



REPÚBLICA DE CUBA  
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO  
DR. "ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ"  
FACULTAD METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA  
DEPARTAMENTO MECÁNICA

# **TRABAJO DE DIPLOMA**

**EN OPCIÓN AL TÍTULO DE**

## **INGENIERO MECÁNICO**

**TÍTULO: COMPORTAMIENTO MECÁNICO DEL ACCIONAMIENTO  
DE LOS SEDIMENTADORES DE LA PLANTA DE LIXIVIACIÓN Y  
LAVADO DE LA EMPRESA COMANDANTE "ERNESTO CHE  
GUEVARA"**

**AUTOR: EDGARDO RAFAEL QUINTERO CORREA**

**TUTOR: ING. MURPIS POMPA LARRAZÁBAL**

**"AÑO 50 DE LA REVOLUCIÓN"  
MOA – HOLGUÍN**

## **DECLARACIÓN DE AUTORIDAD**

**Yo:** Edgardo Rafael Quintero Correa

Autor de este trabajo de diploma, y mis tutores certificamos su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

---

Edgardo Rafael Quintero Correa

---

Ing. Murpis Pompa Larrazábal

## **AGRADECIMIENTOS**

Sobre todo agradezco a DIOS, de el emana el conocimiento, la verdad y la vida, sin su presencia nada de lo que he logrado tendría un resultado satisfactorio.

A mi tutor y profesor Ing. Murpis Pompa Larrazabal, quien supo asesorarme, exigirme y guiarme por los caminos de la investigación científica técnica para la realización de este trabajo, a su empeño y ayuda debo la culminación del mismo.

A mi madre Ofelia Correa, Hernández que con tanto ahínco me hizo comprender la importancia de la sabiduría y preocupase en todo momento por mis estudios.

A mi esposa Bárbara Reyes Luperón quien me alentó con cariño y ternura en los momentos más difíciles de esta contienda contra la ignorancia.

## **DEDICO ESTE TRABAJO DE DIPLOMA**

A mi madre que tanto soñó ver a sus hijos crecer a la par del desarrollo científico que imponen estos tiempos, en sus ojos veo la alegría de saber que sus sueños se materializan en mi persona.

A mi esposa que sabe que esta es su graduación y así ve cumplido su anhelo de ser una buena profesional, sin su colaboración y espíritu tesorero, sin su diaria preocupación dudo mucho poder haber triunfado.

## **RESUMEN**

La producción minero metalúrgica es una actividad ardua que se lleva a cabo con complejas máquinas e instalaciones, generalmente de importación, costosas y de difícil adquisición, lo cual, al igual que los procesos, se caracteriza por ser grandes consumidores de energía en el país.

El accionamiento electromecánico de los sedimentadores son explotados desde 1980 ocupando relevante importancia verificar sus características mecánicas y compatibilidad con las exigencias tecnológicas del proceso, hacia donde esta encaminado este trabajo.

Se desarrolla la valoración de los procedimientos de cálculo de la transmisión mecánica, determinándose que el rendimiento total de 47,6 % evidenciando pérdidas energéticas de más de un 50% de la potencia entrega por el motor primario y esto obedece que en su estructura se incorpora un reductor por tornillo sin fin que tiene baja eficiencia (56,2%), considerado este valor en los límites del diseño para una transmisión por engranajes.

## **ABTRACTS**

The production miner metallurgic is generally an arduous activity that is carried out with complex machines and facilities, of import, expensive and of difficult acquisition, that which, the same as the processes, it is characterized to be big energy consumers in the country.

The electromechanical working of the thickeners is exploited from 1980 occupying outstanding importance to verify its mechanical characteristics and compatibility with the technological demands of the process, toward where this guided this work.

The valuation of the procedures of calculation of the mechanical transmission is developed, being determined that the total yield of 47,6% evidencing energy losses of more than 50% of the power he/she surrenders for the primary motor and this obeys that in its structure he/she incorporates a reducer for screw without end that has low efficiency (56,2%), considered this value in the limits of the design for a transmission for engagements.

