio cada una de 64 068,19USD + 19 220,46 MN, se emplearán 5 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 2 699,79 USD + 809,94 MN. La inversión inicial necesaria para

puesta en marcha de un molino hidráulizado desde la maza superior manteniendo las coronas asciende a 247 965,74 USD + 74 389,72 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a 1 487 794,43 USD + 446 338,33 MN

El valor residual de la instalación concluido el Ciclo de Vida se igual que en el caso anterior.

$$VRNI = 20\ 000\ USD$$

La Economía del Ciclo de Vida será:

$$ECV = -I + (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left(\frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ECV = 707\ 793.57USD + 274286.76MN$$

$$ECV = 982\ 080.33\ pesos$$

La hidráulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas representa una Economía del Ciclo de Vida, para una vida útil de 10 años de 982 080.33 pesos.

4.2,3 Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas (Variante 4)

Al Igual que en el caso anterior el análisis se realizará para el “tandem” de la EmpresaAzucarera5 de Septiembre

El ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas es de 295.94 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional.

El ahorro de energía será:

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 119\ 1769.12\ USD + 57\ 530.74MN$$

El Ahorro total de Operación y Mantenimiento por año de explotación será:

$$AOM = 866.6\ USD/año + 11\ 059.99\ MN/año$$

En lo referente al Ahorro en Reparaciones se determinará igual que en los casos anteriores, con la diferencia que, en sustitución de guijos, con relación al accionamiento mecánico, representa un ahorro de 1 401 491,5 USD y 420 447,46MN

El total en reparación será:

$$AR = 150\ 149.15\ USD + 45\ 044.75\ MN$$

Para este caso se requieren 5 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad para transmitir una potencia de 290 kW cada uno de los cuales tiene un precio de 169 676,35 USD + 50 902,91 MN. En esta variante no serán necesario los brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico, se emplearán 5 unidades de potencias hidráulica para accionar el motor hidráulico con un precio cada una de 65 431,4 USD + 19 629,4MN, se emplearán 5 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 2 757,24 USD + 827,17 MN. La inversión inicial necesaria para puesta en marcha de un molino hidraulizado desde la maza bagacera manteniendo las coronas asciende a 253 241,95USD + 75 972,586 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a 1 519 451,73 USD + 455 835,518 MN

El valor residual de la instalación concluido el Ciclo de Vida se considera como los casos anteriores no mayor que:

$$VRNI = 20\,000 \text{ USD}$$

La Economía del Ciclo de Vida será:

$$ECV = -I + (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left(\frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ECV = 448\,057.30 \text{ USD} + 196\,365.88 \text{ MN}$$

$$ECV = 644\,423.18 \text{ pesos}$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa una Economía del Ciclo de Vida, para una vida útil de 10 años de 644 423.18 pesos.

4.2,4 Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza (Variante 5)

Se realizará el análisis para el “tandem” de la Empresa Azucarera 5 de Septiembre como en los casos anteriores

El ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico independiente en cada maza es de 608.35 KW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional.

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 394\,210.8 \text{ USD} + 118\,263.24 \text{ MN}$$

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento será el siguiente: En la Empresa Azucarera 5 de Septiembre se consumen 972,97 galones de lubricante para coronas con un valor de 11722,64

USD/año y 2702,7 galones de lubricante en trenes de engranajes con un costo de 7208,99 USD/año. Los gastos de aceites en el tren de engrane desaparecen, pues se sustituyen por la transmisión hidrostática y aunque se consume aceite hidráulico el circuito es cerrado y los gastos por este concepto se incluyen en la inversión inicial.

Considerando solo un ahorro en salarios relacionado con los operarios que realizaban todo el mantenimiento del tren de engrane y las coronas 600 MN/mes por turno de trabajo, el ahorro en salario para la operación y mantenimiento será de 21 600 MN/año.:

El Ahorro total de Operación y Mantenimiento por año de explotación será:

$$AOM = 1\ 613\ \text{USD/año} + 22\ 083,9\ \text{MN/año}$$

En lo referente a las reparaciones se producirá un ahorro al sustituir los coupling, se eliminarán las 15 coronas lo que representa un ahorro de 85 000 USD + 25 500 MN. En sustitución de guijos, mecánico, representa un ahorro de 388 406,78 USD y 116 522,03 MN

El Ahorro total en Reparación será:

$$AR = 134\ 040,68\ \text{USD} + 40\ 152,20\ \text{MN}$$

En este caso se requieren 15 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad, de ellos 5 para transmitir una potencia de 70 kW a un precio de 72 317,157 USD + 2 1695,147 MN cada uno y 10 motores a transmitir 40 kW con precio de 51 691,43 USD + 15 507,43 MN cada uno. En esta variante serán necesarios 5 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio cada uno de 6 553,74 USD + 1 966,1227 MN. Se emplearán 5 unidades de potencias hidráulica para accionar el motor hidráulico de 70 kW con un precio cada una de 27 887,3 USD + 8 366,19 MN, Se emplearán 10 unidades de potencias hidráulica para accionar el motor hidráulico de 40 kW con un precio cada una de 19 933,5 USD + 5 980,5 MN, se emplearán 15 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 839,98 USD + 251,99 MN. La inversión inicial necesaria para puesta en marcha de un molino hidráulizado independiente desde cada una de las mazas asciende a 262 232,26 USD + 78 669,68 MN por molino y una inversión total para el "tandem" ascendente a 1 465 460,22 USD + 439 638,07 MN

El Valor Residual de la Instalación concluido el Ciclo de Vida se considera como en los casos anteriores no mayor que:

$$VRNI = 20\,000 \text{ USD}$$

La Economía del Ciclo de Vida será:

$$ECV = -I + (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left(\frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ECV = 1\,575\,435.19 \text{ USD} + 196\,093.78 \text{ MN}$$

$$ECV = 2\,171\,228.96 \text{ pesos}$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa una Economía del Ciclo de Vida, para una vida útil de 10 años de 2 171 228.96 pesos.

4.2,5- Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior con dos motores, uno a cada lado, manteniendo las coronas. (Variante 6)

El ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico desde la maza superior con dos motores, uno a cada lado, manteniendo las coronas es de 479.79 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional.

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 310\,903.92 \text{ USD} + 93\,271.18 \text{ MN}$$

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento se determinará al igual que en la variante 3, analizada en el epígrafe 4.2.1.

$$AOM = 866.6 \text{ USD/año} + 11\,059.99 \text{ MN/año}$$

Al igual que en la variante 3 se realizara el mismo análisis para la determinación del Ahorro en Reparaciones, con la única diferencia que en sustitución de guijos representa un ahorro de 1 296 610,2 USD y 388 983,05 MN

El Ahorro total en Reparaciones será:

$$AR = 139\,661.02 \text{ USD} + 41\,898.31 \text{ MN}$$

En la Variante que se analizase requieren 10 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad para transmitir una potencia de 130 kW, cada uno de los cuales tiene un precio 104 845,19 USD + 3 1453,56 MN, se necesitarán para esta variante 10 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio de 9 501,59 USD + 2 850,47MN cada un, se emplearán 10 unidades de potencias hidráulica para accionar el motor hidráulico con un precio de cada una de 40 430,93 USD + 12 129,27 MN, se emplearán 10 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 1

703,73 USD + 511,12 MN. La inversión inicial necesaria para la puesta en marcha de un molino hidraulizado desde la maza superior con dos motores, uno a cada lado, manteniendo las coronas asciende a 156 481,45 USD + 46 944,436 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a 1 877 777,43 USD + 563 333,23 MN

El Valor Residual de la Instalación concluido el Ciclo de Vida se tomará como en las variantes anteriores.

