



*Facultad de Ingeniería
Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente*

*Título: Ahorro de Energía y de Recursos Financieros
mediante el empleo del accionamiento hidráulico en los
molinos de caña de azúcar*

Autor: Ing. Majd Shaher Mahmoud Hammouda

*Tutores: Dr. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa
M.Sc. Juan Gabriel Nos Águila*

*Tesis en Opción del Grado de
Master en Eficiencia Energética*

*Cienfuegos, Junio, 2016
“Año 58 de la Revolución”*

**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.**

**Decano.
Nombre y Apellidos. Firma.**

Firma del Tutor.

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

Pensamiento

Pensamiento

"la mayoría de las ideas fundamentales de la ciencia son esencialmente sencillas y, por regla general pueden ser expresadas en un lenguaje comprensible para todos".

Albert Einstein

Dedicadtoria

Dedicatoria



Dedico esta humilde tesis a mi padre y mi madre y mis hermanos que durante toda mi vida han sido mi apoyo en todo lo que he logrado.

اهدي هذه الرسالة للحصول على شهادة الماجستير في علوم الطاقة الحيوية الى والدي و والدتي واخوتي العزيزين, وانتم سبب نجاحي في جميع مراحل حياتي.

Agradecimiento

Agradecimientos

AGRADECIMIENTOS

Antes que todo, gracias a Dios el todo poderoso, por estar donde estamos y por llegar a donde llegamos.

En segundo lugar le doy las gracias a mi familia, particularmente a mis padres, que hasta hoy en día se están sacrificando para desarrollarme y formarme a nivel personal y profesional para poder enfrentar la vida.

Al gobierno y el pueblo cubano que nos abrió el camino del saber y del conocimiento, desde el Medio Oriente, y desde todas las naciones del planeta hasta la isla de Cuba.

A la Universidad de Cienfuegos, sus dirigentes, sus profesores y sus trabajadores, con un especial agradecimiento a mis tutores Dr.C. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa, M.Sc. Juan Gabriel Nos Águila.

A mis hermanos y amigos árabes, que durante todo los años de diáspora hemos estado unidos y juntos hemos compartido este largo camino, hemos compartido alegrías y tristezas, gracias por sus continuo y gran apoyo.

A todos los amigos y sus familiares que han mostrado preocupación y han brindado ayuda a lo largo de todo este tiempo.

Finalmente a toda persona que de una forma o de otra ha contribuido en la realización de esta tesis.

A todas estas personas, doy mi más profunda gratitud.

Resumen

Resumen

Resumen

En el presente trabajo se describen las experiencias nacionales y extranjeras en el empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña y se concluyen en principio cuales son las ventajas generales del accionamiento hidráulico con relación al accionamiento mecánico tradicional y cuáles son las ventajas particulares más importantes de cada una de las dos alternativas que serán evaluadas. 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 de árbol sobre fundación elástica. Además 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 crecimiento 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 del CAI "5 de Septiembre" para las variantes analizadas. Posteriormente realiza un análisis técnico económico comparativo de las diferentes variantes analizadas, realizándose el análisis individual para cada variante de costos de inversión y ahorros generados en el Ciclo de Vida.

Abstract

Abstract

Abstract

In this paper domestic and foreign experiences in the use of hydraulic drive cane mills are described and conclude in principle what the general advantages of hydraulic drive relative to traditional mechanical drive and what are the most important particular advantages of each of the two alternatives will be evaluated. the calculations of the power demand, saving energy, acting loads, internal forces, stresses and evaluation of resistance to fatigue trees mills sugarcane with mechanical and hydraulic drive for different analyzed variants were performed by applying schema tree analysis on elastic foundation. Furthermore, the process for calculating the remaining life of the mill shafts hydrolysates cane sugar, with circumferential crack that is the kind of more critical of the two types of cracks that are usually described in the literature crack described. In calculating the possibilities offered by the fracture mechanics as to the determination of critical crack sizes and determining the rate of crack growth are used. The rate of growth of Paris is used in the model of crack growth. The area is analyzed is located in the mid-cut collar side of the crowns, which is the most prone to fatigue failure area. They are only analyzed the higher trees, because these are the most susceptible to fatigue failure of the five mills CAI "September 5" for the variants analyzed. Then it makes a comparative technical and economic analysis of different variants analyzed, performing individual analysis for each variant investment costs and savings generated in the Life Cycle.

Indice

Índice

Contenido

Introducción	1
Los Métodos de Investigación.....	6
Objetivo General	7
Objetivos Específicos:	7
Tareas principales	8
Capítulo I Características generales de las Plantas Moledoras de Caña de Azúcar y experiencias en el accionamiento hidráulico como alternativa para el ahorro de energía.	10
1.1 El central azucarero.	10
1.2 Características generales del proceso de trituración y molienda de la caña de azúcar.....	10
1.3 El accionamiento hidráulico.	20
1.4 Experiencia sobre el accionamiento hidráulico de las mazas de los molinos de caña en la industria azucarera cubana.	23
1.4.1 Experiencias en el Central Azucarero “Panchito Gómez Toro”	23
1.4.2 Experiencias en el CAI “Puerto Rico Libre”	24
1.4.3 Experiencias en el CAI “España Republicana”	25
1.4.4 Experiencias en el accionamiento eléctrico independiente.	26
1.4.5 Experiencia de hidraulización en otros países	27
1.5 Ventajas del accionamiento hidráulico sobre el accionamiento mecánico.....	28
1.6 Alternativas en el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar. 32	32
1.6.1 Accionamiento hidráulico desde la maza superior, manteniendo las coronas. ...	33
1.6.2 Accionamiento hidráulico independiente de las diferentes mazas.	33
1.7 Conclusiones parciales del Capítulo I.....	35
Capítulo II Esquema de Análisis del árbol superior y aplicación de la Mecánica de la Fractura para determinar el incremento de la vida remanente del árbol superior de un molino de caña hidraulizado.	37

Índice

2.1 Nuevo Esquema de Análisis del árbol superior de un molino de caña.	37
2.2 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.	53
2.2.1.- Con accionamiento mecánico del molino.	53
2.2.2. Análisis comparativo de los resultados de factores de seguridad a la fatiga para las diferentes variantes analizadas.	56
2.3 Aplicación de la Mecánica de la Fractura y obtención de la vida por Fatiga.	60
2.3.1 Modos de carga y desplazamiento del sólido con grietas.	60
2.3.2 Determinación del estado tensional en la sección bajo estudio.	62
2.3.3 Determinación de los tamaños de grietas críticos.	62
2.3.4 Tipos de grietas presentes en los molinos de caña de azúcar.	62
2.4 Construcción del gráfico de resistencia residual.	63
2.5 Determinación del tamaño crítica de la Grieta.	64
2.6 Modelo de crecimiento de las grietas.	66
2.6.1 Influencia del concentrador superficial de tensiones.	66
2.7 Modelo empleado para el crecimiento de la grieta.	67
2.7.1 Modelo de crecimiento de la grieta circunferencial.	68
2.7.2 Determinación de la vida remanente de los árboles superiores del 5to molino del central azucarero "5 de Septiembre".	69
2.8 Conclusiones parciales del Capítulo 2.	71
Capítulo III Ahorro de Energía y de Recursos Financieros mediante el empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña.	73
3.1 Aporte científico del trabajo con relación al cálculo de la potencia demandada por un molino de caña de azúcar.	73
3.2 Modelo matemático para el cálculo de la potencia demandada por un molino de caña de azúcar.	73
3.3 Cálculo de la potencia demandada por los molinos del Central Azucarero "Guillermo Moncada".	79
3.3.1 Diámetro y longitud de los cilindros del molino.	79
3.3.2 Fuerza hidráulica total aplicada al molino.	80
3.3.3 Carga fibrosa específica.	83
3.3.4 Fracción de fibra de bagazo en la caña molida.	84

Índice

3.3.5 Densidad del bagazo comprimido.	85
3.3.5 Rendimiento mecánico de un par de coronas.	86
3.3.7 Rendimiento mecánico del tren de engranes.	89
3.3.7 Potencia total demandada por el molino con transmisión mecánica.	90
3.4 Validación experimental del Modelo Matemático creado para el cálculo de la potencia demandada por un molino de caña de azúcar	91
3.4.1 Datos experimentales de la potencia para los molinos del Central Azucarero “Guillermo Moncada”	91
Molino	92
3.5 Procedimiento que será empleado para determinar el ahorro de energía durante la sustitución.....	93
3.6 Cálculo de la potencia para un molino en la Variante 1: Accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza superior manteniendo las coronas.	93
3.7 Análisis ccomparativo entre las potencia calculadas para los molinos del Central Azucarero “Ciudad Caracas” para las diferentes alternativas de Accionamiento.....	94
3.7.1 Accionamiento hidráulico de los molinos desde la maza superior manteniendo las coronas.	94
3.7.2 Cálculo de la potencia para un molino accionado por motores hidráulicos acoplados independientemente a cada maza.	95
3.8 Impacto social del ahorro de energía.....	98
3.9 El Costo del Ciclo de Vida como criterio para los análisis de factibilidad técnico-económicos.....	98
3.10 Enfoque para la realización del Análisis Técnico Económico en el caso de una Planta Moledora en el que se va a sustituir la vieja tecnología con transmisión mecánica por la nueva con transmisión hidráulica.	99
3.11 Ahorro en el Ciclo de Vida e Inversión Inicial para una Planta Moledora con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas (Variante 1)	101
3.11.1 Ahorro del Ciclo de Vida	101
3.11.2 Selección del Equipamiento Tecnológico y cálculo de la Inversión Inicial para la Variante I. Cálculo del Período de Recuperación de la Inversión Inicial.....	104

Índice

3.12 Ahorro en el Ciclo de Vida e Inversión Inicial para una Planta Moledora con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza con dos motores en la maza superior, uno a cada lado. (Variante 2).	105
3.12.1 Ahorro del Ciclo de Vida	105
3.13 Selección del Equipamiento Tecnológico y cálculo de la Inversión Inicial para la Variante II.	107
3.14 Análisis comparativo para las dos variantes evaluadas de accionamiento hidráulico.	107
3.15 Conclusiones Parciales del Capítulo III.	108
Conclusiones Generales	110
Recomendaciones	114

Introduccion

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 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. Las causas de este problema están dadas por la pobre reserva de recursos energéticos fósiles con que cuenta el país y por sus propias condiciones y dimensiones geográficas, expresadas por sus particularidades insulares que no brindan ventajas tales como la explotación de grandes recursos hidrográficos, el aprovechamiento de sistemas con diferentes usos horarios y demás facilidades con que cuentan otras naciones o asociaciones regionales de naciones. 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.

Las tecnologías para la remodelación de la industria azucarera cubana fueron adquiridas fundamentalmente de la desaparecida URSS y RDA, las cuales aportaban casi el 80 % de máquinas, piezas, así como materias primas para la producción nacional de equipos y componentes para la industria. Desde 1989 hasta la fecha Cuba atraviesa por una etapa crítica en la que su desarrollo, basado en una estructura económico - productiva excesivamente dependiente de las importaciones de petróleo, con tecnologías y esquemas de especialización caracterizados por indicadores de eficiencia relativamente inferiores a sus similares internacionales y con una elevada intensidad energética, se ve sometido

Introducción

a la súbita pérdida de los suministros de petróleo que venía recibiendo establemente y a precios preferenciales (aproximadamente de 13 millones de toneladas, en 1989, a unas 6 millones de toneladas, en 1993). En las etapas anteriores no se tuvo en cuenta el futuro inmediato, puesto que se partía de la premisa válida también para nuestros días, de que, una fábrica de azúcar además de ser un productor neto de azúcar cruda, electricidad, bagazo, mieles, etc. goza del privilegio de ser una de las pocas ramas dentro del espectro industrial, donde la fuente energética principal es precisamente la materia prima que emplea para realizar su producción: el bagazo de caña, sin embargo, para otros tipos de industrias una de las materias primas para la producción es un energético, bien sea petróleo, diesel o electricidad, que por ser caro, contribuye entre un 15 y un 35 % al valor final del producto (Benítez, 2000). Esto ha traído como consecuencia todo un interés por desarrollar tecnologías menos consumidoras de energía, políticas de ahorro serias para sectores altamente consumidores de energía, utilización de auditorías y consultorías en el campo del control, uso y consumo racional de la energía para reducir costos de producción y hacer competitivos diferentes productos.

La situación expresada anteriormente ha motivado una redefinición de la política energética nacional. En el sentido legal, la máxima expresión de dicha redefinición viene dada por la aprobación del Consejo de Ministros en 1993 y el posterior examen en la Asamblea Nacional del Poder Popular del titulado Programa de Desarrollo de las Fuentes Nacionales de Energía (PDFNE, 1993). Este programa, propone una utilización intensiva de las fuentes autóctonas de energía, tanto renovables (actualmente cubren el 30% del balance energético del país) como no renovables, al igual que la promoción de una política no menos intensiva de eficiencia energética, cuya más reciente manifestación ha sido la aprobación y puesta en marcha del Programa de Ahorro de Electricidad en Cuba (PAEC, 1997), enfocado básicamente a tomar medidas de eficiencia energética a nivel de los consumidores. De esta manera se persigue la disminución de la dependencia

Introducción

exterior en materia de energía y conseguir una mejora sustancial de las condiciones ambientales alrededor de la generación de energía en Cuba.

La industria azucarera cubana en la actualidad realiza cambios importantes buscando la eficiencia, tanto en los equipos mecánicos como en los procesos que se desarrollan en la producción de azúcar, con el objetivo de reducir los costos de fabricación y elevar la rentabilidad de la misma. Cuba, después del proceso 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 (Periódico Granma, 4/sept/2002). El desmantelamiento de aproximadamente la mitad de los centrales azucareros, afirman algunos expertos, liberó fondos equivalentes a 900 millones de dólares (Marquetti Nodarse, 2002), aprovechables por las fábricas que continúan moliendo.

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, concluyéndose que en las principales áreas de las Empresas Azucareras existen inmensas potencialidades para el ahorro de energía tanto térmica como eléctrica (Reyes Carvajal, 2003); (Valle, 2001).

Otro factor decisivo en la supervivencia del sector azucarero es el rendimiento, Cuba limitará la producción futura de azúcar crudo a un máximo de 4 millones de toneladas anuales, concentrándose en hacer rentable al sector. Apostando al incremento de los rendimientos de las plantaciones y los molinos. “Si una hectárea produce 54 toneladas y luego se muelen al 12 por ciento de rendimiento, se puede producir 4 millones de toneladas de azúcar empleando el 38 por ciento de la tierra” (Conferencia del Ministro del Azúcar en la Quinta Mesa Redonda de la

Introducción

Revista "The Economist", 1999); (MINAZ, 1995). Derivando en una responsabilidad altísima sobre el rendimiento en el área de molienda de la caña que deviene en un conjunto de medidas técnico organizativas, tales como: sustituir tecnologías anticuadas como es el caso de elementos motrices térmicos por elementos motrices eléctricos, entre ellas las últimas 33 máquinas de vapor que databan del siglo XIX fueron sustituidas, en el año 2002 se electrificaron 8 trenes de molinos (Granma, Energía eléctrica además de azúcar, 28 de Diciembre del 2003); (MINAZ, 1995). El rendimiento en esta área puede ser decisivo. Lograr una buena extracción con una demanda racional de potencia decide definitivamente en el rendimiento de la fábrica de azúcar, 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 (Chinchilla, 1935); (Chinchilla, 1938); (Gómez; 1995); (González, 1995); (Herrera, 1995) que produce. Al elevar el rendimiento de la planta moledora 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.

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 moledora 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 molida 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 pueden aportar importantes dividendos en el campo energético del país.
- Que las plantas moledoras 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

El **Problema Científico** que se aborda en este trabajo consiste en que en la industria azucarera Cubana no han sido establecidos métodos y procedimientos que permitan valorar las potencialidades de ahorro de energía y de recursos financieros en el área del tren de molinos, y de las posibles variantes en sus transmisiones, que provocan importantes pérdidas energéticas, lo que disminuye la posibilidad de exportación de energía eléctrica por parte de la industria azucarera al SEN.

Se puede plantear como **Hipótesis:**

Es posible establecer métodos y procedimientos para el análisis del potencial de ahorro energético y de recursos financieros en las Plantas Moledoras de las fábricas de azúcar tomando en consideración las disposiciones del elemento motriz, la estructura del tren de molinos y las diferentes variantes de transmisiones, desde una base científico-técnica.

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 y 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 tren 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 Lógicos: Se utilizó el método analítico-sintético como método fundamental de investigación , mediante el cual se desarrollaron los diferentes esquemas de análisis y se obtuvieron las expresiones de cálculo para la potencia, las fuerzas internas y las tensiones en los árboles Mediante el análisis y la inducción se evaluaron los diferentes efectos por separado, la síntesis y la deducción permitió integrar las partes analizadas en la obtención de nuevas expresiones y procedimientos que conducen al perfeccionamiento general de los cálculos
- ✓ Métodos matemáticos: Este Método se empleó para comprobar y fundamentar los estudios comparativos entre los cálculos analíticos de

potencia y los valores medidos experimentalmente en la industria, para aplicar las ecuaciones del Esquema de Análisis de Viga sobre Fundación Elástica y las ecuaciones de la Mecánica de la Fractura.

Objetivo General:

Realizar un estudio comparativo del ahorro de energía, el ahorro de recursos financieros y la inversión inicial requerida para sustituir la vieja transmisión mecánica tradicional empleada en el accionamiento del tren de molinos, por una transmisión hidráulica volumétrica en dos variantes: 1. Accionamiento hidráulico central del molino desde la maza superior manteniendo las coronas y 2. Accionamiento hidráulico independiente de cada maza con dos motores en la maza superior eliminando las coronas.

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 incremento de la vida por fatiga de los árboles superiores de los molinos de caña en el caso de los molinos accionados hidráulicamente en las dos variantes que serán analizadas.

Variante 1. Accionamiento hidráulico de los molinos de una Planta Moledora de caña de azúcar con 5 molinos y una desmenuzadora, accionando cada molino desde la maza superior manteniendo las coronas.

Variante 2. Accionamiento hidráulico independiente de cada una de las tres mazas del molino, eliminando las coronas y utilizando cuatro motores hidráulicos por molino, dos de ellos en la maza superior.

4. Evaluar el ahorro de energía y de recursos financieros que se produce en una Planta Moledora mediante la sustitución del accionamiento mecánico tradicional para las dos variantes de accionamiento hidráulico que serán analizadas.

Tareas principales

Tarea 1: Consulta y revisión de la información científico-técnica sobre la temática, en publicaciones nacionales e internacionales, trabajos de Diploma y Tesis de Maestría y Doctorados, así como por medios electrónicos para conformar el estado del arte actual.

Tarea 2: Aplicar el Esquema de Análisis de árbol sobre fundación elástica para obtener las fuerzas internas en los mismos y aplicar la Mecánica de la Fractura para estimar la vida remanente de los árboles superiores en el caso del accionamiento hidráulico.

Tarea 3: Desarrollo e implementación de la metodología para el análisis del potencial de ahorro energético en los trenes de molinos de las fábricas de azúcar tomando en consideración el tipo de elemento motriz, el tipo de transmisión y las variables más significativas de la operación del molino.

Tarea 4: Evaluar técnico – económicamente el ahorro de recursos financieros y la inversión inicial requerida para aplicar el accionamiento hidráulico a un tren de molinos de caña de azúcar.

Tarea 5: Aplicación de la metodología en un estudio de caso de un Central Azucarero cubano.

Estructura de la tesis:

El informe final quedó conformado de la siguiente manera: Introducción, tres capítulos con sus correspondientes Conclusiones Parciales, Conclusiones Generales, Recomendaciones y Bibliografía

Introducción

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

Capítulo 2: En el Capítulo se obtienen las cargas actuantes, fuerzas internas y tensiones aplicando el esquema de análisis de Viga sobre Fundación Elástica. Se aplica 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 las mismas. 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.

Capítulo 3: En el capítulo se realizaron los cálculos de ahorro de energía y se realiza un análisis técnico económico de las diferentes variantes analizadas en comparación con un molino accionado mecánicamente, realizándose el análisis individual para cada variante de costos de inversión y ahorros en el Ciclo de Vida.

Capitulo I

Capítulo I Características generales de las Plantas Moledoras de Caña de Azúcar y experiencias en el accionamiento hidráulico como alternativa para el ahorro de energía.

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 azúcar, 2003); (Proceso de producción de azúcar, 2003), (Producción de azúcar, 2003)

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

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.

Capítulo I

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: (Rosero, E. y Ramírez, J, 2009) 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). 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).

Una Planta Moledora de Caña de Azúcar está compuesta generalmente de 5 ó 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 (Kent, G. A. 2011); (Akhtar, N; Mahmood, Z., 1997); (Lloyd, T., Eastment, S. y Mitchell, P; 2010); (Minyue F. and G. Goodwin, 2000) que contiene el material fibroso; el contenido de jugo que

Capítulo I

resulta de cada extracción, se envía al molino anterior y así sucesivamente hasta el segundo.

