



REPÚBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR.
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA.

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico.

TÍTULO:

Análisis de la avería del piñón de salida de la transmisión abierta del molino No.1 de caña de la UEB CA" Antonio Sánchez".

AUTOR: Arnaldo Miguel Costa Alonso.

**TUTOR(ES): Ms.C.Ing. Juan Gabriel Noa Águila.
Ing. Franky Delgado Der.**

Cienfuegos, 2020

"Año 62 de la Revolución"

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, a mis padres por permitirme llegar hasta este momento tan crucial de mi vida, por apoyarme y lograr cumplir esta meta tan importante.

En segundo lugar, me gustaría mencionar tanto a mi familia como a mis compañeros de la carrera, por haberme dado fuerzas en los momentos en que más necesitaba su ayuda y así poder salir adelante.

En tercer lugar, a mis tutores MSc. Juan Gabriel Noa Águila y el Ing. Franky Delgado Der por haberme dado su ayuda y no escatimar tiempo y esfuerzo en atenderme.

En cuarto lugar, a todas aquellas personas que de una forma u otra contribuyeron a la realización de este sueño, llegue a todos mis más eternos agradecimientos.

DEDICATORIA

En primer lugar, me gustaría dedicar este trabajo a mi familia, amigos y en especial a mis abuelos maternos que fueron un pilar importante en mi formación.

Este trabajo va por ustedes muchísimas gracias a todos.

SINTESIS

En el presente trabajo se realiza una evaluación de la demanda de potencia del primer molino en el Central Azucarero Antonio Sánchez, partiendo de la medición de corriente instantánea medida experimentalmente. Se evaluó la correcta selección del motor eléctrico a partir del método de corriente equivalente y sobrecarga. Posteriormente se analizan nueve variantes posibles con la combinación de factores que pueden provocar falla por flexión de los dientes del piñón de salida de la transmisión. Los resultados del análisis permitieron evaluar la causa más probable que provocara la falla. Se realizó un análisis económico basado en el costo provocado por la parada de la empresa a causa de la avería, evaluando dos escenarios fundamentales, en primer lugar, existencia del piñón en almacenes de la provincia y como segunda opción, tener que construir la pieza.

Palabras claves: Engranaje, Potencia, Molino, Avería

ABSTRACT

In this work, an evaluation of the power demand of the first mill in the Antonio Sánchez Sugar Mill is carried out, based on the instantaneous current measurement measured experimentally. The correct selection of the electric motor was evaluated using the equivalent current and overload method. Subsequently, nine possible variants are analyzed with the combination of factors that can cause flexion failure of the teeth of the transmission output sprocket. The results of the analysis allowed evaluating the most probable cause that caused the failure. An economic analysis was carried out based on the cost caused by the stoppage of the company due to the breakdown, evaluating two fundamental scenarios, firstly, the existence of the pinion in warehouses in the province and as a second option, having to build the part

Keywords: Gear, Power, Mill, Breakdown

Índice

Pág.

<i>Introducción</i>	<i>I</i>
CAPITULO 1: ESTADO DEL ARTE	1
1.1 Central Antonio Sánchez	2
1.1.1 Ubicación	3
1.1.2 Historia	3
1.1.3 Características	4
1.1.4 Desarrollo Económico	5
1.2 Funcionamiento de los molinos	6
1.2.1 Molinos de tres mazas	7
1.2.2 Sistema de transmisión de los molinos.	8
1.2.3 Consumo energético.	9
1.3.1 Ventajas del sistema de transmisión por engranaje:	10
1.3.2 Modos de transmisión del movimiento, según como se dispongan los ejes:	11
1.4 Principales deterioros que sufren los engranajes.	12
1.5 Montaje de los Piñones.	14
1.5.1 Medida del juego entre los dientes.	15
1.5.2 Medición de la mancha de contacto entre los dientes.	18
1.6 Métodos empleados en la selección de motores eléctricos	20
1.6.1 Método de las pérdidas promedio.	20
1.6.2 Método de la corriente equivalente.	21
1.6.3 Método del momento equivalente.	21
1.6.4 Método de la potencia equivalente.	21
1.6.5 Efecto del arranque, el frenado y las pausas.	22
1.6.6 Comprobación por sobrecarga y en el arranque.	22
1.7 Oportunidades de Ahorro por sustitución de Motores Subcargados	22
1.8 Conclusiones del Capítulo	23
Capitulo 2: Cálculo de la potencia instantánea consumida por el Molino 1.	25
2.1 Cálculo de la potencia.	25

2.1.1 Cálculo de la potencia para un molino accionado mecánicamente.	25
2.1.2 Potencia demandada en la compresión del bagazo.	25
2.1.3 Potencia demandada por la fricción entre los muñones y los cojinetes de apoyo.	26
2.1.4 Potencia demandada por la fricción entre el bagazo y la cuchilla central.	26
2.1.5 Potencia demandada por la fricción de los raspadores y la punta de la cuchilla con los rodillos.	26
2.1.6 Potencia demandada por el conductor intermedio.	27
2.1.7 Datos utilizados para la realización de los cálculos:	30
2.2 Potencia de Entrada Eléctrica.	30
2.2.1 Potencia de Salida Mecánica.	31
2.3 Método de la corriente equivalente.	31
2.4 Comprobación por sobrecarga y en el arranque	34
2.5 Mediciones Analizadas.	34
2.6 Mediciones Analizadas.	36
2.7 Comparación de la potencia real demandada y la Ideal.	38
2.8 Comprobación de la selección del motor.	39
2.8.1 Calculo de la Corriente equivalente Total.	40
2.9 Conclusiones del capítulo	42
<i>Capitulo 3: Evaluación de la falla del Piñón.</i>	44
3.1 Sistema de transmisión de potencia, datos del material.	44
3.1.1 Composición química y propiedades mecánicas del material del piñón.	45
3.1.2 Cálculos del sistema de transmisión piñón- Corona.	46
3.2 Método GOST para engranajes helicoidales.	47
3.2.1 Cálculo a fatiga por flexión.	47
3.2.2 Determinación de la tensión admisible.	49
3.3 Análisis de cada variante de funcionamiento del engranaje.	50
3.3.1 Análisis de resultados de cada Variante analizada.	51
3.4 Análisis de los resultados.	58
3.4.1 Análisis del comportamiento de las tensiones en cada variante.	58

3.5 Análisis económico.	59
3.5.1 Análisis del costo de una hora de parada de la UEB Central Azucarero Antonio Sánchez.	60
3.5.2 Análisis del costo en ambos escenarios	61
3.6 Conclusiones del Capítulo.	62
<i>Conclusiones generales</i>	<i>65</i>
<i>Recomendaciones</i>	<i>67</i>
<i>Referencias bibliográficas</i>	<i>69</i>
<i>Anexos.</i>	<i>73</i>

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

Introducción.

La Empresa Azucarera Cienfuegos se encuentra ubicada en la provincia de Cienfuegos en el inmueble construido en 1920, por el señor Becerra, luego paso al Gobernador de las Villas.

Este inmueble enmarcado en la manzana No. 0183 de la provincia de Cienfuegos, sito en calle 37 No. 4816, entre 48 y 50 del municipio y provincia Cienfuegos, linda al frente con la calle 37 frente al prado de la ciudad, por el fondo con viviendas de personas naturales y por lateral izquierdo saliente con viviendas personas naturales. Se encuentra ubicado dentro de las 70 ha declaradas como Patrimonio Cultural de la Humanidad.

La Empresa se crea en 2011 a partir de la fusión de la Empresas Azucareras Ciudad Caracas, Antonio Sánchez, 14 de Julio, Elpidio Gómez y 5 de Septiembre, así como del Grupo Empresarial Agroindustrial de Cienfuegos.

Dicha Empresa se subordina al Grupo Azucarero Azcuba y está conformada por 11 UEB; UEB Atención al productor Ciudad Caracas, Antonio Sánchez, 14 de Julio, Elpidio Gómez y 5 de Septiembre y UEB Central Azucarero Ciudad Caracas, Antonio Sánchez, 14 de Julio, Elpidio Gómez y 5 de Septiembre. Además, cuenta con la UEB Derivados Antonio Sánchez.

La UEB Central Azucarero Antonio Sánchez creada en el 2011 debe su nombre al combatiente revolucionario Antonio Sánchez, se encuentra situado en la llanura de Cienfuegos en la carretera de Real campiña a San Nicolás (Matanzas) delimita al Norte con el consejo popular María Victoria (Aguada); por el Sur con la provincia de Matanzas, por el Este con el municipio de Abreu y por el Oeste con la provincia de Matanzas. En el año 1902 comienza la construcción de esta industria por el ciudadano Español Manuel Carreño Fernández denominándolo central Covadonga en honor a la virgen patrona de la región española de Asturias de la cual era natural el hacendado Carreño. Antiguamente llamado central El Covadonga: realizó su primera zafra en 1904- 1905.

Entre los equipos utilizados para elaboración de los diferentes derivados que proceden de la caña de azúcar se encuentran Los molinos son equipos altos consumidores de energía y la transmisión de potencia desde el elemento primario (ya sea máquina de vapor, turbina de vapor o motor eléctrico) hasta las mazas encargadas de moler la caña para la extracción del jugo (guarapo) es extremadamente baja, del orden del 60% o inferior, lo que implica que casi la mitad de la energía se pierde en la transmisión, lo cual eleva considerablemente los costos de fabricación.

A finalizar la zafra detecto la fractura de varios dientes del piñón del reductor final de la transmisión del Molino, lo que provocó la disminución de la eficiencia de la línea con las consiguientes pérdidas económicas. La observación del aspecto externo de la fractura permitió definir que se trataba de una falla clásica de fatiga. Este piñón es solidario al árbol y es una pieza que pesa varias toneladas.

Problema: No se cuenta con una evaluación correcta de los factores que pueden provocar la fractura de los dientes del piñón que permita esclarecer la causa de de la avería de la trasmisión del Molino de Caña de azúcar.

Hipótesis: Si se realiza un correcto análisis de la falla del piñón es posible esclarecer la causa de avería de los dientes del piñón de salida de la transmisión abierta del molino No.1 de caña de la UEB CA" Antonio Sánchez azúcar.

Objetivo general: Esclarecer las causas de la falla de los dientes del piñón del reductor final de la transmisión del Molino de Caña de azúcar y establecer recomendaciones para la eliminación o reducción de las mismas.

Objetivo específico:

1. Realizar un análisis de los principales factores que pueden incidir en la falla del piñón.
2. Aplicar la metodología de cálculo para la fatiga del piñón.
3. Efectuar el análisis de los resultados dados por la metodología de cálculo.
4. Establecer el costo económico de la pieza o las piezas.

CAPITULO I

CAPITULO 1: ESTADO DEL ARTE

La Empresa Azucarera Cienfuegos se crea en el año 2011, subordinada al Grupo Empresarial AZCUBA, compuesta por 10 Unidades Empresariales de Base: 5 UEB Central Azucarero, 5 UEB Atención a Productores Agropecuarios, 1 UEB de Producciones Derivadas. Además de contar con 5 bancos de semilla registradas y 45 UPC (31 UBPC y 14 CPA), las que están formadas por 93 lotes cañeros.

EL programa de desarrollo abarca la agricultura cañera desde la producción de caña, cosecha transporte, las unidades de producción de azúcar y las plantas de derivados, o sea se ha tenido en cuenta un enfoque sistémico en aras de asegurar integralmente el objeto social fundamental de la empresa azucarera.

Se han proyectado inversiones dirigidas al sostenimiento de la producción asociada a la reparación capital del equipamiento e instalaciones, renovación del equipo tecnológico que ha rendido su vida útil, así como la introducción de nuevas tecnologías para el desarrollo de la producción de caña de azúcar y derivados.

Misión

Producir azúcar y derivados con alta calidad, buscando la satisfacción del cliente con la implantación de un Sistema de Gestión de la Calidad por la NC ISO 9001/2008 y apoyados en la mejora continua.

Visión

Somos la garantía de desarrollo para la Empresa y AZCUBA y se nos reconoce por nuestro elevado nivel de información y actualización de las tecnologías y métodos más novedosos que surgen y se aplican en la Agroindustria, por el correcto estudio y análisis de los mismos para su introducción en la Empresa y sus UEBs, el adecuado control de su implantación y puesta en marcha. Aseguramos el correcto desempeño ambiental de todas nuestras producciones y servicios. Logramos todos estos resultados con una elevada capacitación de Directivos, Técnicos y Trabajadores, comprometiéndolos y motivándolos bajo los principios del Desarrollo Científico Técnico y el Perfeccionamiento Empresarial.

Premisas generales

- Buscar zafra de 10 días.
- Incremento de capacidad instalada.
- Enmarcar la producción en el fondo de tierra para caña.
- Priorizar la utilización y la atención de las áreas con potencial de riego y cercana a los centrales.
- Llevar a molible entre el 72 -76 % del área de caña y no retroceder en la producción de caña para cada zafra.
- No mantener bloques de caña con rendimientos agrícolas inferiores a 30% tn/ha.
- Incremento en la eficiencia, calidad e inocuidad del azúcar hasta superar el 11% de rendimiento industrial.
- Lograr aprovechamiento de la capacidad instalada al 80%y los centrales con bioeléctricas 85%.
- Crecimiento de la producción de Derivados en función del crecimiento de la producción de caña.
- Tener en cuenta el plan de acción prevista en la Tarea Vida.
- Reducción y eliminación de foco contaminantes al medio ambiente.
- Preparación y capacitación de la fuerza de trabajo para operar la nueva tecnología.
- Mejorar condiciones de trabajo, imagen y otras acciones en unión de incremento de la motivación d los trabajadores.

1.1 Central Antonio Sánchez

UEB Central Azucarero Antonio Sánchez pertenece al municipio de Aguada de Pasajeros, provincia Cienfuegos. Ingenio fundado en el año 1903. En la Figura 1.1 es del Central en estos momentos.



Figura 1.1 UEB Central Azucarero.

1.1.1 Ubicación

La "UEB Central Azucarero Antonio Sánchez" del municipio de Aguada de Pasajeros, provincia Cienfuegos se encuentra ubicada en la cuenca hidrográfica Hanabana sobre una llanura cálcica en el extremo suroeste de la provincia, limitando por el sur con el municipio Ciénaga de Zapata y La Empresa Cultivos Varios Horquitas, al este con la Granja Pecuaria Yaguaramas, al norte la Empresa Agropecuaria 1ro de Mayo y Empresa Pecuaria Aguada de Pasajeros y al oeste con el municipio Calimete de la provincia de Matanzas. El área total geográfica es de 23901 hectáreas, de ellas agrícola 20451.2 hectáreas.

1.1.2 Historia

Este ingenio comenzó su construcción en el año 1903, por el ciudadano español Manuel Carreño Femández, en plena etapa republicana, fue fundado en pleno monte, en la proximidad Ciénaga. Su fundador, español, casado con cubana, tuvo varios hijos de los cuales Alejo y Pablo Carreño y Sardiña, eran ingenieros, trabajaban en el montaje y mantenimiento de la fábrica, además en la construcción del ferrocarril. La existencia de inversiones dentro del estado capitalista hizo posible las relaciones entre el Hacendado Carreño y Manuel Antón Recio de Morales, Marqués de la Real Proclamación.

De las negociaciones entre ambos se produce la concesión de cuatro caballerías del marques al hacendado Carreño, para la construcción del ingenio que en el

futuro se denominaría central Covadonga, cuyo nombre proviene en honor a la virgen patrona de la región española de Asturias, de donde era natural el hacendado. La nueva industria estuvo tres años en construcción del año 1902 al año 1905 fecha en que se realiza la primera zafra. No existe en archivos datos que acrediten la cantidad de caña molida hasta 1913.

A partir de ese mismo año los obreros azucareros de este Central comienzan a organizarse sindicalmente a, a la caída del tristemente célebre "Asno con garras", el sátrapa Gerardo Machado. A partir de esa fecha se crea la Comisión Gestora Pro-Sindicato de la Industria Azucarera y sus Colonias, organización que quedó, de inmediato, adherida a la Confederación Obrera de Cuba (C.O.C.), cuyo secretario general fue el compañero Cesar Vilar. Es a partir de entonces es que comienzan las grandes y prolongadas batallas por los intereses de loa obrero del Covadonga muchas de las cuales fueron ganadas dadas la disciplina y combatividad demostradas por la mayoría de los participantes, así como por la intransigencia de sus dirigentes. De esta etapa de luchas obreras surgieron varios compañeros quienes dirigieron las actividades de lucha de los trabajadores azucareros de la comarca. Entre ellos se destacaron: Juan Vázquez, Manuel Mesa García y otros.

1.1.3 Características

Su extensión territorial es de 20451.2 ha; de ellas 10500ha son dedicadas a caña, 7163.2ha dedicadas a la ganadería, 692.6ha cultivos varios, 1933.7ha frutales y forestales, 161.7ha caña de otros usos (alimento animal y guarapo).

Se caracteriza por ser terrenos llanos y cenagosos, en los cuales predominaba la palma cana y árboles de madera preciosa, el lugar fue escogido debido a la cantidad de monte vírgenes tanto en la Ciénaga como de la montaña rocosa que se extiende hasta el Mar; así como la existencia de un manto de agua potable de varios Km de radio, lo que es imprescindible a la industria azucarera, que utiliza grandes cantidades de agua en su proceso.

1.1.4 Desarrollo Económico

El ingenio comienza la molienda de caña en 1905, pero no existen registros de la producción hasta 1913, la primera producción significativa fue en 1919 donde se envasaron 225970 sacos de azúcar de 325 libras siendo la mejor zafra realizada en este periodo, esto fue consecuencia de una gran inversión efectuada en ese año, se montaron dos centrifugas, dos condensadores, una planta eléctrica con tres tubos generadores 500 kW C/U para la electrificación de la industria.

Con la intervención de las grandes industrias después del año 1959 el central Covadonga pasa a manos del pueblo adoptando como nombre Antonio Sánchez Gómez en homenaje al mártir de la revolución. A partir de 1984 en medio de las transformaciones y de los procesos de reordenamiento de nuestra economía se transformó en CAI "Antonio Sánchez" en 1998 para la implementación y aplicación del sistema de perfeccionamiento empresarial siendo el primer expediente de su tipo aprobado en el país según lo que establece el Acuerdo 3886 del CECM con fecha 5 de febrero del 2001. Luego del proceso de restauración del MINAZ el CAI cambia su denominación al de "Empresa Azucarera Antonio Sánchez" modificando su objeto empresarial según resolución 4/2003.

Con la ampliación de las nuevas producciones y teniendo en cuenta su inserción en un mercado cada vez más exigente decide crear su nueva imagen corporativa adoptando el nombre de "Empresa Azucarera Diversificada Antonio Sánchez" (EADAS) a partir del 2008. En la actualidad se dedica a la producción de la caña de azúcar y sus derivados con altos rendimientos agrícolas e industriales, el incremento y rendimiento de los cultivos varios, pecuarios, forestales y frutales. La construcción y apoyo de viviendas y obras estatales para los pobladores del lugar, la utilización y explotación de la Torula, ron, miel, CO₂, cachaza, bagazo, leche, entre otros. Al incrementar el sistema de riego y finalmente el cuidado del medio ambiente. A partir del 2011 cambio su nombre a UEB Central Azucarero Antonio Sánchez atendiendo la actividad de 7 UBPC, 4 CPA y 3 CCS.