$$VRNI = 20\ 000\ USD$$

La Economía del Ciclo de Vida será:

$$ECV = -I + (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left(\frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ECV = 712\ 927.76\ USD + 275\ 827.02\ MN$$

$$ECV = 988\ 754.58\ pesos$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa una Economía del Ciclo de Vida, para una vida útil de 10 años de 988 754.58 pesos

4.2,6 Economía del Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza con dos motores en la maza superior, uno a cada lado. (Variante 7)

El Ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico independiente en cada maza es de 608.35 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional. Para una zafra de 2 880 h y una tarifa eléctrica diferenciada, teniendo en cuenta que el MINAZ genera su propia energía, de 0,045 USD/kW-h

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 47\ 459,5\ USD + 14\ 237,85\ MN$$

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento se realizará de la misma manera que se ha analizado en el epígrafe 4.2.5 para la variante 6

$$AOM = 1\ 613\ USD/año + 22\ 083,9\ MN/año$$

En lo referente al Ahorro en Reparaciones se realizará el mismo análisis que para la variante 6

$$AR = 134\ 098.31\ USD + 22\ 083.9\ MN$$

En esta variante se requieren 20 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad, a transmitir 40 kW con precio de 51 691,43 USD + 15 507,43 MN cada uno. En esta variante serán necesario 10 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio cada uno de 6 553,74 USD + 1 966,1227 MN. Se emplearán 20 unidades de potencias hidráulica para accionar el motor hidráulico de 40 kW con un precio cada una de 19 933,5 USD + 5 980,5 MN, se emplearán 20 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 839,98 USD + 251,99 MN. La inversión inicial necesaria para puesta en marcha de un molino hidraulizado independiente desde cada una de las mazas asciende a 453 527,65 USD + 136 058,29 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a 2 721 165,95 USD + 816 349,77 MN

El valor residual de la instalación concluido el ciclo de vida como en variantes anteriores se tomará no mayor que:

$$VRNI = 20\ 000\ USD$$

La Economía del Ciclo de Vida será:

$$ECV = -I + (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left(\frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ECV = 1\ 245\ 553.50\ USD + 497\ 219.17\ MN$$

$$ECV = 1\ 742\ 772.78\ pesos$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa una Economía del Ciclo de Vida, para una vida útil de 10 años de -54,63 pesos.

4.3 – Análisis comparativo para las diferentes variantes de accionamiento

Caso # 2 Hidraulizado por la maza superior manteniendo las coronas

Caso # 3 Hidraulizado por la maza cañera manteniendo las coronas

Caso # 4 Hidraulizado por la maza bagacera manteniendo las coronas

Caso # 5 Hidraulizado por las tres mazas independientes

Caso # 6 Hidraulizado por la superior con dos motores, manteniendo las coronas

Caso # 7 Hidraulizado por las tres mazas independientes con dos motores en la maza superior

En la tabla 4.1 se muestran los valores de Inversión inicial, Ahorros por conceptos, y Economía del Ciclo de Vida en USD para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico

Tabla 4.1 Inversión inicial, Ahorros por conceptos, y Economía del Ciclo de Vida en USD para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico

	Inversión USD	AEn USD	AOM USD	AR USD	VRNI USD	ECV USD
Caso 2	1.423.089,18	310.903,92	866,66	145.625,42	20.000,00	1.201.827,79
Caso 3	1.487.794,43	235.969,20	866,66	145.711,86	20.000,00	707.793,57
Caso 4	1.519.451,73	191.769,12	866,66	150.149,15	20.000,00	448.057,30
Caso 5	1.465.460,22	394.210,80	1.613,00	134.040,68	20.000,00	1.575.135,19
Caso 6	1.877.777,43	310.903,92	866,66	139.661,02	20.000,00	712.927,76
Caso 7	1.795.372,45	394.210,80	1.613,00	134.098,30	20.000,00	1.245.553,50

En la tabla 4.2 se muestran los valores de Inversión inicial, Ahorros por conceptos, y Economía del Ciclo de Vida en MN para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico

Tabla 4.2 Inversión inicial, Ahorros por conceptos, y Economía del Ciclo de Vida en MN para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico

	Inversión MN	AEn MN	AOM MN	AR MN	VRNI MN	ECV MN
Caso 2	426.926,75	93.271,18	11.060,00	43.687,63	6.000,00	422.497,03
Caso 3	446.338,33	70.790,76	11.060,00	43.713,56	6.000,00	274.286,76
Caso 4	455.835,52	57.530,74	11.060,00	45.044,75	6.000,00	196.365,88
Caso 5	439.638,07	118.263,24	22.083,90	40.152,20	6.000,00	596.093,78
Caso 6	563.333,23	93.271,18	11.060,00	41.898,31	6.000,00	275.827,02
Caso 7	538.611,74	118.263,24	22.083,90	40.169,49	6.000,00	497.219,27

En la tabla 4.3 se muestran los valores de Inversión inicial, Ahorros por conceptos, y Economía del Ciclo de Vida en Pesos para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico

Tabla 4.3 Inversión inicial, Ahorros por conceptos, y Economía del Ciclo de Vida en Pesos para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico

	Inversión peso	AEn pesos	AOM pesos	AR pesos	VRNI pesos	ECV pesos
Caso 2	1.850.015,94	404.175,10	11.926,66	189.313,0508	26.000,00	1.624.324,82
Caso 3	1.934.132,75	306.759,96	11.926,66	189.425,4237	26.000,00	982.080,33
Caso 4	1.975.287,24	249.299,86	11.926,66	195.193,8983	26.000,00	644.423,18
Caso 5	1.905.098,29	512.474,04	23.696,90	174.192,8814	26.000,00	2.171.228,96
Caso 6	2.441.110,66	404.175,10	11.926,66	181.559,322	26.000,00	988.754,78
Caso 7	2.333.984,19	512.474,04	23.696,90	174.267,7966	26.000,00	1.742.772,78

En la tabla 4.4 se muestran los valores de Inversión inicial, Ahorros Ahorro del Ciclo de Vida y la razón Ahorro del ciclo de Vida entre la inversión inicial, como se puede apreciar todas son mayor que la unidad por lo que en un periodo menor a 10 año se recupera la inversión

Tabla 4.4 Inversión inicial, Ahorros del ciclo de vida para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico

	ACV USD	ACV MN	ACV Pesos	Inversión Pesos	ACV/I
Caso 2	2.624.916,97	849.423,78	3.474.340,75	1.850.015,94	1,88
Caso 3	2.195.588,00	720.625,09	2.916.213,08	1.934.132,75	1,51
Caso 4	1.967.509,02	652.201,40	2.619.710,42	1.975.287,24	1,33
Caso 5	3.040.595,41	1.035.731,84	4.076.327,25	1.905.098,29	2,14
Caso 6	2.590.705,19	839.160,25	3.429.865,44	2.441.110,66	1,41
Caso 7	3.040.925,96	1.035.831,01	4.076.756,96	2.333.984,19	1,75

4.4 Impacto Social del ahorro de energía.

Este ahorro de energía equivale, tomando en cuenta que en el Programa de Ahorro de Energía de Cuba (Cuba, MINBAZ, 1997), se considera como promedio que una familia cubana consume mensualmente 150 kW-h/mes, a que con el ahorro de energía de una sola de las baterías de molinos instaladas en Cuba en la que se ejecute la inversión se pueden

abastecer de energía entre 635 y 845 familias cubanas durante todo el año, dependiendo de la variante que se utilice, la I o la II.