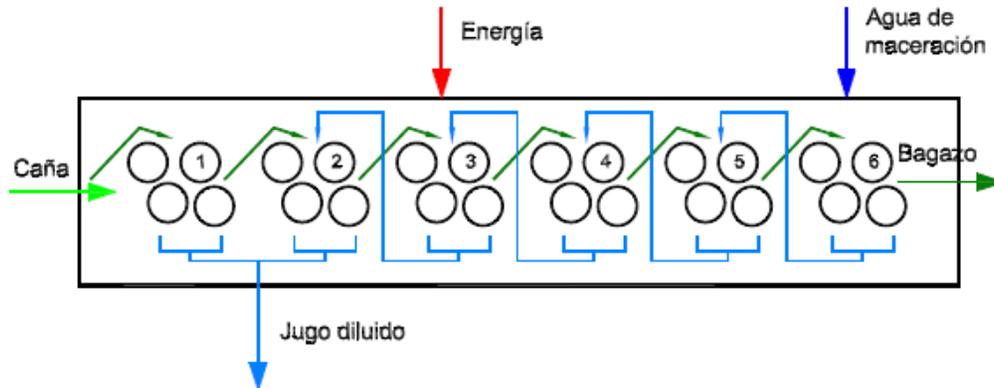
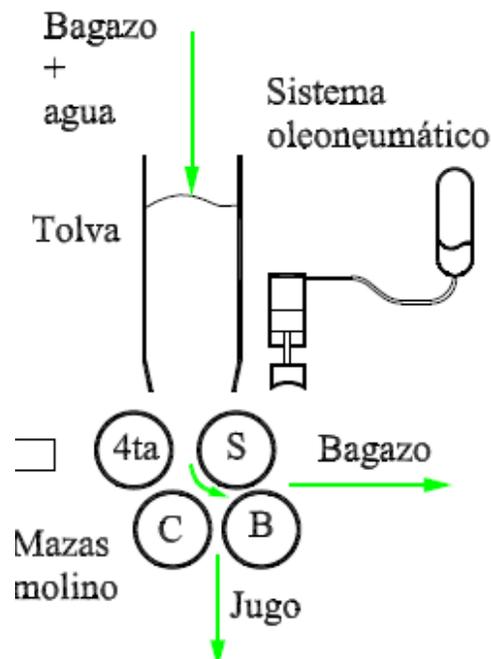


Figura 1.1 Diagrama de Flujo de una Planta Moledora de seis molinos de cuatro masas.
(Tomado de Rosero, E. y Ramírez, J, León, A. 2009)

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 oleoneumático



mediante el cual se aplica la presión en las chumaceras a la maza superior. (Tomado de Rosero, E. y Ramírez, J, León, A. 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 (Hugot, 1986), ya que por encima de esta velocidad se genera un mayor coeficiente de reabsorción y deslizamiento entre el bagazo y las mazas.

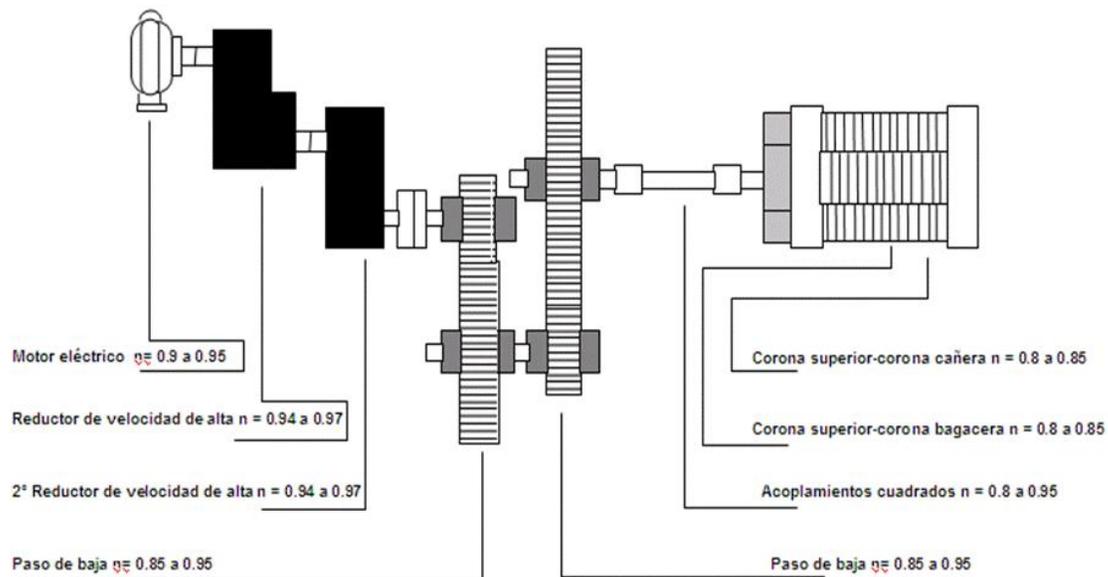


Figura 1.3 Esquema de la transmisión de un molino típico con accionamiento mecánico tradicional, donde se aprecia la gran cantidad de elementos mecánicos en la transmisión. (Tomado de Trabajo de diploma de Javier Maranges Vázquez, 2013)

El rendimiento del área de molienda puede ser decisivo, pues lograr una buena extracción de jugo con una demanda racional de potencia decide definitivamente

Capítulo I

la eficiencia de la fábrica de azúcar en general, más aún si se tiene en cuenta que alrededor del 35% de toda la energía eléctrica que se consume en un central azucarero se produce en la Planta Moledora. 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., 2001); (Vélez E. Jorge, 2001). Cuando se revisa cualquier publicación azucarera se encuentran muchos trabajos dedicados al aspecto agrícola y los menos a la industria (Díaz, A. e Iglesias, C. 2012). Pero 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

Capítulo I

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); (Birkett, H.; Stein, 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 (Kent, G. A.; R. Borgand N. J. Mckenzie, 2006); (Salazar Santos, Luis, 2003). 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. y Remedios, P. et al. 2011), (Goytisoló, R., Águila, N. y Arzola, J. 2012).

Muchas de las publicaciones poseen un enfoque netamente empírico: se expone algún trabajo realizado en la práctica y los resultados obtenidos a partir de mediciones efectuadas pero en muy pocos casos se intenta dar una explicación científica al fenómeno que ocurre. 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 (Hofmann E.J; Miceniery P.M; Nielsen B; 2002), (Thaval, O. P. y Kent, G; 2012).

En fecha tan temprana como 1927, (Scharnberg, 1927] Se refirió al término: “capacidad segura” como aquella que no originaba un consumo excesivo de energía y en la que se obtuviera una extracción de sacarosa de 94% o más, se refirió a la influencia del elemento humano sobre estos factores y relacionó la velocidad con la capacidad, y la cantidad de agua añadida con la extracción de sacarosa, pero no ofreció valores numéricos sino solamente consideraciones teóricas.

También dicho autor recalcó la necesidad de preparar mejor el colchón de caña para extraer mayor cantidad de sacarosa en el tren de molinos y señaló que ya para esa época se utilizaban en Hawai dos juegos de cuchillas antes de los

Capítulo I

equipos de extracción, también habló sobre la utilización del rayado diferencial de las mazas (en paso y en ángulo), pero de nuevo sin ofrecer valores numéricos.

En 1929, (Mayo, 1929) 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. Recomendó que fuera 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. Este mismo autor (Mayo, 1929) llegó a proponer una expresión para calcular el comportamiento de distintos tandems, pero en lo que se refiere a la extracción. En otro trabajo posterior (Mayo, 1937) critica la afirmación de (Tromp, 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.

(Weil, 1929) enumeró 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, aunque no hace referencia al consumo de potencia, que debe haber aumentado sustancialmente.

Un trabajo muy importante fue publicado por (Tromp, 1956) el cual señaló la no uniformidad que existía en aquella época para el cálculo de los ajustes o aberturas en el molino y que los errores cometidos en el cálculo se subsanaban muchas veces con aumentos de las presiones con lo que aumentaban el desgaste y las roturas (podiera decirse también el consumo de potencia). Señaló a la fibra como

Capítulo I

la única constante a lo largo del tándem, resaltó otros factores que intervienen en el proceso de molienda tales como las asperezas superficiales, el diámetro y el drenaje de las mazas y analizó el trabajo de “compresiones repetidas” realizado por Noel Deer para mejorar la extracción. De igual manera destacó la importancia de la “finura de la caña” para mejorar la extracción y recomendó la utilización de rayados más agudos para aumentar la longitud efectiva de las mazas y disminuir el espesor de colchón. También recomendó emplear una velocidad en pies/min igual a 1,5 veces el diámetro de las mazas en pulgadas, de nuevo en este trabajo se hace muy poca referencia al consumo de potencia en el molino.

Por su parte (Díaz Compain, 1933) 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, 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 molienda normal. Para una molienda 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

Capítulo I

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.

También (Chinchilla Varona, 1935) 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 Hawai 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.

Este mismo autor (Chinchilla Varona, 1938) supuso la eficiencia mecánica del molino en un 35%, utilizando valores estimados, de acuerdo con ecuaciones

Capítulo I

deducidas para un molino dado, de igual forma estimó las pérdidas debidas a diferentes factores. De nuevo este autor trabaja en condiciones muy particulares y con ecuaciones empíricas.

Por su parte (Suárez Carreño, 1955) plantea que al no flotar libremente las mazas superiores por diversas causas (presencia de las coronas y acoplamientos cuadrados, barra de conexión) se produce una disminución en la eficiencia mecánica del molino con el consiguiente aumento del consumo de potencia y un aumento en la posibilidad de roturas del mismo. Este es un hecho comprobado pero la eficiencia en este caso se refiere sobre todo a los acoplamientos y a la barra de conexión.

Debido a la mejora en la eficiencia energética (Rosero, 2006; Rosero *et al.*, 2009) 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)

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 (Landau and Rolland, 1994), 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.

Capítulo I

El accionamiento que no necesita transmisión mecánica es el conocido como accionamiento hidráulico, el cual 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).

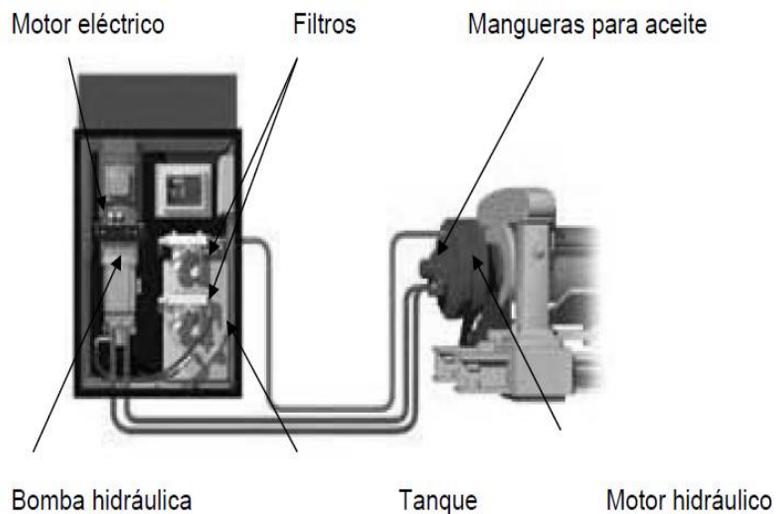


Figura 1.4 Accionamiento eléctrico con transmisión hidráulica.
(Tomado de: www.hagglunds.com)

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.

Capítulo I

De esta forma, un motor eléctrico que transforma energía electromagnética en mecánica, impulsan a una bomba hidráulica de desplazamiento positivo de caudal variable, la cual a su vez transforma esta energía en energía cinética a un fluido generando un flujo. El flujo, en este caso de aceite hidráulico, al encontrar oposición del mecanismo a mover, propicia una presión hidráulica que el actuador (motor hidráulico) transforma en un par de torsión y una velocidad angular.



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 (Lewinski J, Grassmann P and Kallin T; 2011).)

Capítulo I

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, como se muestra en la Figura 1.7.

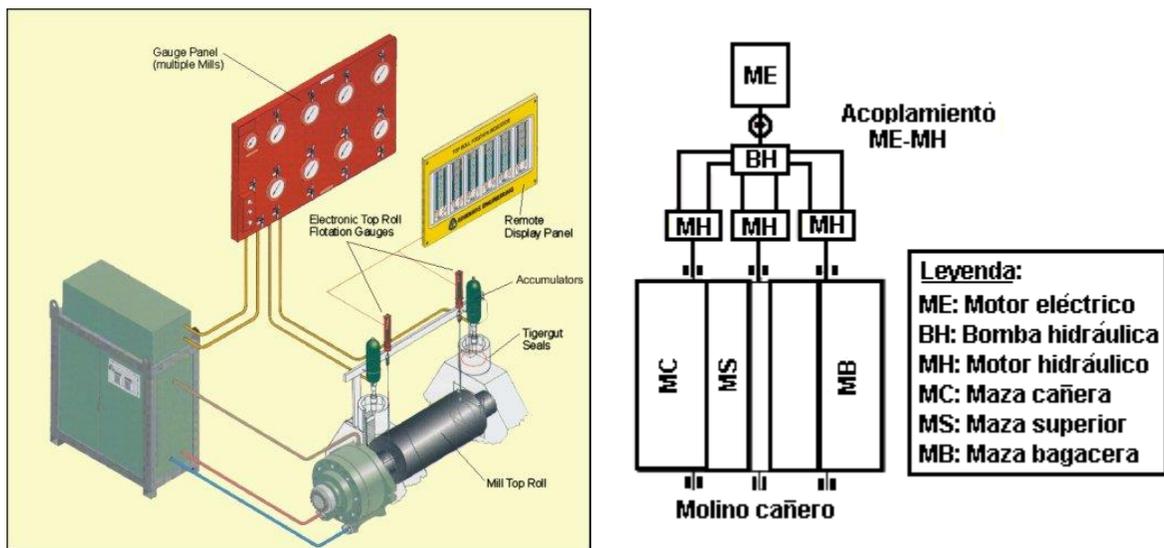


Figura 1.7 Esquema simplificado de una transmisión hidrostática.
(Tomado de Rosero, E. 2006)

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 (Aday, R, 1982) 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.

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 si 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 mayor extracción o 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 (Abon J.F. 1986) se realizó en la zafra 84-85 y para la misma se aprovechó la instalación existente de los molinos que tienen para su funcionamiento motores hidráulicos;

Capítulo I

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.

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 mayor 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 Ivan Carbajal Díaz (Pulido, A., Carbajal, I., 1989) 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.

Lo primero que se realizó fue la regulación, tanto de la maza superior e inferiores, 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 0.5 l/rev y entregan un torque de 7.95 Nm/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 4.7 l/rev que entrega un torque de 75 Nm/ 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 nuestra industria azucarera posee en utilización de alimentadores forzados en molinos de caña, nunca antes 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 cual 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.

1.4.4 Experiencias en el accionamiento eléctrico independiente.

En el año 1995 el Ing. Edmundo Herrera (Herrera, 1995), 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. 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 molienda. 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.

1.4.5 Experiencia de hidraulización en otros países

Según señala Cant (Cant C; 2000) 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 (Cant C; 2000) más de 135 motores de este tipo habían sido instalados en más de 60 molinos en el mundo.

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 (Shield A.G, Cant C;1999) 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.

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.

1.5 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 (Pérez Egusquiza, F; 1981) 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, et. al, 2005)

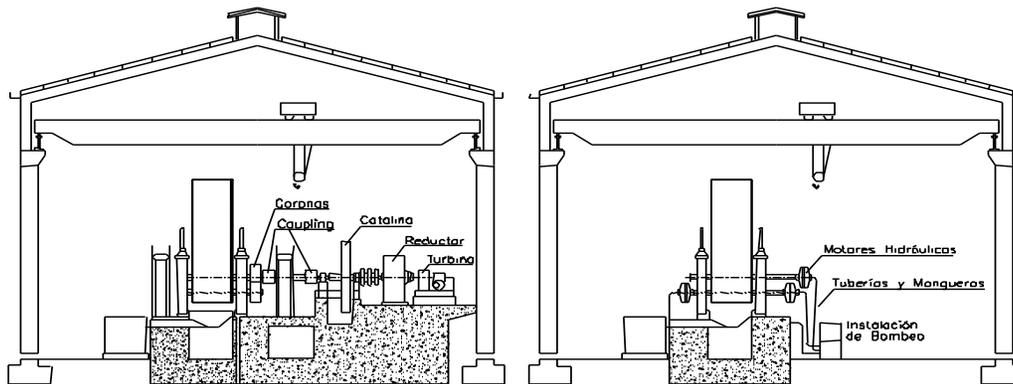


Figura 1.8 Esquema de un molino de caña de azúcar accionado mecánicamente e hidráulicamente. (Tomada de Pérez Egusquiza, F. 1981).

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.
- 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.

- Se eliminan las tradicionales coronas que con las nuevas exigencias de molida 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 (Fukunaga, K., 1990) 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.
- Al eliminar los reductores, engranes, coronas y los acoplamientos de molinos esa área, prácticamente intransitable por el agua y la grasa en todos las Plantas Moledoras, se convertirá en un área limpia la cual facilitaría los mantenimientos e inspecciones.
- Se ha podido comprobar que 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 et. al. 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.

1.6 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:

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

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.

1.6.1 Accionamiento hidráulico desde la maza superior, manteniendo las coronas.

Es aquella transmisión hidrostática 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.

Ventajas: Se elimina la transmisión hacia el molino mediante el acoplamiento cuadrado, lo que tiene por consecuencia una eficiencia mayor, menor mantenimiento y ahorro de componentes como chumaceras, barra cuadrada y sus coupling, etc.

Este tipo de alternativa es actualmente quizás, la más popular de todas.

Desventajas: Con este tipo de arreglo, se necesita seguir utilizando las coronas para la transmisión entre las mazas y esto implica que se pierde eficiencia.

En cuanto al mantenimiento, cada vez que se desee remover algunas de las mazas superiores, habrá que desensamblar parcialmente a la transmisión hidrostática, pues habrá que retirar a los motores hidráulicos de dicha maza.

1.6.2 Accionamiento hidráulico independiente de las diferentes mazas.

Es aquella transmisión hidrostática que impulsa a un molino de caña, mediante el uso de un motor hidráulico con o sin reductor de velocidad instalado en cada una

Capítulo I

de las mazas independientemente (Lewinski J, Grassmann P and Kallin T; 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.

Ventajas: La posibilidad de poder variar la velocidad de cada maza independientemente de las otras dos. Existe la teoría de que la extracción puede incrementarse, cuando las mazas giran a diferentes velocidades. Dado que en la consola de control, se tienen lecturas de consumo de potencia y par de torsión requerido para cada maza, se puede saber con toda precisión, el comportamiento de todos los componentes mecánicos del molino y con esto prever fallas y programar mantenimientos. Del mismo modo, al saberse los pares de torsión en cada eje de las mazas, podrá diagnosticarse el estado físico de los mismos y alternarlas para lograr su máximo aprovechamiento. Se elimina por completo la necesidad de cimentación para la transmisión.

Desventajas: Cada maza del molino necesita de uno o dos motores hidráulicos con o sin reductor, conectados a un mínimo de una bomba hidráulica por maza a través de tubos y mangueras; todo esto resulta en un alto costo de inversión inicial y de instalación. Cada ocasión en que se requiera dar mantenimiento al molino, y que las mazas tengan que ser removidas, las mangueras tendrán que ser desconectadas de los motores hidráulicos y estos a su vez removidos de los ejes, afectando en los tiempos de operación y poniendo en riesgo la integridad de la transmisión.

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, Juan Gabriel. 2005); (Carrasco La Rosa, Lucía. 2011).

1.7 Conclusiones parciales del Capítulo I.

1. El consumo de potencia en los molinos y los aspectos relacionados con el mismo han sido una preocupación constante de los técnicos azucareros desde las primeras décadas del siglo pasado. Esta situación ha tomado un mayor auge en los últimos años con la situación energética que se ha presentado a nivel mundial.
2. La mayoría de los factores que intervienen en el consumo de potencia de los molinos de una Planta Moledora han sido abordados de alguna manera por diversos autores, pero en la enorme mayoría de los casos, sin ofertar modelos matemáticos para su estudio. Pudiera plantearse como excepción la calificación del personal que opera los equipos, quizás por sobreentenderse su importancia por algunos autores o por subestimarse por parte de otros. Tampoco se le ha prestado importancia a la composición de la materia prima pues, si bien se ha hablado del % de fibra de la misma y de su preparación, se ha tratado muy poco su composición en cuanto a materias extrañas, y esto reviste especial importancia si se tiene en cuenta la cosecha mecanizada y la molida de la caña integral.
3. 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, 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 modelos matemáticos que tomen en cuenta todos aquellos elementos que influyen en la potencia demandada por un molino de caña con accionamiento mecánico, o los modelos descritos aprecian deficientemente las pérdidas en los diferentes elementos de la transmisión. Los estudios realizados sobre la durabilidad de los árboles superiores de los molinos de caña se reportan sólo en trabajos del Colectivo de Mecánica Aplicada de la UCf.

4. En la literatura consultada 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.
5. 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.

Capitulo II

Capítulo II Esquema de Análisis del árbol superior y aplicación de la Mecánica de la Fractura para determinar el incremento de la vida remanente del árbol superior de un molino de caña hidraulizado.

2.1 Nuevo Esquema de Análisis del árbol superior de un molino de caña.

En la primera parte de este capítulo se centrará la atención en el planteamiento de un nuevo esquema de análisis para los árboles superiores de los molinos de caña considerando el mismo como un árbol sobre una fundación elástica que es el colchón de caña. Para ello se realizará el cálculo de las siguientes fuerzas.

- **Fuerza hidráulica sobre la maza superior:**

$$q_{hid1} = \frac{p_1 \cdot A_{p1}}{L_3} \quad (2.1)$$
$$q_{hid2} = \frac{p_2 \cdot A_{p2}}{L_5}$$

Donde:

q_{hid1} , q_{hid2} – Intensidad de la carga distribuida producto de las fuerzas hidráulicas sobre los collarines izquierdo y derecho respectivamente (kN/m).

p_1 , p_2 – Presiones hidráulicas o hidroneumáticas aplicadas a los cilindros izquierdo y derecho respectivamente (kPa).

A_{p1} , A_{p2} – Área transversal de los cilindros hidráulicos izquierdo y derecho respectivamente (m²).

L_3 , L_5 – Longitud de los collarines izquierdo y derecho respectivamente (m).

Usualmente todos los parámetros a ambos lados presentan los mismos valores, de manera que $q_{hid1} = q_{hid2}$. Esta situación no es la ideal desde el punto de vista de la compresión del bagazo (Arzola, 2003)

- **Fuerzas de contacto de los engranes:**

En la Figura 2.1 se muestra la disposición de los engranes acoplados a los árboles; los que se encargan de transmitir el movimiento desde el árbol superior a los inferiores son conocidos en el argot azucarero como coronas, y como coronita

los encargados de transmitir el movimiento hacia la maza alimentadora en los molinos de cuatro mazas.