1.2 Funcionamiento de los molinos

En el proceso industrial de obtención de azúcar, una de las operaciones más importantes es la extracción del guarapo, triturando y comprimiendo la caña en los molinos. (Arzola, 2003)

La caña de azúcar está constituida por cuatro componentes elementales:

1. Fibra (tejido vegetal dentro de cuyas células se encuentra el jugo).
2. Azúcar (cuya denominación química es sacarosa y en el argot industrial se le conoce como POL).
3. Sustancias solubles que no son sacarosas (no azúcares)
4. Agua (constituye más del 70 % de la caña).

El azúcar y los no azúcares están disueltos en el agua formando el jugo o guarapo. La suma del POL y los no azúcares conforman el total de sólidos disueltos en el jugo y constituye lo que tecnológicamente se le conoce como BRIX. Por lo que la calidad del jugo se juzga por la cantidad de azúcar (POL), por la cantidad de sólidos totales (BRIX), y sobre todo por su pureza que expresa simplemente la relación, en término de porcentaje, que existe entre el POL y BRIX. Ejemplo: cuando se dice que el jugo o guarapo tiene un 85 % de pureza quiere decir que, del total de sólidos disueltos, el 85 % es azúcar y el 15 % es no azúcares. (Fernández Levy, 1984)

El trabajo fundamental de un molino consiste en:

1. Procesar la tarea asignada
2. Entregar la mayor cantidad de jugo posible
3. Romper en el mayor grado posible la estructura fibrosa de la caña.
4. Secar lo más posible el bagazo para convertirlo en buen combustible o para la producción de derivados.

La capacidad de una batería de molinos está determinada por la cantidad de caña que es capaz de procesar por unidad de tiempo, expresada en toneladas por hora o por días. Los factores que determinan la capacidad de molienda de un central azucarero son diversos, dependiendo unos de la materia prima, contenido de

fibras en caña, la preparación de la caña, etc. Otros dependen de los elementos físicos de los molinos y de la operación de los mismos y por último del diseño y condiciones de los molinos, rasurado y velocidad de las masas, presión hidráulica aplicada, alimentación forzada, imbibición, ajustes, consumos energéticos entre otros.(Arzola, 2003),(Águila, 2005)

La extracción de jugo de la caña por medio de los molinos, podrá decirse que se realiza comprimiendo las fibras sucesivamente entre las masas de un tren de molinos, de manera que aumenta la compactación, exprimiendo así el jugo contenido en las células de la caña de azúcar.

1.2.1 Molinos de tres mazas

El molino de tres mazas consiste esencialmente en tres mazas horizontales colocadas en forma triangular. Las mazas son cuerpos cilíndricos de hierro fundidos montados en ejes de acero pesados y dispuesto para rotar. La maza de la parte superior llamada también maza mayor es accionada por una fuerza de una maquina primaria. Las dos mazas inferiores, llamada una la cañera, por donde entra la caña y la otra llamada bagacera, que da salida al bagazo, son accionadas por piñones (coronas) que, a su vez, engranan con otro piñón montado en la masa superior. De esa manera, la maza superior mueve a las otras dos.

La caña recibe dos compresiones, primero entre la maza mayor (superior) y la cañera, y después, con presión aún mayor, entre la maza mayor y la bagacera, que se colocan juntas una con otras.

El movimiento de la maza superior puede transmitirse directamente por medio de dos o más etapas de engranajes de reducción, o por generación de energía eléctrica que, a su vez, impulse un motor que se encuentre conectado por engranajes de reducción a las mazas del molino. Este engranaje es necesario por razón de la lenta velocidad de los tambores del molino 3-5 r.p.m. Estos engranes varían desde el de dos etapas para las máquinas de poca velocidad hasta el de cuatro etapas para las turbinas.

Los métodos de transmisión de movimiento son el de maquina alternativa, el de accionamiento eléctrico y el de turbinas individuales de vapor.

El mayor control de los molinos movidos eléctricamente, las mayores facilidades para arrancarlos y pararlos, la rebajas en sus costos de operación y mantenimiento quedaban, en la opinión de muchos técnicos, más que contrapeso por un costo de instalación, la necesidad de montar una planta generatriz separadas para molinos y la preparación de personal más especializados.

Con la disposición normal del accionamiento final dirigido a la maza superior, que se levanta contra la presión hidráulica durante la operación, el accionamiento tiene que permitir tal movimiento de subida. De ahí que el contra vástago (generalmente de forma cuadrada) que conecta la etapa final del engranaje a la maza superior, esté provisto de un coupling en cada extremo, para facilitar la escala necesaria de movimiento entre la maza superior y la línea del eje de engrane final.(Arzola, 2003),(Fernández Levy, 1984)

1.2.2 Sistema de transmisión de los molinos.

El movimiento se transmite por medio de un tren de engrane que reduce la velocidad de las mazas, pero aumenta al mismo tiempo, el torque, o sea, la fuerza que las mazas desarrollan sobre la caña. Esto es, obligándola a entrar en el molino, a pesar de la enorme fuerza producida por la presión hidráulica que trata de expulsar la caña hacia fuera. Algunas veces, cuando una maza cañera está muy pulida o tiene poco grano, el molino se atora porque no “traba”. Esto se debe a que el agarre o fuerza que las mazas ejercen sobre la caña es menor que la fuerza de expulsión producida por la presión hidráulica, en este caso, es preciso corregir la superficie de la maza para mejorar el agarre. Esta corrección se hace fácilmente con soldadura eléctrica para revestimiento duro. El piñón que va montado sobre el eje de la máquina, se conoce como piñón principal o de ataque. Este engrana con la rueda dentada intermedia que va montada sobre el eje, en el cuál también se ajusta el piñón intermedio. Este, a su vez, engrana en la rueda dentada principal, que transmite su movimiento a la maza por medio de una combinación flexible, formada por un entredós o cuadrado de acero y dos

acoplamientos (coupling), que pueden ser uno de acero y otro de hierro fundido. La perforación de los acoplamientos es cuadrada y dentro de los mismo penetran el cuadrado y los extremos de los ejes de los engranes principales y de los ejes de las mazas (guijos). Estos extremos también son cuadrados y tienen una medida ligeramente menor que la parte interior de los acoplamientos para que tenga cierto juego dentro de los mismo, que permita la flotación de la maza superior, generalmente, el movimiento se transmite a esta maza, la que tiene en el extremo del guijo una corona que a su vez les transmite el movimiento a las mazas bagacera y cañera mediante dos coronas engranadas entre si.

En algunas ocasiones, las coronas no están montadas sobre los guijos, sino que forman parte del juego de engranes, sobre los mismos bancazos de éstos. Cada maza recibe movimiento independiente, por medio de tres combinaciones flexibles. Este último sistema tiene la ventaja de trabajar las coronas en centros fijos y no como ocurre en el otro, donde las distancias de los centros varían cuando la maza superior sube o baja, de acuerdo con la carga del molino. También tiene la ventaja de no tener que cambiar coronas ocurre la rotura de un guijo en zafra. Los ejes de los engranes giran sobre chumaceras de bronce que se asientan en los pedestales, los que van fijados con tornillos al bancazo.

Este es un bancazo muy fuerte, de hierro fundido, que está firmemente asegurado a la base de concreto, por medio de los tornillos de fundición o cimentación. (Hugot, 1974)

1.2.3 Consumo energético.

Un gran por ciento de la potencia consumida en un central azucarero, se gasta en los molinos ineficientes, porque la energía necesaria para la extracción del jugo es muy elevada comparada con los resultados netos. (Hugot, 1974)

El consumo de potencia depende fundamentalmente de:

1. La compresión del bagazo.
2. La fricción entre el bagazo y la cuchilla central.
3. La fricción entre los collarines del guijo y los cojinetes.

4. Las fricciones entre los raspadores y la punta de la cuchilla central con las mazas a la que se le suma el trabajo de desprendimiento del bagazo.
5. Fricción entre los dientes de las coronas.
6. Movimiento de conductores intermedios
7. Estado de las superficies en rozamiento.
8. Calidad y conservación de la lubricación.
9. Ajuste de las mazas y de la cuchilla central.
10. Otros (difíciles de medir o estimar como pueden ser: variedad de la caña, índice de materia extraña, preparación de la caña, etc.).

La potencia requerida por un primer molino es superior a los del resto, la potencia necesaria para romper la estructura de la caña y extraer una considerable cantidad de jugo es superior a la que requiere la sola compresión del bagazo. Por otra parte, al moler la caña de diferentes resistencias se han obtenido variaciones del consumo de hasta el 25 por ciento. Este consumo puede aumentar también por las siguientes causas:

1. Aumento de la velocidad tangencial de la maza
2. Insuficiente capacidad de drenaje.
3. Flotaciones superiores a lo establecido.
4. Entradas muy cerradas del molino o empleo de la relación entrada – salidas menores.
5. Fricciones entre los elementos.
6. Posición de la cuchilla central muy alta.
7. 1.3 Sistemas de Transmisión por engranaje. (Hugot, 1974)

Se conoce con el nombre de tren de engranajes al conjunto de dos o más ruedas dentadas que tienen en contacto sus dientes de forma que, cuando gira una, giran las demás. Los engranajes son el medio de transmisión de potencia más utilizado.

1.3.1 Ventajas del sistema de transmisión por engranaje:

- Las ruedas no pueden resbalar una con respecto a la otra.
- Transmiten grandes esfuerzos.
- La relación de transmisión se conserva siempre constante.

Al engranaje que transmite el movimiento se le denomina piñón, y al que lo recibe, rueda.

1.3.2 Modos de transmisión del movimiento, según como se dispongan los ejes:

1. Entre ejes paralelos, que pueden ser:
 - Engranajes entre dientes rectos.
 - Engranajes entre dientes helicoidales.
 - Engranajes entre dientes en V.
2. Entre ejes perpendiculares, que pueden ser
 - Transmisión entre ejes que se cortan.
 - Transmisión entre ejes que se cruzan.

1.3.2.1 Transmisión entre ejes paralelos.

Se utiliza para la transmisión entre ejes (o árboles) con poca separación, siendo la forma de los piñones o ruedas dentadas, cilíndrica. Normalmente el tallado de los dientes es sobre la superficie exterior de la rueda, aunque también puede ser interior. Veamos los subtipos:

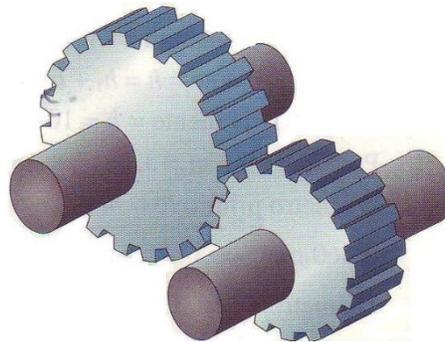


Figura 1.2 Diseño simple de un sistema de transmisión de dientes rectos.

A. Dientes Rectos

Son los más sencillos de fabricar y se utilizan en máquinas para transmitir pequeños esfuerzos. Se emplea en maquinaria que utilice ejes cuya velocidad

no es muy elevada, ya que es un sistema ruidoso y causa vibración. Además de producir mucho ruido, tiene el inconveniente de transmitir el esfuerzo sólo sobre el diente que está engranado (Cotaquispe Cevallos, 2004)

1.4 Principales deterioros que sufren los engranajes.

En las transmisiones por engranajes suelen presentarse un sinnúmero de desperfectos que han sido descritos por muchos autores, los más frecuentes son:

1. Rotura de los dientes.
2. Fatiga superficial o picadura.

La rotura de los dientes ocurre debido a la flexión de los dientes bajo la acción de la carga y cuando se produce como resultado de una sobre carga la superficie de la rotura es convexa y cuando ocurre como resultado de la fatiga tiene forma cóncava.(Cabello Eras, 2011);(Goytisol Espinosa et al., 2003)

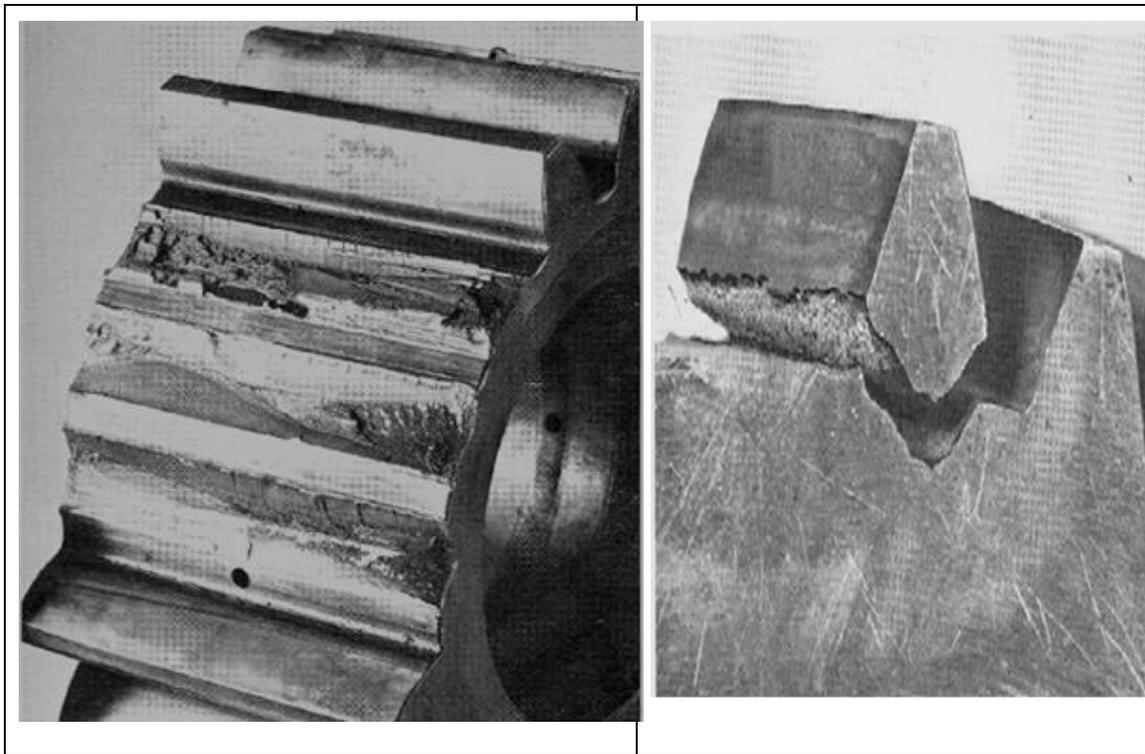


Figura 1.3 Falla de engranaje rotura de los dientes.

La resistencia de los dientes a esta falla se puede elevar aumentando las dimensiones de la base del diente a través del desplazamiento positivo de la herramienta de corte durante el tallado y la disminución de la concentración de

tensiones en la zona de transición mediante el aumento del radio de acuerdo y un acabado superficial esmerado de esta superficie.

La picadura consiste en la destrucción de la superficie de trabajo producto de la acción de tensiones superficiales cíclicas, se manifiesta a través de pequeñas escoriaciones que aparecen a la altura de la línea polar por la zona del pie del diente. Estas escoriaciones pueden ser limitadas o progresivas, las primeras no tienen consecuencias fatales para la transmisión ya que desaparece con el desgaste de esta y es típica de transmisiones que no trabajen bien lubricadas, la escoriaciones progresivas o caries son típicas de transmisiones bien lubricadas en las que el desgaste de la superficie de los dientes es pequeño, lo que permite que se desarrollen en la superficie, este proceso es compulsado por la disminución del área efectiva de trabajo lo que incrementa la tensión en la superficie y por la introducción de lubricante a alta presión en las grietas. (Cabello Eras, 2011)

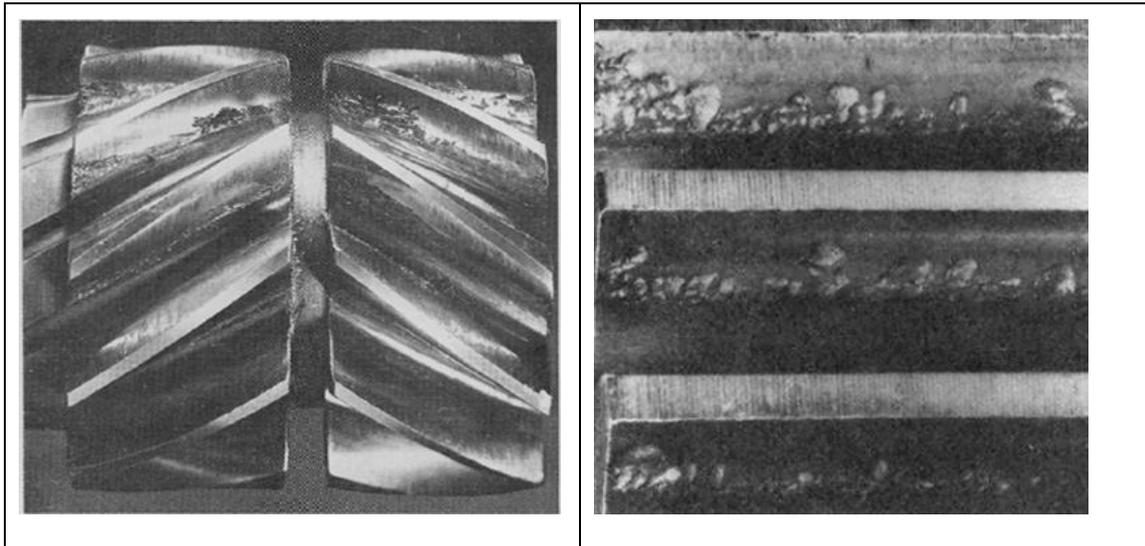


Figura 1.4 Falla por picadura.

Las escoriaciones tienen su origen en grietas que aparecen debajo de la superficie de los dientes producto de la acción cíclica de las tensiones tangenciales máximas del estado tensional de la superficie, estas grietas se desarrollan hacia la superficie por existir menor rigidez en esa dirección.

La capacidad de resistencia de los engranajes a la picadura se incrementa aumentando la dureza de las superficies de estos y modificando los radios de curvatura de los perfiles en la zona de contacto y con una adecuada selección del lubricante. (Cabello Eras, 2011)

1.5 Montaje de los Piñones.

Durante el montaje de los piñones se deben seguir las siguientes orientaciones.

1. Las placas de asiento serán implantadas conformemente a las recomendaciones del constructor del molino con el fin de obtener una posición y un nivel correctos.
2. Limpiar con cuidado la superficie de las placas de asiento y de los apoyos. Si es necesario rebabarlas, para obtener superficies perfectamente llanas. Posicionar el piñón y sus apoyos sobre las placas de asiento de manera que se pueda alinear lateralmente el dentado del piñón con el de la corona. Engranar el dentado del piñón con el de la corona al máximo. Con la ayuda de galgas de espesor, tomar el juego entre flancos de dientes en ambos extremos de los dientes engranados (Tal como se indica en la Figura 1.5)

A partir de las cotas, determinar el valor del desplazamiento en altura de un apoyo, con relación al otro para igualar los juegos en cada extremidad de un mismo flanco.