4.5 Conclusiones parciales

1. Tomando en cuenta la relación Ahorro en la Explotación en el Ciclo de Vida/Inversión Inicial que: La mejor variante desde el punto de vista Técnico-Económico es el Accionamiento Hidráulico Independiente de las tres mazas, siguiéndole en orden las variantes de Accionamiento Hidráulico manteniendo las coronas: desde la maza superior, desde la maza cañera y desde la maza bagacera.
2. Considerando como promedio que una familia cubana consume mensualmente 150 kW-h/mes, con el ahorro de energía de una sola de las baterías de molinos instaladas en Cuba en la que se ejecute la inversión se pueden abastecer de energía entre 635 y 845 familias cubanas durante todo el año, dependiendo de la variante que se utilice.

CONCLUSIONES GENERALES

1. En la literatura técnica consultada, donde se abordan los aspectos relacionados con el accionamiento hidráulico de los molinos, se describen estos sistemas, se resaltan las ventajas de toda índole, se señala que se puede lograr un ahorro de energía superior al 20 %, sin que hayan hecho estudios profundos acerca de este particular para cada una de las alternativas posibles de empleo del accionamiento hidráulico en un molino. Tampoco se reportan estudios que reflejen la incidencia que tiene el accionamiento hidráulico en la resistencia a la fatiga de los árboles de los molinos.
2. De acuerdo a la variante de Accionamiento Hidráulico empleado, se obtuvieron expresiones específicas de la potencia demandada en cada una de las Alternativas de Accionamiento Hidráulico Analizadas, se validó para los cinco molinos del CAI “5 de Septiembre” mediante la comparación de la potencia medida experimentalmente con los valores de potencia calculados, obteniéndose el % error relativo menor que el 6 % para todos los molinos. Estas expresiones son novedosas y constituyen uno de los Aportes Científicas del Trabajo.
3. Utilizando las expresiones anteriores se pudo esclarecer el ahorro de energía que se produce en el “tandem” para las diferentes Alternativas de Accionamiento Hidráulico analizadas, concluyéndose que desde este punto de vista del ahorro de energía la mejor alternativa es el Accionamiento Hidráulico de las tres mazas independientemente con un ahorro de energía del 27,7%,
4. Aplicando el Esquema de Análisis que considera el guijo como un árbol apoyado sobre una fundación elástica se evaluaron los factores de seguridad a la fatiga de los árboles superiores de los cinco molinos del 5 de Septiembre. Del análisis se concluye que la sección más crítica desde el punto de vista de la fractura por fatiga sigue siendo la sección B. Accionamiento Hidráulico desde la maza cañera, manteniendo las coronas, la sección más crítica se desplaza hacia la sección C, o sea, el cambio de diámetro entre el collarín y la zona donde está colocada la maza, del lado opuesto a donde está colocada la corona.
5. En las cuatro variantes fundamentales de Accionamiento Hidráulico desde alguna de las mazas manteniendo las coronas el factor de seguridad a la fatiga da mayor que la unidad, por lo que es de esperar una gran Vida de Servicio. En orden descendentes estas variantes son: 1) Accionamiento Independiente de las tres mazas, el factor de seguridad alcanza $n = 1.7774$ 2) Accionamiento Hidráulico

- independiente en cada maza con dos motores en acoplados en la maza superior.3) Accionamiento Hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas, $n=1,0745$ 4) Accionamiento desde la maza cañera manteniendo las coronas, $n = 1,0727$, 5) Accionamiento Desde la maza superior manteniendo las coronas, con dos motores hidráulicos en la maza superior, $n= 0,4322$, 6) Accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas $n=0.42225$. 7) Accionamiento mecánico $n = 0.3982$.
6. Aplicando el mismo Esquema de Análisis y los Criterios de la Mecánica de la Fractura Lineal Elástica y de la Mecánica de la Fractura Subcrítica se pudo precisar que en las Variantes de Accionamiento Hidráulico desde alguna de las mazas: superior, cañera o bagacera, manteniendo las coronas la Vida Remanente de los Guijos Superiores se eleva a valores del orden de 7,0 zafas o sea, 3,5 veces superior a la vida con Accionamiento Mecánico, mientras que el Accionamiento Independiente la Vida Residual se eleva a valores de 20.4 zafas, o sea, poco menos de 18.7 veces con relación al Accionamiento Mecánico. El establecimiento de esta influencia del Accionamiento Hidráulico en la Resistencia a la Fatiga y en la Vida Remanente de los Guijos Superiores se considera un Aporte Científico del trabajo.
 7. Finalmente se puede concluir que desde el punto de vista Técnico- Económico, o sea, tomando en cuenta la relación Ahorro en la Explotación en el Ciclo de Vida/Inversión Inicial que: La mejor variante desde el punto de vista Técnico-Económico es el Accionamiento Hidráulico Independiente de las tres mazas, siguiéndole en orden las variantes de Accionamiento Hidráulico manteniendo las coronas: desde la maza superior, desde la maza cañera y desde la maza bagacera.

RECOMENDACIONES

Se recomienda lo siguiente:

1. Evaluar desde todos los puntos de vista tratados en la tesis, como paso previo en la dirección de ir modernizando progresivamente la Industria Azucarera Cubana, las variantes de:
 - 1) Introducir el Accionamiento Hidráulico en alguna de las dos mazas inferiores y mantener el Accionamiento Mecánico de la maza superior.
 - 2) Introducir una variante intermedia de Accionamiento Independiente como lo es el Accionamiento Hidráulico de la maza superior y de una sola de las mazas inferiores y la transmisión mediante coronas desde la maza superior a la otra maza inferior.

Bibliografía

- Abon, J.F. (1986). *Utilization of hydraulic motor for the individual drive of sugar cane roller* (Vol. 2). Estados Unidos: Proceedings of the Int. Soc. Sug. Cane Techn.
- Aday, R., & Félix - Pérez, E. (1982). *Evaluación de los Sistema Hidráulicos aplicados a la industria azucarera*. (Trabajo de Diploma). UCLV, Villa Clara.
- Akhtar,N., & Mahmood, Z. (1997). Adequate imbibition reduces milling loss. *Sugar Journal Pakistán*, 43-48p.
- Alcantara Valladares, J. R. (s. f.). *MOLINO DE BOLAS*. Recuperado a partir de <http://tesis.ipn.mx/.../TESIS%20Juan%20Ramon%20Alcantara%20Valladares%20%20MOL>
- Anadharaj, R. (1992). Methodology of efficient higher utilization with existing mills. *ISSTA Sugar Journal*, 18(3), 18-19p.
- Arzola de la Peña, N. (2003). *Esquema de análisis para los árboles de los molinos de caña de azúcar y aplicación de la Mecánica de la Fractura en la evaluación de la falla por fatiga*. (Tesis Doctoral). Universidad de Cienfuegos «Carlos Rafael Rodríguez».
- Bhad, S.B. (1988). Modern milling Equipment, 38th Annual Convention. *Decan Sugar Technologist Association*, (53-59p).
- Birger J.A. (1966). *Cálculo de la Resistencia de Piezas de Máquinas*. Moscow: Editorial Mashinostroenie.
- Birkett, H., & Stein, J. (1993). Milling test, Annual Progress-Report. *Sugar Cane Research, Louisiana Agricultural Experiment Station*, 186-203p.
- Cant, C. (2000). Direct hydraulic drives in the sugar industry. *Sugar Journal*, Vol. 102(1214).