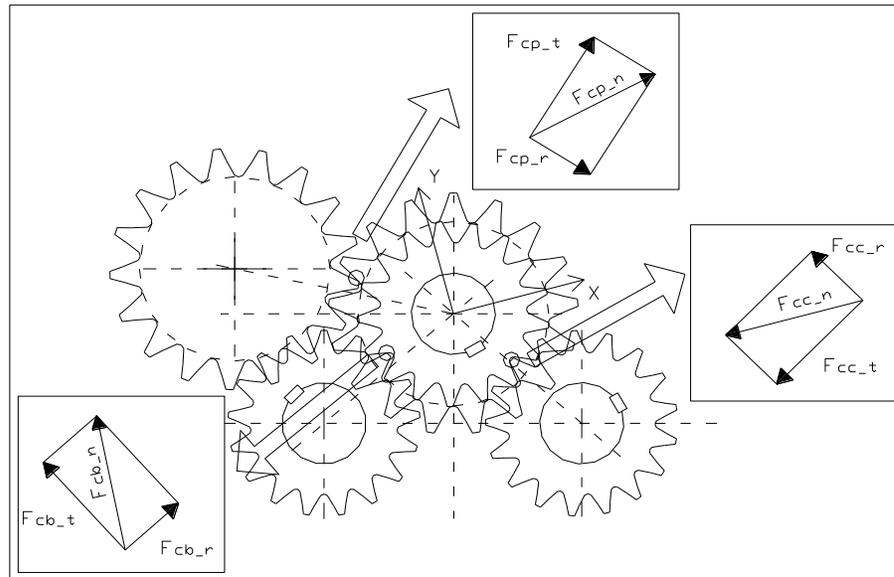


Figura. 2.1. Disposición de las coronas y coronita y las fuerzas que se generan durante la transmisión del torque.

Las componentes en la dirección de los ejes x e y pueden calcularse como sigue (nótese que el eje y está orientado según la inclinación de la virgen).

$$P_{ncp} = \frac{19,1 \cdot \varphi_{MA} \cdot \eta_{te} \cdot \eta_c \cdot W_t}{n \cdot d_{p\ cp} \cdot \cos \alpha_{cp}} \quad (2.2)$$

Donde:

P_{ncp} – Fuerza de contacto normal entre las coronitas (kN).

φ_{MA} – Fracción de la potencia total suministrada al molino que es transmitida hacia la maza alimentadora.

η_{te} – Eficiencia del tren de engrane.

η_c – Eficiencia del acoplamiento cuadrado.

W_t – Potencia total suministrada al molino (kW)

n – Velocidad de rotación del molino (c/min).

$d_{p\ cp}$ – diámetro primitivo de las coronitas (m).

Capítulo II

α_{cp} - Ángulo de montaje de las coronitas.

De modo que las componentes son:

$$\begin{aligned} q_{ncp}^y &= \frac{P_{ncp}}{L_1 \cdot \cos(\theta + \alpha_{cp} + \theta_v)} \\ q_{ncp}^x &= \frac{P_{ncp}}{L_1 \cdot \sin(\theta + \alpha_{cp} + \theta_v)} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Donde:

q_{ncp}^y , q_{ncp}^x – Fuerzas distribuidas que actúan sobre el árbol superior producto de la transmisión del torque por la coronita (kN/m).

θ - Ángulo de inclinación con la horizontal de la línea que une los centros de las mazas alimentadora y superior.

θ_v – Ángulo de inclinación de la virgen con relación a la vertical.

L_1 – Longitud de la zona de asiento de la coronita (m)

La fuerza de contacto normal producida entre la corona superior y la cañera se determina por:

$$P_{ncc} = \frac{19,1 \cdot \varphi_{MC} \cdot \eta_{he} \cdot \eta_c \cdot W_t}{n \cdot d_{pc} \cdot \cos \alpha_{cc}} \quad (2.4)$$

Donde:

P_{ncc} – Fuerza de contacto normal producida entre la corona cañera y la superior (kN).

φ_{MC} – Fracción de la potencia total suministrada al molino que es transmitida hacia la maza cañera.

d_{pc} – Diámetro primitivo de las coronas (m).

α_{cc} – Ángulo de montaje de las coronas.

De modo que las componentes son:

$$\begin{aligned} q_{ncc}^y &= \frac{P_{ncc}}{L_6 \cdot \cos(90^\circ - \alpha_{cc} - \theta_1 - \theta_v)} \\ q_{ncc}^x &= \frac{P_{ncc}}{L_6 \cdot \sin(90^\circ - \alpha_{cc} - \theta_1 - \theta_v)} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Donde:

Capítulo II

$q_{n\ cc}^y, q_{n\ cc}^x$ – Fuerzas distribuidas que actúan sobre el árbol superior producto de la transmisión del torque por la corona cañera (kN/m).

θ_1 - Ángulo de inclinación con la vertical de la línea que une los centros de las mazas cañera y superior.

L_7 – Longitud de la zona de asiento de la corona (m).

Y por último la fuerza de contacto normal producida entre la corona superior y la bagacera.

$$P_{ncb} = \frac{19,1 \cdot \varphi_{MB} \cdot \eta_{te} \cdot \eta_c \cdot W_t}{n \cdot d_{pc} \cdot \cos \alpha_{cc}} \quad (2.6)$$

Donde:

$P_{n\ cb}$ – Fuerza de contacto normal producida entre la corona bagacera y la superior (kN).

φ_{MB} – Fracción de la potencia total suministrada al molino que es transmitida hacia la maza bagacera.

De modo que las componentes son:

$$q_{ncb}^y = -\frac{P_{ncb}}{L_6 \cdot \cos(90^\circ + \alpha_{cc} - \theta_2 + \theta_v)} \quad (2.7)$$
$$q_{ncb}^x = -\frac{P_{ncb}}{L_6 \cdot \sin(90^\circ + \alpha_{cc} - \theta_2 + \theta_v)}$$

Donde:

$q_{n\ cc}^y, q_{n\ cc}^x$ – Fuerzas distribuidas que actúan sobre el árbol superior producto de la transmisión del torque por la corona bagacera (kN/m).

θ_2 - Ángulo de inclinación con la vertical de la línea que une los centros de las mazas bagacera y superior.

La fracción de la potencia total que se trasmite hacia las mazas inferiores (φ_{MC} y φ_{MB}) y hacia la maza alimentadora (φ_{MA}) es posible conocerlas gracias a que desde hace algún tiempo se han venido empleado en algunos molinos motores hidráulicos. Algunos investigadores () han realizado mediciones de potencia determinando que, para un molino promedio, estas variables poseen valores de $\varphi_{MC} = 0,15$, $\varphi_{MB} = 0,20$ y $\varphi_{MA} = 0,10$.

- **Fuerzas complementarias en 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 pueden estar 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.

Las fuerzas de contacto que surgen en las caras de los elementos componentes de este tipo de acoplamiento son de tipo no compensadas, surgiendo momentos flectores y fuerzas transversales y axiales adicionales. Las mismas son tanto más grandes cuanto mayor sea la desalineación entre el árbol superior y la salida del tren de engranes.

Estas fuerzas suplementarias surgen tanto sobre el extremo del árbol de la transmisión del molino como en el extremo del guijo de la maza superior. Al igual que en la mayoría de los acoplamientos rígidos de compensación estas fuerzas son producto de la elevada rigidez del acoplamiento, la diferencia de posición de los puntos de contacto en la dirección axial y la aparición de las fuerzas de fricción en el acoplamiento y varían con las condiciones de lubricación del mismo. Su sentido depende de si la flotación se produce por encima o por debajo del nivel del eje de la transmisión. La condición más crítica para el guijo es cuando la flotación es por encima. (Okamura et. al., 1972) planteó un esquema de análisis para darle solución a este caso y realizó múltiples experimentos, encontrando que para el

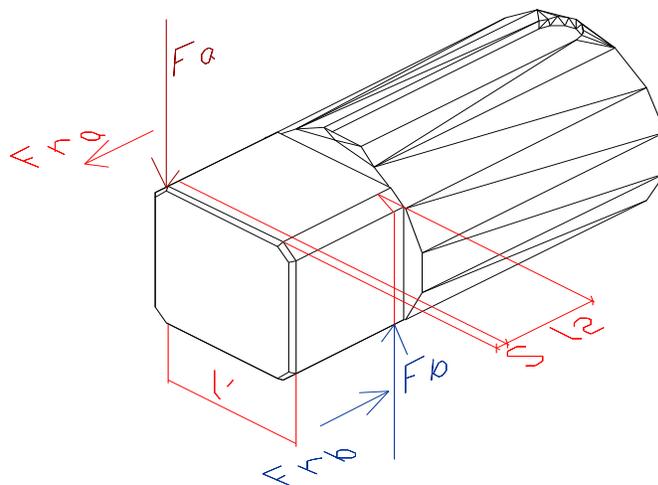


Figura 2.2 Disposición de las fuerzas actuando sobre la espiga cuadrada del árbol durante la transmisión del torque. Tomada de

Capítulo II

caso más crítico de transmisión del torque existen dos fuerzas de contacto de valores (Figura 2.2):

$$F_a = \frac{60 \cdot W_t \cdot \eta_g \cdot \eta_c \cdot (l' \cdot \mu + L)}{\pi \cdot n \cdot l' \cdot (L + l_2)} \quad (2.8)$$

$$F_b = \frac{60 \cdot W_t \cdot \eta_g \cdot \eta_c \cdot (l' \cdot \mu - L)}{\pi \cdot n \cdot l' \cdot (L + l_2)}$$

Donde:

F_a, F_b – Fuerzas de contacto que actúan en la sección cuadrada del árbol superior (kN).

l' - Lado del acoplamiento cuadrado (m).

l_2 – Distancia que separa a las dos fuerzas (m).

L – Longitud del acoplamiento cuadrado (m).

μ - Coeficiente de rozamiento entre la superficie cuadrada del árbol y del acoplamiento
Peso propio del árbol y de los elementos acoplados

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 trabajo los pesos propios se determinaron de la última forma mencionada, utilizando la expresión:

$$q_{wi} = \frac{V_i \cdot \gamma_i}{L_i} \quad (2.9)$$

Donde:

q_{wi} - peso lineal del elemento i (kN/m)

V_i - Volumen del elemento i (m³)

γ_i - Peso específico del material del cual está hecho el elemento i (kN/m³).

L_i – Longitud de montaje del elemento acoplado o longitud del escalón del árbol (m).

De forma que los pesos de las distintas secciones del árbol, de la maza, corona, coronita y chumacera son incluidos en el esquema de análisis, aunque ellos solo representan una pequeña fracción de la carga total que soporta el árbol.

- **Reacción del colchón de bagazo:**

Esta carga es reactiva y posee un valor desconocido, por lo que debe ser determinada utilizando el resto de las cargas que obran sobre el árbol. En el presente epígrafe se determina la misma considerando al árbol como una viga sobre fundación elástica, de modo que la reacción de colchón de bagazo es proporcional a la flecha del árbol para cada posición:

$$q_{R(z)} = -\alpha \cdot y_{(z)} \quad (2.10)$$

Donde:

$q_{R(z)}$ – Intensidad de la reacción del colchón de bagazo a la distancia z del extremo izquierdo de la maza (kN/m).

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

$y_{(z)}$ – Flecha del árbol a la distancia z del extremo izquierdo de la maza (m).

El coeficiente de rigidez de la fundación, en este caso el colchón de bagazo, fue determinada utilizando un dispositivo diseñado para este fin (Noa, 2005). La compresión dinámica del bagazo fue llevada a cabo con ayuda de una prensa hidráulica (Arzola, 2003). El valor determinado fue de $\alpha = 8\,000$ MPa. El cual corresponde a un colchón de bagazo con una humedad de 150 % respecto a su peso deshidratado y un tamaño de fibra que es la observada para la mitad del recorrido para un tándem típico de una desmenuzadora y 5 molinos.

- **Fuerzas normales generadas sobre la virgen:**

Por el carácter reactivo de estas fuerzas distribuidas, q_{N1} , q_{N2} , deben ser determinadas una vez que se conocen todas las cargas que actúan en el plano donde ellas se encuentran: xz , planteando las ecuaciones de equilibrio para el árbol superior.

- **Fricción de las chumaceras con la virgen y de los cueros del pistón con la pared de los cilindros:**

Capítulo II

Generalmente las vírgenes están bien lubricadas, debido a ello el coeficiente de rozamiento es bajo, alrededor de 0,1. Además, estas fuerzas de fricción no tienen un sentido definido sino que varían constantemente en dependencia de hacia donde se hace inminente el movimiento del árbol superior producto de la flotación. Estas fuerzas pueden ser calculadas como:

$$\begin{aligned} F_{v1} &= \mu' \cdot N_1 \\ F_{v2} &= \mu' \cdot N_2 \end{aligned} \quad (2.11)$$

Por otra parte, la fricción de los cueros o material sintético empleado en el sellaje de los cilindros puede ser hallado por:

$$\begin{aligned} F_{c1} &= \mu_{c1} \cdot \pi \cdot d_{c1} \cdot h_1 \cdot p_1 \\ F_{c2} &= \mu_{c2} \cdot \pi \cdot d_{c2} \cdot h_2 \cdot p_2 \end{aligned} \quad (2.12)$$

Donde:

F_{c1} , F_{c2} - Fuerza de fricción entre las zapatillas y el cuerpo de los cilindros hidráulicos izquierdo y derecho respectivamente (kN).

μ_{c1} , μ_{c2} – Coeficiente de fricción entre el material del cuero y el material de los cilindros.

d_{c1} , d_{c2} – Diámetro interior de los cilindros hidráulicos izquierdo y derecho respectivamente (m).

h_1 , h_2 – Altura de contacto de las zapatillas con la camisa del cilindro izquierdo y derecho respectivamente (m).

Según () los coeficientes de fricción guardan la siguiente relación con los parámetros geométricos de las zapatillas:

$$\mu_i = (0,5 : 0,7) \cdot \frac{h_i}{d_{ci}} \quad (2.13)$$

Todo este sistema de cargas conforma el esquema de análisis que será utilizado, el cual es mostrado en la Figura 2. 3 para el plano yz y el plano xz respectivamente.

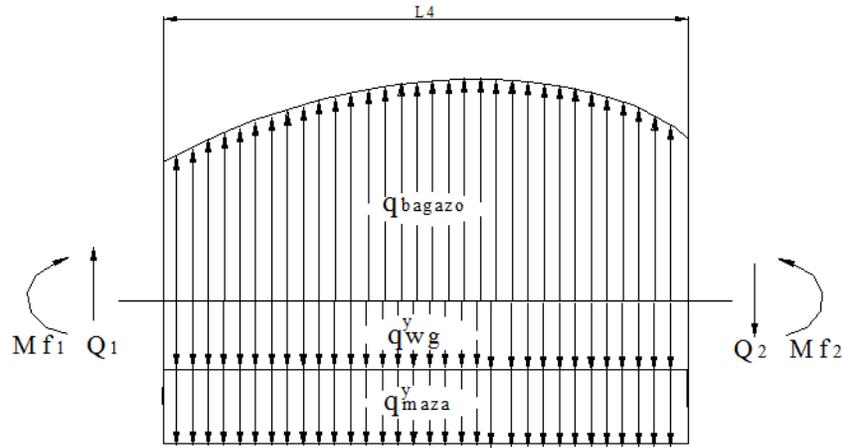


Figura 2.4 Cargas que actúan en el tramo del árbol donde está la maza. Tomada de (Arzola, 2003)

$$Q_1 = (q_{ncp}^y - q_{w1}^y - q_{wcp}^y) \cdot L_1 - q_{w2}^y \cdot L_2 - (q_{w3}^y + q_{wcl}^y + q_{hid1}^y) \cdot L_3$$

$$Q_2 = (q_{w5}^y + q_{wc2}^y + q_{hid2}^y) \cdot L_5 + (q_{wgs}^y + q_{w6}^y - q_{ngc}^y - q_{ngb}^y) \cdot L_6 + q_{w7}^y \cdot L_7 - F_a + F_b$$

$$M_{f1} = (q_{ncp}^y - q_{w1}^y - q_{wcp}^y) \cdot L_1 \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_2 + L_3 \right) - q_{w2}^y \cdot L_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_3 \right) - (q_{w3}^y + q_{wcl}^y + q_{hid1}^y) \cdot \frac{L_3^2}{2}$$

(2.14)

$$M_{f2} = - (q_{w5}^y + q_{wc2}^y + q_{hid2}^y) \cdot \frac{L_5^2}{2} - (q_{wgs}^y + q_{w6}^y - q_{ngb}^y) \cdot L_6 \cdot \left(\frac{L_6}{2} + L_5 \right) + q_{w7}^y \cdot L_7 \cdot \left(\frac{L_7}{2} + L_6 + L_5 \right) + F_a \cdot (L_5 + L_6 + L_7 - l - s) - F_b \cdot (L_5 + L_6 + L_7 - s) + (F_a + F_b) \cdot \mu \cdot \frac{l}{2}$$

Donde:

q_{wi}^y – Peso específico por unidad de longitud del árbol en la dirección de y para la sección i (kN/m).

L_i – Longitud de la sección i del árbol en cuestión (m).

q_{ncp}^y – Componente en la dirección de y de la reacción normal en las coronitas (kN/m).

q_{wcp}^y – Componente en la dirección de y del peso propio de la coronita (kN/m).

Capítulo II

$q^{y_{ngc}}$, $q^{y_{ngb}}$ – Componentes en la dirección de y de las reacciones normales de la corona cañera y bagacera respectivamente (kN/m).

$q^{y_{wc1}}$, $q^{y_{wc2}}$ – Componentes en la dirección de y de la carga sumaria del peso de la chumacera, fricción de las chumaceras con la virgen y fricción de la zapatilla con las paredes interiores del cilindro, para el lado izquierdo y derecho respectivamente (kN/m).

$q^{y_{wgs}}$ – Componente en la dirección de y del peso propio de la corona superior (kN/m).

s – distancia desde el extremo del acoplamiento cuadrado hasta la fuerza concentrada mas cercana al extremo que se genera en el acoplamiento (m).

l – Distancia entre las dos fuerzas concentradas que se generan en el acoplamiento cuadrado (m).

Además en la región analizada se tiene una carga distribuida que es la suma de las componentes en la dirección de y del peso por unidad de longitud del árbol y de la maza. Esta carga es por tanto igual a:

$$q_t^y = q_{rol}^y + q_{w4}^y \quad (2.15)$$

Donde:

q_t^y – Carga distribuida sumaria del peso de la maza y del árbol en la dirección de y (kN/m).

q_{rol}^y – Peso por unidad de longitud de la maza en la dirección de y (kN/m).

q_{w4}^y – Peso por unidad de longitud del árbol en la dirección de y (kN/m).

La ecuación diferencial de la viga para el caso analizado es:

$$Y_{(z)}^{IV} + 4 \cdot \beta^4 \cdot y_{(z)} = 0 \quad (2.16)$$

Donde:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\alpha}{4 \cdot S}} \quad (2.17)$$

Siendo: $S = I_S \cdot E_S + I_R \cdot E_R$

Capítulo II

S – Rigidez sumaria del sistema árbol-maza (kNm²).

I_S, I_R - Momentos de inercia de la sección transversal del árbol y de la maza (m⁴).

E_S, E_R – Módulos de elasticidad para el material del árbol y el de la maza (kN/m²).

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

$$\xi = \beta \cdot Z \quad (2.18)$$

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

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

(2.19)

$$y_o = \frac{\beta^2}{\alpha \cdot J_{o3}} \cdot \left[M_{f2} - M_{f1} \cdot J_{o1} - \frac{Q_1 \cdot J_{o2}}{\beta} - \frac{\theta_o \cdot \alpha \cdot J_{o4}}{\beta^3} - \frac{q_t \cdot J_{o3}}{\beta^2} \right] \quad (2.20)$$

Donde:

θ_o , y_o – Pendiente y deflexión del árbol en el extremo izquierdo de la maza respectivamente.

J_{o1} , J_{o2} , J_{o3} , J_{o4} – Funciones de Krilov evaluadas en el origen (Pisarenko, 1989).

$$\begin{aligned} J_{o1} &= \text{Cosh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot L_4) \\ J_{o2} &= \frac{1}{2} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot L_4) + \text{Sinh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot L_4)) \\ J_{o3} &= \frac{1}{2} \cdot \text{Sinh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot L_4) \\ J_{o4} &= \frac{1}{4} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot L_4) - \text{Sinh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot L_4)) \end{aligned} \quad (2.21)$$

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

$$y_{(z)} = y_o \cdot J_{1(z)} + \frac{\theta_o \cdot J_{2(z)}}{\beta} - \frac{1}{S} \cdot \left[\frac{M_{f1} \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} + \frac{Q_1 \cdot J_{4(z)}}{\beta^3} + \frac{q_t \cdot J_{1(z)}}{4 \cdot \beta^4} \right] \quad (2.22)$$

Capítulo II

$$\theta_{(z)} = \theta_o \cdot J_{1(z)} - \frac{1}{S} \cdot \left[\frac{M_{f1} \cdot J_{2(z)}}{\beta} + \frac{Q_1 \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} + 4 \cdot S \cdot \beta \cdot y_o \cdot J_{4(z)} - \frac{q_t \cdot J_{4(z)}}{\beta^3} \right] \quad (2.23)$$

$$Q_{(z)} = Q_1 \cdot J_{1(z)} + \frac{y_o \cdot \alpha \cdot J_{2(z)}}{\beta} + \frac{\theta_o \cdot \alpha \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} - 4 \cdot M_{f1} \cdot \beta \cdot J_{4(z)} + \frac{q_t \cdot J_{2(z)}}{\beta} \quad (2.24)$$

$$M_{(z)} = M_{f1} \cdot J_{1(z)} + \frac{Q_1 \cdot J_{2(z)}}{\beta} + \frac{y_o \cdot \alpha \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} + \frac{\theta_o \cdot \alpha \cdot J_{4(z)}}{\beta^3} + \frac{q_t \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} \quad (2.25)$$

Siendo:

$$\begin{aligned} J_{1(z)} &= \text{Cosh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot z) \\ J_{2(z)} &= \frac{1}{2} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot z) + \text{Sinh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot z)) \\ J_{3(z)} &= \frac{1}{2} \cdot \text{Sinh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot z) \\ J_{4(z)} &= \frac{1}{4} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot z) - \text{Sinh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot z)) \end{aligned} \quad (2.26)$$

Donde:

$J_{1(z)}$, $J_{2(z)}$, $J_{3(z)}$, $J_{4(z)}$ – Funciones de Krilov evaluadas en z.