<b>INDICE</b>	<b>Página.</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b>	1
<b>CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO.</b>	
1.1 Introducción	5
1.2 Trabajos precedentes sobre accionamientos electromecánicos	5
1.3 generalidades sobre el accionamiento electromecánico	5
1.3.1 Sistema y elementos del accionamiento electromecánico	8
1.3.2 Sistema de fuerza o transmisión de fuerza	8
1.4 Peculiaridades del motor en el accionamiento electromecánico de los sedimentadores	8
1.5 Selección correcta del motor	9
1.6 Mejorar la calidad de la energía eléctrica de la instalación	12
1.7 Oportunidades de ahorro de energía en los sistemas de accionamiento	12
1.8 Reducir la carga mecánica sobre el motor	15
1.9 Recomendación para ahorrar energía en el uso de sistemas de transmisión mecánica	16
1.10 Usar motores eléctricos de alta eficiencia	16
1.11 Reparación eficiente de los motores eléctricos	17
1.11.1 Reemplazo de los motores en lugar de rebobinarlos	17
1.12 Potencia, rendimiento y eficiencia del motor	18
1.13 Arranque de los motores de jaula de ardilla trifásicos	20
1.14 Transmisiones por elementos mecánicos flexible	21
1.15 Trabajo de las transmisiones por elementos mecánicos flexibles.	22
1.16 Características de tracción de una transmisión por correa	24
1.16.1 La tensión estática de una transmisión por correa	25
1.17 Parámetros fundamentales de la transmisión por correa	25
1.17.1 Potencia	25
1.17.2 Velocidades	25
1.17. Eficiencia	25
1.17.4 Razón de transmisión	26

1.8 Campo de aplicación	26
1.9 Fallas de una transmisión por correa durante su funcionamiento	27
1.20 Trabajo de las transmisiones mecánicas por engranaje	27
1.20.1 Fallas durante el funcionamiento de las transmisiones por engranaje	29
1.21 Conclusiones del capítulo	30
<b>CAPÍTULO II MATERIALES Y MÉTODOS</b>	
2.1 Introducción	31
2.2 Motor eléctrico	31
2.2.1 Características mecánicas del motor eléctrico	31
2.2.2 Momento de arranque	34
2.3 Cálculo de la transmisión por correa	34
2.31 Relación de transmisión	34
2.3.1 Angulo de abrazado	35
2.3.1 Tensión en la correa	35
2.4 Cálculo de la capacidad de tracción o empuje	36
2.4.1 Determinación de la tensión estática (inicial)	36
2.4.2 Velocidad periférica	37
2.4.3 Distancia entre los centros de las poleas	37
2.4.4 Longitud de la correa	38
2.4.5 Verificación de los ciclos de flexión por segundo	38
2.4.6 Cálculo de la potencia nominal transmisible	39
2.4.7 Cantidad de correas	40
2.4.8 Cálculo de la vida útil de la correa	40
2.4.9 Según el método de good year	41
2.4.10 coeficientes de empuje	43
2.5 Reductor intermedio de velocidad	44
2.6 Cálculo del reductor por tornillo sin fin	44
2.7 Relación de transmisión	45
2.8 Coeficiente efectivo	45
2.9 Momento en el tornillo y la rueda	47
2.10 Cálculo de la resistencia al contacto (desgaste)	47