- Cárdenas Méndez, C. (2003). Recuperado a partir de <http://dspace.uclv.edu.cu/bitstream/handle/123456789/121/M03012.pdf>
- Carrasco - La Rosa, L. (2011). *Evaluación Técnico Económica del empleo del accionamiento Hidráulico en los Molinos de caña de azúcar en la Empresa Azucarera «5 de Septiembre»* (Trabajo de Diploma). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Carvajal, T. (2003). Estudio de la eficiencia energética de las empresas azucareras y su impacto en el redimensionamiento industrial”.
- Chinchilla - Varona, M. (1938). Distribución de la potencia, moliendo caña. Memorias del congreso de la ATAC.
- Chinchilla - Varona, M. (1935). Predeterminación de la potencia necesaria para moler caña. Memorias del congreso de la ATAC.
- Corrales Suárez, J. M. (2013). Ahorro energético en tándem de molinos de caña de azúcar mediante regulación de presiones hidráulicas, *16*, 186-193p.
- Corrales Suárez, J. M. (2015a). Operación de los molinos del tándem cañero a dos niveles de presión ..., *XVI (número 1)*, 123-130.
- Corrales Suárez, J. M. (2015b). Influencia de un tercer juego de cuchillas en la eficiencia del proceso ..., *volumen XVI(número 4)*(Ingeniería Investigación y Tecnología), 599-604p.
- Corrales Suárez, J. M., Napoles Gonzalez, O. J., Rodríguez Peña, D., & Remedios Castañeda, P. D. R. C. (2014). Evaluación Del Consumo De Potencia Del Motor Eléctrico Del Sexto Molino De Un Tándem Cañero. Recuperado a partir de <https://www.researchgate.net/publication/227433204>
- Cuba, MINBAZ. (1997). Programa de ahorro de Energía en Cuba.PAEC.

- Chou Rodríguez R. (2004). *Influencia de la Hidraulización en el consumo de potencia y en la fractura por fatiga de los árboles superiores de los molinos de caña de azúcar*. (Tesis Maestría). UCF.
- De Boeck, G. (2011). Simulación de sistemas de cogeneración en la industria azucarera de ... Recuperado a partir de http://www.scielo.org.ar/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1851...
- Díaz - Compain, J. (1993). El desgaste de las cuchillas de los molinos como indicación de su forma ideal. Memorias del Congreso de la ATAC.
- Díaz, A., & Iglesias, C. (2012). Dinámica del proceso de extracción de jugo a compresión de la caña de azúcar para la producción de panela. 2, 21(Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias), 81-85p.
- Dillon, B. (1984). Number one mill low speed gearbox failure at pioneer mill (pp. 187-190). Presentado en Proceeding of Australian Society of Sugar Cane Technologist., Australia.
- Farrell R, Johnson J, & Edwards B. (1995). The control of independently driven pressure feeders on crushing mills (pp. 27-34p). Presentado en 15th Conf. Austral. Sugar Cane Techn.
- Farrell, R., Johnson, J., & Edwards, B. (1995). The control of independently driven pressure feeders on crushing mills. *Sugar Cane Technology*, 27-34p.
- Febles Véliz, M. A. (2016). *Lubricación hidrodinámica*. Universidad de Las Villas «Marta Abreus». Recuperado a partir de <http://dspace.uclv.edu.cu/bitstream/handle/.../Febles%20Véliz%20Miguel%20Ángel.pdf>
- Feldt, A.E. (1957). Localización de la fatiga y reducción de las fallas al mínimo. ATAC. XXX, 221-223p.

- Fukunaga, K. (1990, septiembre). Grease for gear lubrication engineering., 557-564.
- Gil, J. M., Nápoles, O., & Remedios, P. (2011). Evaluación del consumo de potencia del motor eléctrico del sexto molino de un tándem cañero. *Tlatemoani*, 5, 1-5.
- Gilda S Fernández Levy. (1979a). Algunas consideraciones sobre la falla de los árboles de los molinos de caña (Vol. IV, p. 1). Presentado en Construcción de Maquinaria, Santa Clara.
- Gilda S Fernández Levy. (1979b). Caracterización de la falla por fatiga en los árboles de los molinos de caña. (Vol. IV, p. 1). Presentado en Construcción de Maquinarias, Santa Clara.
- Gilda S Fernández Levy. (1980). Acción del guarapo sobre la resistencia a la fatiga (pp. 135-140p). Presentado en Construcción de Maquinaria, Santa Clara.
- Gilda S Fernández Levy. (1982). *Investigación sobre el origen y desarrollo de la falla en árboles de molinos de centrales azucareros* (Tesis en opción del grado científico de doctor en Ciencias Técnicas). Universidad Central de las Villas, Santa Clara.
- Gilda S Fernández Levy. (1983). *Resistencia de Materiales* (Vols. 1-2, Vol. 2). Editorial Pueblo y Educación.
- Gómez, A.L., Ortíz, J.J., & Reyes, M.J. (1995). Medición de la distribución de potencia en un molino convencional de tres mazas (Vol. 17, pp. 161-165). Presentado en XXII Congresos ISSCT, Colombia.
- Goytisol Espinosa R.G. (1997). *Recalculo y regulación de compresores centrífugos con enfriamiento externo* (Tesis Doctoral). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Goytisol Betancourt, R. (1998). *Teoría y aplicaciones de la Mecánica de la Fractura al Análisis de las fallas en piezas de máquinas*. (Doctoral). Universidad de Cienfuegos «Carlos Rafael Rodríguez».

- Goytisoló, R., Águila, N., & Arzola, J. (2012). *Elevación de la eficiencia de extracción de jugo de caña en los molinos de caña de azúcar*. Cienfuegos, Cuba.
- Goytisoló, R., Chou, R., Noa, J., & Hidalgo, C. (2005). *El accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar una alternativa para contribuir al logro de producciones más limpias en la industria azucarera*. Hotel Kholy, Playa. Habana.
- Guillen and Allen. (1968). Investigación sobre las fallas de los árboles de molinos (pp. 16-32p). Presentado en Proceedings of the thirteenth Congress of the International Society of Sugar Cane Technologist.
- Herrera, E. (1995). *El consumo de Potencia en los Molinos. Criterios actuales sobre la Industria Azucarera Cubana*. Ciudad de la Habana. Cuba: MINAZ.
- Herrera, E. (1956). Rotura de Guijos (pp. 323-335p). Presentado en Memorias ATAC-29 Cong. Anual, La Habana.
- Hofmann, E.J., Nielsen, B., & Miceniery, P.M. (2002). Sugar mill drives - the latest improvements in gear and pinion manufacturing technology. *Int. Soc. Sug. Cane Techn.*
- Hugot, E. (1986). *Handbook of cane sugar engineering*. (Elsevier, third, completely revised edition.).
- Hurton, H. (1968). Investigation of internal stresses in a mill roller shaft forgings. En *Procc. of the Queensland Factory of sugar cane technologist* (pp. 289-294p).
- Cabello Eras.J.J. (1999). *Cinemática, transmisión de la carga; lubricación y resistencia superficial de las coronas de molinos de azúcar*. (Tesis Doctoral). Universidad d.
- Kent, G. A. (2011). The effect of added water temperature on milling train operation and performance. *Sugar Technology*, 13(1), 1-6p.
- Kent, G. A., Borgand, N. R., & Mckenzie, J. (2006). Torque measurement on electrically driven mills. *Aust. Soc. Sugar Cane Technol*, 28.