La reacción del colchón de bagazo puede obtenerse a través del cortante, como sigue:

$$\begin{aligned} q_{(z)} = \frac{dQ_{(z)}}{dz} - q_t &= (q_t + \alpha \cdot y_o) \cdot \cos(\beta \cdot z) \cdot \cosh(\beta \cdot z) + \left(\frac{\alpha \cdot \theta_o}{2 \cdot \beta} - \beta \cdot Q_1 \right) \cdot \cosh(\beta \cdot z) \cdot \sin(\beta \cdot z) + \\ &+ \left(\beta \cdot Q_1 + \frac{\alpha \cdot \theta_o}{2 \cdot \beta} \right) \cdot \cos(\beta \cdot z) \cdot \sinh(\beta \cdot z) - 2 \cdot \beta^2 \cdot M_{f1} \cdot \sin(\beta \cdot z) \cdot \sinh(\beta \cdot z) - q_t \end{aligned} \quad (2.27)$$

Finalmente se obtienen las fuerzas internas que actúan sobre el árbol en el plano yz. En el plano xz se tienen como incógnitas las reacciones normales sobre la virgen, las cuales son obtenidas de las ecuaciones de equilibrio de la maza para ese plano. Posteriormente, utilizando el método de las secciones se determinan los valores de carga distribuida, fuerza cortante y momento flector para dicho plano. Resulta necesario aclarar, que para la determinación de algunas de las

Capítulo II

incógnitas que intervienen se necesita la utilización de un método iterativo, ya que la fricción de las chumaceras con la vírgenes es una incógnita que depende de la reacción normal que exista, pero esta a su vez es función de la fricción del bagazo sobre el rodillo, que solamente puede ser determinada una vez que se cuente con la reacción de dicho material sobre el rodillo superior, cerrándose el círculo. Por supuesto, esta fuerza de fricción, chumaceras-virgen, pueden asumirse nulas si no existe tendencia al movimiento del rodillo (traslación según y) además de no ser de una magnitud considerable en comparación con el resto de las cargas; siempre y cuando se garantice una adecuada lubricación de estas zonas. Un último diagrama necesario, para el árbol superior, para completar el conocimiento de las fuerzas internas que actúan en cualquier sección transversal del árbol superior del molino, sería el diagrama de momentos torsores. Este diagrama es obtenido son calculados utilizando las ecuaciones expuestas a continuación.

$$T_a = \frac{9,55 \cdot \varphi_{MA} \cdot \eta_{te} \cdot \eta_c \cdot W_t}{n} \quad (2.28)$$

$$T_b = T_a + 0,8308 \cdot \mu_{st_b} \cdot D \cdot (p_1 \cdot A_{p1} + p_2 \cdot A_{p2}) \quad (2.29)$$

$$T_f = \frac{F_a \cdot l'}{2} \quad (2.30)$$

$$T_e = (F_a + F_b) \cdot \frac{l'}{2} \quad (2.31)$$

$$T_d = T_e - \frac{9,55 \cdot (\varphi_{MC} + \varphi_{MB}) \cdot \eta_{te} \cdot \eta_c \cdot W_t}{n} \quad (2.32)$$

$$T_c = T_d - 0,8308 \cdot \mu_{st_b} \cdot D \cdot (p_1 \cdot A_{p1} + p_2 \cdot A_{p2}) \quad (2.33)$$

Donde:

μ_{st_b} – Coeficiente de fricción acero – bronce.

D – Diámetro medio de la maza (m).

Los cálculos se realizaron para el árbol superior del 5to molino (árbol más crítico) del Central Azucarero "5 de Septiembre" para molino con accionamiento mecánico, accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas (Variante I) y accionamiento independiente desde cada maza (Variante II).

Se confeccionó una hoja de cálculo en EXCEL para realizar todos los cálculos y confeccionar los diagramas. En las Figuras 2.5 y 2.6 se muestra la reacción de la caña sobre la maza superior en los ejes x y y para los tres tipos de accionamientos evaluados

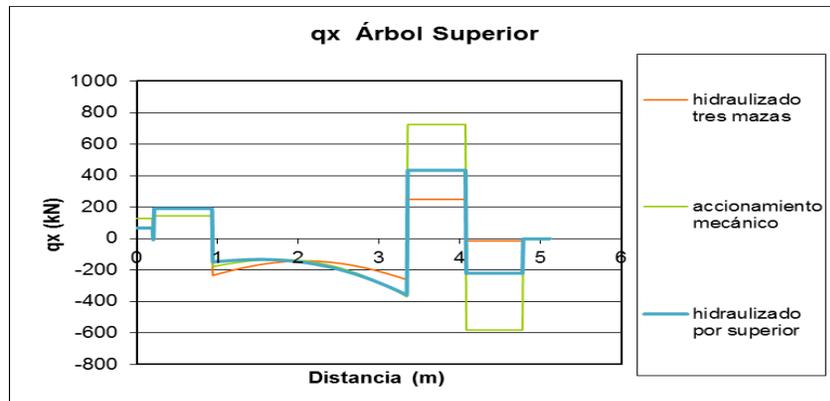


Figura 2.5 Reacción q_x de la caña sobre el árbol superior para los tres tipos de accionamientos evaluados. (Elaboración propia)

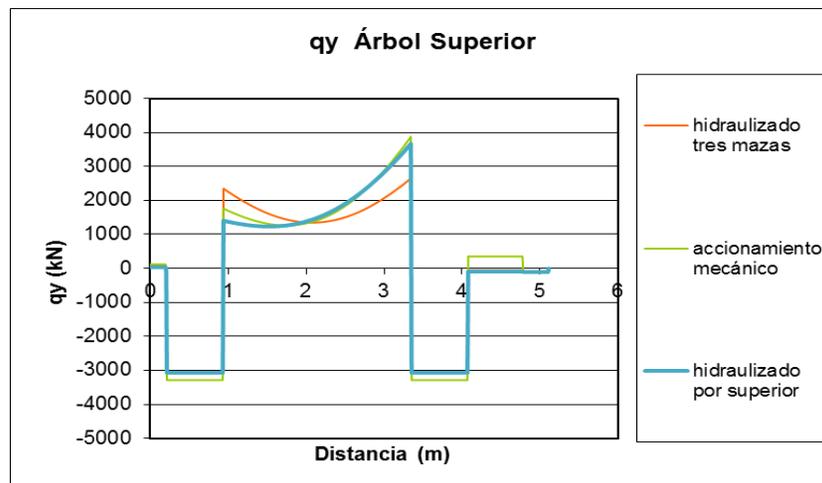


Figura 2.6 Reacción q_y de la caña sobre el árbol superior para los tres tipos de accionamientos evaluados. (Elaboración propia)

El diagrama de Momentos Flectores para el árbol superior del 5to molino en ambos planos para los tres tipos de accionamientos se muestra en la Figura 2.7 y Figura 2.8.

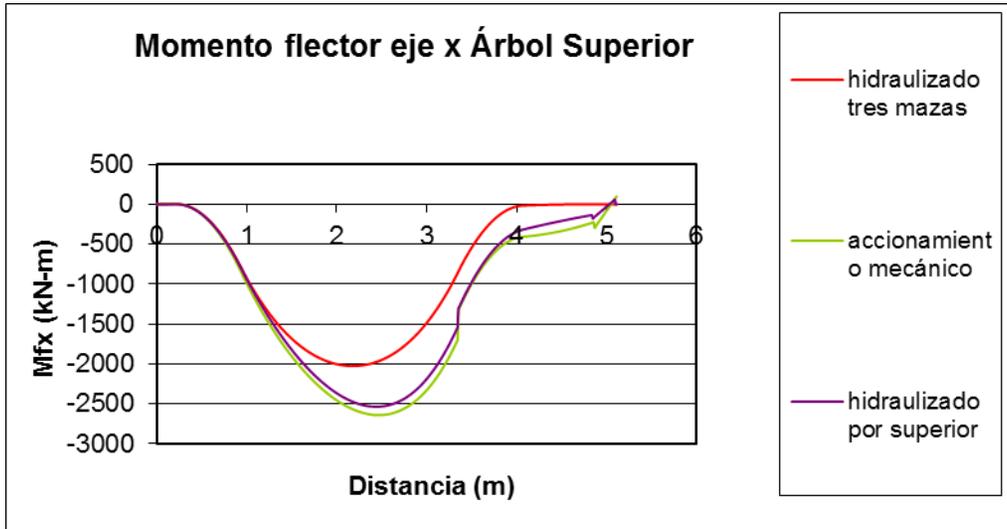


Figura 2.7 Diagrama de Momentos Flectores en el Plano Horizontal.
(Elaboración propia)

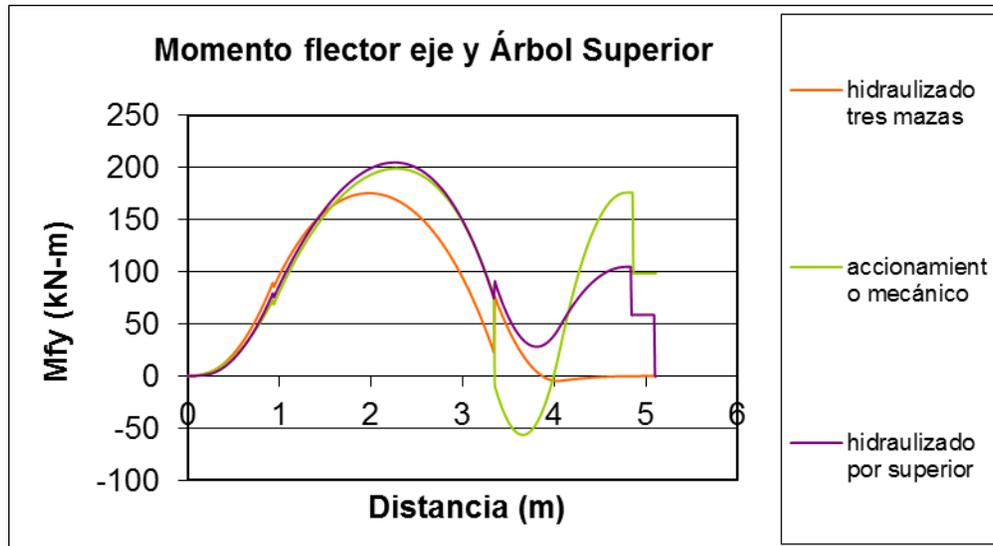


Figura 2.8 Diagrama de Momentos Flectores en el Plano Vertical.
(Elaboración propia)

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

2.2.1.- Con accionamiento mecánico del molino.

El cálculo del estado tensional del guiño se realizará para las secciones donde ocurren más frecuentemente las falla en estos árboles según la experiencia de la Industria Azucarera cubana y mundial (Arzola, 2003); (Fernández Levy, 1982); (Herrera, 1995) En la Figura 2.9 se muestran dichas secciones.

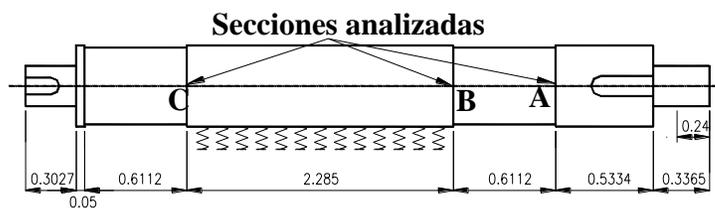


Figura 2.9 secciones que serán analizadas. Tomada de (Noa, 2005)

El momento flector resultante:

$$M_{fR} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fx}^2}$$

(2.34)

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

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{fR}}{W_x}$$

(2,35)

Para una sección circular maciza:

$$W_x = 0.1d^3 \quad \text{Para } d = 48.26 \text{ cm se obtiene: } W_x = 11\,240 \text{ cm}^3$$

Tanto las tensiones normales como las tangenciales en las diferentes secciones del guiño 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 (Goytisolo, 2000):

$$n_{\sigma} = \frac{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_k \cdot \sigma_{-1}}{k_{\sigma} \cdot \sigma_a} \quad (2.36)$$

Según (Pisarenko, 1989) 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 ($k_{\sigma 2}$), (Roylance, 1966), por lo que:

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

Según (Pisarenko, 1989). (Roylance, 1966) se obtiene los factores teóricos de concentración de tensiones:

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

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

Según (Fernández, 1983) los factores de sensibilidad a la concentración de tensiones:

$$q_{\sigma 1} = 0.6 \quad q_{\sigma 2} = 0.35$$

El factor real de concentración de tensiones:

$$k_{\sigma} = 1 + q_{\sigma} (\alpha_{\sigma} - 1) = 1 + 0.6 (1.95 - 1)$$

$$k_{\sigma 1} = 1.63$$

$$k_{\sigma 2} = 1.15$$

$$k_{\sigma t} = 1.87$$

Capítulo II

El valor de β_K en el caso de torneado de desbaste en acero m con $\sigma_u = 59.84$ kN/cm² es $\beta_K = 0.82$ (Fernández, 1983).

En la literatura clásica de Mecánica de Materiales: (Feodosiev, 1985); (Fernández, 1983); (Pisarenko, 1989) las gráficas disponibles del factor de tamaño han sido construidas para $d < 150$ mm. Solamente (Birger et. al. 1966) presenta una gráfica para árboles cigüeñales donde $d \approx 300$ mm. Extrapolando en dicha gráfica se puede obtener que para $d = 48.26$ cm: $\varepsilon_\sigma \cong 0.5$.

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

$$\tau_Q = \frac{Q_R \cdot S'_x}{b \cdot I_x} \quad (2.37)$$

Para una sección circular maciza según (Feodosiev, 1985), resulta:

$$\tau_Q = \frac{16}{3} \cdot \frac{Q_R}{\pi \cdot d^2} \quad (2.38)$$

Donde:

$$Q_R = \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2} \quad (2.39)$$

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 expresión:

$$\tau_{Mt} = \frac{M_t}{W_p} \quad \text{Donde } W_p = 0.2 d^3 \quad (2.40)$$

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:

$$\tau_{max} = \tau_Q + \tau_{Mt} \quad (2.41)$$

y la tensión mínima cuando se restan.

$$\tau_{\min} = \tau_{Mt} - \tau_Q \quad (2.42)$$

La razón de asimetría del ciclo será:

$$r = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \quad (2.43)$$

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

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad (2.44)$$

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

En las Tablas 2.1, 2.2 y 2.3 se resumen los resultados para las tres secciones analizadas.

Tabla 2.1 Valores de fuerzas internas, tensiones y factores de seguridad en la Sección A

	Accionamiento Mecánico tradicional	Accionamiento Hidráulico maza superior	Accionamiento Hidráulico cada maza
Mfx (kN cm)	-550,41	-501,20	-138,98
Mfy (kN cm)	-45,94	28,22	4,85
MfR (kN cm)	552,32	50 1,99	13 9,06
σ_a	4,902	0,454	0,131
Mt (kN cm)	28861,1167	27541,8365	27077,4932
Qx (kN)	144,24	-4,04	-80,92
Qy (kN)	975,92	1098,49	867,29
QR (kN)	986,52	1098,50	871,06
T_Q (kN/cm ²)	0,7191	0,8007	0,6349
T_{mt} (kN/cm ²)	1,2839	1,2252	1,2045
T_{\max} (kN/cm ²)	2,0030	2,0259	1,8395
T_{\min} (kN/cm ²)	0,5648	0,4245	0,5696
Razón de asimetría	0,5647	0,6742	0,4387
T_a (kN/cm ²)	0,7191	0,8007	0,6349
T_m (kN/cm ²)	1,2839	1,2252	1,2045
n_{σ}	1,0940	1,2037	4,3453
n_T	4,7614	4,3018	5,3785

n	1,0662	1,1592	3,3800
---	--------	--------	--------

Tabla 2.2 Valores de fuerzas internas, tensiones y factores de seguridad en la Sección B.

	Accionamiento Mecánico tradicional	Accionamiento Hidráulico maza superior	Accionamiento Hidráulico cada maza
Mfx (kN cm)	-2010,89	-1858,28	-1157,71
Mfy (kN cm)	111,325356	110,608962	56,2265256
MfR (kN cm)	2013.96	1861.2	1159
σ_a	4,414	4,411	4,510
Mt (kN cm)	24953,1535	23721,6157	24037,4346
Q _x (kN)	-247,91	-214,36	-188,95
Q _y (kN)	1916,55	1965,57	1877,06
Q _R (kN)	1932,52	1977,22	1886,55
T _Q (kN/cm ²)	1,4086	1,4412	1,3751
T _{mt} (kN/cm ²)	1,1100	1,0552	1,0693
T _{max} (kN/cm ²)	2,5187	2,4965	2,4444
T _{min} (kN/cm ²)	-0,2986	-0,3860	-0,3058
Razón de asimetría	-0,1186	-0,1546	-0,1251
T _a (kN/cm ²)	1,4086	1,4412	1,3751
T _m (kN/cm ²)	1,1100	1,2252	1,2045
n _σ	3,0004	3,2460	5,2133
n _τ	2,4888	2,4357	2,5500
n	1,9155	1,9482	2,2907

Tabla 2.3 Valores de fuerzas internas, tensiones y factores de seguridad en la Sección C.

	Accionamiento Mecánico tradicional	Accionamiento Hidráulico maza superior	Accionamiento Hidráulico cada maza
Mfx (kN cm)	-807,15	-765,64	-755,20
Mfy (kN cm)	71,0003627	77,2700365	87,1789103
MfR (kN cm)	810,27	769,5	760,21
σ_a	4,414	4,411	4,510
Mt (kN cm)	4074,96704	2816,27646	38,1739858
Q _x (kN)	166,59	200,22	212,17
Q _y (kN)	-2307,02	-2168,77	-2156,04
Q _R (kN)	2313,03	2178,00	2166,46
T _Q (kN/cm ²)	1,6860	1,5876	1,5791
T _{mt} (kN/cm ²)	0,1813	0,1253	0,0017
T _{max} (kN/cm ²)	1,8673	1,7128	1,5808
T _{min} (kN/cm ²)	-1,5047	-1,4623	-1,5775
Razón de asimetría	-0,8058	-0,8537	-0,9979
T _a (kN/cm ²)	1,6860	1,5876	1,5791
T _m (kN/cm ²)	0,1813	0,1253	0,0017
n _σ	7,4575	7,852	7,9486
n _τ	2,1138	2,246	2,2627
n	2,0337	2,160	2,1762

Tabla 2.4 Valores de factores de seguridad para las secciones analizadas.

		Accionamiento mecánico	Acc. hidráulico desde maza superior manteniendo coronas	Acc. hidráulico Independiente de cada maza
Sección A	n_{σ}	1,09	1,20	4,35
	n_{τ}	4,76	4,30	5,38
	n	1,07	1,16	3,38
Sección B	n_{σ}	3,00	3,25	5,21
	n_{τ}	2,49	2,44	2,55
	n	1,92	1,95	2,29
Sección C	n_{σ}	7,46	7,852	7,95
	n_{τ}	2,11	2,246	2,26
	n	2,03	2,160	2,18

Estos resultados para la sección A con accionamiento mecánico pueden parecer alarmantes, sin embargo, ya en el año 1983 la Doctora (Gilda Fernández Levy, 1982) llamó 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 Fernández

Levy realmente empleo un esquema de Análisis erróneo no obstante se confirmaba teóricamente la baja resistencia a la fatiga de los árboles superiores de los molinos. El hecho de que el factor de seguridad sea próximo a la unidad simplemente nos quiere decir que la falla por fatiga es casi 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 este trabajo.

2.3 Aplicación de la Mecánica de la Fractura y obtención de la vida por Fatiga.

2.3.1 Modos de carga y desplazamiento del sólido con grietas

En la Figura 2.19 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 mas general de tensiones y deformaciones en las vecindades del frente puede obtenerse entonces por superposición de los siguientes modos de carga (Fig. 2.11).

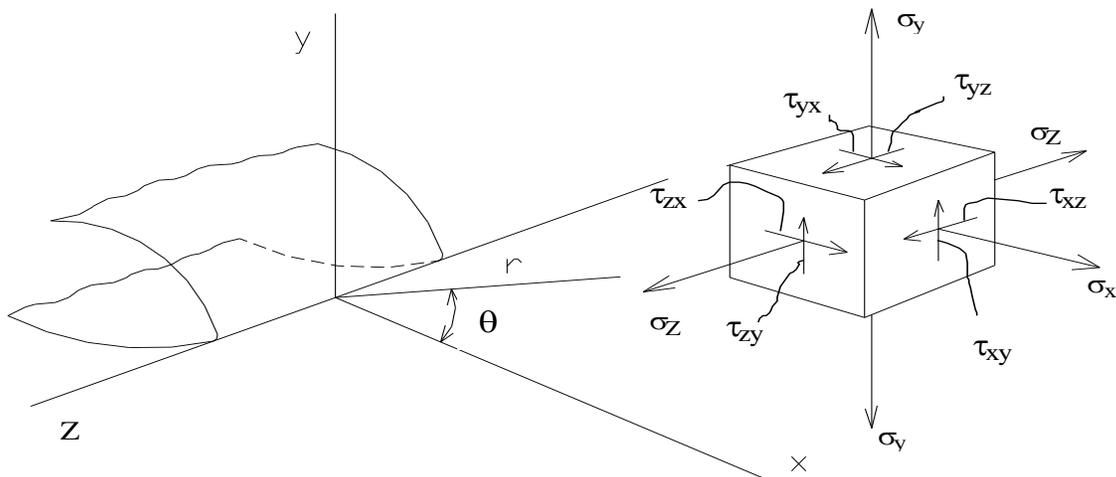


Figura 2.10 Campo de tensiones en el frente de una grieta. Tomado de (Goytisolo, 2000)

Capítulo II

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 Figura 2.11 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 (Figura 2.11 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 (Figura 2.11 c).