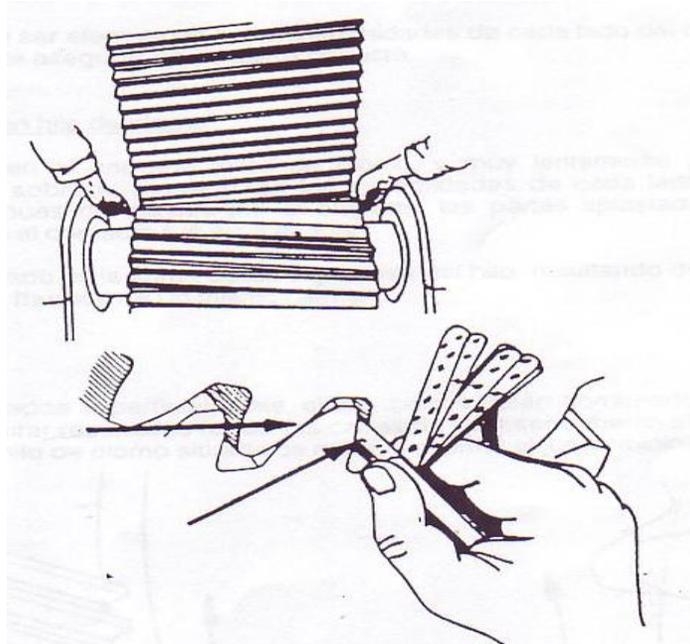


Figura 1.5 Medición del juego lateral a ambos lados del piñón.

3. Alejar de la corona los dos apoyos del piñón de una distancia igual hasta la obtención de un juego lateral correcto.

Debajo de cada apoyo, introducir varias calas de por lo menos 1.25 mm de espesor total, así mismo que una calza suplementaria debajo de uno de los apoyos para permitir un reglaje vertical adecuado. Las calas permitirán bajar los apoyos si es necesario en el momento de efectuar los reglajes de alineación. Apretar los pernos de fijación de los apoyos. Finalmente, pasar a la operación de alineación del piñón.

1.5.1 Medida del juego entre los dientes.

Para una duración de vida óptima, los dentados de la corona y del piñón deben engranar con un juego correcto. Este juego puede ser medido de varias maneras:

- a) Medida del juego con galgas de espesor variable.

Este método es generalmente el más utilizado. Consiste en medir los juegos al engrane, entre los flancos de dientes con las galgas de espesor. Para ello es necesario girar el piñón, para colocar un diente de este en contacto sobre un flanco del diente de la corona. El valor del juego es entonces obtenido, introduciendo las galgas de espesor entre los flancos de dientes opuestos a los flancos en contacto. Las medidas deben de ser efectuadas en las extremidades de cada lado del dentado, y sus valores rigurosamente idénticos a fin de asegurar un contacto correcto.

b) Medida del juego con hilo de plomo.

Se puede introducir en el engrane, hilos de plomo, y muy lentamente girar los engranajes. Disponer los hilos de plomo sobre el dentado en las extremidades de cada lado del engranaje como se indica en la Figura 1.6. Después de pasar el hilo entre los dientes engranados las partes aplastadas de los hilos serán medidas en los lugares donde el contacto fue establecido. El juego total del dentado es la suma de los espesores del hilo, resultando de las partes aplastadas en el mismo lugar de los dos flancos de un mismo diente. Si los dientes están bombeados a cada lado en las extremidades, con el fin de evitar resultados falsos, las galgas de espesor deberán ser introducidas más allá del bombeo longitudinal y el hilo de plomo situado de manera que se pueda apreciar el juego mínimo.

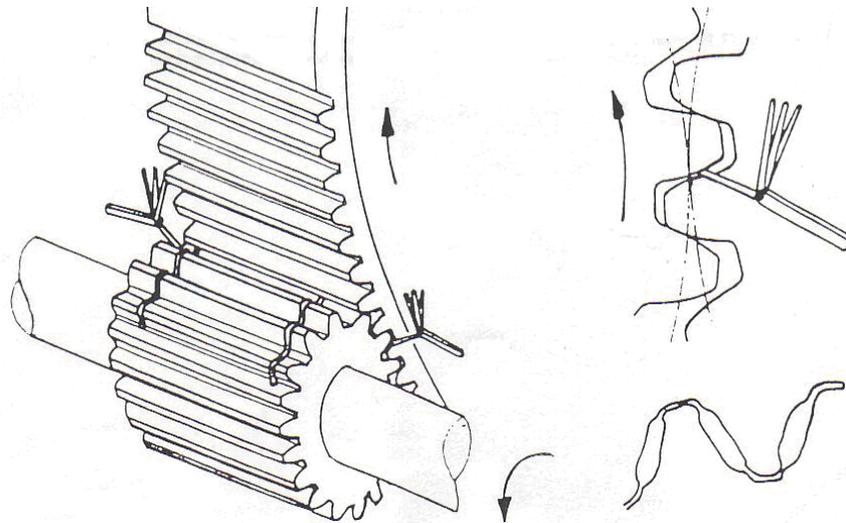


Figura 1.6 Colocación de hilos de plomo para medir el juego lateral.

c) Medición del juego con un comparador

En ciertas instalaciones el engrane, así como las extremidades laterales de los dentados son inaccesibles, debido a la proximidad de las carcasas de protección y de los bordes de los apoyos del piñón, impidiendo así la introducción de las galgas de espesor. En estas condiciones, el juego puede evaluarse poniendo un comparador sobre un diente del piñón y balanceándolo hacia delante y hacia atrás para establecer el contacto sobre los dos flancos. El valor del juego resulta de la indicación total del comparador. Los juegos de funcionamiento están indicados sobre los planos de ejecución de los engranajes.

Es necesario destacar sobre el hecho de que las condiciones al montaje pueden ser diferentes de las condiciones de funcionamiento y que es necesario tomarlo en cuenta en el momento del reglaje (modificaciones geométricas del sistema producto de deformaciones bajo cargas, efectos de la temperatura, etc.).

d) Efectos térmicos sobre la geometría de la corona

El calor generado en el proceso de fricción entre los dentados y por el calor disipado desde el propio molino sobre el cual se encuentra instalada la corona,

conducirá los engranajes a funcionar a temperaturas superiores a la temperatura ambiente.

Por otra parte, los cimientos de hormigón armado que sostienen a los diferentes órganos del conjunto obedecen a cambios de temperatura diferentes a los de los engranajes. Para tener en cuenta estos efectos, se acostumbra añadir un juego suplementario, teniendo en cuenta la dilatación de la corona.

En la literatura se indican los valores del juego suplementario en función de la temperatura de funcionamiento y de la distancia entre ejes.(Baranov, 1979);("Fundamental Rating and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gears Teeth.," 1995)

e) Desviaciones estructurales.

Estas pueden ser importantes cuando el eje del piñón se deforma bajo carga. Se debe consultar el fabricante del Molino para obtener información en cuanto a las tolerancias de juego a adoptar en estos casos.

1.5.2 Medición de la mancha de contacto entre los dientes.

El último criterio de aceptación es la evaluación de la mancha de contacto del dentado. Este es concretado por la superficie de contacto del dentado sin carga. El control preliminar de la mancha de contacto se debe realizar durante el montaje y se debe realizar un nuevo control cuando la instalación está en servicio. Para observar la superficie de contacto del dentado se deben cubrir los dientes del piñón de una capa fina de barniz marcador apropiado con el fin de que este se marque sobre los dientes de la corona cuando los engranajes hayan girado. Este barniz es generalmente una tintura a base de aceite con un colorante tal como el "azul de Prusia ". Este barniz se puede preparar más o menos fluido con un aceite ligero para facilitar la aplicación con el pincel y favorecer una extensión uniforme. El piñón debe de ser girado muy lentamente y sus dientes pintados frecuentemente (Ver Figura 1.7) con el fin que todos los dientes de la corona se marquen. Se da entonces una vuelta completa a la corona en su sentido y se

examinan entonces las marcas dejadas por los dientes del piñón con cuidado. Si estas son satisfactorias, efectuar por lo menos dos vueltas completas de la corona, para obtener un contacto bien marcado.

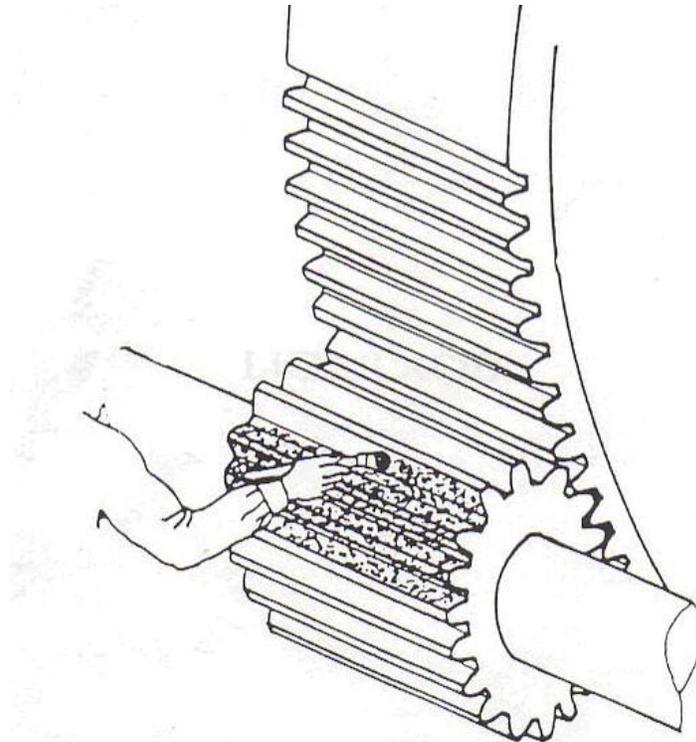


Figura 1.7 Pintado de los dientes del piñón para obtener la mancha de contacto.

Cuando una corona engrana con dos piñones para el control de contacto uno solo es generalmente utilizado para accionar la corona. Cuando se va a evaluar la mancha de contacto del otro piñón la superficie del primero debe de ser limpiado para impedir que se marque de nuevo sobre los dientes de la corona y crear así una impresión falsa.

Para intensificar el marcado y obtener un resultado más concreto, se puede aplicar un par resistivo al piñón que es arrastrado, utilizando, por ejemplo, un freno de madera.

1.6 Métodos empleados en la selección de motores eléctricos

Los métodos usuales para la selección de motores eléctricos en el caso de servicio continuo, que es el caso más común. La selección de la potencia del motor eléctrico para un mecanismo de servicio continuo que trabaja con potencia constante es muy sencilla cuando se conoce el valor de potencia que demanda la carga, ya que solamente se debe buscar en un catálogo un motor de potencia igual o ligeramente superior a la de la carga. (Viego Felipe et al., 2007)

Cuando la carga es variable el procedimiento se hace algo más complejo, ya que entonces se debe seleccionar un motor cuya potencia nominal sea tal que, con la carga dada, la temperatura estable máxima que alcance sea igual a la permisible.

Los métodos para la selección de los motores eléctricos son:

1. Método de las pérdidas promedio.
2. Método de la corriente equivalente.
3. Método del momento equivalente.
4. Método de la potencia equivalente.
5. Efecto del arranque, el frenado y las pausas.
6. Comprobación por sobrecarga y en el arranque.

1.6.1 Método de las pérdidas promedio.

El motor se debe seleccionar teniendo en cuenta que las pérdidas promedio que se produzcan en un ciclo de trabajo del mecanismo sean iguales o ligeramente inferiores a las pérdidas nominales. Como el incremento de temperatura depende directamente de las pérdidas, esto garantiza que nunca se sobrepase la temperatura máxima permisible. Este método es bastante exacto y se puede aplicar a todo tipo de motor en casi todas las condiciones de trabajo, pero tiene dos grandes inconvenientes: requiere del conocimiento de la curva de eficiencia del motor, la cual no siempre está disponible y se basa en un cálculo iterativo, lo que lo hace largo y engorroso. (Sousa Santos et al., 2014)

1.6.2 Método de la corriente equivalente.

Este método se basa en suponer que la corriente variable del motor puede sustituirse por un valor equivalente de corriente que produce las mismas pérdidas.

Este método presenta el inconveniente de que, cuando no es el caso de un sistema motor-carga en operación, necesita del conocimiento de la corriente que tomaría el motor aún no seleccionado con la carga del mecanismo a accionar. Se utiliza fundamentalmente cuando el diagrama de carga del mecanismo se obtiene acoplándole un motor de prueba del mismo tipo que el posteriormente seleccionado, ya que en este caso el diagrama de carga se tiene directamente en corriente. La corriente nominal del motor debe ser igual o ligeramente superior a la equivalente. (Viego Felipe et al., 2007)

1.6.3 Método del momento equivalente.

Teniendo en cuenta que para flujo constante (caso del motor asíncrono) el momento es aceptablemente proporcional a la corriente en el intervalo de operación con carga estable del motor, se aplica también el método denominado del momento equivalente.

Cuando se tiene una nueva instalación, este método tiene la ventaja que el momento de la carga puede determinarse a partir del mecanismo a accionar sin necesidad de hacer selección tentativa del motor o acoplar un motor de prueba al mecanismo. (Sousa Santos et al., 2014)

1.6.4 Método de la potencia equivalente.

Este método se utiliza cuando la velocidad de la carga no varía apreciablemente, como es el caso de los motores de jaula de ardilla de velocidad constante, la potencia se puede considerar directamente proporcional al momento y se aplica el método de la potencia equivalente. (Viego Felipe et al., 2007)

1.6.5 Efecto del arranque, el frenado y las pausas.

Este método se aplica a partir de los motores que actúen en condiciones en las que el ciclo de trabajo, los procesos de arranque y frenado, así como las pausas ocupan un tiempo significativo. (Rivera, Quispe, & Gómez Sarduy, 2019)

1.6.6 Comprobación por sobrecarga y en el arranque.

Después de seleccionar el motor, se debe comprobar por sobrecarga, o sea, comprobar que el momento (o corriente o potencia) máximo que hay en el ciclo de trabajo, es menor que el momento (o corriente o potencia) máximo que puede suministrar el motor seleccionado. Aquí se debe tomar un factor de seguridad que contempla posibles errores de cálculo, caída de tensión de línea, etc.

Si no se cumple lo anterior, el motor se debe seleccionar por sobrecarga, o sea, partir de determinar el momento máximo y hacer la selección de tal modo, que el valor del momento máximo en el ciclo no sea superior al momento máximo que puede dar el motor. (Viego Felipe et al., 2007)

1.7 Oportunidades de Ahorro por sustitución de Motores

Subcargados

Una parte de los motores que operan en el ambiente industrial lo hacen con un factor de carga inferior al 60%. Aquellos que han sido bien seleccionados o que están integrados monolíticamente a la carga, lo hacen usualmente entre el 75 y el 90% de la potencia de placa. Es difícil encontrar máquinas cargadas totalmente a su capacidad nominal. (Rivera et al., 2019)

Las causas de los motores subcargados en la industria se deben a alguna de las situaciones siguientes:

- La maquinaria posee mayor capacidad de producción y está subutilizada.
- El personal no determinó la carga requerida al realizar la compra de un motor y seleccionó un motor inadecuado más potente que el necesario.

- Se reemplazó un motor quemado por una unidad de mayor potencia, al no tener uno de reserva con la capacidad apropiada.
- Se consideraron futuros incrementos en la producción.
- Los requerimientos del proceso disminuyeron.

La sustitución de los motores sobredimensionados por otros cuya potencia de salida se aproxime a la carga real demandada, se realiza típicamente para reducir el costo capital y cuando se trata de mejorar el factor de potencia y reducir las pérdidas de energía en los alimentadores de la instalación. Aunque se estima que se obtiene mayor eficiencia en el sistema carga - motor con la sustitución, se necesita información adicional para determinar el ahorro efectivo de energía eléctrica.

Entre los datos necesarios se encuentran la carga real, la velocidad de rotación, la eficiencia operacional del motor existente y los correspondientes del motor que se instalará al mismo tipo de carga.(Rivera et al., 2019);(Sousa Santos et al., 2014)

1.8 Conclusiones del Capítulo

- 1- Después de realizada la búsqueda bibliográfica se pudo conocer que existen diversos métodos que permiten conocer la correcta selección de los motores eléctricos, siendo el más eficaz el de las corrientes equivalentes.
- 2- De la literatura se pudo conocer que las causas más frecuentes en la falla de engranajes se encuentran, la desalineación y la sobrecarga.

CAPITULO II

CAPITULO 2: CÁLCULO DE LA POTENCIA INSTANTÁNEA CONSUMIDA POR EL MOLINO 1.

El cálculo de transmisiones por engranajes se realiza fundamentalmente para prevenir la fatiga por flexión y la picadura que son las fallas más comunes. Existen diversas metodologías para realizar estos cálculos, aunque todas están basadas en esquemas de análisis similares. (Cabello Eras, 2011)

Se realizarán los análisis de varias posibles causas de las probables fallas del sistema por diferentes condiciones de trabajo en las que puede encontrarse, la falla se determina a flexión al encontrarse el piñón con fractura de los dientes y se analiza la potencia a transmitir la transmisión por engranajes.

2.1 Cálculo de la potencia.

Para la realización de los cálculos posteriores se debe analizar la potencia que logra demandar el molino y para ello se da a conocer la metodología dada para este tipo de accionamientos; posibilitando la realización de los cálculos a flexión que se determinaran posteriormente.

2.1.1 Cálculo de la potencia para un molino accionado mecánicamente.

Tal como se analiza por Arzola para el cálculo de potencia de un molino accionado mecánicamente descompone la potencia demandada en cinco componentes fundamentales que son: (Arzola, 2003; Hugot, 1974)

2.1.2 Potencia demandada en la compresión del bagazo.

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

Donde:

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

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

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

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

ρ - Densidad del bagazo comprimido (kg/m³).

F - Fracción de fibra de bagazo en la caña molida.

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

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

Donde:

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

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

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

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

Donde:

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

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

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

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

Donde:

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

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

L - Longitud de los rodillos (m).

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

2.1.6 Potencia demandada por el conductor intermedio.

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

Donde:

L- Longitud del molino (m).

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

Además de estos factores principales existen otros que son difíciles de medir o estimar como son: variedad de la caña (para un mismo porciento 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 imposibilidad de tomar en cuenta todos estos factores hace difícil tener una gran precisión en el cálculo de la potencia. En la práctica las potencias reales pueden diferir de las calculadas en un 20% y hasta un 25%(Hugot, 1974);(Pérez Castellanos, 2003)

Sumando los cinco términos anteriores y considerando además la potencia transmitida hacia la maza alimentadora se obtiene:

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

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

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

través de las coronas ($P_{c.g}$) y en la transmisión de la potencia en las coronitas (P_{cp}).

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

La potencia total demandada por el molino es entonces:

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

Una parte de la potencia que llega al acoplamiento cuadrado se transmite hacia los rodillos inferiores a través de las coronas. El 50 % de la misma se consume en el rodillo superior, un 30 % se transmite hacia el rodillo delantero (cañero) y el 20 % restante se transmite hacia el rodillo trasero (bagacera). (Arzola, 2003)

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

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

Donde:

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

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

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

Donde:

η_{ac} - Rendimiento mecánico del acoplamiento cuadrado.

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

$$P_{cgsc} = N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc})]$$

$$P_{cgsb} = N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})]$$

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

Donde:

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

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

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

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

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

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

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

Donde:

η_{cp} - Rendimiento mecánico de las coronitas.

Según la literatura (Fernández Levy, 1984) la potencia consumida por la coronita es alrededor de (10-12) % de la potencia total.