- Landau, I., & Rolland, F. (1994). *System identification, robust control and adaptation: A methodology for process control*. (Technical report). . Laboratoire d'Automatique de Grenoble and GR Automatique.Francia.
- Lewinski, J., Bosch Rexroth , Suecia, A., & Fredriksson, M. (2016, noviembre). New Developments Of Variable Speed High Torque Electro-Hydraulic Drives. Recuperado a partir de .. <https://www.atamexico.com.mx/wp-content/uploads/2017/11/4-MOLINOS-2016.pdf>
- Lewinski, J., Grassmann, P., & Kallin, T. (2011). Operation of sugar mills with Individual variable speed drives. *South African Sugar Technol*, 84, 460 - 471.
- Lineamientos 173-174. (2017). La actualización de los Lineamientos para el periodo 2016-2021. Presentado en 7mo. Congreso del Partido y Asamblea Nacional del Poder Popular.
- Lloyd, T., Eastment, S., & Mitchell, P. (2010). Milling train maceration control utilizing nir technology. *Australian Society of Sugar Cane Technologists*, 32, 688-695.
- Maranges - Vázquez, J. (2013). *Accionamiento Hidráulico de Molinos de Caña de Azúcar*. (Trabajo de Diploma). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Marquetti - Nodarse, L. (2002). Los dilemas de la reestructuración de la industria azucarera cubana. Recuperado a partir de <http://www.uh.cu/centros/ceec/3Dilemas%20del%20azúcar.pdf>.
- Mayo, J.R. (1929). Notas sobre molidas de caña a altas velocidades.Memorias del Congreso de la ATAC.
- Mayo, J.R. (1937). Discusión de la opinión del señor Tromp sobre el tema del consumo de potencia en los molinos, Memorias del Congreso de la ATAC.
- Mayo, P. (1988). Development in gear technology. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists. *Sugar Cane Technologists*, 311-319.

- Minyue F., & Goodwin, G. (2000). Maceration control of a sugar cane crushing mill, in Proceedings of the American Control Conference. Illinois, Chicago.
- N.E Dowling. (1999). «Mechanical behaviour of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue», pp. 239-550p.
- Noa - Águila, J.G. (2005). *Aplicación de la Mecánica de la Fractura en la evaluación de la resistencia a la fatiga y en la vida residual de los árboles superiores de los molinos de caña de azúcar*. (Tesis presentada en opción del Grado de Master en Ciencias). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Nueva óptica en la preparación de la zafra azucarera en Camagüey. (2002, septiembre 4). *Granma*. La Habana.
- Ozkocak, T., Minyue, F., & Goodwin, G. (1998). A nonlinear modelling approach to the sugar cane crushing process , in Proceedings on the 37th IEEE Conference on Decisión & Control. *Sugar Cane*.
- P.A Stiopin. (1985). *Resistencia de Materiales*. Moscow: MIR.
- Patil K.R. (1999). Modelling of a Sugar cane Mill (pp. 202 – 225p). Presentado en Proc. Of the XXIII ISSCT Congress, New Delhi, India.
- Pérez - Egusquiza, F. (1981). *Informe sobre utilización del sistema hidráulico para mover el primer molino de la Empresa Azucarera «Panchito Gómez Toro»*. La Habana.
- Pérez Campos, D. (1999). *Hidraulización de los molinos de caña de azúcar*. Universidad de Cienfuegos «Carlos Rafael Rodríguez».
- Pisarenko, G.S. (1979). *Manual de Resistencia de Materiales*. Moscow: Editorial MIR.
- Proceso de producción de azúcar. (2003). Recuperado 2 de febrero de 2016, a partir de <http://www.inazucar.gov.do/vida.html>
- Pulido, A., & Carvajal, I. (1989). *Investigación sobre la potencia en los molinos movidos por hidromotores*. (Trabajo de Diploma).

- Reordenamiento empresarial en la industria azucarera cubana. (2002, octubre). Recuperado a partir de <http://www.eleconomista.cubaweb.cu/>.
- Reshetov, D. (1985). *Elementos de Máquinas*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación.
- Reyes. (1992). *Experiencias y tendencias actuales en el accionamiento independiente de las mazas de los molinos de caña de azúcar*. Universidad de Cienfuegos «Carlos Rafael Rodríguez».
- Rodríguez, A. (2004). Recuperado a partir de <http://www.redalyc.org/...para+el+cálculo...potencia+consumida+en+molinos.../1>
- Rodríguez, A, Alvarez, E, & Rodríguez, C. (1998). «Fricción en las coronas de molinos», *I*.
- Rosero, E. (2006). *Modelado y control de molinos de caña de azúcar*. (Tesis de Maestría). Universidad del Valle, Colombia.
- Rosero, E., & Ramírez, J. (2009). Modelado y control de molinos de caña de azúcar usando accionamientos eléctricos. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial.*, 6(3), 44-53.
- Salazar - Santos, L. (2003, agosto). Planta Moledora. Eficiencia y Automatización. *Sugar Cane*.
- Santamaría, A. (2016). diseño de la implementación de una adaptación tecnológica basada ... Recuperado a partir de http://repository.udistrital.edu.co/bitstream/11349/4190/1/PROYECTO%20FINAL%20ESPECIALIZACION_%20CESAR%20AMADO_JENNNIFER%20PINZON.pdf
- Santiesteban Velázquez, A., Silva Becheran, J. M., & Nápoles González, J. O. (2015). Propuestas de mejoras energéticas en el área del tándem de un ingenio azucarero

- de la provincia Las Tunas, Cuba. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 24, 14-21.
- Shield, A.G., & Cant, C. (1999). Hydraulics drives for cane mills. (pp. 332 – 338).
Presentado en 17th Conf. Australian Sugar Cane Techn., Australian.
- Silva Balocchi, M. (2013). Variables operacionales y su influencia en la operación, pro ...
Recuperado a partir de <http://repositorio.uchile.cl/handle/2250/116302>
- T.F. Roylance. (1966). *Engineering Design*, p. 345 p. Great Britain.
- Tada, H, Paris, P, & Irwin, G. (1973). «The stress analysis of cracks handbook» (pp. 452-620p). St. Louis.
- Thaval, O. P., & Kent, G. (2012). An enhanced mill extraction model. Presentado en 34th Conference of the Australian Society of Sugar Cane Technologists., Australian.
Recuperado a partir de <http://eprints.qut.edu.au/50930/>
- Tromp L.A. (1956). Machinery and equipment of the cane sugar extraction”. Editorial Idol Lane.
- Tromp, L.A. (1931). *Memorias del Congreso de La ATAC*.
- V.I Fedosiev. (1985). *Resistencia de Materiales*. Moscow: Editorial MIR.
- V.I. Troshenko. (1987). *Resistencia a la fatiga de los metales y aleaciones*. Kiev: Editorial Naukova Dumka.
- Valdéz Hernández, P. (2012).
- Valle, T. (2001). *Alternativas de ahorro de energía en el CAI Melanio Hernández*.
(Trabajo de Diploma.). Universidad Central de las Villas, Villa Clara.
- Vélez, E. J. (2001). Eficiencia energética en molinos de caña y su influencia ambiental.
Presentado en Memorias de la I Conferencia Científica Internacional Medio Ambiente Siglo XXI, Santa Clara, Cuba.

Wendel, L. (1995). Transmisiones hidrostáticas para molinos de caña, una alternativa para las transmisiones tradicionales movidas por vapor. *Journal of Amer. Soc. Sugar Cane Techn.*, 15.

Y. Murakami. (1987). *Stress Intensity Factors Handbook* (Vols. 1-III, Vol. I y II y III). Oxford.

Anexos

Accionamiento Mecánico Tradicional utilizado en Cuba.



Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor para cada variante.