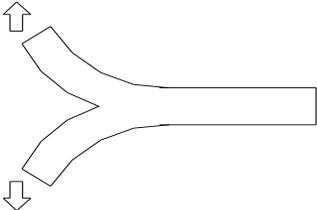
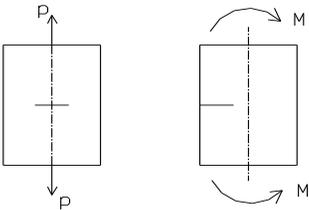
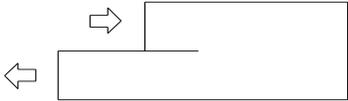
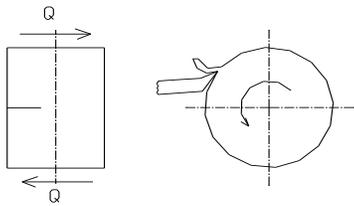
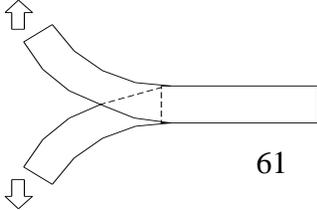
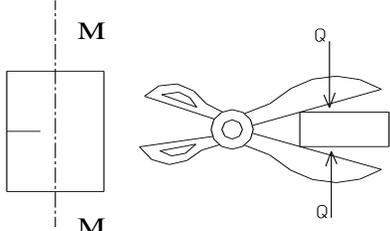
Modo	Desplazamiento de las caras de la grieta	Tipos de carga
I		
II		
III		

Figura 2.11 Modos de carga de la Mecánica de la Fractura
Tomado de (Goytisoló, 2000)

2.3.2 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 y tensiones que actúan en la sección bajo análisis. Conociendo las cargas que actúan sobre el molino y utilizando el esquema de análisis y las tensiones obtenidas anteriormente se puede hacer el análisis de la Resistencia Residual y del Crecimiento Subcrítico de las grietas.

2.3.3 Determinación de los tamaños de grietas críticas.

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.

2.3.4 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 (Fernández, 1983) 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, 2003) 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.

2.4 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.

$$K_{eq} = K_{I,c} \quad (2.45)$$

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^{65,66}. 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). (Arzola, 2003)

$$K_{I(\varphi)} = F_I \cdot \sigma_{N(\varphi)} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2.47)$$

$$K_{III(\phi)} = F_{III} \cdot \tau_{t(\phi)} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2.48)$$

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 obtenida y mostrada en la Figura 2.12 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.

2.5 Determinación del tamaño crítica 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 crítica 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 lo siguientes valores críticos.

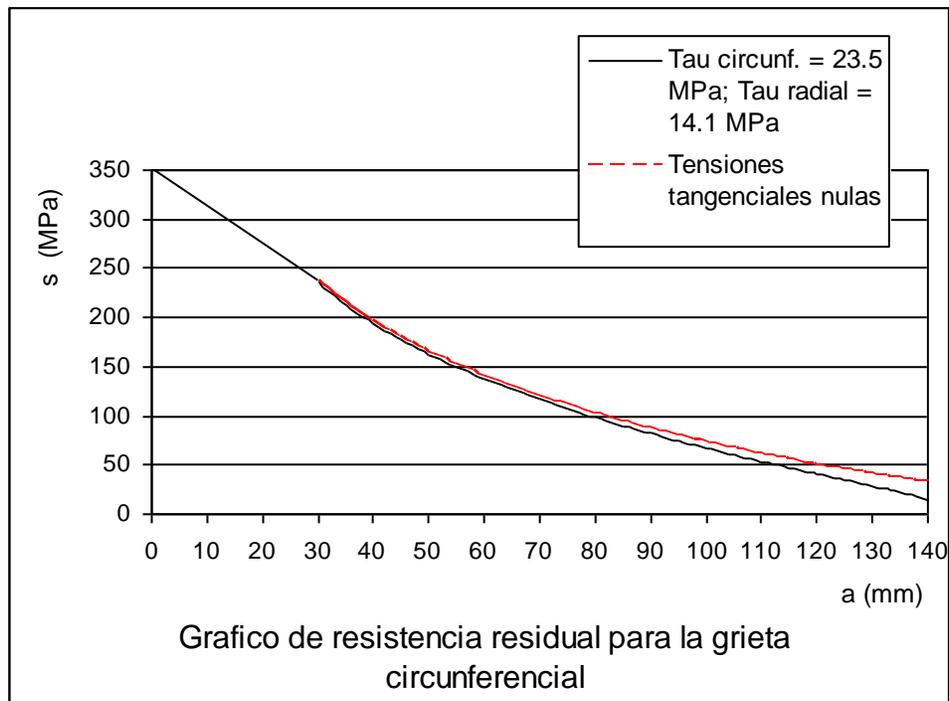


Figura 2.12 Gráfico de resistencia residual para la grieta circunferencial

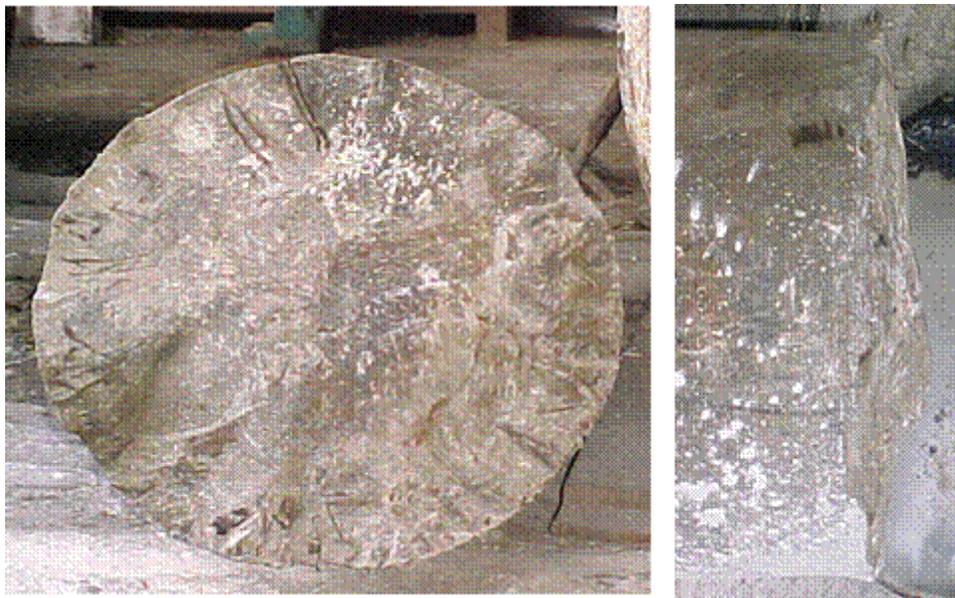


Figura 2.13 Vistas frontal y lateral de una grieta de fatiga en un árbol superior fracturado de un molino de caña Tomado de (Noa, 2005)

Tabla 2.5 Tamaño crítico de grieta en los árboles superiores para los casos analizados

Tipo de grieta	Tamaños	Accionamiento mecánico	Acc.Hidráulico Maza superior	Acc.Hidráulico Independiente
Circunferencial	a_c (mm)	92	94	120

a_c - tamaño crítico de la grieta para cargas nominales de trabajo

2.6 Modelo de crecimiento de las grietas.

2.6.1 Influencia del concentrador superficial de tensiones.

La sección más crítica analizada en este trabajo se encuentra ubicada en un cambio en diámetro de la zona del collarín. 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 (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 (Arzola, 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 $r = 25$ mm. Utilizando este último valor y el resto de las características geométricas se obtiene $k_{t\sigma}^s = 1,95$ y $k_{t\tau}^s = 1,60$. La ley de variación utilizada para $k_{t\sigma}$ y $k_{t\tau}$ es la mostrada en la Figura 2.14. Matemáticamente los valores de $k_{t\sigma}$ y $k_{t\tau}$ 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.

$$k_{t\sigma} = \begin{cases} 1 + \frac{(k_{t\sigma}^s - 1)}{0,04 \cdot r^2} \cdot (a - 0,2 \cdot r)^2 & \text{si } a < 0,2 \cdot r \\ 1 & \text{si } a \geq 0,2 \cdot r \end{cases} \quad (2.53)$$

$$k_{t\tau} = \begin{cases} 1 + \frac{(k_{t\tau}^s - 1)}{0,04 \cdot r^2} \cdot (a - 0,2 \cdot r)^2 & \text{si } a < 0,2 \cdot r \\ 1 & \text{si } a \geq 0,2 \cdot r \end{cases} \quad (2.54)$$

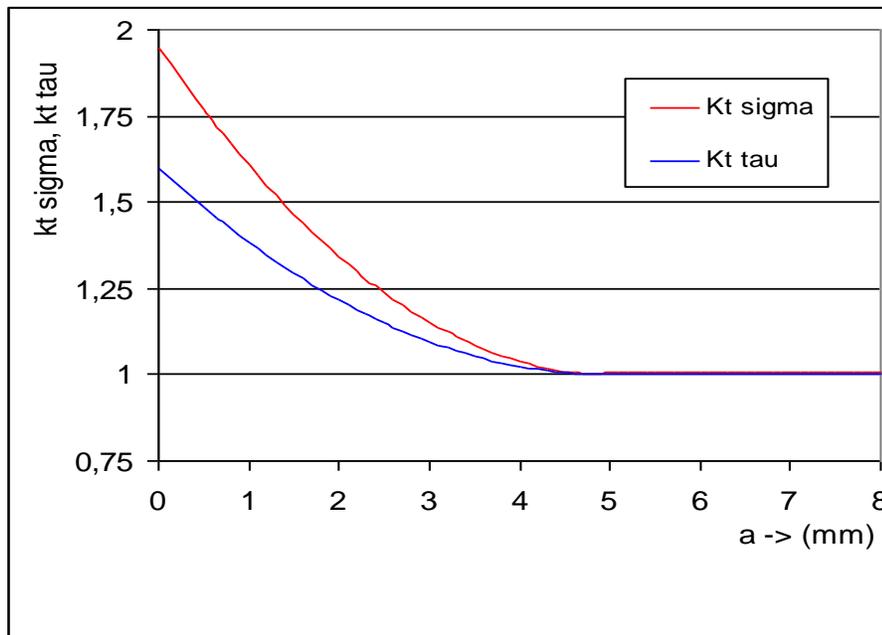


Figura 2.14 Ley de variación de tensiones. (Elaboración propia)

2.7 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 de Paris. (Shigley–Mischke, 2001)

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K_{eq})^n \quad (\text{m/ciclo}) \quad (2.55)$$

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 $MPa \cdot m^{1/2}$. (Shigley–Mischke, 2001).

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.

2.7.1 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. 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:

$$\Delta K_{eq} = \left[\left\langle \sqrt{\left(F_I \cdot k_{t\sigma} \cdot \sigma_{N(\varphi)}\right)^2 + \frac{1}{1-\mu} \cdot \left(F_{III} \cdot k_{t\tau} \cdot \tau_{t(\varphi)}\right)^2} \right\rangle_{\max} - \left\langle \sqrt{\left(F_I \cdot k_{t\sigma} \cdot \sigma_{N(\varphi)}\right)^2 + \frac{1}{1-\mu} \cdot \left(F_{III} \cdot k_{t\tau} \cdot \tau_{t(\varphi)}\right)^2} \right\rangle_{\min} \right] \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2.57)$$

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 (2.57) 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 que 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 gráfica el crecimiento subcrítico de la grieta circunferencial para los árboles superiores de los cinco molinos. El tamaño inicial de la grieta fue escogido igual a 0,25 mm.

2.7.2 Determinación de la vida remanente de los árboles superiores del 5to molino del central azucarero "5 de Septiembre".

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 que se dispone es el acero 45 para el cual, tratándose de un acero ferrítico-perlítico según (Shigley – Mischke, 2001) $C = 6.9 \times 10^{-12}$ y $n = 3$ donde el valor crítico según los valores dado del gráfico de la resistencia residual para cada caso respectivamente.

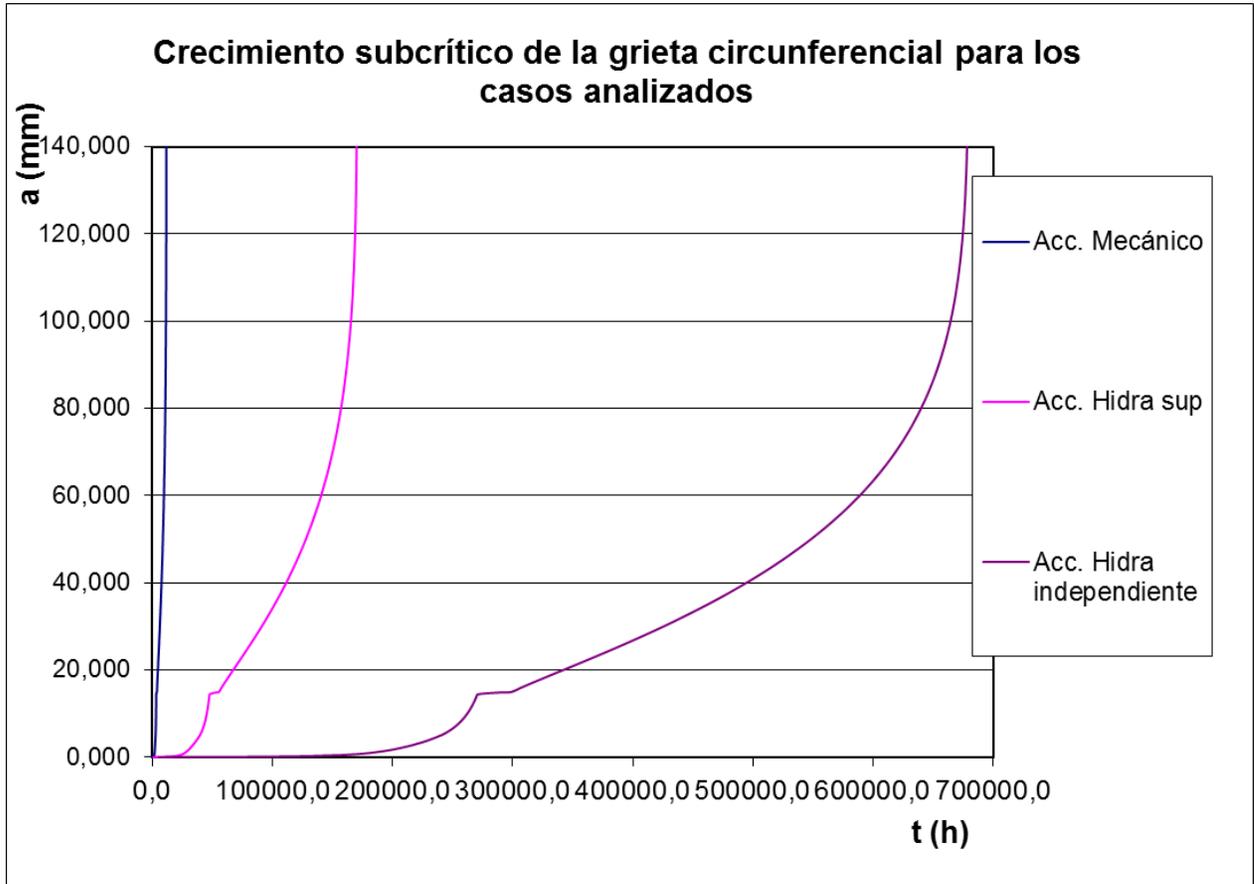


Figura 2.15 Gráfico de crecimiento subcrítico para el árbol superior del 5to molino del central azucarero "5 de Septiembre" para los casos de accionamiento analizados.(Elaboración propia)

Tabla 2.6 Tamaño de grieta y vida remanente para el árbol superior del 5to molino del central azucarero "5 de Septiembre" para los casos de accionamiento analizados.

Tipo de grieta		Accionamiento mecánico	Acc.hidráulico maza superior	Acc.hidráulico independiente
Circunferencial	a_c (mm)	92	94	120
Vida remanente (zafra)		3,87	56,87	234,29

2.8 Conclusiones parciales del Capítulo 2.

1. Para la confección de un esquema de análisis de los árboles de un molino de caña resulta adecuada la consideración del árbol superior como una viga sobre fundación elástica, siendo una forma efectiva para determinar la reacción del bagazo sobre este elemento y por ende poder hallar los esfuerzos que obran en la zona central.
2. El parámetro α depende de las propiedades físicas del bagazo y además de la velocidad de compactación (velocidad del molino), por lo que debe ser obtenido su valor de forma experimental. En este trabajo el valor obtenido y utilizado fue tomado como el obtenido por (Noa, 2005) de 8 000 MPa.
3. Esta metodología brinda un método efectivo para la determinación de las cargas que obran sobre cada árbol. Las mazas inferiores resultan menos cargadas que la superior. En el molino estudiado, la maza cañera y la bagacera soportan un 24,9 % y 86 % respectivamente de la reacción del bagazo que soporta la maza superior. La sección más crítica, desde el punto de vista de la resistencia a la fatiga, de los árboles de los molinos resulta el situado en la media caña del collarin por el lado de las coronas, debido a los altos valores de fuerza cortante, momento flector y momento torsor que ahí se generan. Adicionando a esto el hecho de que existe un cambio en diámetro en esta zona hacen que esta sección sea especialmente vulnerable. Además el árbol superior resulta sensiblemente más cargado que los inferiores.
4. Los factores de seguridad a la fatiga obtenidos por la Mecánica de los Materiales Clásica, para el accionamiento mecánico dan muy próximos a la unidad, lo que confirma la baja resistencia a la fatiga que había pronosticado la Dra. Gilda Fernández Levy, para los molinos con accionamiento hidráulicos los factores de seguridad a la fatiga dan superiores por lo que es de esperar una vida superior para los árboles superiores.

5. La aplicación de la Mecánica de la Fractura permitió obtener los tamaños críticos de las grietas para las cuales se producen la fractura por fatiga. En el caso del accionamiento mecánico del árbol del 5^{to} molino del central azucarero "5 de Septiembre" este tamaño crítico arrojó un valor de $a_c = 92$ mm de profundidad. Este valor se corresponde con bastante exactitud con la experiencia en dicho CAI reflejada en la foto de un árbol roto como se muestra en la Figura 2.13 y con las observaciones realizadas por (Gilda Fernández Levi, 1982) en su Tesis de Doctorado.
6. En el caso de todas las variantes de accionamiento hidráulico en las cuales se mantienen las coronas el tamaño de la grieta circunferencial crítica toma valores iguales a: $a_c = 94$ mm, o sea ligeramente superiores al accionamiento mecánico. Estos valores están en correspondencia con el factor de seguridad a la fatiga calculados para las diferentes variantes.
7. La aplicación de la Mecánica de la Fractura permitió pronosticar que para las condiciones de trabajo consideradas en un molino del central "5 de Septiembre" trabajando permanentemente a plena carga no debe durar mucho más de tres zafras. La vida real puede ser un poco mayor, pues las condiciones de trabajo no son siempre al 100 % de capacidad, lo que puede conducir y es perfectamente explicable que la vida pueda oscilar entre 3 y 6 zafras.
8. El accionamiento hidráulico independiente conduce a que la vida de los árboles superiores se eleve considerablemente, o sea, con accionamiento hidráulico independiente de las tres mazas del molino, la vida se eleva a como mínimo en 60 veces.
9. En el caso de la variante de accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas, la vida se eleva como mínimo en casi 15 veces, o sea alcanza valores en casi 57 zafras.

Capitulo III

Capítulo III Ahorro de Energía y de Recursos Financieros mediante el empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña.

3.1 Aporte científico del trabajo con relación al cálculo de la potencia demandada por un molino de caña de azúcar.

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 (Hugott, 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.

3.2 Modelo matemático para el cálculo de la potencia demandada por un molino de caña de azúcar.

(Hugott, 1986) 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):

1. Potencia demandada en la compresión del bagazo (N_1).
2. Potencia demandada por la fricción entre los muñones y los cojinetes de apoyo (N_2).
3. Potencia demandada por la fricción entre el bagazo y la cuchilla central (N_3).

4. Potencia demandada por la fricción de los raspadores y la punta de la cuchilla con los rodillos (N_4).
5. Potencia demandada por el conductor intermedio y por la maza alimentadora (N_5).

Además de estos factores principales existen otros que son difíciles de medir o estimar como son: variedad de la caña (para un mismo por ciento 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; F. Minyue and G. Goodwin, 1998). 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:

$$N_o = 0.7457 \cdot n \cdot D \cdot \left[P_H \cdot \left(0.5 \cdot \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.07 \right) + 2.1 \cdot L \right] + N_{cp} \quad [kW] \quad (3.1)$$

La principal insuficiencia de la fórmula propuesta por Hugot, al igual que las restantes expresiones similares reflejadas en la literatura, radica en lo poco riguroso de la determinación de las pérdidas de potencia en el tren de molinos, simplemente introducen en el denominador un término η (no reflejada en la ecuación) que representa el rendimiento mecánico de todos los elementos que integran la transmisión de potencia en el molino y estas pérdidas no pueden ser calculadas o estimadas en la práctica de forma tan simple.

Con el objetivo de resolver esta problemática, se propone en el presente trabajo el siguiente: Desarrollar un Modelo Matemático para calcular la potencia total

demandada por el molino de caña de azúcar sumándole a la expresión de la potencia dada por Hugot las pérdidas de potencia en la transmisión de la misma. En la siguiente referencia (Hugot, 1986) descompone la potencia demandada en cuatro componentes fundamentales que son: (Hugot realmente no incluye la potencia del conductor intermedio ni de la maza alimentadora)

- **Potencia demandada en la compresión del bagazo.**

Se propone calcularla por la siguiente expresión:

$$N_1 = 0.3728 \cdot P_{HT} \cdot n_s \cdot D_e \cdot \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} \quad [\text{kW}] \quad (3.2)$$

Donde:

P_{HT} - Fuerza hidráulica total aplicada al molino [t]

n_s - Velocidad de giro de los cilindros [r/min]

D_e - Diámetro exterior medio de los cilindros [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

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

Se propone la siguiente expresión:

$$N_2 = 0,5219 \cdot f_1 \cdot P_{HT} \cdot n_s \cdot D_e \quad [\text{kW}] \quad (3.3)$$

Donde:

La nomenclatura es la misma anterior

f_1 - Coeficiente de fricción entre el acero y el bronce.

- **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:

$$N_3 = 0.0567 \cdot f_2 \cdot P_{HT} \cdot n_s \cdot D_e \quad [\text{kW}] \quad (3.4)$$

Donde:

La nomenclatura es la misma anterior

f_2 - coeficiente de fricción entre el bagazo y el acero.