La potencia total que demanda el molino quedará entonces expresada como: (Noa, 2005)

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

Donde:

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

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

2.1.7 Datos utilizados para la realización de los cálculos:

Tabla 2.1. Presiones hidráulicas y diámetro de los pistones del UEB CA “Antonio Sánchez”.

Equipo	Dp (plg)	P _h (lb/plg ²)	P _{HT} (t)
1er Molino	16.5	3252	472

Tabla 2.2 Valores de la potencia mecánica demandada por el molino accionado mecánicamente.

Equipo	P _{HT} (t)	τ(kg/m ² .m)	ρ(kg/m ³)	F	N _T (kW)	f ₁	f ₂	f ₃
1er Molino	472	14	1255.30	0.46	200,28	0,04	0,4	0,2

Tabla 2.3 Valores de eficiencias utilizadas para los cálculos de potencia y valores de fracción de potencia para cada maza.

η _{te}	η _{ac}	η _{cb}	η _{cc}	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

Tabla 2.4 Valores de la Potencia total demandada por el Molino No 1.

	N _t (kW)
Molino 1	350.5563

2.2 Potencia de Entrada Eléctrica.

A partir de las mediciones se calcula la potencia de entrada que demanda el molino al motor a partir de la ecuación:

$$P_{ent} = \frac{\sqrt{3} * I * V * \cos \theta}{1000} \quad (2-14)$$

Donde:

P_{ent} - potencia de entrada (kW).

I - corriente determinada (A).

V – Voltaje del motor (V).

Cosθ – Factor de potencia.

2.2.1 Potencia de Salida Mecánica.

Se determina a partir de la fórmula de eficiencia del motor eléctrico que depende de la potencia de entrada y la potencia de salida dada por:

$$\eta = \frac{P_{salida}}{P_{el\u00e9ctrica\ Entrada}} \quad (2-15)$$

Donde:

η – eficiencia del motor eléctrico.

P_{salida} – Potencia de Salida del motor eléctrico (kW).

P_{el\u00e9ctrica Entrada} – Potencia de Entrada del motor eléctrico (kW).

2.3 M\u00e9todo de la corriente equivalente.

Un m\u00e9todo m\u00e1s sencillo es el de la corriente equivalente, que se basa en suponer que la corriente variable del motor puede sustituirse por un valor equivalente de corriente I_{eq} que produce las mismas p\u00e9rdidas. Las p\u00e9rdidas promedio pueden determinarse mediante la expresi\u00f3n:(Viego Felipe et al., 2007)

$$Q_{prom} = k(p_c + I_{eq}^2 R_{eq}) \quad (W) \quad (2-16)$$

D\u00f3nde:

k - es una constante.

p_c - es el valor de las p\u00e9rdidas constantes mec\u00e1nicas y de n\u00facleo (W).

I_{eq} - Corriente equivalente (A).

R_{eq} - es la resistencia interna equivalente del motor (Ω).

El valor de las pérdidas para cada estado de carga está dado por la ecuación:

$$Q_i = k(pc + I_i^2 R_{eq}) \quad (W) \quad (2-17)$$

Sustituyendo las expresiones se obtiene:

$$pc + I_{eq}^2 R_{eq} = \frac{pc(t_1+t_2+\dots+t_n)}{t_1+t_2+\dots+t_n} + \frac{R_{eq}(I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots + I_n^2 t_n)}{t_1+t_2+\dots+t_n} \quad (W) \quad (2-18)$$

De esta expresión se puede deducir el valor de la corriente equivalente, después de eliminar términos a ambos lados del signo de igualdad:

$$I_{eq} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n I_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}} \quad (A) \quad (2-19)$$

Este método presenta el inconveniente de que, cuando no es el caso de un sistema motor-carga en operación, necesita del conocimiento de la corriente que tomaría el motor aún no seleccionado con la carga del mecanismo a accionar. Se utiliza fundamentalmente cuando el diagrama de carga del mecanismo se obtiene acoplándole un motor de prueba del mismo tipo que el posteriormente seleccionado, ya que en este caso el diagrama de carga se tiene directamente en corriente. La corriente nominal del motor debe ser igual o ligeramente superior a la equivalente.

Para aplicar este método se ha supuesto hasta el momento que los valores de corriente son constantes en cada período de tiempo (no varía la carga) y que cambian bruscamente al variar la carga (se supone varía también bruscamente). En realidad, esto no sucede así en la mayoría de los casos y un diagrama típico real de carga puede tener la forma que se muestra en la Figura 2.1.

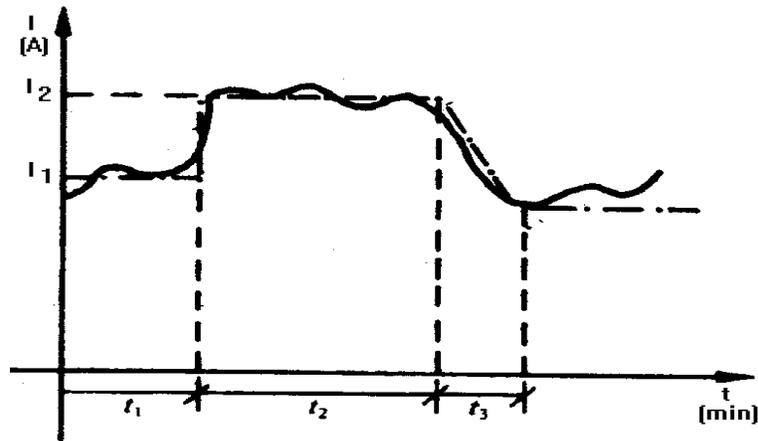


Figura 2.1 Aproximación trapezoidal de un diagrama de carga real.

Lo primero que se debe hacer en este caso es aproximar el diagrama a trapecios o rectángulos, tal como se aprecia en esa figura con línea discontinua y de puntos. Ahora bien, de esta forma aún no se puede aplicar la ecuación para hallar la corriente equivalente I_{eq} , ya que la variación lineal de la corriente en el período t_3 se debe convertir en un valor constante. La aproximación a un diagrama de carga ideal se muestra en la Figura 2.2 En este caso la corriente de valor constante I_{21} correspondiente al período t_3 se determina como:

$$I_{21} = \sqrt{\frac{I_1^2 + I_1 I_2 + I_2^2}{3}} \text{ (A)} \quad (2-20)$$

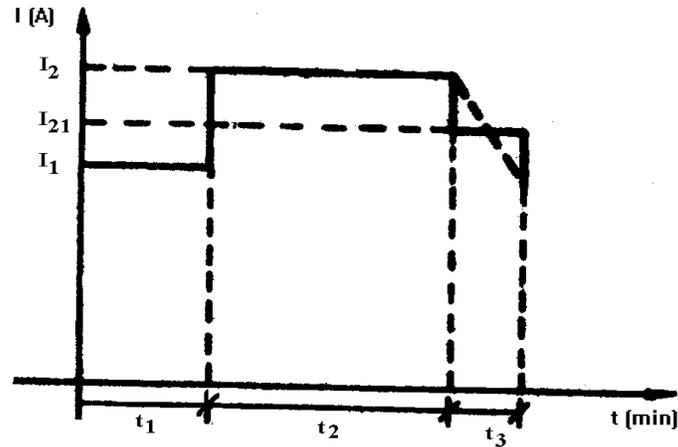


Figura 2.2 Aproximación rectangular de un diagrama de carga trapezoidal (diagrama de carga ideal).

2.4 Comprobación por sobrecarga y en el arranque

Después de seleccionar el motor, se debe comprobar por sobrecarga, o sea, comprobar que el momento (o corriente o potencia) máximo que hay en el ciclo de trabajo, es menor que el momento (o corriente o potencia) máximo que puede suministrar el motor seleccionado. Aquí se debe tomar un factor de seguridad que contempla posibles errores de cálculo, caída de tensión de línea, etc. De esta forma, se debe cumplir que (por ejemplo, si se trabaja con momento): momento máximo en el ciclo $\leq (0.7 \text{ a } 0.8) \times$ (momento máximo del motor seleccionado)

(Viego Felipe et al., 2007)

Si no se cumple lo anterior, el motor se debe seleccionar por sobrecarga, o sea, partir de determinar el momento máximo y hacer la selección de tal modo, que el valor del momento máximo en el ciclo no sea superior al momento máximo que puede dar el motor. De manera similar, en los casos que se requiera, se debe hacer la comprobación para el momento de arranque.

2.5 Mediciones Analizadas.

En la UEB CA “Antonio Sánchez” se realizaron mediciones reales de las potencias consumidas por los motores eléctricos del tándem, cuyas curvas características se muestran en la figura 2.3: (De Armas, Gómez, & Viego, 2011)



Figura 2.3 Curva característica del motor eléctrico asincrónico del molino 1.

Se trabajó con las corrientes registradas en el molino del 1 en un periodo de 3600 mediciones a intervalos de 15 seg registradas por un lazo de control implementado en la empresa como se muestra en el diagrama de la figura 2.4.

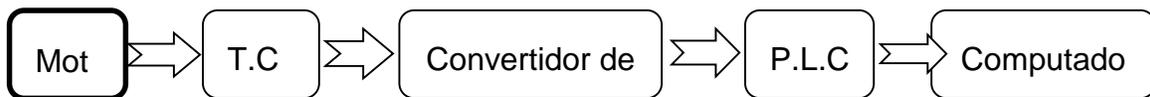


Figura 3.4. Esquema del circuito de medición de corriente empleado.

Donde:

T.C - mide la corriente que consume el motor y transforma de 100 a 5 A.

Convertidor de corriente - recibe la corriente del T.C. de 0-5 A y da una salida de 4 – 200 mA, se alimenta con voltaje auxiliar de 115 a 230 V

PLC - modula la entrada analógica del autómata y procesa la información, enviándola a la computadora la cual mediante una tarjeta de captura de datos la registra a través del software EROS32.

Los datos de los equipos de medición empleados aparecen en la tabla 2.5 y tabla 2.6

Tabla 2.5 Características técnicas del TC empleado en las mediciones.

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

Tabla 2.6 Características técnicas del convertidor de corriente empleado en las mediciones.

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

2.6 Mediciones Analizadas.

Se realizó un grupo de mediciones que dieron el comportamiento (Anexo 1) y con él se seleccionó cuál de ellas demuestra una molida sin paradas por disminución de la entrada de caña al Molino o por una mala manipulación del operario causando una disminución o un aumento de la entrada de caña, además de toda la materia extraña que puede llegar hasta el molino desde paja hasta un objeto de metal; todo lo mencionado puede provocar un comportamiento irregular del molino demandando un mayor esfuerzo del motor eléctrico que mueve el molino, por ello se decide a partir de la muestra de mediciones dados por la Figura 2.4 siguientes comprobar su funcionamiento:

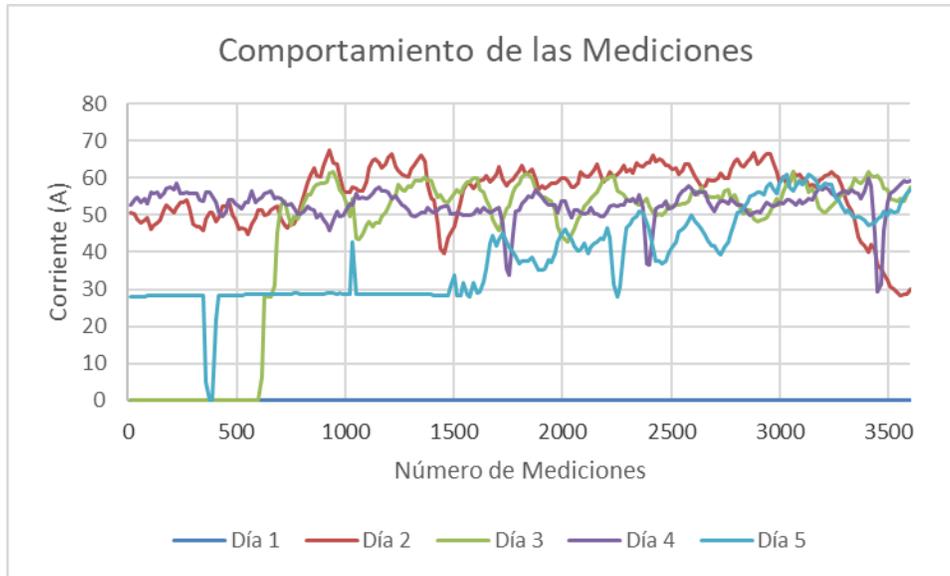


Figura 2.4 Comportamiento de las Mediciones

El análisis de los valores de corriente de 5 días diferentes, dio como resultado que el 2do día tiene un comportamiento de molido estable por lo que se tomó para aplicar la metodología de comprobación del motor eléctrico. Mostrado por la Figura 2.5 demostrando el comportamiento de esa medición:

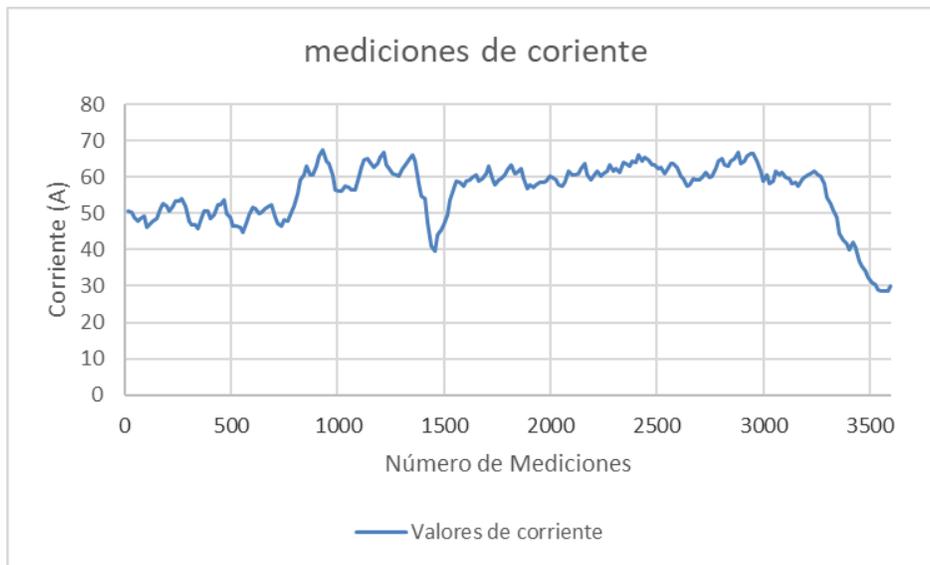


Figura 2.5 Comportamiento de la corriente en la medición 2.

Este gráfico demuestra que el funcionamiento del Molino es muy inestable dado por las condiciones de trabajo aumentando y disminuyendo la demanda del molino al banco de transformadores.

2.7 Comparación de la potencia real demandada y la Ideal.

Para el cálculo de potencia ideal demandada por el molino se determina a partir de las ecuaciones (2-14), (2-15). En dichas ecuaciones no se toman en consideración un conjunto de factores externos al proceso que dependen de la materia prima, operaciones del molino, entre otras provocando en la realidad que no sea una potencia constante demandada, sino que existan fluctuaciones instantáneas.

Para determinar la potencia real demandadas por el Molino se tomaron las mediciones de corriente instantáneas para determinar la potencia de entrada a partir de la ecuación (2-14):

Partiendo de la potencia de entrada y la eficiencia obtenida de los datos de chapa del motor se procedes a calcular la potencia instantánea de salida por la ecuación:

$$Pot_{Sal} = Pot_{Ent} \times \eta \text{ (kW)}$$

Para tener una mejor comprensión del comportamiento de la potencia de salida en el eje del motor eléctrico se analiza la variación de la misma para cada medición realizada como se muestra en la Figura 2.6:

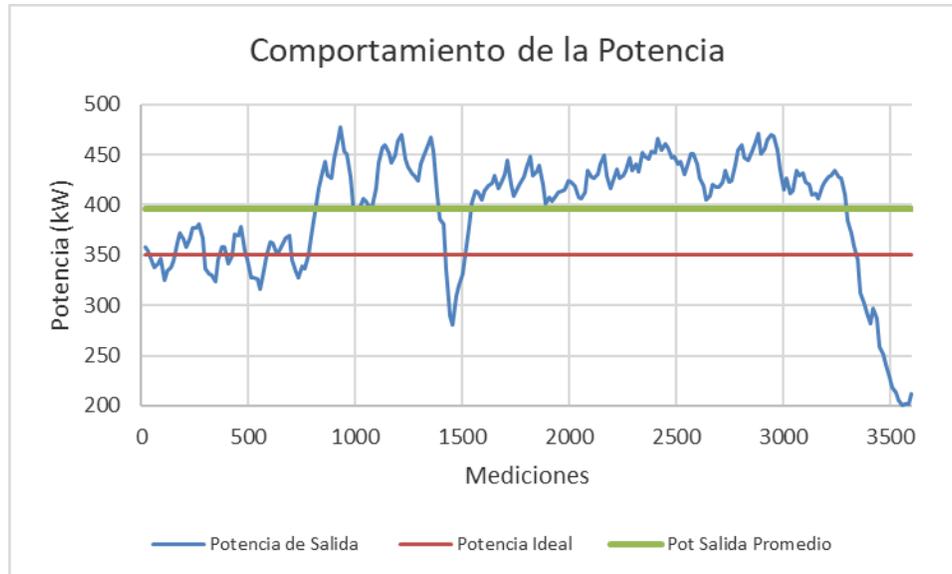


Figura 2.6 Comportamiento de la Potencia

Del análisis del comportamiento se deduce que el molino trabaja en un rango que tiende a este valor, aumentando o disminuyendo la potencia, cada uno de estos valores demuestra la entrada de mayor o menor caña al molino, demandando en el eje una potencia superior a la dada por el fabricante 400kW. Se tomó la decisión de hacer un análisis del motor para comprobar su funcionamiento a partir del método de la corriente equivalente y del momento.

2.8 Comprobación de la selección del motor.

El análisis del motor eléctrico se realiza con el método de la corriente equivalente para calcular la corriente del escalón dando como resultado a partir de la ecuación (2-20) la Figura 2.7 siguiente:

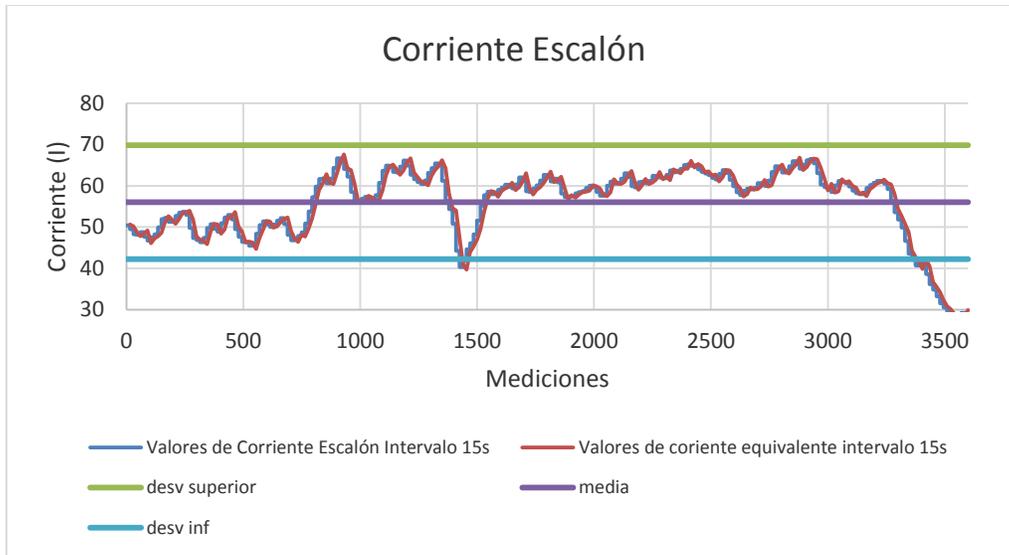


Figura 2.7 Comportamiento de la corriente equivalente.