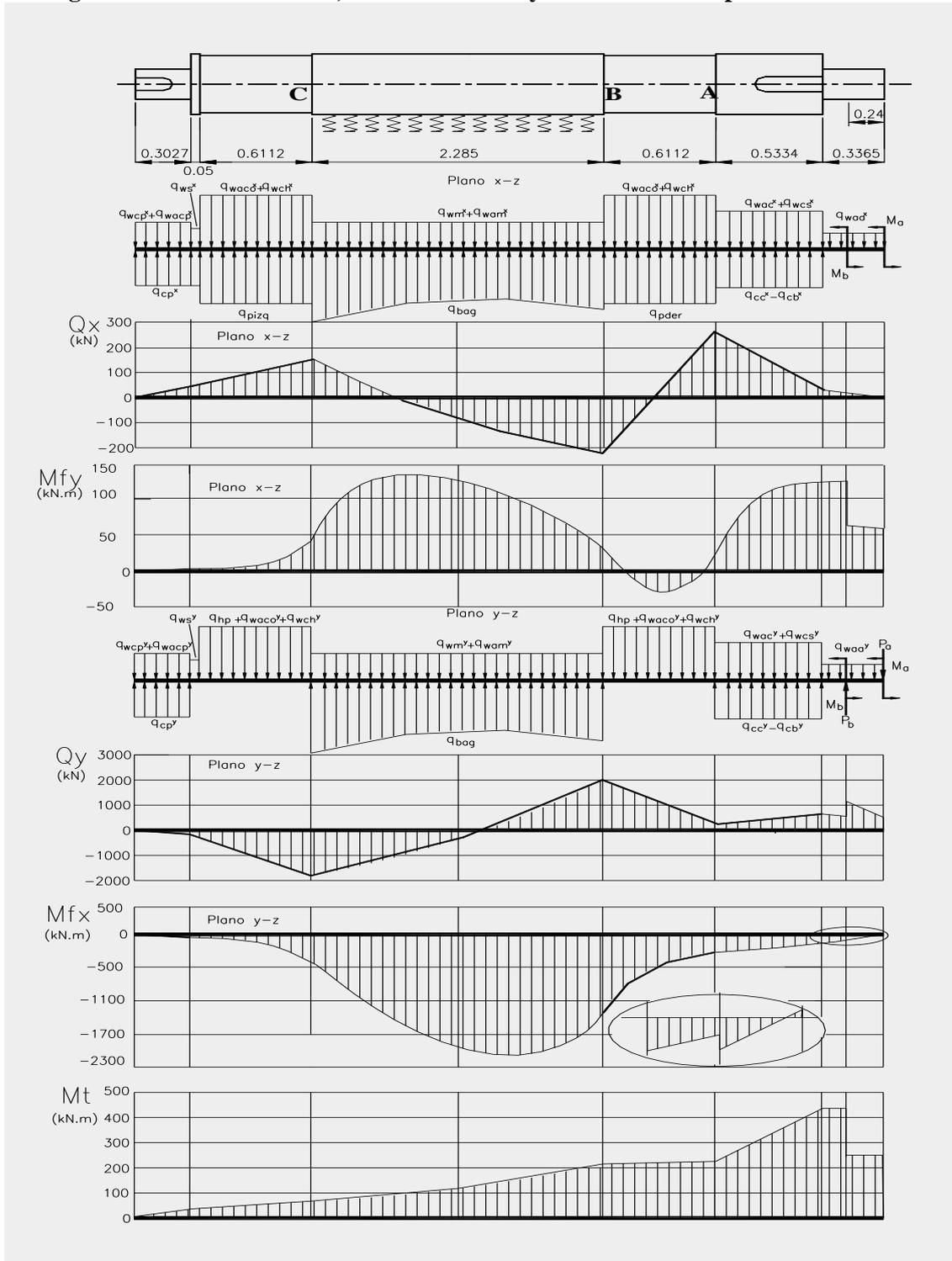


Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor para el árbol superior del 5^{to} molino del CAI "5 de Septiembre" con accionamiento mecánico

Con accionamiento hidráulico sólo en la maza superior.

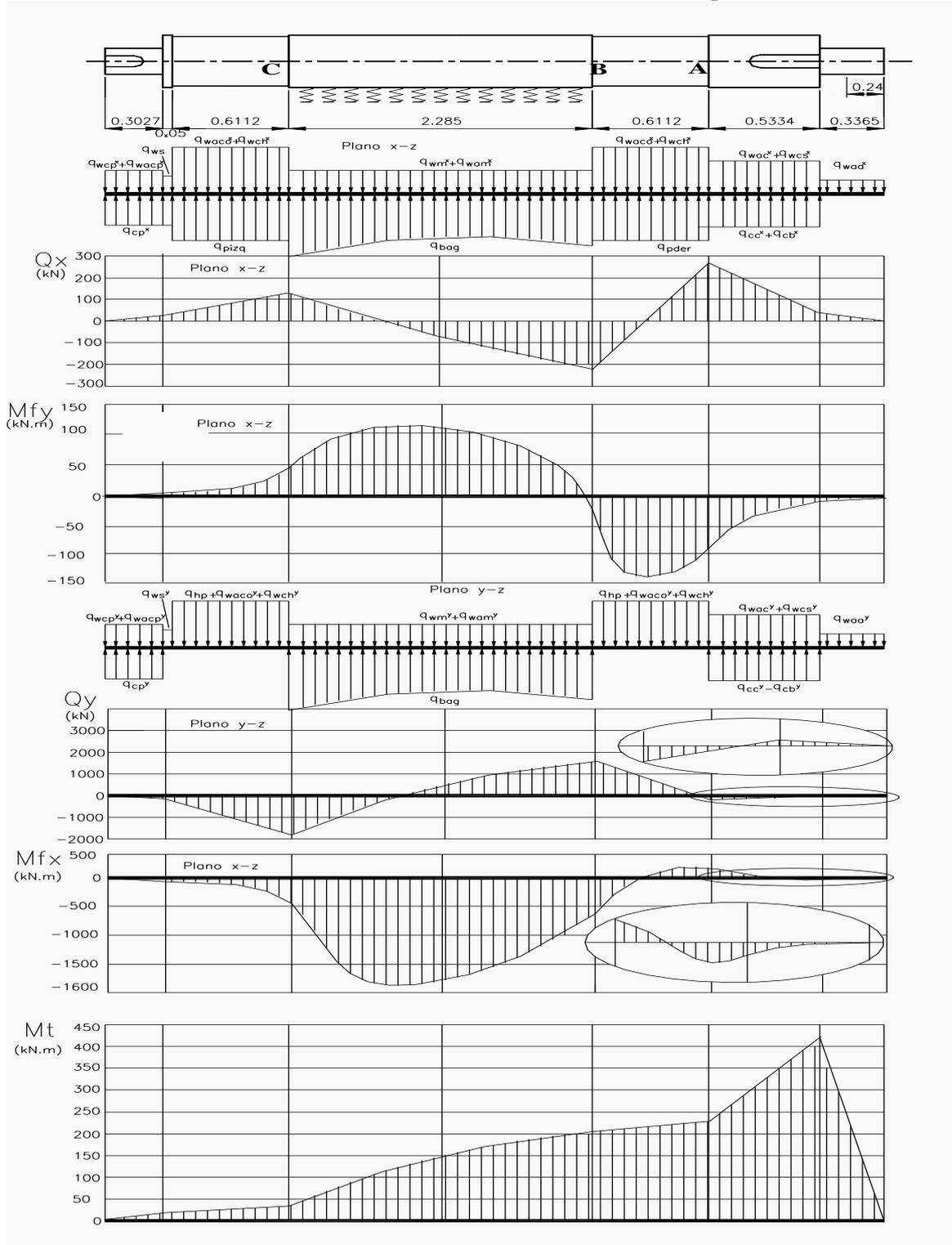


Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor para el árbol superior del 5^{to} molino del CAI "5 de Septiembre" con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas

Con accionamiento hidráulico sólo en la maza superior con dos motores hidráulicos, uno por cada extremo