2.11 Cálculo de la resistencia a la flexión	49
2.12 Cálculo de calentamiento	50
2.13 Cantidad de calor	50
2.14 Superficie de enfriamiento	50
2.15 Cálculo de los esfuerzos que actúan en el engranaje	50
2.16 Esfuerzo circunferencial	50
2.17 Esfuerzo circunferencial en el tornillo	51
2.18 Esfuerzo radial	51
2.2 Cálculo de la transmisión por engranaje	51
2.3 Cálculo de resistencia por contacto (desgaste) de los dientes	51
2.4 Cálculo de resistencia por flexión (fractura) de los dientes	52
2.5 Cálculo del coeficiente total del rendimiento	53
2.6 Procedimiento para la determinación de las condiciones de carga (momento) referido a los árboles de la transmisión mecánica	54
2.7 Procedimiento para la determinación de las potencias requeridas a los árboles de la transmisión mecánica	56
2.8 Torque tecnológico (metalúrgico)	56
2.9 Conclusiones del capítulo	57
<b>CAPÍTULO III. RESULTADOS Y DISCUSION</b>	
3.1 Introducción	58
3.2 Resultados de los cálculos de la transmisión por correa	58
3.3 Relaciones de transmisión	59
3.4 Resultados de los cálculos de la transmisión por correa trapezoidal	60
3.5 Resultados de la simulación	63
3.6 Resultados de las velocidades de rotación	64
3.7 Conclusiones del capítulo	66
<b>CAPITULO IV: VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL</b>	
4.1 Introducción	67
4.2 Valoración económica	67
4.3 Valoración de impacto de ambiental	68
4.3.1 Caracterización de los impactos	68

4.4 Conclusiones del capítulo	73
<b>CONCLUSIONES</b>	74
<b>RECOMENDACIONES</b>	75
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	76

## INTRODUCCIÓN

La producción minero metalúrgica es una actividad ardua que se lleva a cabo con complejas máquinas e instalaciones, generalmente de importación, costosas y de difícil adquisición, lo cual, al igual que los procesos, se caracteriza por ser grandes consumidores de energía en el país (Pérez, 1984).

La aplicación adecuada de los medios de producción y aplicación de eficientes procesos tecnológicos que incrementan la producción, disminuyen costos, permiten crear condiciones seguras para el trabajo de los obreros y garantizan el aprovechamiento racional de los recursos minerales y energéticos.

La industria cubana del níquel constituye una de las posibilidades concretas para el desarrollo económico del país y en las condiciones del mercado actual cobra importancia tanto en su volumen, como su costo.

El esquema tecnológico de la Empresa Comandante “Ernesto Che Guevara” está basado en el esquema hidrometalúrgico de lixiviación carbonato - amoniacal o proceso CARON para la obtención de concentrados de Níquel y Cobalto (Ni + Co) a partir del mineral reducido (material laterítico). La cual confronta dificultades prácticas de bajas eficiencias y operatividad lo cual determina en gran medida su estabilidad y costos de producción.

La decisión de utilizar el proceso de lixiviación carbonato - amoniacal en la empresa se explica por las ventajas propias de esta tecnología. Es un proceso continuo que se realiza en las condiciones de presión atmosféricas. El equipamiento tecnológico del proceso se distingue por su sencillez y amplia utilización de los aparatos conocidos (hornos de soleras múltiples, sedimentadores o espesadores, columnas de destilación, etc.). Estas características favorecen la creación de una producción con alto nivel de mecanización y automatización.

El complejo minero - metalúrgico del níquel de la empresa esta compuesto por catorce entidades. En este trabajo se trabaja en una de ellas, la Planta de Lixiviación y Lavado, donde existen diferentes equipos electromecánicos que utilizan mecanismos agitadores para mantener flujos en movimiento y evitar incrustaciones en paredes de tanques o depósitos.

Entre estos sistemas tenemos los tanques sedimentadores, equipos principales del circuito de lixiviación y lavado, se utilizan para lixiviar el mineral reducido proveniente de la Planta de Hornos de Reducción; que cumplen la importante función de espesar las pulpas y clarificar el licor, o sea ocurre una separación entre el licor lixiviado y los sólidos, ricos en níquel y cobalto (pulpa sedimentada). Los sólidos sedimentan formando una pulpa espesa que es movida hacia el centro por los brazos del accionamiento electromecánico, que giran a una velocidad de 0,015 r.p.m. tardando 18 minutos en dar una vuelta completa.