La gráfica demuestra el funcionamiento del molino en el rango de desviación inferior y superior, con trabajo por encima de la media lo que determina el funcionamiento del motor por encima de un 50 % lo que corresponde con lo determinado en la teoría que para un funcionamiento eficiente del motor debe encontrarse en un rango de trabajo entre los 70 y 90 %.

2.8.1 Cálculo de la Corriente equivalente Total.

Para la realización de este cálculo se utilizaron los valores de la corriente escalón y con ellos se aplica la fórmula (2-19) dando como resultado:

$$I_{eq} = 56.59 \text{ A}$$

Con ella se determina el Factor de Carga, para ello se necesita saber la corriente nominal del motor $I_{nom} = 56.67 \text{ A}$ y el factor de carga es:

$$K_c = \frac{I_{eq}}{I_{nom}} \tag{2-21}$$

$$K_c = 0.998521598$$

Donde:

I_{eq} – Corriente equivalente (A).

I_{nom} – Corriente nominal de Chapa (A).

El método de comprobación por calentamiento determina que el motor tiene un factor de carga casi igual a 1 por lo tanto se decide realizar el método de Comprobación por Sobrecarga para determinar si el valor del momento máximo en el ciclo no sea superior al momento máximo que puede dar el motor. Determinado por:

$$Pot_{max} = Pot_{nom} \times KC \text{ (kW)} \quad (2-22)$$

$$Pot_{max} = 399.41 \text{ Kw}$$

Donde:

Pot_{max} – Potencia máxima (kW).

Pot_{nom} – Potencia nominal (kW).

Con este resultado se puede calcular el momento máximo de carga a partir de:

$$M_{\text{máx Carga}} = \frac{(9550 \times Pot_{max})}{rpm} \text{ (N-m)} \quad (2-23)$$

$$M_{\text{máx Carga}} = 6357.25 \text{ N - m}$$

Para el determinar el Momento máximo del motor se necesita calcular el Momento máximo nominal a partir de:

$$M_{max \text{ nom}} = \frac{(Pot_{nom} \times 9550)}{rpm} \text{ (N-m)} \quad (2-24)$$

$$M_{max \text{ nom}} = 6366.67 \text{ N - m}$$

$$M_{max \text{ Motor}} = M_{max \text{ nom}} \times \lambda = 14006.67 \text{ N - m (N-m)} \quad (2-25)$$

$$M_{max \text{ Motor}} = 14006.67 \text{ N - m}$$

Donde:

λ – relación entre momento máximo – momento nominal.

Al determinar el momento máximo de carga y el momento máximo del motor se determina la relación entre ellos dando como resultado:

$$\frac{M_{max \text{ carga}}}{M_{max \text{ motor}}} = 45.58 \%$$

$$M_{max\ carga} \leq 0.7 \times M_{max\ motor}$$

$$6357.25\text{ N-m} \leq 9804.667\text{ N-m}$$

El motor no se encuentra trabajando a su plena carga lo que determina el correcto funcionamiento a condiciones estables de desempeño del Molino 1.

2.9 Conclusiones del capítulo

- 1- Se pudo demostrar a partir de las mediciones de corriente instantánea que el funcionamiento del Molino es muy inestable dado por las condiciones de trabajo.
- 2- El 80 % del tiempo el molino se encuentra operando por encima del valor promedio de consumo (390 kW)
- 3- La selección del motor eléctrico es adecuada para el rango real de operación, pudiendo asimilar valores mayores de sobrecarga de potencia en el molino.

CAPITULO III

CAPITULO 3: EVALUACIÓN DE LA FALLA DEL PIÑÓN.

En el capítulo se analizarán todos los resultados de los resultados dados por la metodología utilizada por el capítulo anterior para cada variante de trabajo del Sistema de Transmisión de potencia del Molino calculado a fatiga por flexión por la fractura de los dientes.

3.1 Sistema de transmisión de potencia, datos del material.

Los centrales azucareros tienen la particularidad que el elemento motriz final (Maza) gire a muy bajas revoluciones con una demanda de potencia elevada. Para garantizar esta condición es necesario tener un grupo de reducciones intermedias que se garantizan con transmisiones por engranajes cerradas y abiertas como se muestra en la Figura 3.1

El motor eléctrico hace girar el árbol de entrada del reductor (Skoda modelo ZTC 710, con una potencia de 800 kW, una relación de reducción de 30/1 que consta con 3 pasos de reducción), par de engranes (1, 2), par (3,4) y par (4,5), en la salida del reductor se acopla el árbol de entrada del piñón (9) engranado con la catalina (10). Del árbol de salida de la transmisión abierta se encuentran los acoplamientos cuadrados con el eje entredós que hace accionar la maza superior del molino y a su vez se transmite la potencia por las coronas a las mazas bagacera y cañera respectivamente. Los cálculos se concentrarán en la transmisión abierta del par engranado (9,10) debido a la rotura del diente del piñón.

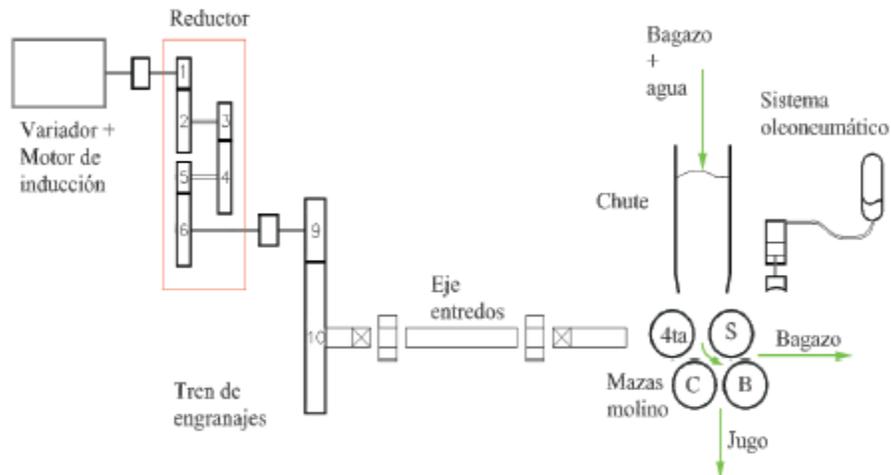


Figura 3.1 Esquema general de un molino accionado por motor eléctrico. fuente: ("Mano Mano," ; Rosero, 2009)

3.1.1 Composición química y propiedades mecánicas del material del piñón.

El piñón de la transmisión abierta está construido de acero 45 colado con las propiedades químicas que se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Composición química y propiedades mecánicas del acero 45.

Grupo del acero	del	Marca del acero	Propiedades mecánicas.					
			σ_u kgf/cm^2	σ_f kgf/cm^2	δ , %			
Acero de construcción	de	Acero 45	6000	3600	16			
			Composición química en %.					
			C	Si	Mn	P	S	Cr, Ni, Cu
			0,43-0,50	0,17-0,37	0,6-0,9	0,04	0,05	< 0,30

3.1.2 Cálculos del sistema de transmisión piñón- Corona.

Como se había explicado anteriormente los cálculos fundamentales están dirigidos al par engranado piñón corona, en la Figura 3.2 y Figura 3.3 se muestra la disposición de dichos engranajes identificando los principales parámetros geométricos.

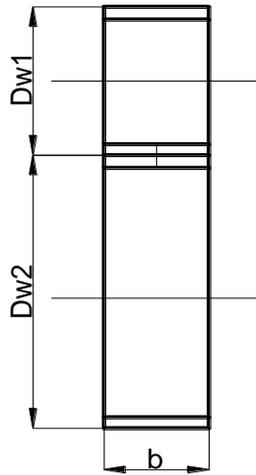


Figura 3.2 Esquema de montaje de la transmisión en condiciones normales.

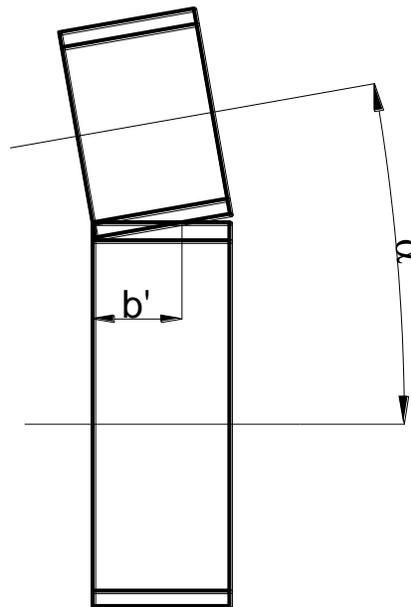


Figura 3.3 Esquema de montaje de la transmisión con desalineación alfa y b'
Ancho efectivo de contacto.

Datos:

$Z_1 = 25$ $n_1 = 19.5$ rpm $E_1 = 206000$ MPa $N = 282.81$ kW $d_{w1} = 650$ mm

$Z_2 = 154$ $n_2 = 3.29$ rpm $E_1 = 206000$ MPa $m = 26$ mm $d_{w2} = 4004$ mm

Dureza = 179 HB $b = 630$ mm

Donde:

Z_1 – Número de dientes de la Rueda Conductora (Piñón).

Z_2 – Número de dientes de la Rueda Conducida (Corona).

n_1, n_2 – Velocidad de rotación de la Rueda Conductora y Conducida (rpm).

E_1, E_2 - Módulo de Elasticidad reducido de las Ruedas Conductora y Conducida (MPa).

N – Potencia transmitida por el sistema (kW).

d_{w1}, d_{w2} – Diámetro del piñón y la catalina (mm).

m – Módulo del diente (mm).

b – Ancho del dentado (mm).

3.2 Método GOST para engranajes helicoidales.

En el método Gost de cálculo de engranajes se establecen ecuaciones para los cálculos de verificación de la resistencia a la picadura y a la fatiga por flexión de los dientes, además se da una metódica para realizar el cálculo preliminar en transmisiones cerradas en las que la falla más probable es la picadura y en transmisiones abiertas en las que la falla más probable es la rotura por fatiga de los dientes. (Mott, 2006)

3.2.1 Cálculo a fatiga por flexión.

A partir de los términos analizados en la industria se realizará el cálculo de fatiga por flexión por la fractura de los dientes, por lo que la condición de resistencia a verificar es:

$$\sigma F1 = YF1 \times Y\beta \times \frac{Ft}{b \times m} \times Kf\alpha \times Kf\beta \times Kfv < [\sigma F] \quad (3-1)$$

Donde:

Y_F – Coeficiente de forma del diente. Se determina en el (Anexo 2) en función del número de dientes equivalente $Zv = \frac{z}{\cos(\beta)}$ (3-2)

β – Ángulo de inclinación del diente $\beta = 0^\circ$

Y_β - Coeficiente de inclinación de los dientes. Se determina por la siguiente ecuación.

$$Y\beta = 1 - \frac{\beta}{140} \text{ para ángulo de inclinación menor que } 42^\circ. \quad (3-3)$$

F_t – Fuerza periférica transmitida, (N).

$$Ft = \frac{2Mt}{dw1} \quad (3-4)$$

M_t – Momento torsor Transmitido, (Nm).

$$Mt = \frac{9550 \times N}{n1} \quad (3-5)$$

b – Ancho del dentado, (mm).

$K_{f\alpha}$ - Coeficiente de régimen de carga a flexión.

$$Kf\alpha = \frac{4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \epsilon_\alpha} \text{ Para grados de precisión 5 a 9.} \quad (3-6)$$

n – Grado de elaboración.

$$\epsilon\alpha = \left(1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{z1} + \frac{1}{z2} \right) \right) \times \cos(\beta) \quad (3-7)$$

$K_{f\beta}$ - Coeficiente de distribución de carga. Se determina en el (Anexo 3) en función de la disposición del engranaje respecto a los apoyos (6 por ser una transmisión cerrada y simétrico entre los ejes) y el coeficiente de ancho relativo al diámetro

ϕ_{bd} .

$$\phi_{bd} = 0,5 \times \phi_{ba} \times (u + 1) \quad (3-8)$$

ϕ_{ba} – Coeficiente de anchura relativa a la distancia entre centros (Anexo 4).
(Engranajes situados simétricamente respecto a los apoyos)

K_{fV} – Coeficiente de carga dinámica. Se determina en el (Anexo 5) en función de la velocidad periférica (V_p), la precisión de elaboración (8) y la dureza de los dientes.

$$V_p = \frac{\pi \times d_w \times n_1}{60000} = 0.66 \text{ (m/s)} \quad (3-9)$$

3.2.2 Determinación de la tensión admisible.

La determinación de la tensión admisible a fatiga por flexión se realiza por la siguiente ecuación:

$$[\sigma_f] = \frac{1,4 \cdot \sigma_{rot}}{n' \cdot k_\sigma} \times Kr \quad (3-10)$$

Donde:

σ_{rot} – Límite de rotura del material, Mpa.

n' – Coeficiente de seguridad (Anexo 6) *(Acero; colado, sin tratamiento térmico)

k_σ - Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente (Anexo 7).

Kr – Coeficiente de régimen de carga.

$$Kr = \sqrt[9]{\frac{5 \times 10^6}{N}} \quad (3-11)$$

N – Número de ciclos de carga que se espera del engranaje.

$$N = 60 \times c \times n \times t = 23400000 \quad (3-12)$$

c – Número de ruedas engranadas.

n – Velocidad del piñón, rpm.

t - Tiempo de vida que se espera del engranaje diseñado.

3.3 Análisis de cada variante de funcionamiento del engranaje.

A partir del epígrafe de la metodología para realizar los cálculos, por consiguiente, se realizará la comprobación en 9 variantes posibles que provoquen la rotura del diente por flexión.

Variante 1:

La transmisión trabajará en condiciones normales con un 100% de ancho efectivo de contacto del diente y 100% de carga, utilizando como potencia el valor promedio de las mediciones realizadas.

Variante 2:

El piñón presenta una desalineación de un 50% respecto a la corona, el ancho efectivo de contacto del diente se reduce a la mitad y un 100% de carga. (Este problema puede suceder por problemas de desalineación entre las ruedas dentadas).

Variante 3:

El Molino trabajará en condiciones de sobrecarga de la potencia de un 200% y con un 100% de ancho efectivo de contacto del diente de la transmisión. (Producido por un atoro del molino por un aumento excesivo de caña debido a una mala manipulación de la entrada de caña por las esteras o alguna materia extraña)

Variante 4:

La transmisión presenta una desalineación de un 50% y una sobrecarga de potencia de un 200%.

Variante 5:

El engranaje piñón-corona se encuentra alineado perfectamente, un ancho efectivo del 100% y una sobre carga de potencia demandada por el molino de un 120%. Esto ocurrirá de manera normal en el funcionamiento del molino debido a la inestabilidad del colchón de bagazo como se ha demostrado en el capítulo anterior.

Variante 6:

El engranaje piñón-corona se encuentra desalineado 50% y una sobre carga de un 120%.

Variante 7:

El engranaje piñón-corona se encuentra alineado perfectamente, un ancho efectivo del 100% y una sobre carga de potencia demandada por el molino de un 165%.

Variante 8:

El engranaje piñón-corona se encuentra desalineado 22%, el ancho efectivo se reduce a un 78% del normal y demanda potencia nominal del molino 100 %.

Variante 9:

Considerando que el Molino trabaja a valores de sobrecarga de un 165% y con una pequeña reducción del ancho efectivo del engranaje del 20%.

3.3.1 Análisis de resultados de cada Variante analizada.

Para analizar el efecto que produciría cada una de las variantes en el factor de seguridad de los dientes del piñón provocado por las cargas de flexión se aplicará la metodología anteriormente explicada, en cada caso determinando las tensiones que se generan en el pie del diente.

3.3.1.1 Resultados de la Variante 1 para el Molino 1:

Los cálculos realizados son a condiciones normales de trabajo del sistema de transmisión, para ello se considerará que la potencia empleada para los cálculos será igual a la potencia media. (395.5 kW) y el ancho efectivo igual al de diseño (b= 630 mm). En la Tabla 3.2 se muestran los datos y en la Tabla 3.3 los resultados analizados.

Tabla 3.2 Datos utilizados para el cálculo de flexión.

b(mm)	m(mm)	dw1(mm)	dw2(mm)	β	Z1	Z2	c	n1(rpm)	t(h)
630	26	650.00	4004	0	25	154	2	19.5	10000

N(kW)	Yf	$\epsilon\alpha$	n	Ψ_{bd}	Kfβ	Kfv	σ_{rot}(MPa)	η'	Kσ
395.5	3.9	1.7	8	0.4	1.02	1.2	530	2	1.2

Tabla 3.3 Resultado de ecuaciones utilizadas para el cálculo de flexión.

Zv	Yβ	Mt(N.m)	Ft(N)	Kfα	Vp(m/s)	NH	Kr	σ _{f1} (MPa)	[σ _f](MPa)
25	1.00	193693.59	595980.28	0.90	0.66	23400000	0.84	155.81	260.45

Como se muestra en la Tabla 3.3 a partir de la condición de resistencia la fatiga por flexión se cumple con la condición de resistencia una flexión a partir de $\sigma_{f1} < [\sigma_f]$, por lo que en condiciones normales de operación no debe existir falla por fatiga de los dientes del engranaje

3.3.1.2 Resultados de la Variante 2 para el Molino 1:

Los cálculos realizados son a partir de que piñón presenta una desalineación de un 50% respecto a la corona, el ancho efectivo de contacto del diente se reduce a la mitad ($b= 315$ mm) y un 100% de carga (395.5 kW). (Este problema puede suceder por problemas de desalineación entre las ruedas dentadas durante el montaje). En la Tabla 3.4 se muestran los datos empleados para los cálculos y los resultados obtenidos en la Tabla 3.5.

Tabla 3.4 Datos utilizados para el cálculo de flexión.

b(mm)	m(mm)	dw1(mm)	dw2(mm)	B	Z1	Z2	c	n1(rpm)	t(h)
315	26	650.00	4004	0	25	154	2	19.5	10000

N(kW)	Yf	εα	n	Ψ _{bd}	Kfβ	Kfv	σ _{rot} (MPa)	η'	Kσ
395.5	3.9	1.7	8	0.4	1.02	1.2	530	2	1.2

Tabla 3.5 Resultado de ecuaciones utilizadas para el cálculo de flexión.

Zv	Yβ	Mt(N.m)	Ft(N)	Kfα	Vp(m/s)	NH	Kr	σ _{f1} (MPa)	[σ _f](MPa)
25	1.00	193693.59	595980.28	0.90	0.66	23400000	0.84	311.61	260.45

Como se muestra en la Tabla 3.5 a partir de la condición de resistencia la fatiga por flexión $\sigma_{f1} < [\sigma_f]$, se puede apreciar que para la variante a condiciones de trabajo con una desalineación entre los dientes de un 50 % y un 100% de potencia, causada por mal montaje del piñón y la catalina lo que provoca el aumento de las cargas sobre parte de la cara del diente la tensión de trabajo supera el valor de fluencia del material provocando la falla del diente por flexión.