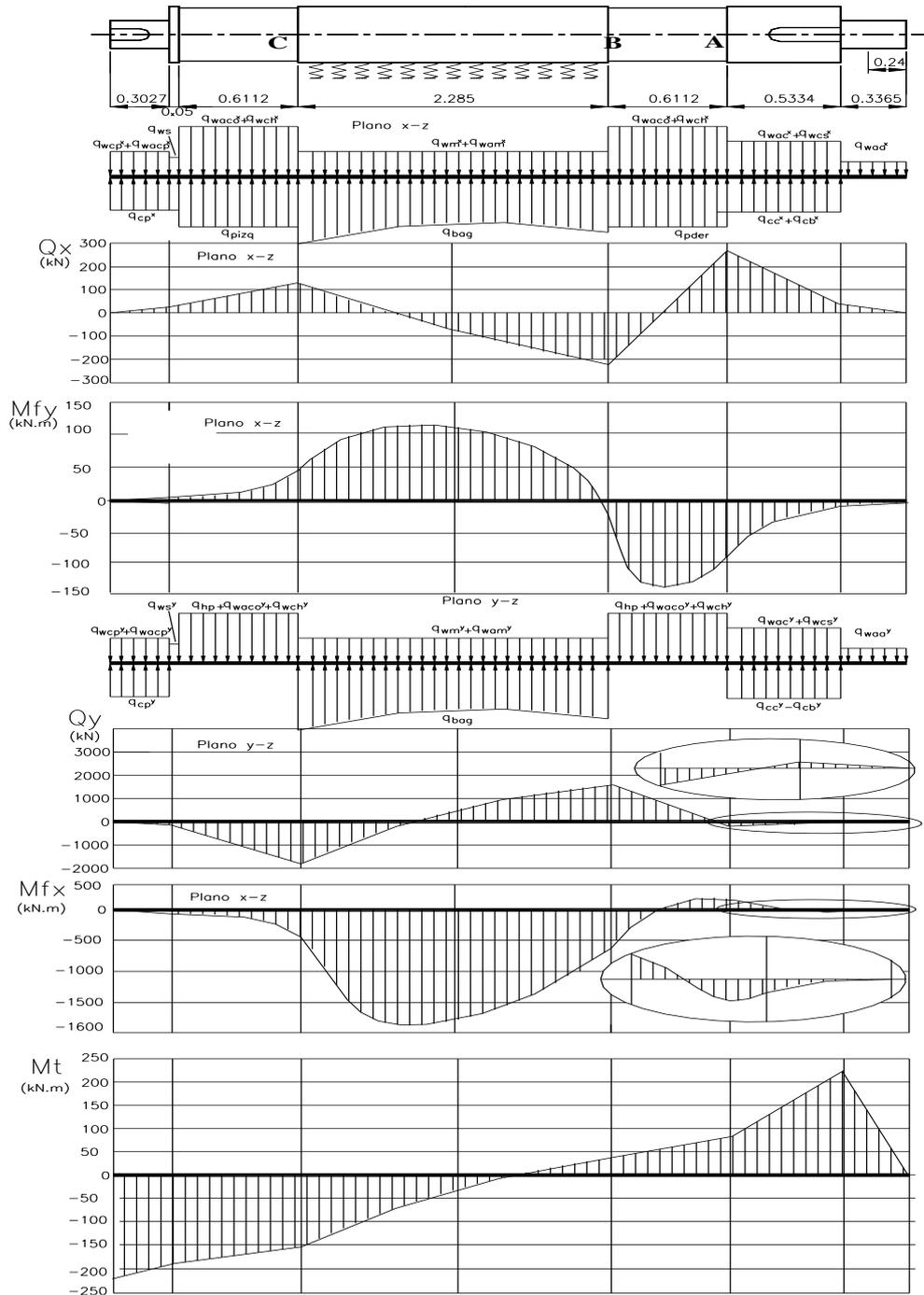


Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas con dos motores, uno a cada lado.

Con accionamiento hidráulico independiente en cada una de las mazas del molino.

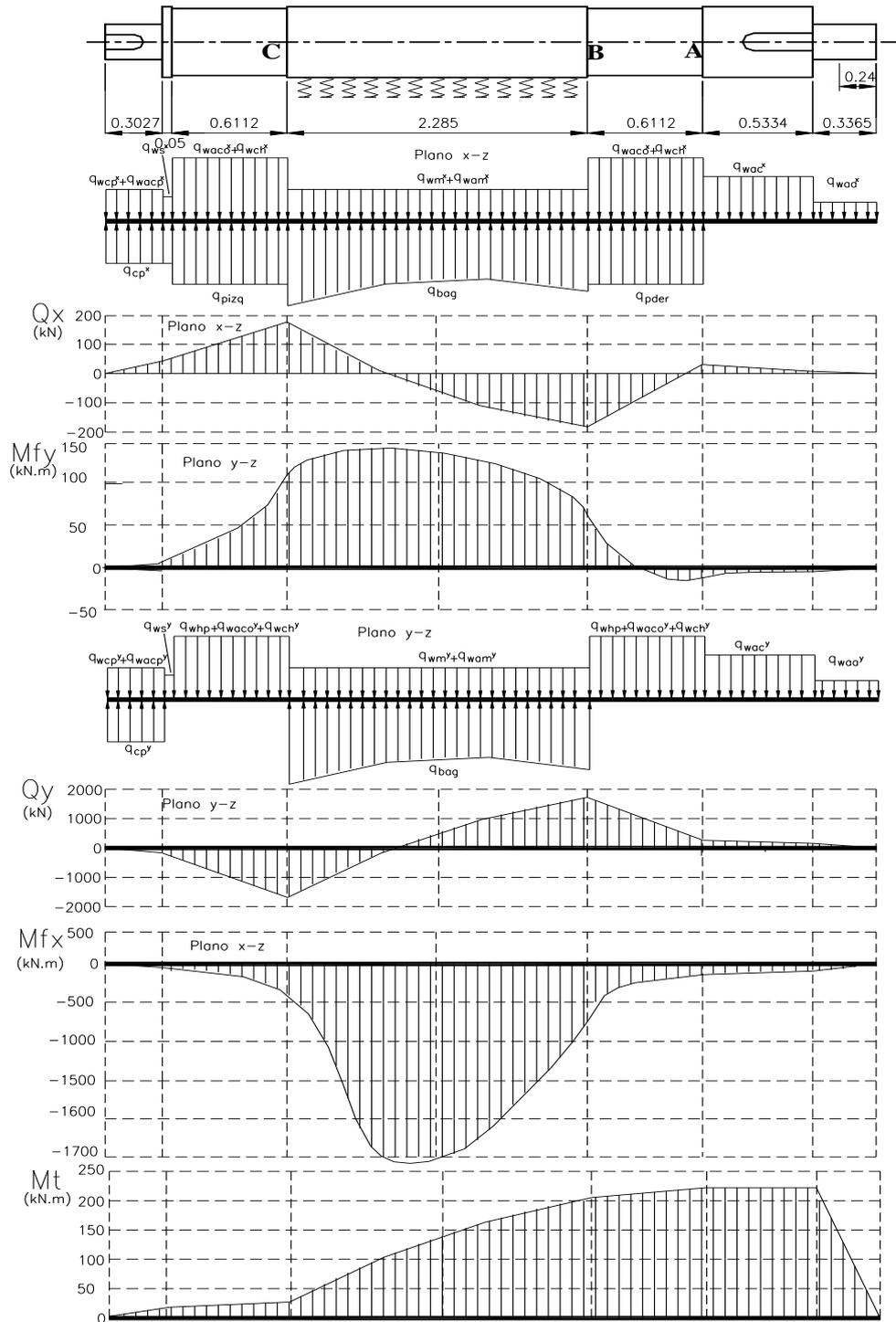


Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor con accionamiento hidráulico independiente en cada una de las mazas

Con accionamiento hidráulico independiente en cada una de las mazas del molino utilizando dos motores hidráulicos en la maza superior, uno por cada extremo.