- **Potencia demandada por la fricción de los raspadores y de la punta de la cuchilla y los cilindros.**

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

$$N_4 = 0.7457 \cdot (2 \cdot p + p') \cdot 0.07 \cdot L \cdot n_s \cdot D_e \cdot f_3 \quad [\text{kW}] \quad (3.5)$$

Donde:

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

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

L - longitud de los cilindros [m]

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

- **Potencia demandada por los conductores intermedios.**

Se propone la siguiente expresión:

$$N_5 = 1.4168 \cdot L \cdot n_s \cdot D_e \quad [\text{kW}] \quad (3.6)$$

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 (con el mismo % 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 cilindros y de la cuchilla, y otros factores (Loughran J.G. 1990), (West, M, 1997), (Índice de capacidades para ingenios de crudos de Cuba, 1971). La imposibilidad de tomar en cuenta todos estos factores hace imposible tener una gran precisión en el cálculo de la potencia de los molinos. En la práctica las potencias reales pueden diferir de las calculadas en un

Capítulo III

20% y hasta un 25%. Sumando los cinco términos considerados adicionándole la potencia transmitida en las coronitas N_{cp} , a la cuarta maza (maza alimentadora) y tomando como valores tipificados, dados en la literatura: $f_2 = 0.4$, $f_3 = 0.2$, $p = 45$ kg/cm y $p' = 60$ kg/cm y como se tiene que:

$$N_o = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_{cp}$$
$$N_o = 0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[PHT \cdot \left(0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 f_1 + 0.076 f_2 \right) + L \left((2p + p') \cdot 0.07 f_3 + 1.9 \right) \right] + N_{cp} \quad [\text{kW}] \quad (3.7)$$

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

$$P_T = P_{te} + P_{ac} + P_{cg} + P_{cp}$$

Y la potencia total demandada por el molino será:

$$N_T = N_o + P_T \quad [\text{kW}] \quad (3.8)$$

La potencia que llega al molino se divide al llegar a este. El 50% de la misma se consume en la propia maza superior, un 20% en la maza de entrada (cañera) y el 30% restante en la de salida (bagacera).

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

$$P_{te} = N_T - N_T \cdot \eta_{te} = N_T \cdot (1 - \eta_{te}) \quad [\text{kW}] \quad (3.9)$$

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:

$$P_{ac} = N_{ac} \cdot (1 - \eta_{ac}) \quad [\text{kW}] \quad (3.10)$$

Donde:

η_{ac} - Rendimiento mecánico del acoplamiento cuadrado.

Capítulo III

Para calcular las pérdidas en las coronas hay que tomar en cuenta que a ellas llega la potencia total demandada por el molino menos las pérdidas de potencia en el tren de engranes y por otro lado que las coronas transmiten solo el 50% de la potencia que llega al molino (20% en la transmisión corona superior - cañera y 30% en la transmisión corona superior - bagacera). De donde las pérdidas en la corona serán:

$$\begin{aligned}
 P_{cgs} &= N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc})] \\
 P_{cgsb} &= N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})] \\
 P_{cg} &= N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})] \quad [\text{kW}] \quad (3.11)
 \end{aligned}$$

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:

$$P_{CP} = N_{cp} \cdot (1 - \eta_{cp}) = \varphi_{MA} \cdot w_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot (1 - \eta_{cp}) \quad [\text{kW}] \quad (3.12)$$

Donde:

- η_{cp} - Rendimiento mecánico de las coronitas.

Según la literatura (Fernández, 1982); (Patil, 1999) 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 por la siguiente expresión:

$$N_t = \sum_{i=1}^5 n_i + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot N_t + N_t \cdot [(1 - \eta_{sh}) + \eta_{sh} \cdot (1 - \eta_c) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - \eta_{cp})] \quad [\text{kW}] \quad (3.13)$$

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

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

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

La expresión final para el cálculo de potencia será:

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

(3.14)

Esta es la expresión del Modelo Matemático que será utilizada para calcular la potencia demandada por cada molino con transmisión mecánica.

3.3 Cálculo de la potencia demandada por los molinos del Central Azucarero "Guillermo Moncada".

El cálculo demostrativo de la potencia se realizará para la batería de molinos del Central Azucarero "Guillermo Moncada", para el cual se dispone de mediciones experimentales de la potencia consumida por los cinco molinos de su Planta Moledora (Arzola, 2003); (Chou, 2004); (Noa, 2005).

3.3.1 Diámetro y longitud de los cilindros del molino.

Las dimensiones D (Diámetro de las mazas) y L (Longitud de las mazas) de la expresión de la Potencia NT caracterizan la influencia del tamaño del molino en la potencia consumida por el mismo y constituyen datos que se disponen normalmente en una planta moledora.

$$D = 40" = 1.016 \text{ m}$$

$$L = 84" = 2.1336 \text{ m}$$

3.3.2 Fuerza hidráulica total aplicada al molino.

La compresión del colchón es producida por la presión hidráulica aplicada a los extremos de la maza superior (collarines del guijo) por medio de dos pistones que se desplazan dentro de cilindros situados en la parte superior del molino.

Este aspecto se debe evaluar bajo las consideraciones siguientes:

- 1 - Desde el punto de vista de extracción del POL.
- 2 - Desde el punto de vista mecánico.

Desde el punto de vista de la extracción del POL consiste en que la presión que efectúa la extracción es la resultante que actúa sobre el colchón que está pasando por entre las mazas de los molinos. Esta presión la denominaremos presión hidráulica aprovechable y se calcula conociendo la fuerza hidráulica total que será la que se aplica sobre los collarines. En el caso de que los pistones sean del mismo diámetro la fuerza hidráulica total será igual a dos veces la fuerza hidráulica de un pistón.

Para determinar la presión hidráulica hay que tener en cuenta dos factores que son:

- **El área de la maza que se considera en contacto con el colchón de bagazo, es solamente la décima parte del área proyectada.**
- De la presión hidráulica total aplicada a cada molino se pierde un 20 % debido a la presión sobre la cuchilla central.

La presión hidráulica aprovechable se calcula entonces como:

$$P_{ha} = \frac{0.8 \cdot P_{HT}}{0.1 \cdot L \cdot D} = \frac{8 \cdot P_{HT}}{L \cdot D} \quad [t/m^2] \quad (3.15)$$

Donde:

P_{HT} - fuerza hidráulica total aplicada al molino (t)

L - longitud de las masas (m)

D - diámetro de las masas (m)

Capítulo III

No es fácil poder determinar cuál es la presión hidráulica aprovechable que debe utilizarse según las condiciones prevaletientes en cada caso, pero se puede señalar que varía dentro de los límites siguientes:

$$p_{ha} = (110 \text{ a } 225) \text{ t/pe}^2 = (1 \ 184 \text{ a } 2 \ 421.88) \text{ t/m}^2 = (118.4 \text{ a } 242.19) \text{ kgf/cm}^2$$

La fuerza hidráulica sobre cada pistón:

$$P_{hp} = \frac{P_{HT}}{2} \quad (t) \quad (3.15)$$

La presión hidráulica aplicada a cada pistón:

$$p = \frac{P_{hp}}{A_p} \quad (\text{lb/plg}^2) \quad (3.16)$$

Por lo tanto la fuerza hidráulica total queda como:

$$P_{HT} = 2 * p * A_p = 2 * p * \frac{\pi * (D_p)^2}{4} \quad (t) \quad (3.16)$$

Donde:

A_p - área de la sección transversal del pistón (plg²)

D_p - diámetro del pistón (plg)

P - presión hidráulica aplicada a cada pistón (recomendada entre 2 800 y 3 450 lb/ plg²)

Para el caso del Central Azucarero "Guillermo Moncada" se tomaron los siguientes datos de presiones hidráulicas aplicadas a cada pistón y diámetro del pistón y con esto se calculó la fuerza hidráulica total.

Tabla 3.1 Datos de las presiones hidráulicas del Central Azucarero "Guillermo Moncada".			
Equipo	Dp (plg)	Ph (lb/plg ²)	P _{HT} (t)
1er Molino	14	1800	255,382
2do Molino	14	2450	347,603
3er Molino	14	2600	368,885
4to Molino	14	2450	397,260

Capítulo III

5to Molino	14	2800	425,636
------------	----	------	---------

Desde el punto de vista mecánico consiste en aplicar la presión que el medio es capaz de soportar. La fuerza hidráulica límite que se puede aplicar a un molino depende de la presión de aplastamiento permisible que se puede aplicar al metal de las chumaceras del guijo superior.

La literatura recomienda los siguientes valores de presiones unitarias de aplastamiento.

Desmenuzadora $[p]_{ap} = 1\ 000$ a $1\ 500$ lb/plg² = 70.3 a 105.44 kgf/cm²

Molinos $[p]_{ap} = 1\ 400$ a $1\ 600$ lb/plg² = 98.64 a 112.73 kgf/cm²

Algunos fabricantes de molinos utilizan presiones de aplastamiento mayores, 1 800 lb/plg² (126.82 kgf/cm²), sin embargo, la experiencia demuestra que con presiones muy altas se presentan serias dificultades con la lubricación de los collarines.

La presión de aplastamiento aplicada a cada collarín será:

$$p_{ap} = \frac{P_{HT} \cdot 1000}{2 \cdot A_{pr}} = \frac{P_{HT} \cdot 1000}{2 \cdot D_c \cdot L_c} \quad [\text{kgf/cm}^2] \quad (3.17)$$

Donde:

P_{HT} - Fuerza Hidráulica (t)

A_{pr} - área proyectada del collarín (cm²)

D_c - diámetro del collarín (cm)

L_c - longitud del collarín (cm)

De los datos tomados tenemos que:

$D_c = 45.62$ cm $L_c = 60.96$ cm.

Para comprobar desde el punto de vista mecánico se determina la presión de aplastamiento sobre el collarín, la cual debe ser menor que la permisible.

Tabla 3.2 Presiones de aplastamiento aplicadas y valores permisibles				
Equipo	Lc (cm)	Dc (cm)	Pap(kgf/cm ²)	[P]ap (kgf/cm ²)

1er Molino	60.96	45.72	45.815	112.73
2do Molino	60.96	45.72	66.177	112.73
3er Molino	60.96	45.72	68.723	112.73
4to Molino	60.96	45.72	71.268	112.73
5to Molino	60.96	45.72	76.358	112.73

En todos los casos vemos que las presiones de aplastamiento son menores que la permisible.

3.3.3 Carga fibrosa específica.

La carga fibrosa (q) es el cociente del peso de la fibra que pasa en un tiempo dado por el molino y la superficie descrita en el mismo tiempo por la generatriz de uno de sus cilindros y se expresa en kg/m^2 .

La carga fibrosa mide la importancia del colchón de caña o de bagazo que pasa por el molino y las características de su trabajo.

El colchón de bagazo debe ser proporcional al diámetro de los cilindros de manera que la carga fibrosa de un molino grande debe ser normalmente superior a la carga fibrosa de un molino pequeño. Sin embargo, si se considera el cociente:

$$\tau = \frac{q}{D} \quad [\text{kg/m}^2.\text{m}] \quad (3.18)$$

Donde:

q - carga fibrosa (kg/m^2)

D - diámetro del molino (m)

τ - carga fibrosa específica ($\text{kg/m}^2.\text{m}$)

Que se designará como carga fibrosa específica, este cociente deberá ser independiente de las dimensiones de los cilindros.

La carga fibrosa específica mide el porcentaje a que trabaja el molino. A una carga fibrosa específica más alta corresponde un colchón de bagazo más grande con relación al diámetro de los cilindros del molino.

Capítulo III

De manera general y teniendo en cuenta por un lado a los molinos poco cargados y sin aparatos de preparación y por otro lado los molinos de poca velocidad, la carga fibrosa específica variará de: $\tau = 10-15 \text{ kg/m}^2\cdot\text{m}$.

Según la carga fibrosa específica puede determinarse como:

$$\tau = 2.92 \cdot c \cdot \sqrt{N} \quad [\text{kg/m}^2\cdot\text{m}] \quad (3.19)$$

Donde:

c - coeficiente de los aparatos de preparación.

N - número de cilindros de la batería

En la siguiente tabla se muestran los valores recomendados para el coeficiente c :

Equipo de preparación	c
1 juego de cuchillas	1.10-1.20
2 juegos de cuchillas	1.15-1.25
Desmenuzadora Searby	1.10
Desmenuzadora Maxwell	1.05

Estos coeficientes no pueden simplificarse multiplicando los unos con los otros, por ejemplo, en el caso de una cuchilla seguida de una desmenuzadora, se reducirá a la mitad del excedente en tonelaje que pueda esperarse de la máquina que produzca el aumento más pequeño, es decir la parte decimal del menor valor de c debe dividirse a la mitad.

Para el caso analizado: $c = 1.2$ $N = 18$

$$\tau = 14.87 \text{ kg/m}^2\cdot\text{m}$$

3.3.4 Fracción de fibra de bagazo en la caña molida.

La fracción de fibra de bagazo según (Hugot, 1986) será:

$$F = 1 - w - D \quad (3.20)$$

Donde:

w - Humedad del bagazo cuyos valores más frecuentes son de $42 \div 48\%$, de donde

$$w = 0.42 \div 0.48.$$

D - Proporción en peso de las sustancias presentes en el bagazo, además del agua (material insoluble, principalmente celulosa, y que constituye la fibra del bagazo y sustancias en solución en el agua (evidentemente agua de jugo) consistentes en azúcar e impurezas).

Estas sustancias en solución se presentan en pequeñas cantidades que van del 2 al 5%, o sea,

$$D = 0.02 \div 0.05.$$

En nuestro caso $w = 0.5$ $D = 0.04$, entonces tenemos que:

$$F = 0.46$$

3.3.5 Densidad del bagazo comprimido.

La densidad del colchón de bagazo varía de un molino a otro, pues esta depende de la presión a la cual está trabajando el molino y del contenido de fibra por unidad de bagazo que también es variable, por lo que el cálculo debe realizarse para cada molino.

(Hugot, 1986) plantea una fórmula para el cálculo de la densidad del bagazo:

$$\rho = \frac{1}{\frac{F}{\delta} + \frac{1-F}{\delta'}} \quad [\text{kg/dm}^3] \quad (3.21)$$

Donde:

δ - densidad de la fibra a una presión (kg/dm^3)

δ' - densidad del jugo a una presión (kg/dm^3)

La densidad de la fibra a una presión se determina como:

$$\delta = 1.512 + 220 \cdot 10^{-6} p_{\text{ha}} \quad [\text{kg/dm}^3] \quad (3.22)$$

La densidad del jugo a una presión se determina como:

$$\delta' = \delta'_o \left(1 + 380 \cdot 10^{-6} \cdot p_{\text{ha}} \right) \quad [\text{kg/dm}^3] \quad (3.23)$$

Donde:

δ'_o - densidad de la fibra a la presión atmosférica (kg/dm^3).

$$\delta'_o = 1.05$$

El cálculo se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 3.4 Densidad del bagazo comprimido				
Equipo	δ_o' (kg/dm ³)	δ' (kg/dm ³)	δ'' (kg/dm ³)	ρ (kg/m ³)
1er Molino	1.05	1.5327	1.0876	1255.30
2do Molino	1.05	1.5419	1.1043	1270.14
3er Molino	1.05	1.5431	1.1064	1271.99
4to Molino	1.05	1.5443	1.1085	1273.85
5to Molino	1.05	1.5466	1.1127	1277.54

3.3.5 Rendimiento mecánico de un par de coronas.

El rendimiento mecánico de una transmisión puede determinarse por la fórmula:

$$\eta = \frac{N}{N + P} \quad [\text{kW}] \quad (3.24)$$

Donde:

N - Potencia transmitida por la transmisión (kW)

P - Pérdida total de la potencia (kW)

La potencia que se consume en una transmisión por engranajes se gasta en vencer el rozamiento durante el engranamiento, así como en la agitación del aceite.

Las pérdidas de potencia debido al rozamiento pueden calcularse de la siguiente forma:

$$P_{eng} = \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{2} \cdot \left(\frac{1}{Z_{pin}} \pm \frac{1}{Z_{rued}} \right) \cdot N \quad [\text{kW}] \quad (3.25)$$

Donde:

f - Coeficiente de rozamiento.

N - Potencia a transmitir (kW)

P_{eng} - Pérdida de potencia en el engrane (kW)

Z_{pin} - Número de dientes del piñón.

Capítulo III

Z_{rued} - Número de dientes de la rueda.

ε - Coeficiente de recubrimiento.

El signo (+) para el engranaje exterior y el signo (-) para el engranaje interior.

En este caso particular, como $Z_{pin} = Z_{rued} = Z$ y el engranaje es exterior:

$$P_{eng_{cg}} = \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{Z} \cdot N \quad [\text{kW}] \quad (3.26)$$

De acuerdo con la lisura de la superficie, de la velocidad periférica y de la viscosidad del lubricante el coeficiente f puede variar en los límites de 0.03 a 0.10. En las transmisiones abiertas la magnitud del coeficiente de rozamiento crece bruscamente y puede alcanzar las magnitudes de 0.7 a 0.8.

3.3.5.1 Datos de las coronas y las coronitas:

Tabla 3.5 Ancho y número de dientes de las coronas y de las coronitas		
Elemento	B (plg)	Z
Corona	18	17
Coronita	6	17

Las pérdidas en la agitación del aceite se determinan aproximadamente mediante la ecuación:

$$P_{agit} = 7.5 \cdot 10^{-5} \cdot \nu \cdot B \cdot \sqrt{\nu \cdot \nu \cdot \frac{200}{Z_{pin} + Z_{rued}}} = 7.5 \cdot 10^{-5} \cdot \nu \cdot B \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot \nu \cdot \nu}{Z}} \quad [\text{kW}] \quad (3.27)$$

Donde:

B - Ancho de la rueda dentada (mm).

P_{agit} - Potencia perdida en la agitación (kW).

ν - Velocidad periférica (m/s).

ν - Viscosidad cinemática del aceite (cSt).

Calculando para $\nu = 0.2$ m/s, $\nu = 700$ cSt a 40°C , $B = 457.2$ mm, $Z = 14$

$$P_{agit} = 0.19 \text{ kW}$$

La pérdida total de la potencia se calcula como:

$$P = P_{\text{eng}} + P_{\text{agit}} \quad [\text{kW}]$$

Anteriormente se obtuvo una ecuación para determinar las pérdidas en las coronas, igualando ésta a la obtenida en este epígrafe se obtiene:

$$P_{\text{c.g}} = \frac{N_T \cdot \eta_{te}}{2} \cdot (1 - \eta_{\text{c.g}}) = P_{\text{eng}} + P_{\text{agit}}$$

$$\frac{N_T \cdot \eta_{te}}{2} \cdot (1 - \eta_{\text{c.g}}) = \frac{N_T \cdot \eta_{te}}{2} \cdot \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{2} \cdot \frac{2}{Z} + P_{\text{agit}}$$

$$1 - \eta_{\text{c.g}} = \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{Z} + \frac{2 \cdot P_{\text{agit}}}{N_T \cdot \eta_{te}}$$

$$\eta_{\text{c.g}} = 1 - \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{Z} - \frac{2 \cdot P_{\text{agit}}}{N_T \cdot \eta_{te}} \quad (3.28)$$

Como se observa en la ecuación anterior, la eficiencia de un par de coronas depende de la potencia total demandada por el molino, la cual es desconocida, por lo que inicialmente se asumirá un valor de eficiencia $\eta_{cg} = 0.83$ dado en la literatura y se realizará un cálculo para verificar este valor.

3.3.5.2 Rendimiento mecánico de las coronitas.

En el epígrafe anterior se ilustró la ecuación general de la eficiencia de un par engranado:

$$\eta = \frac{N}{N + P}$$

No existe ninguna expresión para calcular la potencia demandada por la coronita, solo algunas experiencias. Esta potencia esta alrededor de 20 kW.

Anteriormente se obtuvo una ecuación para determinar las pérdidas en las coronitas. Igualando esta ecuación a la obtenida de forma general se obtiene:

$$P_{\text{cp}} = N_{\text{cp}} \cdot (1 - \eta_{\text{cp}}) = P_{\text{eng}} + P_{\text{agit}} \quad [\text{kW}] \quad (3.29)$$

En el caso de las coronitas no existen pérdidas por agitación porque la lubricación es periódica, por lo que:

$$N_{\text{cp}} \cdot (1 - \eta_{\text{cp}}) = P_{\text{eng}}$$

$$\eta_{cp} = 1 - \frac{P_{eng}}{N_{cp}} = 1 - \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{Z} \cdot \frac{N_{cp}}{N_{cp}} = 1 - \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{Z} \quad (3.30)$$

Para $\varepsilon = 1,2$, $f = 0,8$, $Z = 17$ tenemos que :

$$\eta_{cp} = 0,82$$

3.3.7 Rendimiento mecánico del tren de engranes.

El rendimiento mecánico del tren de engranes se puede calcular por la siguiente expresión:

$$\eta_{te} = \eta_{ea}^{n_1} \cdot \eta_{ec}^{n_2} \cdot \eta_{cr}^{n_3} \cdot \eta_{cd}^{n_4} \cdot \eta_{acop} \quad (3.31)$$

Donde:

η_{ea} – rendimiento mecánico de un par de engranes abiertos (lubricación deficiente).

n_1 – número de pares engranados de engranes abiertos en el tren de engranes.

$\eta_{e.c}$ – rendimiento mecánico de un par de engranes cerrados (buena lubricación).

n_2 – número de pares engranados de engranes cerrados en el tren de engranes.

$\eta_{c.r}$ – rendimiento mecánico de un par de cojinetes de rodamientos.

n_3 – número de pares de cojinetes de rodamientos del tren de engranes.

$\eta_{c.d}$ – rendimiento mecánico de un par de cojinetes de deslizamiento.

n_4 – número de pares de cojinetes de deslizamiento del tren de engranes.

η_{acop} – rendimiento mecánico del acoplamiento rígido de compensación.

En la literatura técnica se dan los siguientes valores recomendados:

Tabla 3.6 Rendimientos de los elementos de la transmisión según diferentes autores					
Referencia	Transmisión cerrada	Transmisión abierta	Par de cojinetes de	Acoplamiento o	Par de cojinetes
	Grado de exactitud				

Capítulo III

	6-7	8-9		deslizamiento	de compensación	de rodamiento
(Ivanov, 1991)	0.98÷0.99	0.97÷0.9 75	0.95÷0.96	0.96 a 0.98	0.985÷0.995	-
(Reshetov, 1985)	0.98	0.97	0.95 0.94÷0.96	-	-	-
(Iusilievich, 1988)	0.98 a 0.99		-	-	-	-
(Dobrobolski, 1991)	0.98 a 0.99	-	0.94 a 0.96	-	-	0.99

Para el tren de molinos analizado la transmisión está formada por:

- Motor soviético N = 400 kW , n = 900 r/m , Voltaje de trabajo = 6.3 kV
- Reductor Skoda ZTB 800/1250 , 900 HP , i = 30/1
- Un par de engranajes abiertos.