3.3.1.3 Resultados de la Variante 3 para el Molino 1:

Los cálculos realizados son en condiciones de sobrecarga de la potencia demandada de un 200% (791 kW) y con un 100% de ancho efectivo de contacto del diente de la transmisión ($b= 630$ mm). La sobrecarga pudiera estar dada por un atoro del molino debido a un aumento excesivo de caña producto de una mala manipulación de la entrada de caña por las esteras o alguna materia extraña de consistencia dura, piedras, madera, hierro, que durante el proceso de corte pueden ser introducidas al basculador. En la Tabla 3.6 se muestran los datos empleados para los cálculos y los resultados obtenidos en la Tabla 3.7.

Tabla 3.6 Datos utilizados para el cálculo de flexión.

b(mm)	m(mm)	dw1(mm)	dw2(mm)	β	Z1	Z2	c	n1(rpm)	t(h)
630	26	650.00	4004	0	25	154	2	19.5	10000

N(kW)	Yf	E α	n	Ψ_{bd}	Kf β	Kfv	σ_{rot} (MPa)	η'	K σ
791	3.9	1.7	8	0.4	1.02	1.2	530	2	1.2

Tabla 3.7 Resultado de ecuaciones utilizadas para el cálculo de flexión.

Zv	Y β	Mt(N.m)	Ft(N)	Kf α	Vp(m/s)	NH	Kr	σ_{f1} (MPa)	[σ_f](MPa)
25	1.00	387387.18	1191960.55	0.90	0.66	23400000	0.84	311.61	260.45

Como se muestra en la Tabla 3.7 a partir de la condición de resistencia la fatiga por flexión $\sigma_{f1} < [\sigma_f]$, se puede apreciar que para la variante a condiciones de trabajo con un ancho efectivo del dientes de un 100% y potencia de un 200 %, provocada por un posible atoro en el molino o mala manipulación de los instrumentos, supera considerablemente el valor de fluencia del material provocando la falla del diente por flexión.

3.3.1.4 Resultados de la Variante 4 para el Molino 1:

Los cálculos realizados para esta variante se tomarán en consideración que la transmisión presenta una desalineación de un 50% ($b=315$ mm) y una sobrecarga de potencia de un 200%. (791 kW). En la Tabla 3.8 se muestran los datos empleados para los cálculos y los resultados obtenidos en la Tabla 3.8.

Tabla 3.7 Datos utilizados para el cálculo de flexión.

b(mm)	m(mm)	dw1(mm)	dw2(mm)	β	Z1	Z2	c	n1(rpm)	t(h)
315	26	650.00	4004	0	25	154	2	19.5	10000
N(kW)	Yf	E α	n	Ψ_{bd}	Kf β	Kfv	σ_{rot} (MPa)	η'	K σ
791	3.9	1.7	8	0.4	1.02	1.2	530	2	1.2

Tabla 3.8 Resultado de ecuaciones utilizadas para el cálculo de flexión.

Zv	Y β	Mt(N.m)	Ft(N)	Kf α	Vp(m/s)	NH	Kr	σ_{f1} (MPa)	[σ_f](MPa)
25	1.00	387387.18	119196.55	0.90	0.66	23400000	0.84	623.23	260.45

Como se muestra en la Tabla 3.8 a partir de la condición de resistencia la fatiga por flexión $\sigma_{f1} < [\sigma_f]$, se puede apreciar que para la variante a condiciones de trabajo con un ancho efectivo del dientes de un 50% y potencia de un 200 %, provocada por un posible atoro en el molino o mala manipulación de los instrumentos y error en el montaje de la transmisión, triplica el valor de fluencia del material provocando la falla del diente por flexión.

3.3.1.5 Resultados de la Variante 5 para el Molino 1:

Los cálculos realizados son considerando que el engranaje piñón-corona se encuentra alineado perfectamente, un ancho efectivo del 100% (b=630 mm) y una sobre carga de potencia demandada por el molino de un 120% (474.6 kW). Esto ocurrirá frecuentemente durante el funcionamiento del molino debido a la inestabilidad del colchón de bagazo como se ha demostrado en el capítulo anterior. En la Tabla 3.9 se muestran los datos empleados para los cálculos y los resultados obtenidos en la Tabla 3.10.

Tabla 3.9 Datos utilizados para el cálculo de flexión.

b(mm)	m(mm)	dw1(mm)	dw2(mm)	B	Z1	Z2	c	n1(rpm)	t(h)
630	26	650.00	4004	0	25	154	2	19.5	10000
N(kW)	Yf	E α	n	Ψ_{bd}	Kf β	Kfv	σ_{rot} (MPa)	η'	K σ
474.6	3.9	1.7	8	0.4	1.02	1.2	530	2	1.2

Tabla 3.10 Resultado de ecuaciones utilizadas para el cálculo de flexión.

Zv	Yβ	Mt(N.m)	Ft(N)	Kfα	Vp(m/s)	NH	Kr	σf1(MPa)	[σf](MPa)
25	1.00	232432.31	715176.33	0.90	0.66	23400000	0.84	186.91	260.45

Como se muestra en la Tabla 3.10 a partir de la condición de resistencia la fatiga por flexión $\sigma_{f1} < [\sigma_f]$, se puede apreciar que para la variante a condiciones de trabajo con un ancho efectivo del dientes de un 100% y potencia de un 120 %, condición esta que se demostró en el capítulo anterior y en la que el molino trabaja un período de tiempo considerable , la tensión de trabajo no supera el valor de la fluencia aunque se encuentra próximo.

3.3.1.6 Resultados de la Variante 6 para el Molino 1:

En este caso al igual que la variante anterior se considerará una sobre carga de potencia demandada por el molino de un 120% (474.6 kW), pero existirá una desalineación 50 %, un ancho efectivo del 50% (b=315 mm). Esto ocurrirá frecuentemente durante el funcionamiento del molino debido a la inestabilidad del colchón de bagazo como se ha demostrado en el capítulo anterior, sumado a un error de montaje. En la Tabla 3.11 se muestran los datos empleados para los cálculos y los resultados obtenidos en la Tabla 3.12.

Tabla 3.11 Datos utilizados para el cálculo de flexión.

b(mm)	m(mm)	dw1(mm)	dw2(mm)	B	Z1	Z2	c	n1(rpm)	t(h)
315	26	650.00	4004	0	25	154	2	19.5	10000

N(kW)	Yf	Eα	n	Ψbd	Kfβ	Kfv	σrot(MPa)	η´	Kσ
474.6	3.9	1.7	8	0.4	1.02	1.2	530	2	1.2

Tabla 3.12 Resultado de ecuaciones utilizadas para el cálculo de flexión.

Zv	Yβ	Mt(N.m)	Ft(N)	Kfα	Vp(m/s)	NH	Kr	σf1(MPa)	[σf](MPa)
25	1.00	232432.31	715176.33	0.90	0.66	23400000	0.84	373.94	260.45

Como se muestra en la Tabla 3.12 a partir de la condición de resistencia la fatiga por flexión $\sigma_{f1} < [\sigma_f]$, se puede apreciar que para la variante a condiciones de trabajo con un ancho efectivo del dientes de un 50 % y potencia de un 120 %, provocada por un posible atoro en el molino o mala manipulación de los

instrumentos, y desalineación de los dientes producto de errores en el montaje supera considerablemente el valor de fluencia del material provocando la falla del diente por flexión.

3.3.1.7 Resultados de la Variante 7 para el Molino 1:

Los cálculos realizados son a partir de analizar un 100% ancho efectivo ($b=630$ mm) y una sobrecarga de potencia de un 165% (652.57 kW). Esto ocurrirá durante picos aislados durante el funcionamiento del molino debido a la inestabilidad del colchón de bagazo como se ha demostrado en el capítulo anterior. En la Tabla 3.13 se muestran los datos empleados para los cálculos y los resultados obtenidos en la Tabla 3.14.

Tabla 3.13 Datos utilizados para el cálculo de flexión.

b(mm)	m(mm)	dw1(mm)	dw2(mm)	β	Z1	Z2	c	n1(rpm)	t(h)
630	26	650.00	4004	0	25	154	2	19.5	10000

N(kW)	Yf	$\epsilon\alpha$	n	ψ_{bd}	Kf β	Kfv	σ_{rot} (MPa)	η'	K σ
652.57	3.9	1.7	8	0.4	1.02	1.2	530	2	1.2

Tabla 3.14 Resultado de ecuaciones utilizadas para el cálculo de flexión.

Zv	Y β	Mt(N.m)	Ft(N)	Kf α	Vp(m/s)	NH	Kr	σ_{f1} (MPa)	[σ_f](MPa)
25	1.00	319594.42	983367.46	0.90	0.66	23400000	0.84	257.08	260.45

Como se muestra en la Tabla 3.14 a partir de la condición de resistencia la fatiga por flexión $\sigma_{f1} < [\sigma_f]$, se puede apreciar que para la variante a condiciones de trabajo con un ancho efectivo del dientes de un 100% y potencia de un 165 %, ocurre durante picos aislados en el funcionamiento del molino debido a la inestabilidad del colchón de bagazo, el valor de la tensión de trabajo es muy próximo al de fluencia del material, aunque no lo supera y en la literatura este valor de fluencia tiene incorporado un factor de seguridad, no es recomendable el trabajo casi estable del molino para esta condición.

3.3.1.8 Resultados de la Variante 8 para el Molino 1:

Los cálculos realizados son a partir de analizar un 78% ancho efectivo ($b=491$ mm), o sea que el error de alineación durante el montaje sea pequeño y una sobrecarga de potencia de un 100% (395.5 kW). En la Tabla 3.15 se muestran los datos empleados para los cálculos y los resultados obtenidos en la Tabla 3.16.

Tabla 3.15 Datos utilizados para el cálculo de flexión.

b(mm)	m(mm)	dw1(mm)	dw2(mm)	β	Z1	Z2	c	n1(rpm)	t(h)
491	26	650.00	4004	0	25	154	2	19.5	10000

N(kW)	Yf	$\epsilon\alpha$	n	ψ_{bd}	Kf β	Kfv	σ_{rot} (MPa)	η'	K σ
395.5	3.9	1.7	8	0.4	1.02	1.2	530	2	1.2

Tabla 3.16 Resultado de ecuaciones utilizadas para el cálculo de flexión.

Zv	Y β	Mt(N.m)	Ft(N)	Kf α	Vp(m/s)	NH	Kr	σ_{f1} (MPa)	[σ_f](MPa)
25	1.00	193693.59	595980.28	0.90	0.66	23400000	0.84	199.75	260.45

Como se muestra en la Tabla 3.16 a partir de la condición de resistencia la fatiga por flexión $\sigma_{f1} < [\sigma_f]$, se puede apreciar que para la variante a condiciones de trabajo con un ancho efectivo del dientes de un 78% y potencia de un 100 %, condición en la que durante el montaje del piñón se pudo cometer alguna desviación en el paralelismo entre ejes provocando una disminución del ancho efectivo del 22 %, la tensión de trabajo no supera el valor de la fluencia aunque se encuentra próximo.

3.3.1.9 Resultados de la Variante 9 para el Molino 1:

Los cálculos realizados son a partir de analizar un 80% ancho efectivo ($b=504$ mm), o sea que el error de alineación durante el montaje sea pequeño y una sobrecarga de potencia de un 165% (652.57 kW). Esto ocurrirán picos aislados durante el funcionamiento del molino debido a la inestabilidad del colchón de bagazo como se ha demostrado en el capítulo anterior. En la Tabla 3.17 se muestran los datos empleados para los cálculos y los resultados obtenidos en la Tabla 3.18.

Tabla 3.17 Datos utilizados para el cálculo de flexión.

b(mm)	m(mm)	dw1(mm)	dw2(mm)	β	Z1	Z2	c	n1(rpm)	t(h)
504	26	650.00	4004	0	25	154	2	19.5	10000

N(kW)	Yf	$\epsilon\alpha$	n	ψ_{bd}	Kf β	Kfv	σ_{rot} (MPa)	η'	K σ
652.57	3.9	1.7	8	0.4	1.02	1.2	530	2	1.2

Tabla 3.18 Resultado de ecuaciones utilizadas para el cálculo de flexión.

Zv	Y β	Mt(N.m)	Ft(N)	Kf α	Vp(m/s)	NH	Kr	σ_{f1} (MPa)	[σ_f](MPa)
25	1.00	304004.5	935398.3	0.90	0.66	23400000	0.84	305.68	260.45

Como se muestra en la Tabla 3.18 a partir de la condición de resistencia la fatiga por flexión $\sigma_{f1} < [\sigma_f]$, se puede apreciar que para la variante a condiciones de trabajo con un ancho efectivo del dientes de un 80% y potencia de un 165 %, condición esta que se demostró en el capítulo anterior y en la que el molino trabaja en cortos períodos de tiempo, la tensión de trabajo supera el valor de la fluencia.

3.4 Análisis de los resultados.

Los datos obtenidos por el capítulo anterior de las diferentes variantes de posibles condiciones de trabajo se analizarán sus resultados para determinar las posibles fallas ocurridas. Todos los resultados a analizar del cálculo de fatiga por flexión por la fractura de los dientes comenzaran a partir de la condición de resistencia, ecuación (3-1) utilizada en el capítulo anterior.

3.4.1 Análisis del comportamiento de las tensiones en cada variante.

Para tener mejor comprensión de los resultados se determinará el factor de seguridad que se tendrá a partir del comportamiento de cada una de las variantes

$$n = \sigma_f / \sigma_{f1}$$

donde:

n – factor de seguridad

σ_{f1} - Tensión de flexión en el diente (MPa)

$[\sigma_f]$ - Tensión permisible del material (MPa)

	Variant e 1	Variant e 2	Variant e 3	Varia nte 4	Varia nte 5	Varia nte 6	Varia nte 7	Variant e 8	Varia nte 9
$\sigma_{f1}(\text{MPa})$	155.81	311.61	311.61	623.2 3	186.9 7	373.9 4	257.0 8	199.75	305.6 8
$[\sigma_f](\text{MPa})$	260.45	260.45	260.45	260.4 5	260.4 5	260.4 5	260.4 5	260.45	260.4 5
n	1.67	0.84	0.84	0.42	1.39	0.7	1.01	1.3	0.85

Como se puede observar el diente del engranaje bajo condiciones normales de operación no debe tener dificultades durante su funcionamiento. Se provocará la falla inminente del diente en las variantes 2,3,4,6,9, o sea tanto el incremento considerable de la potencia a transmitir o la reducción del 50 % del ancho efectivo del diente, así como la combinación en menor porcentaje de ellos.

La falla por flexión solo no se presentará en las condiciones normales de operación, cuando la sobrecarga no supere el 20 %, condición de trabajo normal en el molino. En el caso de que el molino presente una reducción del ancho del diente del 20 % o la sobrecarga alcance el 165 % de la potencia media, el factor de seguridad queda muy próximo a la unidad. Si se presentara la combinación de estos factores fallaría el diente.

3.5 Análisis económico.

El sistema de mantenimiento de AZCUBA prevé la utilización de repuestos críticos y básicos para garantizar el menor tiempo perdido posible por roturas industriales, estos repuestos son contratados con talleres especializados, se compran y mantienen en inventarios de lento movimiento. En el caso específico del piñón del tren de engrane (P), tiene un valor de P = 12190.00 pesos y se adquiere en talleres de planta mecánica. Para realizar el análisis económico se tomará en consideración dos posibles escenarios:

1 –El piñón se encuentra disponibles en los talleres de la empresa provincial, este sería el más favorable

2 – Se necesita fabricar un nuevo piñón en Planta Mecánica Santa Clara, este sería el más desfavorable por tiempo necesario para su construcción. (demora mínima 30 días)

En ambos escenarios existen variables que son comunes, tiempo de parada del central para montaje y desmontaje del piñón, el otro tiempo depende de los escenarios antes declarados.

3.5.1 Análisis del costo de una hora de parada de la UEB Central Azucarero Antonio Sánchez.

Para determinar el costo de los procesos de parada y enlace debemos saber cuánto equivale una hora de parada del Central, para ello se determinan los siguientes elementos:

1.- Gastos fijos plan para una zafra de 104 días:

S – Salario: 2165.2 MP (millones de pesos)

A – Amortización: 4759.4MP- Incluye amortización de Activos Fijos Tangibles y Diferidos de las reparaciones para zafra.

G_{dv} – **Gastos de Distribución y Venta:** 165.6 MP- Incluye los gastos de manipulación y embarque de azúcar.

G_a – **Gastos de Administración:** 1096.4 MP- Se incluyen los gastos descargados de la dirección de empresa.

2.- Se toma como base D – 104 días de zafra para producir 25636 Ton de Azúcar.

$$G_t = S + A + G_{dv} + G_a = 8186.6 \text{ MP} \quad (3-13)$$

G_t – Gastos fijos totales $G_t = 8186.6 \text{ MP}$

$$H_p = \frac{G_t \times 1000}{D/24} = 3279.9 \text{ P} \quad (3-14)$$

H_p – Una hora de parada del central tiene un costo de 3279.90 P (pesos).

3.5.2 Análisis del costo en ambos escenarios

Como se explicó con anterioridad se evaluarán dos escenarios posibles en la adquisición del piñón.

1 –El piñón se encuentra disponibles en los talleres de la empresa provincial, este sería el más favorable

2 – Se necesita fabricar un nuevo piñón en Planta Mecánica Santa Clara, este sería el más desfavorable por tiempo necesario para su construcción. (demora mínima 30 días)

3.5.2.1 Análisis del costo en el escenario 1.

Como se explicó anteriormente en este escenario se considerará que el piñón se encuentra disponibles en los talleres de la empresa provincial, o sea tanto en almacenes de cualquier empresa azucarera de Cienfuegos o en los almacenes provinciales, lo cual facilitará la transportación rápida.

Se tiene en cuenta que para la realización de esta operación el tiempo de parada es de 12 horas como mínimo teniendo en cuenta la tenencia de todas las piezas con el ensamblaje piezas montadas antes de hacer la operación.

$$V_1 = (T_p \times H_p) + V_p = 39358.80 P$$

T_p – Tiempo de parada.

V_1 – Costo de la variante.

V_p – Precio del piñón.

Se debe analizar al mismo tiempo cuantas toneladas de caña se dejan de procesar con respecto a las toneladas de azúcar a fabricación. Se debe saber que la molida horaria del Central es de 153.33 Ton de caña de azúcar. Lo que representa en una parada de 12 horas unas 1839.96 Ton de caña de azúcar con rendimiento de un 10 % se dejar de producir 183.99 Ton de azúcar.

3.5.2.2 Análisis del costo en el escenario 2.

Para la realización de esta operación se debe tener en cuenta que no está en existencia el piñón por causa de otra rotura en otro central ya que este puede ser de utilidad para varios de los centrales en existencia en la provincia; por lo cual se debe contratar la construcción del mismo, demorando como mínimo su fabricación y puesta en el central unos 30 días. En esta variante se debe realizar el enlace del molino paralizado con los otros, lo que equivale a disminuir la eficiencia de la planta moledora al extraerse menos jugos de la caña de azúcar lo que provoca el incremento de la Pol en azúcar de 1.49 a 2.00 y las pérdidas en bagazo se incrementan de 5.41 a 6.41 (estos datos son dados por un estimado); representando la pérdida de por cada 1000 Ton de caña 1 Ton de azúcar. En la realización de la operación se toma que además de los 30 días de espera por la fabricación hay que agregar además las 12 horas de parada, con una molida horaria 133.33 Ton de caña afectada por la disminución de la eficiencia del Central.