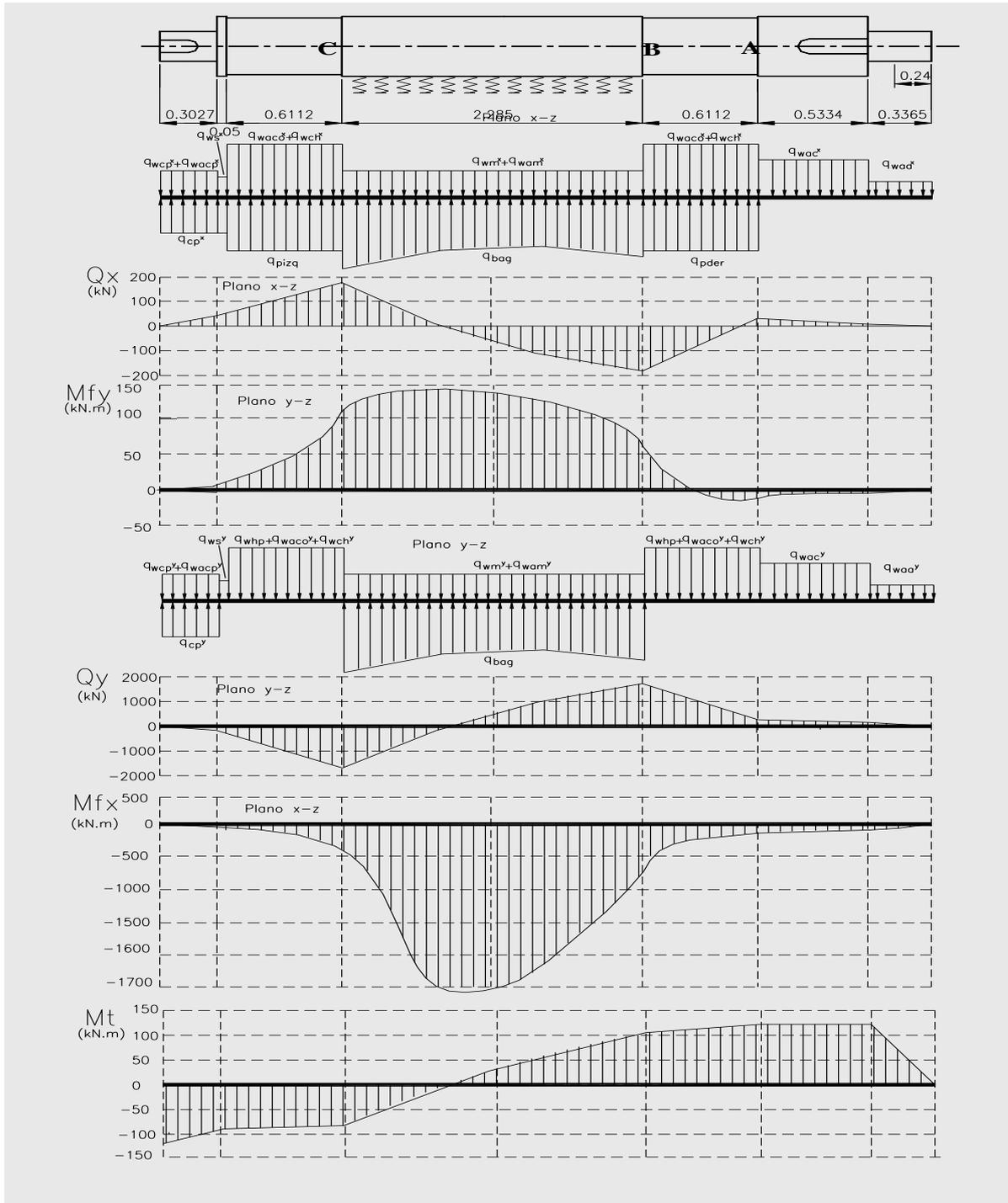


Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor con accionamiento hidráulico independiente en cada maza con dos motores en la maza superior, uno a cada lado

Con accionamiento hidráulico en la maza cañera

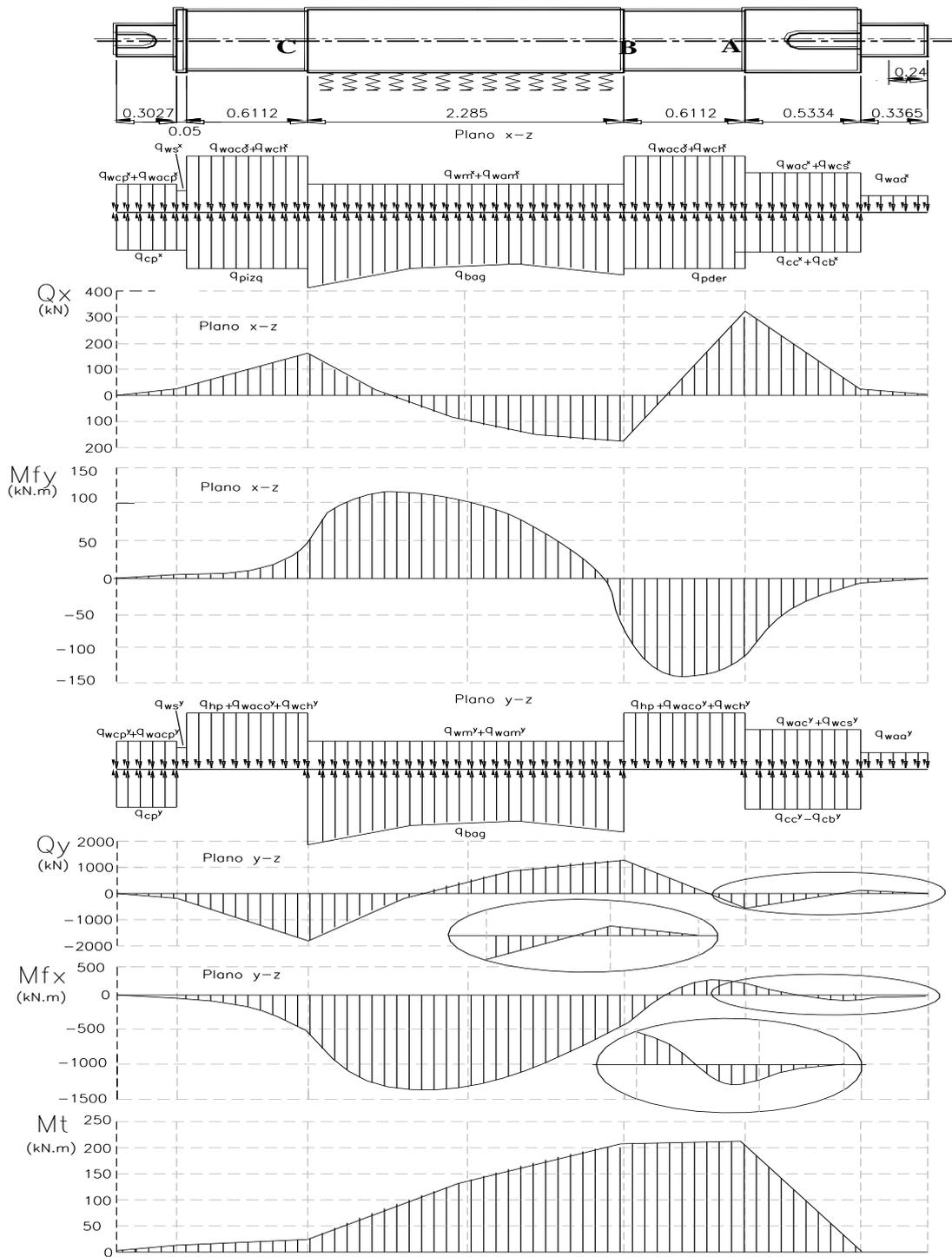


Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor con accionamiento hidráulico desde la maza cañera

Con accionamiento hidráulico en la maza bagacera