En este caso:

$$n_1 = 1 \quad n_2 = 4 \quad n_3 = 6 \quad n_4 = 4$$

$$\eta_{e.c} = 0.98 \quad \eta_{c.d} = 0.96 \quad \eta_{e.a} = 0.95 \quad \eta_{acop} = 0.985 \quad \eta_{c.r} = 0.99 \quad \eta_{te} = 0.$$

3.3.7 Potencia total demandada por el molino con transmisión mecánica.

Sustituyendo todos los valores hallados en los epígrafes anteriores en la expresión de la potencia tenemos la siguiente tabla.

Molino	P _{HT} (t)	q(kg/m ² .m)	γ(kg/m ³)	F	N _T (kW)	f ₁	f ₂	f ₃
1er Molino	255.382	14.87	1255.30	0.46	200,28	0,04	0,4	0,2
2do Molino	347.603	14.87	1267.36	0.46	264,42	0,04	0,4	0,2
3er Molino	368.885	14.87	1270.14	0.46	279,18	0,04	0,4	0,2
4to Molino	397.260	14.87	1273.85	0.46	298,82	0,04	0,4	0,2
5to Molino	425.636	14.87	1277.54	0.46	318,43	0,04	0,4	0,2

Para estos valores de potencia demandada se determina la eficiencia del par de coronas con el objetivo de verificar el valor asumido:

$$\eta_{c.g} = 1 - \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{Z} - \frac{2 \cdot P_{agit}}{N_T \cdot \eta_{te}} = 0.82$$

Como se puede observar la eficiencia asumida es correcta.

η_{te}	η_{ac}	η_{cb}	η_{cc}	η_{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

3.4 Validación experimental del Modelo Matemático creado para el cálculo de la potencia demandada por un molino de caña de azúcar

3.4.1 Datos experimentales de la potencia para los molinos del Central Azucarero “Guillermo Moncada”

Para poder validar el Modelo Matemático creado para el cálculo de la potencia demandada por los molinos de caña de azúcar de una Planta Moledora se utilizaron las mediciones experimentales de la potencia de los molinos del Central Azucarero “Guillermo Moncada”: realizadas por (Arzola, 2003), (Chou, 2004), cuyos molinos están accionados por motores eléctricos. En los motores que accionan los molinos se midió el consumo de energía expresados en kW-h, para lo cual se utilizaron los metro - contadores acoplados individualmente a cada uno de los molinos. Los valores de energía obtenidos se dividieron entre el número de horas de trabajo y el resultado se tomó como la potencia media demandada por el molino, estas mediciones se realizaron varias veces durante la zafra. La potencia medida incluye las pérdidas inherentes a los motores eléctricos, por tanto para calcular la potencia demandada en el eje de dicho motor es necesario afectarla por su rendimiento. Se utilizaron los rendimientos dados en los catálogos de estos motores de gran potencia. En la Tabla 2.9 aparecen los valores de la potencia media demandada medida experimentalmente para los 5 molinos, los valores del rendimiento del motor y la potencia demandada por el eje para cada molino.

Molino	Potencia media experimental mínima (kW)	Potencia media experimental máxima (kW)	Potencia media (kW)	Potencia nominal del motor (kW)	% medio de utilización	Rendimiento del motor eléctrico	Potencia media en el eje (kW)
1ro	185	230	207.50	400	0.52	94.85	196.81
2do	260	285	272.50	400	0.68	95.27	259.61
3ro	280	300	290.00	400	0.73	95.40	276.66
4to	295	320	307.50	400	0.77	95.18	292.68
5to	320	360	340.00	400	0.85	95.44	324.50

Como se aprecia existe una notable diferencia entre las potencias instaladas y las realmente demandadas, la racionalización de surtidos obliga a tener instalados motores cuya potencia está muy por encima de la demandada, lo que se agrava en los trenes de molinos accionados mecánicamente dada la notable diferencia entre la potencia demandada por el 5to molino y la del 1er molino que en el Central Azucarero "Guillermo Moncada" es de 127.7 kW.

En la Tabla 2.10 se muestra la comparación de la potencia real y la potencia calculada para los molinos del Central Azucarero "Guillermo Moncada". La diferencia mayor ocurre en los últimos molinos, sin embargo ésta no excede el 2.1%.

Como se puede apreciar el Modelo Matemático para el cálculo de la potencia demandada en un molino accionado mecánicamente es muy exacto, las diferencias con las potencias medidas son inferiores al 2.1% para todos los molinos.

	Nt medida (kW)	Nt calculada (kW)	Porcentaje de diferencia (%)
Molino 1	196,81	200,28	1,76
Molino 2	259,61	264,42	1,85
Molino 3	276,66	279,18	0,91
Molino 4	292,68	298,82	2,10
Molino 5	324,50	318,43	1,87

3.5 Procedimiento que será empleado para determinar el ahorro de energía durante la sustitución.

Para poder precisar el ahorro de energía que se produce al sustituir el accionamiento mecánico tradicional por un accionamiento hidráulico se hace necesario realizar el cálculo de la potencia de los molinos para cada variante de accionamiento hidráulico que será evaluada. El cálculo de la potencia demandada por un molino accionado hidráulicamente será calculado por el mismo modelo matemático desarrollado y validado en el capítulo anterior para el accionamiento mecánico, ajustado para cada una de las variantes de accionamiento hidráulico que serán analizadas.

En el presente trabajo, como se expresó anteriormente serán evaluadas dos alternativas de accionamiento hidráulico:

Variante 1. Accionamiento hidráulico desde la maza superior, manteniendo las coronas.

Variante 2. Accionamiento hidráulico independiente desde las diferentes mazas.

3.6 Cálculo de la potencia para un molino en la Variante 1: Accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza superior manteniendo las coronas.

Para el accionamiento mediante un motor hidráulico acoplado a la maza superior manteniendo las coronas se utilizarán las ecuaciones planteadas en el Capítulo II, solamente se modificará la ecuación final del modelo al eliminar el rendimiento mecánico del acoplamiento cuadrado y de todo el tren de engranes e introducirse la eficiencia del sistema hidráulico y del acoplamiento elástico que se utilizará entre el motor eléctrico y la bomba, lo cual conlleva a un aumento de la eficiencia.

$$N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[PHT \cdot \left(0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{ie} \cdot \eta_{ac} \cdot (1 - (\varphi_{MC} \cdot (1 - \eta_{ec}) + \varphi_{Mb} \cdot (1 - \eta_{cb}) + \varphi_{MA} \cdot (1 - \eta_{cp})))} \text{ kW} \quad (3.32)$$

Donde:

η_c - Rendimiento mecánico del acoplamiento elástico.

η_{sh} - Eficiencia total del sistema hidráulico.

3.7 Análisis ccomparativo entre las potencia calculadas para los molinos del Central Azucarero “Ciudad Caracas” para las diferentes alternativas de Accionamiento.

3.7.1 Accionamiento hidráulico de los molinos desde la maza superior manteniendo las coronas.

En el caso del accionamiento hidráulico de la maza superior este se puede realizar con un solo motor hidráulico colocado del lado de ubicación de las coronas, o con dos motores hidráulicos uno por cada lado del molino. En estos casos la potencia de cada motor es la mitad de la demandada si se empleara un solo motor. Para cada una de estas variantes se calculó la potencia demandada por el molino, incorporando por supuesto el rendimiento de la transmisión hidráulica.

En la Tabla 3.11 se muestran los valores de las potencias calculadas para los 5 molinos del central azucarero “5 de Septiembre” y la potencia total demandada por la Planta Moledora en su conjunto, para la variante del accionamiento mecánico y para la Variante I de accionamiento hidráulico.

Tabla 3.11 Potencias calculadas para el Central Azucarero “5 de Septiembre” (Variantes Mecánica e Hidráulica Variante I)		
Molino	N _t (kW) Variante accionamiento mecánico	N _t (kW) Variante I Accionamiento hidráulico
1ro	431,10	341,24
2do	375,19	296,98
3ro	346,75	274,47
4to	318,00	251,71
5to	403,64	319,50
Potencia total demandada por la Planta Moledora	1 877,68	1 483,90

El ahorro de potencia se calculará restando de la potencia demandada con accionamiento mecánico la del accionamiento hidráulico. Los resultados se muestran en la Tabla 3.12 y el ahorro de energía se calculó multiplicando este ahorro por las horas de operación de la Planta Moledora en una zafra de 120 días.

Tabla 3.12 Ahorro de potencias y de energía al sustituir el accionamiento mecánico por la Variante I de Accionamiento

Hidráulico para el central azucarero "5 de Septiembre"			
Molino	Nt (kW) Variante accionamiento mecánico	Nt (kW) Variante I Accionamiento hidráulico	Ahorro de Potencia (kW)
Molino 1	431,10	341,24	89,96
Molino 2	375,19	296,98	78,21
Molino 3	346,75	274,47	72,28
Molino 4	318,00	251,71	66,29
Molino 5	403,64	319,50	84,14
Promedio de ahorro de potencia por molino (kW)			78,18
Ahorro total en la Planta Moledora (kW)			390,88
% con relación al total demandado			20,82%

La energía total que se ahorra en una zafra de 2 880 horas es de:

- Ahorro total de Energía para la variante I: 1 125 734,4 kW-h

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

Para el cálculo de la potencia demandada por un molino de caña accionado con motores hidráulicos acoplados independientemente a cada maza se utilizará la expresión de la potencia consumida por un molino accionado mecánicamente en la cual se eliminan: las pérdidas en las coronas, en el tren de engranes y en los acoplamientos cuadrados y se introducen la eficiencia del sistema hidráulico y del acoplamiento elástico que se utilizará entre el motor eléctrico y la bomba.

Las pérdidas en las coronas son igual a cero, pues al utilizar este caso se eliminan las mismas.

$$P_{cgs} = 0 \quad P_{cgs} = 0 \quad P_{cg} = 0$$

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:

$$P_{cp} = \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c (1 - \eta_{cp}) N_t \quad (3.33)$$

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

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

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

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

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

La expresión final para el cálculo de potencia será:

$$N_t = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[PHT \cdot \left(0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{sh} \cdot \eta_c [1 - \varphi_{MA} (2 - \eta_{cp})]} \quad (3.34)$$

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. En la Tabla 3.13 se muestran los valores de las potencias calculadas para los 5 molinos del central azucarero "5 de Septiembre" y la potencia total demandada por la Planta Moledora en su conjunto, para la variante del accionamiento mecánico y para la Variante II de accionamiento hidráulico.

Tabla 3.13 Potencias calculadas para el Central Azucarero "5 de Septiembre" (Variantes Mecánica e Hidráulica Variante II)		
Molino	N _t (kW) Variante accionamiento mecánico	N _t (kW) Variante II Accionamiento hidráulico
1ro	431,10	311,68
2do	375,19	271,25

Capítulo III

3ro	346,75	250,69
4to	318,00	229,90
5to	403,64	291,82
Potencia total demandada por la Planta Moledora	1 877,68	1 355,34

Los resultados del ahorro en la potencia demandada para esta variante de accionamiento hidráulico se muestran en la Tabla 3.14 y el ahorro de energía se calculó multiplicando este ahorro por las horas de operación de la Planta Moledora.

Molino	Nt (kW) Variante accionamiento o mecánico	Nt (kW) Variante II Accionamiento hidráulico	Ahorro de Potencia (kW)
Molino 1	431,10	311,68	100,89
Molino 2	375,19	271,25	91,94
Molino 3	346,75	250,69	106,85
Molino 4	318,00	229,90	107,62
Molino 5	403,64	291,82	120,44
Promedio de ahorro de potencia por molino (kW)			105,55
Ahorro total en la Planta Moledora (kW)			527,74
% con relación al total demandado			28,1 %

La energía total que se ahorra en una zafra de 2 880 horas es de:

- Ahorro total de Energía para la variante II: 1 519 981,2 kW-h

3.8 Impacto social del ahorro de energía.

Este ahorro de energía equivale, tomando en cuenta que en el Programa de Ahorro de Energía de Cuba (PAEC, 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 625 y 845 familias cubanas durante todo el año, dependiendo de la variante que se utilice, la I o la II.

3.9 El Costo 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:

$$CCV = I + \sum_{i=1}^N En_i \left(\frac{1}{1+de} \right)^i + \sum_{i=1}^N OM \left(\frac{1}{1+d} \right)^i + \sum_{i=1}^N Ri \left(\frac{1}{1+d} \right)^i - VR \left(\frac{1}{1+k} \right)^N \quad (3.35)$$

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:

$$CCV = I + En \frac{(1+de)^N - 1}{de(1+de)^N} + (OM+R) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} - VR \left(\frac{1}{1+k} \right)^N \quad (3.36)$$

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

le- 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 $N = 15$ años

$$\frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} = \frac{(4.1885) - 1}{0.154(4.1885)} = 5.7359$$

El término $\left(\frac{1}{1+k} \right)^N = 0.065$

3.10 Enfoque para la realización del Análisis Técnico Económico en el caso de una Planta Moledora en el que se va a sustituir la vieja tecnología con transmisión mecánica por la nueva con transmisión hidráulica.

La tendencia mundial en la transmisión de los molinos de caña de azúcar en el mundo es a emplear el accionamiento hidráulico para las nuevas fábricas de azúcar dadas las enormes ventajas que se obtienen y que fueron descritas en el Capítulo I del presente trabajo. Si se analiza desde el punto de vista técnico-económico la alternativa de construir un nuevo Central Azucarero con transmisión mecánica o transmisión hidráulica evidentemente las ventajas están del lado de la

Capítulo III

transmisión hidráulica pues la inversión inicial en este caso es mucho menor, o sea, una unidad de potencia hidráulica y un motor hidráulico contra un motor eléctrico o turbina de vapor de mucha mayor potencia, un reductor de alta velocidad, un conjunto de ruedas dentadas de gran diámetro que constituyen la parte abierta de la transmisión, un reductor de baja velocidad y alto torque, los acoplamientos cuadrados y en algunas variantes las coronas, lo que evidentemente hacen que la transmisión hidráulica sea más económica.

En el presente trabajo no se aspira a esclarecer esta situación desde el punto de vista técnico-económico, sino a resolver otra problemática: ¿Qué alternativa de la transmisión hidráulica es la más aconsejable para sustituir la vieja tecnología, en gran medida obsoleta, de los centrales azucareros cubanos por una nueva tecnología mediante accionamiento hidráulico, mucho más confiable y operativa, pero para lo cual se requiere una gran inversión inicial?

Indudablemente que para lograr este empeño de modernización de la Industria azucarera cubana, se requiere una gran capacidad de Inversión Inicial, cuya recuperación depende de un conjunto de factores, muchos de ellos de gran incertidumbre, como son: Cómo se modificará el rendimiento industrial con la nueva tecnología partiendo del hecho que no existe experiencia en el empleo de diferentes velocidades de rotación en las diferentes mazas y su influencia en la extracción, depende mucho también de cómo se mueve el mercado mundial del azúcar, el precio del petróleo, el clima, etc. Es muy difícil pronosticar el período de recuperación de la inversión.

En el presente trabajo se utilizarán los dos elementos del Costo del Ciclo de Vida por separado: 1) La Inversión Inicial y 2) El Ahorro en la Explotación en el Ciclo de Vida (ACV). Se elegirá un Ciclo de Vida de 15 años que es el plazo de vida residual más pequeña de los árboles de la Planta Moledora con accionamiento hidráulico (Noa, 2005) y se considera que es un período razonable en que pueda operar la nueva transmisión sin grandes reparaciones. La expresión para el cálculo del Ahorro en el Ciclo de vida es la siguiente:

$$ACV = (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left(\frac{1}{1+k} \right)^N \quad (3.37)$$

3.11 Ahorro en el Ciclo de Vida e Inversión Inicial para una Planta Moledora con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas (Variante 1)

3.11.1 Ahorro del Ciclo de Vida

El análisis se realizará para una Planta Moledora que consta de cinco molinos (en total 15 masas).

Se verá a continuación el cálculo de cada una de las componentes del Ahorro en el Ciclo de Vida.

El Ahorro de Energía por año de explotación será el siguiente: Se demostró en el presente trabajo que el ahorro de energía para un molino con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas es de 1 125 734,4 kW-h por cada Planta Moledora, con relación a la de un molino con accionamiento mecánico tradicional. Para una tarifa eléctrica diferenciada, teniendo en cuenta que el MINAZ genera su propia energía, de 0.045 CUC/kW-h más 0.0135 pesos/kW-h.

$$AEn = A_{en} \cdot c_e = 50\,658,05 \text{ CUC /año} + 15\,197,42 \text{ pesos/año}$$

Considerando el CUP igual a un CUC, tal como se hace en Cuba para los cálculos económicos contables, se tiene que:

$$AEn = A_{en} \cdot c_e = 65\,855,5 \text{ pesos/año} \quad (3.38)$$

Donde:

AEn - Ahorro de energía consumida por año. [Pesos/año]

A_{en} - Ahorro de energía en la Planta Moledora [kW-h]

C_e - tarifa eléctrica CUC/kW-h + CUP/kW-h

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento será el siguiente: En un central azucarero con cinco molinos se consumen aproximadamente 1 333.3 galones de lubricante para coronas con un precio de 0.56 CUC/galón y un costo total de 746.66 CUC/año y 1 533 galones de lubricantes en trenes de engranajes con un precio de 0.56 CUC/galón y un costo total de 858.48 CUC/año (CUBALUB;

Capítulo III

2008), (Fukunaga, K. 1990); (Piggott, I, 1980). 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. El ahorro en lubricantes para la Variante I de accionamiento hidráulico será de 858.48 CUC/año.

La operación de la Planta Moledora hidráulizada, accionada 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 CUP/mes por turno de trabajo, el ahorro en salario para los tres operarios que realizan la operación y mantenimiento durante todo el año será de 10 800 CUP/año.

Teniendo en cuenta que en la hidráulización 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 la Planta Moledora de vieja y nueva tecnología.

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

$$AOM = 858.48 \text{ USD/año} + 10\,800 \text{ CUP/año}$$

Considerando el CUP igual a un USD se tiene que:

$$AOM = 11\,658.48 \text{ pesos/año}$$

En lo referente a las reparaciones en el Central Azucarero "Ciudad Caracas" se producirá un ahorro al sustituir los acoplamientos cuadrados 2 000 CUC y 800 CUP por cada uno, al eliminarse estos en los 5 molinos de la Planta Moledora habrá un ahorro de 10 000 CUC/año y 4 000 CUP/año.

En sustitución de árboles de los molinos, cada año se cambian por roturas en servicio o por presencia de grietas en reparaciones unos 200 guijos, según la referencia (Pérez Egusquiza, 1981) en los 150 centrales azucareros del país en el momento de la referencia, con un costo total de 1 280 000 CUC, lo que equivale a 6 400 CUC/guijo. Si mediante el accionamiento hidráulico según la Variante I, se eleva la vida en 14.7 veces (Capítulo II) es de esperar que las roturas se reduzcan

Capítulo III

en esa misma proporción, o sea, se producirán solo 13.6 roturas/año, se dejarán de producir 186.4 roturas en todo el país, con un ahorro por roturas de guijos de 1 192 925 CUC/zafra y específicamente por cada Planta Moledora de 7 952 CUC/año

La Planta Moledora hidraulizada para realizar las reparaciones necesitan mucho menos personal, aunque más calificado, no obstante se estima se podrán realizar las reparaciones a un costo más pequeño. Se estima se puedan ahorrar alrededor de 20 000 CUP/año.

El total en reparación será:

$$AR = 17\,048 \text{ CUC/año} + 24\,000 \text{ CUP/año}$$

Considerando el CUP igual a un CUC se tiene que:

$$AR = 41\,048 \text{ pesos/año}$$

El valor residual de la instalación concluido el Ciclo de Vida se considera conservadoramente de:

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

El Ahorro en el Ciclo de Vida será:

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

(3.39)

$$ACV = (50\,658,05 \text{ CUC/año} + 15\,197,42 \text{ CUP/año} + 858.48 \text{ CUC/año} + 10\,800 \text{ CUP/año} + 17\,048 \text{ CUC/año} + 24\,000 \text{ CUP/año}) \times 5.7359 + 20\,000 \times 0.065$$

$$ACV = 393\,279,29 \text{ CUC} + 288\,080,2 \text{ CUP}$$

$$ACV = 681\,359,5 \text{ pesos}$$

La Planta Moledora con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 681 359,5 pesos. Todo esto sin considerar el ahorro por concepto de tiempo perdido en zafra que como se menciona en el trabajo (Pérez Egusquiza, 1981) se estima que este puede estar en el orden del 0.5% de la zafra,

que evaluado para todo el país equivale a 112 días de zafra de un central de mediana capacidad.

3.11.2 Selección del Equipamiento Tecnológico y cálculo de la Inversión Inicial para la Variante I. Cálculo del Período de Recuperación de la Inversión Inicial.

Para hidraulizar una Planta Moledora de 5 molinos se requieren 5 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad para transmitir una potencia nominal de 300 kW (Edwards Mill Hydraulics, 2005), cada uno de los cuales tiene un precio 158 915.58 CUC + 47 674 CUP (Edwards Mill Hydraulics, 2005) se necesitarán para esta variante 5 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio de 14 401 CUC + 4 320 CUP cada uno, se emplearán 5 unidades de potencia hidráulica (bombas hidráulicas) para accionar los motores hidráulicos con un precio de cada una de 61 281 CUC + 18 384 CUP, se emplearán 5 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 hidraulizado desde la maza superior manteniendo las coronas asciende a 237 178.58 CUC + 71 152.71 CUP por molino y una inversión total para la Planta Moledora ascendente a:

$$I = 1\,185\,892.9 \text{ CUC} + 355\,763.55 \text{ CUP}$$

Considerando el CUP igual a un CUC se tiene que:

$$I = 1\,541\,656.45 \text{ pesos}$$

Se concluye que la Planta Moledora con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas requiere una inversión inicial de 1 541 656.45 pesos y representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 681 359,5 pesos, o sea, se recuperan 45 424 pesos/año de la invertido inicialmente.