Moliendo al 100 % en 30 días son: $(153.33 \times 24) \times 30 = 110397.60 \text{ Ton}$ y con un 10 % de rendimiento se producen 11039.76 Ton de azúcar.

Moliendo al 80 % en 30 días son: $(133.33 \times 24) \times 30 = 95997.60 \text{ Ton}$ y con un 10 % de rendimiento se producen 9599.76 Ton de azúcar.

Representando una diferencia en la producción de azúcar:

$$11039.76 - 9599.76 = 1440 \text{ Ton}$$

3.6 Conclusiones del Capítulo.

- 1- En condiciones normales de trabajo del sistema de transmisión, potencia media. (395.5 kW) y el ancho efectivo igual al de diseño ($b= 630 \text{ mm}$) la transmisión no falla teniendo un factor de seguridad de 1.67.
- 2- La variante más peligrosa es cuando exista combinación de reducción de ancho efectivo del engranaje en un 50% producto a una elevada desalineación y sobrecarga del 200% de la potencia consumida.

- 3- La variante más probable que provoque la falla del piñón en condiciones normales de operación será considerando que el Molino trabaja a valores de sobrecarga de un 165% y con una pequeña reducción del ancho efectivo del engranaje del 20% durante el montaje.
- 4- Del análisis económico se pudo determinar la factibilidad de la compra de la pieza y tenencia de esta en existencia en almacenes con un inventario de lento movimiento, previendo posibles roturas anticipadas en lo largo de la zafra.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES GENERALES

- 1- Después de realizada la búsqueda bibliográfica se pudo evaluar los métodos que permiten conocer la correcta selección de los motores eléctricos, siendo el más eficaz el de las corrientes equivalentes.
- 2- De la literatura se pudo conocer que las causas más frecuentes en la falla de engranajes se encuentran, la desalineación y la sobrecarga.
- 3- Se pudo demostrar a partir de las mediciones de corriente instantánea que el funcionamiento del Molino es muy inestable dado por las condiciones de trabajo, operando más del 80 % del por encima del valor promedio de consumo (390 kW).
- 4- En condiciones normales de trabajo del sistema de transmisión, potencia media. (395.5 kW) y el ancho efectivo igual al de diseño ($b=630$ mm) la transmisión no falla teniendo un factor de seguridad de 1.67.
- 5- La variante más peligrosa es cuando exista combinación de reducción de ancho efectivo del engranaje en un 50% producto a una elevada desalineación y sobrecarga del 200% de la potencia consumida.
- 6- La variante más probable que provocaría la falla del piñón en condiciones normales de operación será considerando que el Molino trabaja a valores de sobrecarga de un 165%, lo que sucede más del 30 % del tiempo de operación y una pequeña reducción del ancho efectivo del engranaje del 20% durante el montaje.
- 7- Del análisis económico se pudo determinar la factibilidad de la compra de la pieza y tenencia de esta en existencia en almacenes con un inventario de lento movimiento, previendo posibles roturas anticipadas en lo largo de la zafra.

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES

- 1- Se recomienda extender esta evaluación al resto de los centrales de la provincia para determinar el rango real de trabajo en cuanto al consumo de potencia.
- 2- Durante el período de reparaciones y montaje emplear métodos que permitan garantizar la correcta alineación del piñón y la corona con el objetivo de eliminar una causa probable de fallas.
- 3- Realizar un estudio metalográfico de la calidad del material del piñón para futuras investigaciones.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

American Gear Manufactures Association. (1995). *Fundamental Rating and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gears Teeth. ANSI/AGMA Standard 2001-C95*. Alexandria, VA: ANSI/AGMA.

Arzola, N. (2003). *Esquema de análisis para árboles de los molinos de caña de azúcar y aplicación de la Mecánica de la Fractura en la evaluación de la falla por fatiga. (Tesis Doctoral)*. Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos. Cuba.

Baranov, G. (1979). *Curso de la Teoría de los Mecanismos y Máquinas*. Moscú.

Cabello Eras, J. J. (2011). *Cálculo de Elementos de Máquinas*. Cienfuegos, Cuba: Universidad de Cienfuegos.

Cotaquispe Cevallos, L. O. (2004). *Perfeccionamiento del Diseño de los Engranajes Cilindricos de Dientes Rectos Exteriores mediante el Método de los Elementos Finitos. IV Congreso Internacional de Ingeniería Mecánica*. Universidad Central de las Villas.

De Armas, M., Gómez, J., & Viego, P. (2011). *Evaluación de motores en servicio. Convención de Ingeniería Eléctrica CIE2011*.

Fernández Levy, G. S. (1984). *Acción del guarapo sobre la resistencia a la fatiga. Contrucción de Maquinaria*. Santa Clara, Cuba.

Goytisolo Espinosa, D., Moya Rodriguez, D., Noa Águila, M. G., Tarapasade, I. L., Hernández Acosta, I., Morffi Caneiro, I., Consuegra Urquiza, I. (2003). *Análisis de*

la Avería del Piñón de la Transmisión Final del Molino de Crudo No. 2 de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A. Bogotá, Colombia.

Hugot, E. (1974). *Manual para Ingenieros Azucareros*. Mexico: Continental.

Noa, A. J. (2005). *Aplicación de la Mecánica de la Fractura en la elevación 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 Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos. Cuba.

Pérez Castellanos, E. E. (2003). *Análisis de la correlación entre el consumo de potencia en un molino de caña de azúcar y las variables operativas del mismo. (Tesis Doctoral)*. Universidad Central de las Villas, Villa Clara. Cuba.

Rivera, R., Quispe, E., & Gómez Sarduy, J. R. (2019). *Efficiency determination. Conference: 2019 IEEE Workshop on Power Electronics and Power Quality Applications (PEPQA)*. Canada.

Rosero, E. E. (2009). Evaluación del desempeño dinámico y la eficiencia energética en los molinos de caña de azúcar con accionamiento térmico y eléctrico. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industria*, 6(3), 44-53. Recuperado de <http://zl.elsevier.es/es/revista/revista-iberoamericana-automatica-e-informatica-331/pdf/90083496/S300/>. ISSN 1697-7912

Sousa Santos, V., Viego Falipe, P., Gómez Sarduy, J., Lemozy, N., Jurado, A., & Quispe, E. (2014). *Procedure for determining induction motor efficiency working under distorted grid voltages*. Canada: *IEEE Transactions on energy conversion*.

Referencias Bibliográficas

Tipos de Engranajes. (2010). Recuperado de [http://www.google.com/sistema de transimic3n por engranaje/](http://www.google.com/sistema%20de%20transmisi%C3%B3n%20por%20engranaje/) Transmis3n por engranajes

Viego Felipe, D., de Armas Teyra, D., Padr3n Padr3n, D., G3mez Sarduy, D., P3rez Abril, D., & Casas Fern3ndez, D. (2007). *Uso Final de la Energ3a El3ctrica*. Cienfuegos, Cuba: Editorial UNIVERSO SUR.

ANEXOS.

ANEXOS.

Anexo 1:

Interv alo de 15 seg	Di a 1 (A)	Dia 2 (A)	Dia 3 (A)	Dia 4 (A)	Dia 5 (A)	Di a 6 (A)	Di a 7 (A)	Dia 8 (A)
15	0	50.6425 028	0	52.7158 346	28.0608 317	0	0	50.3591 695
30	0	50.1925 028	0	54.1924 967	28.1224 955	0	0	51.1000 041
45	0	48.7883 382	0	54.6933 35	28.0749 939	0	0	50.2516 683
60	0	47.7699 992	0	53.5799 988	28.0974 955	0	0	51.6666 667
75	0	48.4358 297	0	54.2941 711	28.0800 028	0	0	53.2433 268
90	0	49.1583 354	0	53.2383 362	28.1333 374	0	0	54.2866 72
105	0	46.1150 004	0	56.0425 028	28.1733 297	0	0	54.6366 679
120	0	47.2591 654	0	55.7325 012	28.2516 663	0	0	55.5300 008
135	0	47.8383 26	0	56.0666 667	28.1925 028	0	0	56.6483 256
150	0	48.6816 671	0	54.7216 695	28.1791 707	0	0	56.5974 996
165	0	51.2416 687	0	55.9299 967	28.2075 012	0	0	57.9208 354
180	0	52.6458 354	0	57.0599 996	28.2449 992	0	0	57.6250 02

195	0	51.8241 638	0	57.5608 378	28.2241 699	0	0	53.9158 366
210	0	50.7824 931	0	56.6991 699	28.2491 699	0	0	51.7983 297
225	0	51.9591 634	0	58.6516 663	28.2399 963	0	0	50.6116 638
240	0	53.4449 972	0	55.8841 715	28.2516 642	0	0	51.1958 354
255	0	53.5016 703	0	55.8274 984	28.2550 008	0	0	52.5791 687
270	0	53.9833 313	0	56.1175 008	28.2925 028	0	0	53.6516 642
285	0	51.9175 028	0	55.7791 707	28.2908 366	0	0	53.5799 967
300	0	47.7100 016	0	55.9041 667	28.2941 671	0	0	54.0150 045
315	0	46.9650 004	0	55.8033 346	28.2891 683	0	0	51.7966 634
330	0	46.7716 695	0	53.9741 699	28.2824 992	0	0	50.2900 004
345	0	45.9125	0	53.6099 976	28.2874 939	0	0	50.9466 675
360	0	48.8566 61	0	56.1400 045	4.86583 252	0	0	51.1924 988
375	0	50.7883 382	0	56.2550 028	0	0	0	50.9925 049
390	0	50.6775 045	0	55.1150 004	0	0	0	51.0683 329
405	0	48.4125 061	0	53.5241 638	21.8125	0	0	50.9708 333

420	0	49.4175 028	0	51.1383 321	28.2058 268	0	0	47.0841 695
435	0	52.4391 683	0	49.6191 671	28.2116 638	0	0	44.4433 35
450	0	52.3208 333	0	50.9625	28.1716 715	0	0	42.8050 028
465	0	53.6316 752	0	54.0225 037	28.1999 98	0	0	45.3100 016
480	0	50.0991 659	0	54.1433 329	28.2825 012	0	0	48.5108 337
495	0	48.8783 366	0	52.9833 333	28.2816 691	0	0	51.0725 057
510	0	46.3516 642	0	52.5141 683	28.3374 98	0	0	51.5399 984
525	0	46.4716 634	0	51.5375 02	28.4016 724	0	0	50.6333 333
540	0	46.2399 984	0	53.5133 362	28.4958 272	0	0	51.0341 675
555	0	44.7141 663	0	53.4699 992	28.5691 691	0	0	48.9074 992
570	0	47.4224 976	0	56.3733 358	28.6316 671	0	0	48.0316 63
585	0	49.4366 659	0	53.3466 654	28.5374 98	0	0	50.1433 35
600	0	51.4875	0	54.1016 703	28.5425 049	0	0	51.7466 695
615	0	51.3341 715	6.35666 911	54.8466 654	28.6241 699	0	0	52.3824 992
630	0	49.9016 703	28.5775 004	55.7833 313	28.6466 654	0	0	53.7949 972

645	0	50.1558 329	28.1050 028	56.2041 626	28.6349 935	0	0	55.7675 028
660	0	51.2016 602	28.0558 37	56.5491 618	28.6833 354	0	0	56.2158 346
675	0	51.9908 325	31.0033 346	54.4333 313	28.7008 28	0	0	53.2691 671
690	0	52.3749 98	45.2966 695	54.8625 02	28.6350 016	0	0	54.4725 016
705	0	49.0091 695	52.8733 358	54.5608 317	28.7666 707	0	0	54.9316 671
720	0	47.2366 638	53.7324 992	52.9358 297	28.8066 671	0	0	54.0941 671
735	0	46.3799 988	50.7974 996	52.7749 98	28.8108 297	0	0	52.7174 967
750	0	48.0866 659	47.3274 943	53.0816 65	28.7808 329	0	0	49.6308 35
765	0	47.7241 679	49.7	52.1966 675	28.8541 646	0	0	46.8074 951
780	0	49.6749 959	48.9425 049	50.2158 285	28.8233 337	0	0	44.7683 37
795	0	52.1083 272	50.4125 02	50.4433 289	28.8016 622	0	0	47.1141 622
810	0	55.5125	53.3808 35	50.8558 35	28.6733 358	0	0	45.2391 581
825	0	59.0558 329	55.5200 033	52.2208 374	28.6808 329	0	0	49.0941 65
840	0	60.5391 622	55.5533 346	51.8291 667	28.7650 024	0	0	49.9483 358
855	0	62.8474 996	57.4191 65	51.2966 654	28.7799 988	0	0	48.1066 691

870	0	60.7291 707	58.1633 341	49.3191 691	28.7658 325	0	0	47.0524 943
885	0	60.4533 346	58.4391 602	50.2991 659	28.6908 264	0	0	46.4899 984
900	0	63.0716 654	58.6933 37	49.0625 061	28.7449 951	0	0	48.3158 346
915	0	65.7225 016	58.8449 992	47.7099 955	28.8358 358	0	0	48.2616 638
930	0	67.5816 63	61.2233 276	45.8650 024	28.8375 02	0	0	47.2633 341
945	0	64.2141 622	61.5891 724	48.7441 671	28.8233 276	0	0	48.7108 297
960	0	63.8316 691	59.3683 35	50.9733 276	28.7850 037	0	0	50.0516 642
975	0	60.5566 671	57.0025 004	49.5425 008	28.8316 63	0	0	50.8041 646
990	0	56.4041 667	55.5983 358	49.9191 671	28.7141 602	0	0	49.4191 691
1005	0	56.1700 012	53.4283 325	51.1858 337	28.6783 305	0	0	45.7208 333
1020	0	56.1324 992	49.4866 72	53.1199 992	28.7016 663	0	0	44.8433 35
1035	0	57.5960 123	54.3015 844	52.5715 844	42.8037 79	0	0	34.8975 631
1050	0	57.1816 589	43.9241 699	55.6666 626	28.7208 354	0	0	42.8158 305
1065	0	56.3375 041	43.5091 654	54.3849 996	28.7275 004	0	0	44.4158 325
1080	0	56.5191 671	44.9341 634	54.6516 622	28.7100 037	0	0	43.8100 016

1095	0	58.9325 012	47.1808 37	54.5208 293	28.7341 695	0	0	47.6833 394
1110	0	62.5925 049	48.2899 963	54.9258 321	28.6699 992	0	0	49.9691 691
1125	0	64.7000 02	46.7391 683	55.8450 012	28.6866 659	0	0	48.9675 028
1140	0	65.1316 63	48.0016 622	56.7483 297	28.7358 317	0	0	46.9933 37
1155	0	64.0366 638	47.9333 313	57.5674 967	28.7624 939	0	0	44.6666 626
1170	0	62.6691 691	49.7325 012	56.6225 016	28.7425 008	0	0	45.3058 35
1185	0	63.7308 329	50.6474 996	56.5475 016	28.6516 642	0	0	45.7608 317
1200	0	65.5783 305	51.8925 069	56.1666 667	28.6558 35	0	0	48.1508 301
1215	0	66.6466 675	54.2858 317	54.5441 671	28.7008 321	0	0	49.2474 935
1230	0	63.1816 63	55.5474 976	55.0591 634	28.7133 301	0	0	51.6766 683
1245	0	62.1066 65	58.3341 654	53.9433 329	28.6625	0	0	52.0950 033
1260	0	61.0766 703	56.7141 683	52.6333 374	28.6416 707	0	0	53.0025 045
1275	0	60.7624 959	56.4049 947	52.2549 988	28.6433 329	0	0	52.6666 728
1290	0	60.1533 386	57.9574 992	51.4133 321	28.5933 329	0	0	52.7441 691
1305	0	62.4216 614	57.4633 341	50.0508 341	28.6149 984	0	0	51.7158 325

1320	0	63.8491 659	59.1141 683	49.5958 313	28.5625	0	0	50.5791 707
1335	0	64.7691 691	59.2900 045	49.9983 317	28.4833 333	0	0	51.2308 35
1350	0	66.1833 333	59.2641 703	50.6316 691	28.4891 642	0	0	51.3074 951
1365	0	64.2733 358	60.3958 293	50.6933 329	28.4858 317	0	0	50.1200 012
1380	0	58.1408 346	59.2191 671	51.8975 016	28.4974 976	0	0	48.0433 309
1395	0	54.5933 309	59.3224 976	51.0241 659	28.4825 053	0	0	44.0383 301
1410	0	54.0516 663	57.1066 711	50.6750 02	28.4650 004	0	0	43.0175 028
1425	0	47.4408 366	54.8025 024	51.2674 967	28.4375	0	0	41.2891 663
1440	0	40.9341 695	55.6075 012	52.2008 301	28.3391 602	0	0	40.1074 992
1455	0	39.7050 008	53.7491 659	52.3150 004	28.3158 346	0	0	41.7808 309
1470	0	43.9433 35	53.3099 996	52.5200 012	28.2691 671	0	0	43.8691 65
1485	0	45.2966 634	54.4449 972	50.3891 642	30.7699 992	0	0	48.3674 988
1500	0	46.9574 992	55.6949 972	50.1883 321	33.8133 321	0	0	49.2833 333
1515	0	49.5566 65	56.9583 354	50.7175 008	28.2849 996	0	0	49.5608 337
1530	0	53.6208 313	55.7324 951	50.3491 74	28.1416 626	0	0	51.3883 28

1545	0	56.825	57.6450 033	50.0716 675	31.6125 061	0	0	52.1016 663
1560	0	58.7033 244	58.9449 972	50.0775 004	28.7816 671	0	0	51.8549 988
1575	0	58.5258 28	58.9324 992	49.8175 008	28.0591 593	0	0	50.4908 325
1590	0	57.3508 301	60.0983 337	50.2891 642	31.8874 959	0	0	49.2016 683
1605	0	58.7250 02	59.9383 301	51.6374 959	28.8566 691	0	0	48.4591 634
1620	0	59.3683 309	56.7049 988	50.7816 65	29.2308 309	0	0	46.8433 35
1635	0	59.7675 008	55.9933 37	52.1016 683	32.0116 659	0	0	46.5633 321
1650	0	60.7358 317	54.1125 02	51.3908 366	35.5116 659	0	0	46.2108 358
1665	0	58.9791 626	52.1550 008	50.5875 02	42.5158 325	0	0	46.9974 955
1680	0	59.6991 638	48.9791 667	51.1616 72	44.5591 675	0	0	46.3008 28
1695	0	61.0549 988	47.0075 012	51.5283 346	41.7208 293	0	0	43.6324 992
1710	0	63.0258 28	45.9858 358	52.1716 654	43.3924 988	0	0	40.6224 976
1725	0	59.4508 301	49.1091 695	47.4866 679	45.0583 313	0	0	42.6616 659
1740	0	57.8724 996	51.8625	35.6491 659	42.6525 004	0	0	43.6108 317
1755	0	59.0825 033	52.3841 614	33.6416 667	41.3633 321	0	0	47.3250 041