La fuente de movimiento la proporciona un pequeño motor de 5,5 kW que alimenta a un reductor potente que, mediante poleas, hace girar el eje central del tanque que es donde se encuentra los brazos.

Teniendo en cuenta esto, se plantea la siguiente **situación problemática**.

Son muchos los tanques de este tipo que funcionan en la planta de lixiviación y desde el proyecto inicial y ellos vinieron equipados con este tipo de accionamiento electromecánico, y se presentan los siguientes problemas.

- La causa mayor de las paradas la constituye la rotura o flexión de las poleas, lo que puede ser corregido muy rápido si se detecta rápidamente. El motor continuara moviéndose como si no hubiera avería alguna y por lo tanto, de no detectarse a tiempo, puede solidificarse todo el mineral en el interior de tanque con las graves consecuencia para el proceso productivo, la reparación del tanque, el medio ambiente, etc.
- Con el incremento de las densidades en el circuito de lixiviación y lavado, se introdujeron floculantes como agente acelerador de este proceso, resultando que en algunos casos se trancara el sistema de transmisión y cuando el movimiento comienza a solidificarse, proceso que se hace peligroso e incorregible si la parada dura más de 18 minutos.
- En caso de una completa solidificación, es necesario primeramente saltar un eslabón en el proceso de lixiviación, lo que disminuye la eficiencia y calidad del proceso en si, dado que ahora son menos los tanques que están sedimentando mineral y por tanto el resultado final no es el mismo.

**Problema:**

No se conoce el comportamiento de los parámetros del accionamiento electromecánico de los sedimentadores para las diferentes regimenes de operación

Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente **hipótesis:**

Se establece para el análisis que los brazos funcionan como un sistema y que atribuyen todo su momento hacia el eje central producto del momento estático de la masa de mineral, lo cual presupone la peor de las condiciones de trabajo para el accionamiento electromecánico.

**Objetivo General:**

- Valorar el comportamiento de los parámetros fundamentales del accionamiento electromecánico de los sedimentadores para diferentes regimenes de explotación durante el proceso de espesado de la pulpa de mineral laterítico.

**Objetivos específicos:**

1. Verificar el procedimiento de cálculo para predecir el comportamiento de los parámetros del accionamiento electromecánico.
2. Verificar las características mecánicas del accionamiento electromecánico de los sedimentadores y compatibilidad con las exigencias tecnológicas del proceso.
3. Establecer comparación de los resultados obtenidos con los parámetros del proyecto del equipo.

**Objeto:** Accionamiento electromecánico de los sedimentadores.

**Tareas del trabajo.**

- Revisión y búsqueda bibliográfica y sistematización de los conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio.
- Revisar el procedimiento de cálculo para determinar los parámetros del accionamiento electromecánico.

- Establecer gráficos de comportamiento que reflejen la interdependencia existente entre los parámetros más importantes del accionamiento que permitan la toma de decisiones en la planta.
- Análisis de los resultados.
- Valoración económica e impacto ambiental.

## **CAPITULO I: MARCO CONCEPTUAL**

### **1.1 Introducción**

Cuando se hace un estudio es de vital importancia conocer hasta dónde ha llegado la humanidad en la temática analizada, ello permitirá aprovechar de manera eficiente los conocimientos heredados generación tras generación, evitando así arribar a conclusiones erróneas según nuestros puntos de vista de hechos y cuestiones analizadas por otros autores.

A continuación se realizara un análisis de los distintos aspectos relacionados con el tema expuesto en la bibliografía consultada, con la finalidad de disponer de los elementos básicos y las tendencias actuales que resulten esenciales para el correcto desarrollo del trabajo

Este capítulo tiene como **objetivo**:

- Establecer los fundamentos teóricos necesarios de la temática abordada, realizando una revisión bibliográfica que permita la orientación del trabajo.
- Definir los aspectos teóricos que permitirán llevar a vías de hecho la investigación propuesta.