3.12 Ahorro en el Ciclo de Vida e Inversión Inicial para una Planta Moledora con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza con dos motores en la maza superior, uno a cada lado. (Variante 2).

3.12.1 Ahorro del Ciclo de Vida

El Ahorro de energía es de 1 519 981,2 kW-h con relación a la de un molino tradicional, lo que representa, a la tarifa eléctrica diferenciada del central:

$$AEn = A_{en} \cdot c_e = 68\,399.51 \text{ CUC/año} + 20\,519.86 \text{ CUP/año} .$$

Considerando el CUP igual a un USD se tiene que:

$$AEn = A_{en} \cdot c_e = 88\,919.37 \text{ pesos/año}.$$

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento se realizara de la siguiente manera: En un Central Azucarero con cinco molinos, como promedio se consumen 1 333.3 galones de lubricante para coronas con un precio de 0.56 CUC/galón con un valor de 746.66 CUC/año y 1 533 galones de lubricante en trenes de engranajes con un precio de también de 0.56 CUC/galón y costo de 858.48 CUC/año. En el caso de esta variante, que se eliminan las coronas y los trenes de engranajes de la transmisión, desaparecen todos los gastos de lubricantes, lo que implica un ahorro por este concepto de un total 1 605.14 CUC/año en lubricantes. La operación de la Planta Moledora hidraulizada, accionada independientemente desde cada masa, 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 CUP/mes por turno de trabajo, el ahorro en salario para los tres operarios que realizan la operación y mantenimiento durante todo el año será de 10 800 pesos/año. El Ahorro total de Operación y Mantenimiento por año de explotación será:

$$AOM = 1\,605.14 \text{ CUC/año} + 10\,800 \text{ CUP/año}$$

Considerando el CUC igual a un peso se tiene que:

$$AOM = 12\,405.14 \text{ pesos/año}$$

En cuanto al Ahorro en Reparaciones se realizará el mismo análisis que para la variante I. En lo referente a las reparaciones en el Central Azucarero "Ciudad

Capítulo III

Caracas” se producirá un ahorro al sustituir los acoplamientos cuadrados 2 000 CUC y 800 CUP por cada uno, al eliminarse estos en los 5 molinos de la Planta Moledora un ahorro de 10 000 CUC/año y 4 000 CUP/año

En sustitución de árboles de los molinos, cada año, como se explicó en la variante I, se cambian por roturas en servicio o por presencia de grietas en reparaciones unos 200 guijos, según la referencia (Pérez Egusquiza, 1981) en los 150 centrales azucareros del país, con un costo total de 1 280 000 CUC, lo que equivale a 6 400 CUC/guijo. Si mediante el accionamiento hidráulico según la Variante II, se eleva la vida en 60,6 veces, es de esperar que las roturas se reduzcan en esa misma proporción, o sea, se producirán sólo 3 roturas/año, se dejarán de producir 197 roturas en todo el país, con un ahorro por roturas de guijos de 1 260 800 CUC/zafra y específicamente por cada Planta Moledora de 8 405 CUC/año

La Planta Moledora hidraulizada para realizar las reparaciones necesitan mucho menos personal, aunque más calificado, no obstante se estima se podrán realizar las reparaciones a un costo más pequeño. Se estima se puedan ahorrar alrededor de 20 000 CUP/año.

El total en reparación será:

$$AR = 18\,405 \text{ CUC/año} + 24\,000 \text{ CUP/año}$$

Considerando el CUP igual a un CUC se tiene que:

$$AR = 42\,405 \text{ pesos/año}$$

El valor residual de la instalación concluida el ciclo de vida como en la variante anterior se tomará conservadoramente no mayor que:

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

Ahorro en el Ciclo de Vida será:

$$ACV = (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left(\frac{1}{1+k} \right)^N \quad (3.8)$$

$$ACV = (68\,399.51 \text{ CUC/año} + 20\,519.86 \text{ CUP/año} + 1\,605.14 \text{ CUC/año} + 10\,800 \text{ CUP/año} + 18\,405 \text{ CUC/año} + 24\,000 \text{ CUP/año}) \times 5.7359 + 20\,000 \times 0.065$$

$$ACV = 507\,108,9 \text{ CUC} + 317\,309,19 \text{ CUP}$$

$$ACV = 824\,418,09 \text{ pesos}$$

La hidraulización de una Planta Moledora con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza, con dos motores hidráulicos en la maza superior y eliminando las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 824 418,09 pesos.

3.13 Selección del Equipamiento Tecnológico y cálculo de la Inversión Inicial para la Variante II.

En esta variante se requieren 20 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad, a transmitir 100 kW (Edwards Mill Hydraulics, 2005), cada uno, con precio de 51 691.43 CUC + 15 507.43 CUP cada uno. En esta variante serán necesario 20 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio cada uno de 6 553.74 CUC +1 966.12 CUP. Se emplearán 20 unidades de potencias hidráulicas para accionar el motor hidráulico de 100 kW con un precio cada una de 19 933.5 CUC + 5 980.5 CUP, se emplearán 20 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 839.98 CUC + 251.99 CUP. La inversión inicial total para la Planta Moledora con accionamiento independiente desde cada masa asciende a: 1 584 413.38 CUC + 474 12.8 CUP.

Considerando el CUP igual a un CUC se tiene que:

$$I = 2\,058\,534.18 \text{ pesos}$$

Se concluye que la hidraulización de una Planta Moledora con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza, con dos motores hidráulicos en la maza superior y eliminando las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 824 418,09 pesos, o sea, se recuperan 54 961,21 pesos/año de lo invertido inicialmente.

3.14 Análisis comparativo para las dos variantes evaluadas de accionamiento hidráulico.

Variante 1: Hidraulizado por la maza superior manteniendo las coronas

Variante 2: Hidraulizado por las tres mazas independientes con dos motores en la maza superior

En la Tabla 3.4 se muestran los valores de Inversión inicial, el ahorro por conceptos, y el Ahorro en el Ciclo de Vida en pesos (un peso igual a un CUC) para las dos variantes de accionamiento hidráulico evaluadas.

Tabla 3.5 Inversión inicial, Ahorros por conceptos, y Ahorro en el Ciclo de Vida en Pesos para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico.						
	Inversión pesos	AEn pesos	AOM pesos	AR pesos	VRNI pesos	ACV pesos
Variante 1	1 541 656,45	66 855,5	11 658,48	41 048	20.000,00	681 359,5
Variante 2	2 058 534,18	88 919,37	12 405,14	42 405	20.000,00	824 418,09

3.15 Conclusiones Parciales del Capítulo III.

1. La hidraulización de una Planta Moledora de caña representa un ahorro considerable de energía, equivalente 1 125 734,4 kW-h/zafra y 1 519 989.2 kW-h/zafra de 120 días para las variantes I y II de accionamiento hidráulico respectivamente y por cada Planta de Molinos hidraulizada.
2. El Impacto Social del Proyecto de sustitución del accionamiento mecánico tradicional de una Planta Moledora por accionamiento hidráulico tiene un impacto social importante por cada Planta Moledora que se hidraulice. 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.

3. El Ahorro en el Ciclo de Vida para el caso de la sustitución de una Planta Moledora de caña de azúcar con accionamiento mecánico tradicional por un accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años, de 681 359,5 pesos.
4. El Ahorro en el Ciclo de Vida para el caso de la sustitución de una Planta Moledora de caña de azúcar con accionamiento mecánico tradicional por un accionamiento hidráulico independiente desde cada maza con dos motores hidráulicos en la masa superior representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años, de 824 496.36 pesos.
5. La Inversión Inicial para el caso de la sustitución de una Planta Moledora de caña de azúcar con accionamiento mecánico tradicional por un accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas, representa un valor de 1 541 656.45 pesos.
6. La Inversión Inicial para el caso de la sustitución de una Planta Moledora de caña de azúcar con accionamiento mecánico tradicional por un accionamiento hidráulico independiente desde cada maza y dos motores hidráulicos en la maza superior eliminando las coronas, representa un valor de 2 058 534.18 pesos.

Conclusiones

Conclusiones Generales

1. El Esquema de Análisis utilizado históricamente para el cálculo de las tensiones en los árboles superiores de los molinos de caña consideraba las chumaceras como puntos de apoyo, sin embargo las chumaceras del árbol superior no son apoyos sino que son los puntos de aplicación de la presión hidráulica sobre la maza, el apoyo de la maza superior es la propia caña y por lo tanto ese Esquema de Análisis era completamente erróneo. Ese error se subsanó por primera vez en el mundo en la Universidad de Cienfuegos en la Tesis de Doctorado en Ciencias Técnicas de (Arzola, 2003) y a partir de ese momento ya se utiliza en diferentes países de América.
2. Resulta por lo tanto adecuada la consideración del árbol superior como una viga sobre fundación elástica, siendo una forma efectiva para determinar la reacción del bagazo sobre este elemento y por ende poder hallar los esfuerzos que obran en la zona central.
3. El parámetro α depende de las propiedades físicas del bagazo y además de la velocidad de compactación (velocidad del molino), por lo que debe ser obtenido su valor de forma experimental. En este trabajo el valor utilizado fue de 8 000 MPa, determinado experimentalmente en el Trabajo de Diploma de (Noa, 2005)
4. Esta metodología brinda un método efectivo para la determinación de las cargas que obran sobre cada árbol. Las mazas inferiores resultan menos cargadas que la superior. Es de esperar que para un molino de virgen no inclinada resulte un poco más cargada la maza cañera y parcialmente descargada la maza bagacera. Si mantenemos todos los parámetros de funcionamiento, geometría y demás factores considerados del molino inalterados.

5. La sección más crítica, desde el punto de vista de la resistencia a la fatiga, de los árboles de los molinos resulta el situado en la media caña del collarín por el lado de las coronas, debido a los altos valores de fuerza cortante, momento flector y momento torsor que allí se generan. Adicionando a esto el hecho de que existe un cambio en diámetro en esta zona hacen que esta sección sea especialmente peligrosa. Además el árbol superior resulta sensiblemente mucho más cargado que los inferiores.
6. La hidraulización de una Planta Moledora de caña de azúcar implica indudablemente un conjunto de ventajas que hacen esta alternativa de accionamiento muy atractiva y sostenible desde el punto de vista energético, de la conservación del medio ambiente y desde la óptica de las Producciones más Limpias.
7. De los resultados de la revisión bibliográfica realizada se logró identificar las distintas pérdidas de potencia que se producen en un tren de molinos accionado mecánicamente.
8. Se establecieron claramente las distintas expresiones de las componentes de potencia para calcular la potencia total demandada por un molino de caña de azúcar y se elaboraron las expresiones de las distintas componentes de las pérdidas de potencia en el tren de molinos que resulta la principal insuficiencia de las expresiones para el cálculo de la potencia dadas en la literatura.
9. Se calculó la potencia total demandada, de acuerdo con los datos reales para los cinco molinos del Central Azucarero "Guillermo Moncada".
10. Se utilizaron los resultados de las mediciones experimentales de la potencia media dadas en la literatura consultada para los cinco molinos del Central Azucarero "Guillermo Moncada".
11. Se compararon los resultados analíticos obtenidos mediante el Modelo Matemático elaborado con las mediciones experimentales dadas en la literatura para los molinos del Central Azucarero "Guillermo Moncada", para evaluar de esta manera la exactitud del modelo. Se logró precisar que

las diferencias entre el modelo matemático y las mediciones experimentales no excede el 2,1%, lo que confirma que el Modelo Matemático elaborado es excelente.

12. La hidraulización de una Planta Moledora de caña representa un ahorro considerable de energía, equivalente a: 1 125 734,4 kW-h /zafra a 1 519 981,2 kW-h / zafra de 120 días para las variantes I y II de accionamiento hidráulico respectivamente y por cada Planta de Molinos hidraulizada.
13. La sustitución del accionamiento mecánico tradicional de una Planta Moledora por un accionamiento hidráulico tiene un impacto social importante por cada Planta Moledora que se hidraulice ya 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 625 y 845 familias cubanas durante todo el año, dependiendo de la variante que se utilice.
14. El Ahorro en el Ciclo de Vida para el caso de la sustitución de una Planta Moledora de caña de azúcar con accionamiento mecánico tradicional por un accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años, de 681 359,5 pesos.
15. El Ahorro en el Ciclo de Vida para el caso de la sustitución de una Planta Moledora de caña de azúcar con accionamiento mecánico tradicional por un accionamiento independiente desde cada maza y dos motores hidráulicos en la maza superior eliminando las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida de 824 418,09 pesos.
16. La Inversión Inicial para el caso de la sustitución de una Planta Moledora de caña de azúcar con accionamiento mecánico tradicional por un accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa un valor de 1 541 656,45 pesos.
17. La Inversión Inicial para el caso de la sustitución de una Planta Moledora de caña de azúcar con accionamiento mecánico tradicional por un

Conclusiones

accionamiento independiente desde cada maza y dos motores hidráulicos en la maza superior eliminando las coronas representa un valor de 2 058 534,18 pesos.

Recomendaciones

Recomendaciones

Se recomienda lo siguiente:

1. Tratar de obtener nuevas ofertas de las Firmas Productoras de Accionamientos Hidráulicos para Molinos de Caña, buscando reducir la Inversión Inicial requerida para ejecutar la inversión
2. Evaluar en futuros trabajos 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, con vistas a lograr una reducción de la inversión inicial.

Bibliografia

- Arzola de la Peña, N. (2003). *Esquema de Análisis y Aplicación de la Mecánica de la Fractura a la Falla por Fatiga de los Árboles de los Molinos de Caña de Azúcar*. (Tesis de Doctorado). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Abon, J.F. (1986). *Utilization of hydraulic motor for the individual drive of sugar cane roller*. *Proceedings of the Int. Soc. Sug. Cane Techn.*
- Aday, R. (1982). *Evaluación de los Sistema Hidráulicos aplicados a la industria azucarera*. (Trabajo de Diploma). UCLV, Santa Clara.
- Akhtar, N. & Mahmood, Z. (1997). Adequate imbibition reduces milling loss. *Pakistán Sugar Journal*, 43-48.
- Anadharaj, R. (1992). Methodology of efficient higher utilization with existing mills. *ISSTA Sugar Journal*, 18 (3), 18-19.
- Annand, M. (2001). Milling system. *A new concept of the future mill*. *SISTA Sugar Journal* 16 (1), 36-42.
- Bhad, S.B. (1988). *Modern milling Equipment, 38th Annual Convention, Decan Sugar Technologist Association*, (53-59).
- Benítez, F. A. (2000). *Método termo económico aplicado a nuevas soluciones energéticas para la industria azucarera*. (Tesis doctoral). Universidad de Matanzas "Camilo Cienfuegos", Matanzas.
- Birkett, H. & Stein, J. (1993). Milling test, Annual Progress-Report. *Sugar Cane Research, Louisiana Agricultural Experiment Station*, 186-203.
- Birger, J.A., Shorr B.I. & Schneiderovich R.M. (1966). *Cálculo de la Resistencia de Piezas de Máquinas*. Moscú: Mashinostroenie.
- Cant, C. (2000). *Direct hydraulic drives in the sugar industry*. *Int. Sugar Journal*, 1214.
- 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.
- Chinchilla, V. M. (1935). *Predeterminación de la potencia necesaria para moler caña, Memorias del congreso de la ATAC*. La Habana.
- Chinchilla Varona, M. (1938). *Distribución de la potencia, moliendo caña, Memorias del congreso de la ATAC*. La Habana.
- Chou Rodríguez, R. (2004). *Influencia de la Hidraulización en el consumo de energía y en la resistencia a la fatiga de los árboles superiores de los molinos de caña de azúcar*. (Tesis de Maestría). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Díaz, A. & Iglesias, C. (2012). Dinámica del proceso de extracción de jugo a compresión de la caña de azúcar para la producción de panela. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 21 (2), 81-85. Recuperado a partir de <http://scielo.sld.cu/pdf/rcta/v21n2/rcta14212.pdf>. ISSN 2071-0054.
- Díaz Compain, J. (1933). *El desgaste de las cuchillas de los molinos como indicación de su forma ideal*. La Habana.
- Dobrobolski. (1991). *Elementos de Máquinas*. Moscú: MIR.
- Dowling, N. E. (1995). *Mechanical behaviour of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue*. Chicago.
- Edwards, M. (2005). *Hydraulics*. Recuperado a partir de: <http://www.edwardsengrg.com>.

- Farrell, R., Johnson, J. & Edwards, B. (1995). The control of independently driven pressure feeders on crushing mills. *Procc. 15th Conf. Austral. Sugar Cane Techn*, 27-34.
- Fedosiev, V.I. (1985). *Resistencia de Materiales*. Moscú: Editorial MIR.
- Fernández, Levy, G.S. (1983). *Resistencia de Materiales*. La Habana: Pueblo y Educación.
- Fernández Levy, G.S. (1982). *Investigación sobre el origen y desarrollo de la falla en árboles de molinos de centrales azucareros*. (Tesis de Doctorado). Universidad Central de las Villas, Santa Clara.
- Gil, J. M. & Nápoles, O. (2011). *Evaluación del consumo de potencia del motor eléctrico del sexto molino de un tándem cañero*. Recuperado a partir de: <http://www.eumed.net/rev/tlatemoani/05/ogcsp.pdf>. ISSN 1989-9300.
- Gómez, A.L. Ortiz, J.J. & Reyes, M.J. (1995). *Medición de la distribución de potencia en un molino convencional de tres mazas*. Colombia.
- González Guido, R. (1995). *Estudio del consumo de energía en el área de preparación y molienda de un ingenio azucarero*. La Habana.
- Goytisoló, R., Águila, N. y Arzola, J. (2012). Elevación de la eficiencia de extracción de jugo de caña en los molinos de caña de azúcar". En: 7mo. Taller Internacional de Energía y Medio Ambiente. Cienfuegos.
- 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. Taller de Producción Más Limpías*. La Habana.
- Goytisoló, R. (1998). *Fatiga volumétrica y superficial de los metales*. Texto electrónico de la Maestría de Mecánica aplicada en la UCf. Cienfuegos: Universidad de Cienfuegos.
- Goytisoló R. (2000). *Fundamentos de la Mecánica de la Fractura*. Texto electrónico de la Maestría de Mecánica aplicada en la UCf. Cienfuegos: Universidad de Cienfuegos.
- Molino Hidráulico. (2003). Recuperado a partir de <http://www.edwardseng.com>.
- Motores Hidráulicos. (2004). Recuperado a partir de <http://www.edwardsengrq.com>.
- Herrera, E. (1995). *El consumo de Potencia en los Molinos. Criterios actuales sobre la Industria Azucarera Cubana*. La Habana: MINAZ.
- Hofmann, E.J & Miceniery, P.M & Nielsen, B. (2002). *Sugar mill drives - the latest improvements in gear and pinion manufacturing technology*.
- Hugot, E. (1986). *Handbook of cane sugar engineering, Elsevier, third, completely revised edition*.
- Iusilievich G.B. (1988). *Elementos de Máquinas*. Moscú: MIR
- Ivanov, M.N. (1991). *Elementos de Máquinas*. Moscú: MIR
- Kent, G. A. R. Borgand, N. & Mckenzie, J. (2006). *Torque measurement on electrically driven mills*.
- Kent, G. A. (2011). *The effect of added water temperature on milling train operation and performance Sugar Tech*. Recuperado a partir de: <http://link.springer.com/article/10.1007%2Fs12355-011-0062-8>. ISSN 0974-0740.
- Landau, I. & Rolland, F. (1994). *System identification, robust control and adaptation*. Francia.
- Lewinski, J., Grassmann, P. & Kallin, T. (2011). *Operation of sugar mills with Individual variable speed drives*. South African.

Bibliografía

- Lloyd, T., Eastment, S. & Mitchell, P. (2010). *Milling train maceration control utilizing nir technology*. Recuperado a partir de: <http://www.assct.com.au/media/pdfs/M%2016%20Lloyd.pdf>.
- Loughran, J.G. (1990). *Mathematical and experimental modeling of the crushing of prepared sugar cane*.
- 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*. La Habana.
- Mayo, J.R. (1937). *Discusión de la opinión del señor Tromp sobre el tema del consumo de potencia en los molinos*. La Habana.
- Mayo, P. (1988). *Development in gear technology. Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists*. Australia.
- Minyue, F. & Goodwin, G. (2000). *Maceration control of a sugar cane crushing mill, in Proceedings of the American Control Conference*. Chicago.
- MINAZ. (1995). *Criterios actuales de la industria azucarera cubana, Dirección de maquinaria industrial*. La Habana: MINAZ.
- Noa Águila, J. (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 de Maestría). Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Okamura, H. & Tanuka, H. & Terao, M. (1972). *Square box couplings in cane mill drivers*. Chicago.
- Ozkocak, T., Minyue, F. & Goodwin, G. (1998). *A nonlinear modelling approach to the sugar cane crushing process*. Tampa.
- Patil K.R. (1999). *Modelling of a Sugar cane Mill*. New Delhi.
- Pérez Egusquiza, F. (1981). *Informe sobre utilización del sistema hidráulico para mover el primer molino de la Empresa Azucarera "Panchito Gómez Toro"*. La Habana:
- Piggott, I. (1980). *The lubrication of sugar mill gearing. Proceedings of Australian sugar cane technologist*.
- Pisarenko, G.S. (1989). *Manual de Resistencia de Materiales*. Moscú: MIR.
- Proceso de producción de azúcar. (2003). Recuperado a partir de: <http://www.inazucar.gov.do/vida.html>.
- Producción de azúcar. (2003). Recuperado a partir de <http://www.ingeniopichichi.com/produccion.html#molienda>.
- Proceso de azúcar. (2003). Recuperado a partir de <http://www.zucarmex.com/proceso.htm>.
- Rosero, E. & Ramírez, J. (2009). *Modelado y control de molinos de caña de azúcar usando accionamientos eléctricos*". Recuperado a partir de: <http://zl.elsevier.es/es/revista/revista-iberoamericana-automatizada-e-informatica-331/pdf/90083496/S300/>. ISSN 1697-7912.