1770	0	59.6574 992	56.2925 008	44.8374 959	39.8983 358	0	0	50.7241 618
1785	0	60.6299 988	57.5991 699	51.1441 691	39.1166 626	0	0	52.1050 049
1800	0	61.9399 963	58.7441 65	51.4441 711	37.0183 37	0	0	52.2683 35
1815	0	63.4208 293	60.4141 622	53.0191 63	37.4858 337	0	0	49.8866 679
1830	0	60.8808 329	61.0750 02	53.9441 691	37.5183 289	0	0	49.4658 386
1845	0	61.2508 321	60.8908 407	55.0024 943	37.6775 004	0	0	45.9291 667
1860	0	62.2241 659	59.9199 992	54.9141 703	38.5933 35	0	0	42.5633 362
1875	0	59.4533 386	56.9774 963	57.0158 325	36.5883 301	0	0	42.5466 675
1890	0	56.7525 004	56.0716 654	55.9175 028	35.1633 321	0	0	43.1358 337
1905	0	57.7516 663	54.9575 012	54.8558 289	35.0483 358	0	0	46.3849 996
1920	0	57.1408 285	54.8558 37	53.6966 736	35.5174 967	0	0	47.3583 293
1935	0	57.8808 309	54.2541 667	52.7208 313	37.8491 659	0	0	46.1408 407
1950	0	58.4516 663	53.7458 313	52.5750 02	37.1250 041	0	0	49.6324 992
1965	0	58.6158 346	51.3375 041	52.6433 309	39.7133 382	0	0	46.5249 959
1980	0	58.8491 638	46.9416 687	50.7883 321	42.6099 996	0	0	44.0750 02

1995	0	60.1191 671	44.5300 049	53.8858 317	44.6916 687	0	0	42.0575 033
2010	0	59.9066 63	43.4566 63	53.6258 362	46.0950 012	0	0	42.7
2025	0	59.3700 012	42.8625	51.7983 337	44.8341 675	0	0	43.3641 683
2040	0	57.7016 622	44.9258 301	49.4425 008	43.2850 037	0	0	44.8641 703
2055	0	57.5141 703	46.2599 976	51.4708 313	41.7958 313	0	0	46.5933 35
2070	0	58.4525 045	49.0941 671	51.3516 663	40.4883 301	0	0	45.9758 28
2085	0	61.5816 65	49.9841 654	50.5649 963	40.7441 65	0	0	46.9158 305
2100	0	60.5525 004	52.2508 402	50.3616 679	42.3158 325	0	0	49.1016 642
2115	0	60.4625	53.3983 337	50.6608 297	39.5091 654	0	0	51.6983 317
2130	0	60.9983 358	54.5291 707	51.9141 663	41.5291 667	0	0	54.6924 967
2145	0	62.4333 313	55.5024 963	50.4441 691	42.3233 337	0	0	53.2216 654
2160	0	63.6008 341	56.2449 992	50.1600 037	42.8891 663	0	0	51.2799 967
2175	0	60.7275 045	58.3200 033	49.6966 634	43.8541 626	0	0	49.7024 984
2190	0	59.0775 024	59.6525 004	49.5875	43.6016 703	0	0	48.375
2205	0	60.1041 646	59.7083 333	50.8591 675	46.4024 984	0	0	50.7091 654

2220	0	61.6708 354	60.4608 358	52.3883 382	43.6683 35	0	0	54.1058 37
2235	0	60.4033 407	60.5458 394	52.7058 309	31.4975 037	0	0	54.5350 057
2250	0	60.8508 402	56.6325 053	52.2499 98	28.0358 358	0	0	53.7050 008
2265	0	61.5250 02	56.2316 671	52.6366 659	30.6208 374	0	0	56.4341 715
2280	0	63.3391 663	55.4908 325	52.7383 341	41.1550 049	0	0	54.7100 057
2295	0	61.5775 004	54.3466 654	54.0849 976	46.3800 008	0	0	53.9258 341
2310	0	62.3650 004	53.6116 679	53.8341 654	47.7283 264	0	0	54.6608 378
2325	0	61.3391 663	54.0175 028	54.3675 049	49.0674 988	0	0	56.2958 354
2340	0	64.0116 679	53.2150 045	53.3366 679	49.5733 317	0	0	56.6783 285
2355	0	63.5458 354	52.7199 951	55.3083 354	51.1275 024	0	0	57.0916 667
2370	0	63.0624 959	53.4900 045	52.0658 366	50.5358 358	0	0	56.8124 959
2385	0	64.2141 622	54.3949 992	36.8708 354	47.8349 996	0	0	54.1708 252
2400	0	64.1200 012	52.2716 715	36.4516 642	45.8766 744	0	0	52.4950 033
2415	0	66.0541 626	50.5974 996	45.8850 016	41.1741 659	0	0	51.2891 663
2430	0	64.4125 041	49.9283 325	51.5316 691	37.6433 37	0	0	50.3500 02

2445	0	65.2641 703	50.1908 346	52.2991 679	37.6716 695	0	0	50.9733 317
2460	0	64.7466 715	50.1358 297	52.3241 659	36.9399 984	0	0	52.8283 346
2475	0	63.2758 341	50.9641 683	53.7758 321	37.4416 667	0	0	55.6525 065
2490	0	63.4999 959	52.8333 313	51.5866 638	39.7216 715	0	0	56.4983 378
2505	0	62.4066 671	51.8674 988	52.1266 703	41.3316 691	0	0	53.7808 35
2520	0	62.7525 004	52.6066 63	53.2291 606	42.8058 329	0	0	53.6850 016
2535	0	61.0508 402	52.6141 642	55.2516 642	45.5633 301	0	0	52.5625
2550	0	62.0399 963	53.2083 354	56.3866 659	46.1916 687	0	0	50.4099 976
2565	0	63.8041 626	53.0116 659	56.8983 317	47.0191 671	0	0	50.9200 033
2580	0	63.7716 654	53.7416 687	57.9841 675	48.6791 667	0	0	51.8741 638
2595	0	62.4908 325	55.7149 984	57.2125	49.9474 955	0	0	53.2216 695
2610	0	60.3891 683	56.5450 012	55.6383 321	48.2374 98	0	0	52.7766 703
2625	0	59.3966 675	55.3724 976	56.0441 671	47.5041 646	0	0	50.7133 382
2640	0	57.4075 012	57.6116 659	56.2458 374	46.1541 646	0	0	46.1841 634
2655	0	57.9975 016	55.2858 358	56.0299 988	44.6266 622	0	0	42.4941 63

2670	0	59.5683 309	55.1833 354	53.7658 305	43.0533 366	0	0	41.0283 325
2685	0	59.1175 008	54.6491 699	52.1600 016	41.7849 996	0	0	42.7183 37
2700	0	59.1691 65	54.6983 317	50.8800 049	41.6191 63	0	0	42.8125 041
2715	0	59.9191 63	55.0200 033	53.0433 39	40.1325 012	0	0	45.0724 976
2730	0	61.4408 264	53.8533 264	53.8466 654	39.2724 976	0	0	43.3483 337
2745	0	59.8325 033	56.4783 325	53.6099 976	41.2299 988	0	0	42.8591 654
2760	0	60.1133 321	56.7808 329	53.0849 955	42.8991 659	0	0	40.3658 305
2775	0	62.4533 366	54.5	54.5616 699	45.1991 699	0	0	40.5424 967
2790	0	64.3158 325	55.4383 321	53.5083 354	48.1749 959	0	0	42.0899 984
2805	0	65.1466 675	53.7691 671	52.7491 659	50.8066 65	0	0	44.4424 967
2820	0	63.3324 931	51.4249 98	52.8716 654	50.9141 642	0	0	46.5708 354
2835	0	63.0141 622	50.2233 276	52.2141 642	51.9466 654	0	0	50.1674 947
2850	0	64.2716 654	51.5175 028	50.5608 317	53.2658 325	0	0	52.0733 317
2865	0	65.1574 992	51.1816 671	49.8708 333	55.2883 362	0	0	39.6333 293
2880	0	66.7958 313	49.0424 967	50.7158 366	55.4583 293	0	0	0

2895	0	63.8125	48.2875	50.8733	56.0441	0	0	0
			02	337	691			
2910	0	64.4975	48.5583	50.7233	56.2708	0	0	0
		016	374	317	354			
2925	0	65.7975	48.9858	52.3716	55.5633	0	0	0
		016	276	654	321			
2940	0	66.5858	49.2616	53.4908	57.5291	0	0	0
		358	638	346	667			
2955	0	66.4449	50.9825	52.6533	58.7283	0	0	0
		951	012	325	346			
2970	0	64.4208	52.5283	52.5100	57.0816	0	0	0
		313	325	037	671			
2985	0	61.6366	54.4883	52.7741	55.9099	0	0	0
		638	382	699	996			
3000	0	58.8950	52.8466	53.2975	58.6399	0	0	0
		012	654	037	984			
3015	0	60.4333	56.2616	52.9474	60.0791	0	0	0
		313	659	996	687			
3030	0	58.3333	58.7083	54.2124	60.8649	0	0	0
		354	293	98	943			
3045	0	58.7016	58.7875	54.225	57.6233	0	0	0
		622			358			
3060	0	61.6050	61.7074	53.3741	56.4441	0	0	0
		028	972	72	691			
3075	0	60.7433	58.3333	52.8658	57.9466	0	0	0
		39	293	325	654			
3090	0	61.1458	59.1024	53.9891	59.3441	0	0	0
		374	984	683	65			
3105	0	59.9708	58.9716	53.0274	58.2700	0	0	0
		293	715	963	033			

3120	0	59.6191 671	58.5508 362	53.7949 951	59.5833 293	0	0	0
3135	0	58.0533 346	56.3341 675	54.3408 325	60.8100 016	0	0	0
3150	0	58.3699 992	57.1541 667	53.9450 012	60.3999 98	0	0	0
3165	0	57.5066 65	54.4191 671	56.1883 321	59.3083 293	0	0	0
3180	0	59.1733 378	51.9933 37	57.3616 72	57.1733 358	0	0	0
3195	0	59.8233 317	51.0266 683	56.9158 346	58.0050 028	0	0	0
3210	0	60.5550 008	50.5708 333	57.5941 711	58.5316 691	0	0	0
3225	0	60.8800 028	51.8066 589	56.7083 333	58.2725 037	0	0	0
3240	0	61.5291 687	52.4050 049	55.9708 374	58.0933 35	0	0	0
3255	0	60.6383 341	53.3374 98	55.2233 358	54.6241 72	0	0	0
3270	0	60.3575 033	54.5266 663	55.3849 996	54.5108 337	0	0	0
3285	0	58.0249 98	55.4458 313	56.0866 679	52.2958 354	0	0	0
3300	0	54.4400 024	56.2324 972	56.3825 053	50.6900 024	0	0	0
3315	0	52.7691 65	56.5883 341	55.9366 659	51.3950 012	0	0	0
3330	0	50.8433 309	58.0533 346	56.9658 325	49.9299 988	0	0	0

3345	0	48.9141 642	60.0008 362	56.2933 35	49.3799 967	0	0	0
3360	0	44.2600 037	58.9274 923	55.9774 984	49.7074 931	0	0	0
3375	0	42.7999 959	58.5158 325	54.3983 337	49.1274 984	0	0	0
3390	0	41.5541 667	59.6458 313	56.5766 642	48.6241 659	0	0	0
3405	0	39.8991 638	61.6375 02	59.7783 264	47.0966 654	0	0	0
3420	0	42.0983 256	60.6833 333	57.8333 333	47.6958 313	0	0	0
3435	0	40.5783 346	60.3333 333	44.8283 305	48.0025 024	0	0	0
3450	0	36.7033 366	60.6066 711	29.1850 037	48.8866 638	0	0	0
3465	0	35.5491 679	59.3916 646	31.5525 004	49.6208 354	0	0	0
3480	0	34.2099 996	57.3391 663	45.7458 333	50.8433 289	0	0	0
3495	0	32.2983 317	56.8941 65	53.2650 045	49.8399 963	0	0	0
3510	0	30.8441 691	54.4458 313	55.9841 715	51.4466 715	0	0	0
3525	0	30.1791 667	54.0708 354	56.6150 004	50.5583 293	0	0	0
3540	0	29.0649 943	53.8858 358	57.5874 98	50.9591 715	0	0	0
3555	0	28.4483 337	54.5408 325	58.1741 638	52.9525 004	0	0	0

3570	0	28.5066	53.6733	59.1191	54.8400	0	0	1.72166
		63	317	671	024			748
3585	0	28.5050	55.5433	59.0416	55.7175	0	0	43.5766
		008	329	626	028			703
3600	0	29.9574	57.6516	59.2466	56.7900	0	0	0
		992	683	654	045			

Anexo 2:

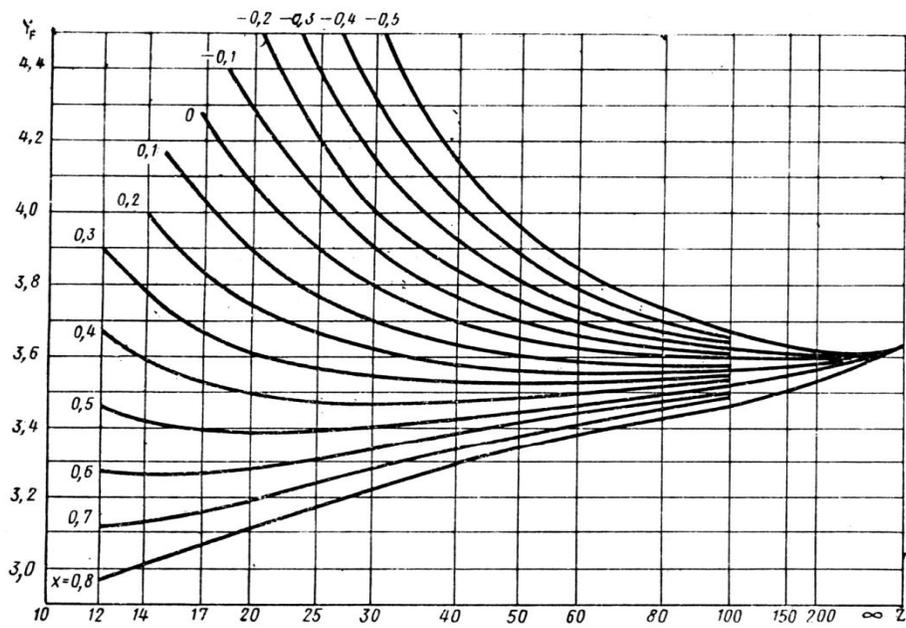


Figura 4.1 Determinación del coeficiente de forma de los dientes.

Anexo 3:

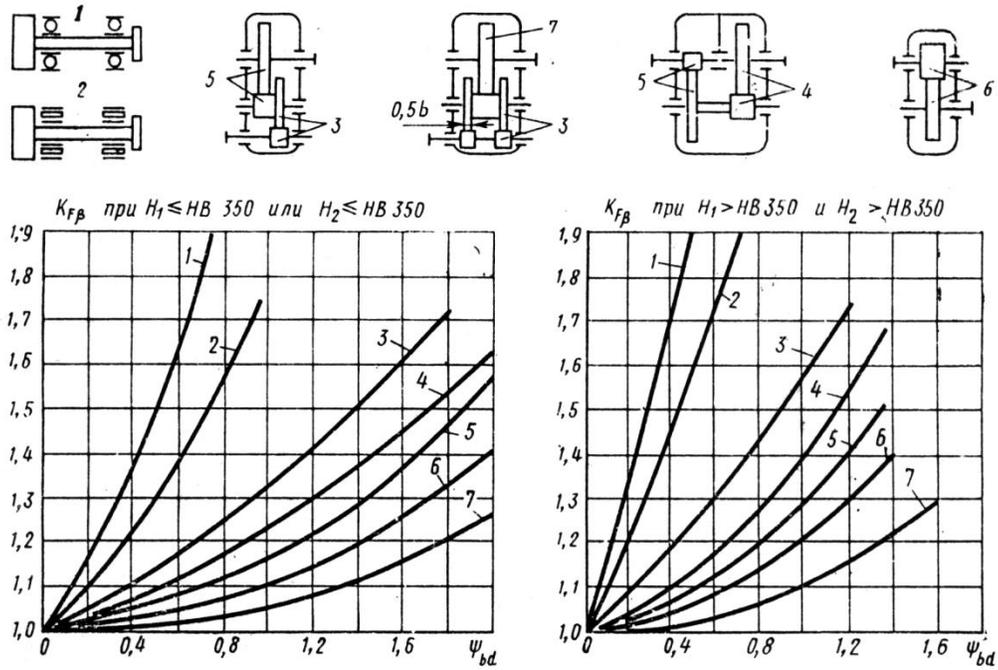


Figura 4.2 Determinación del coeficiente de distribución de carga a la flexión.

Anexo 4:

Tabla 4.1 Valores recomendados del coeficiente φ_{ba} .

Configuración de la transmisión	φ_{ba}
Engranajes de acero no templado y dispuestos asimétricamente	0,315 a 0,4
Engranajes de acero templado y dispuestos asimétricamente	0,25 a 0,315
Engranajes situados simétricamente respecto a los apoyos.	0,4 a 0,4

Anexo 5:**Tabla 4.2** Determinación del coeficiente de carga dinámica.

Precisión de elaboración	Dureza	Velocidad periférica, m/s				
		2	4	6	8	10
6	< 350 HB	1,13 / 1,05	1,26 / 1,1	1,40 / 1,15	1,58 / 1,20	1,67 / 1,25
	> 350 HB	1,04 / 1,02	1,08 / 1,03	1,11 / 1,04	1,14 / 1,06	1,17 / 1,06
7	<350 HB	1,16 / 1,06	1,33 / 1,11	1,50 / 1,16	1,67 / 1,22	1,80 / 1,27
	> 350 HB	1,05 / 1,02	1,09 / 1,03	1,13 / 1,05	1,17 / 1,07	1,22 / 1,08
8	< 350 HB	1,20 / 1,06	1,38 / 1,11	1,58 / 1,17	1,78 / 1,23	1,96 / 1,29
	> 350 HB	1,06 / 1,02	1,12 / 1,03	1,16 / 1,05	1,21 / 1,07	1,26 / 1,08
9	< 350 HB	1,28 / 1,07	1,5 / 1,14	1,77 / 1,21	1,98 / 1,28	2,25 / 1,35
	> 350 HB	1,07 / 1,02	1,14 / 1,04	1,21 / 1,06	1,27 / 1,08	1,34 / 1,09

Nota: Los valores a la izquierda de la diagonal son para dientes rectos y los otros para dientes oblicuos.

Anexo 6:**Tabla 4.3** Determinación del coeficiente de seguridad.

Material	Semiproducto	Tratamiento térmico	n'
Acero y fundición	Colado	Sin tratamiento térmico	2
		Recocido, normalizado o mejorado	1,8
Acero	Colado, forjado o laminado	Temple superficial o cementación	2,5
	Forjado	Temple a corazón con dureza mayor de 350 HB	2
		Normalizado o mejorado	1,6

Anexo 7:**Tabla 4.4** Coeficiente de concentración de tensiones.

Ruedas dentadas	Número de dientes				
	< 20	30	40	60	>100
De acero normalizadas o templadas con radio de acuerdo aproximadamente 0,4 m	1,24	1,34	1,37	1,41	1,45
Iguals pero con radio de acuerdo menor de 0,4	1,8		2		
De acero, cementadas, nitruradas, cianuradas o de fundición	1,2				