### **1.2 Trabajos precedentes sobre accionamientos electromecánicos**

La energía mecánica es por demás importante, pues se la requiere en clasificaciones de potencia muy variadas, siempre que se llevan a cabo actividades, que incluyen la transportación de materias primas, o los procesos de producción industriales. Para esta transformación final en el punto de utilización, son apropiados los dispositivos electromecánicos en la forma de accionamientos eléctricos; y se calcula que, aproximadamente el 50% de la electricidad generada en un país industrializado finalmente se transforma en energía mecánica. La mayoría de los motores eléctricos se utilizan en accionamientos de velocidad constante, los cuales no necesitan ser controlados excepto para arranque, detenimiento o protección. Sin embargo, existe un número más reducido de accionamientos en donde la torsión y la velocidad deben igualarse a los requerimientos de la carga mecánica (Vega, 1990).

El éxito de los accionamientos eléctricos debe a varios aspectos:

- Se adaptan a casi cualquier condición de funcionamiento, como por ejemplo, a la ventilación por aire a presión, o al estar completamente blindados, sumergidos en líquidos, expuestos a condiciones explosivas o radiactivas. El nivel de ruido es bajo si se los compara, por ejemplo, con los motores de combustión.
- Se ponen en funcionamiento al instante y se pueden cargar por completo y de forma inmediata. No existe necesidad de recarga ni tampoco recalentamiento del motor. Las necesidades de servicio de mantenimiento son mínimas, si se las compara con otros accionamientos.
- Los motores eléctricos poseen mínimas pérdidas en vacío y revelan una gran eficiencia; por lo general, tienen una capacidad de sobrecarga considerable a corto plazo.
- Son fáciles de controlar y las características de régimen estable pueden reformularse casi a voluntad, además se alcanza un rendimiento sumamente dinámico mediante el control electrónico.
- La simetría giratoria de las maquinarias eléctricas y (en la mayoría de los motores) el par de torsión suave tienen como resultado un funcionamiento silencioso y con pocas vibraciones. Puesto que no existen temperaturas elevadas que ocasionen la fatiga del material, se puede esperar una larga vida de funcionamiento.
- Los motores eléctricos se construyen en una variedad de diseños, para ser compatibles con la carga que deben soportar y, por ello, pueden estar montados en pies y bridas, o bien el motor puede tener un rotor externo, etc.

Como es de esperarse, esta extensa lista de características notables se complementa con las desventajas de los accionamientos eléctricos, las cuales limitan o impiden ciertos usos:

- La dependencia en un abastecimiento continuo de energía genera problemas.
- Debido a la saturación magnética del hierro y a sus problemas de enfriamiento, es probable que los motores eléctricos tengan una menor relación potencia-peso que, por ejemplo, los accionamientos hidráulicos de alta presión que emplean fuerzas normal en lugar de tangenciales.



La transformación de la energía electromecánica en accionamientos controlados está sujeta a los parámetros de la máquina eléctrica, los cuales pueden modificarse ocasionando pérdidas mínimas de energía mediante convertidores electrónicos de potencia controlados, los que consisten en conmutadores electrónicos de semiconductor; además pueden generar voltajes y corrientes en casi todas las formas de onda y de la manera que ordena el control que en la actualidad ejercemos mediante componentes microelectrónicos. De este modo, la tecnología de los semiconductores, que combina la transformación de la energía y el procesamiento de señales a alta velocidad a un costo admisible, ha sido la razón esencial detrás del desarrollo de los actuales accionamientos de alto rendimiento; lo cual es parte de la transición generalizada de los sistemas de control análogos en digitales, utilizando microcomputadoras y procesadores de señales (Veshenevsk, 1976).

Los motores de inducción son máquinas eléctricas, las cuales han tenido mayor aplicación en la industria. Estas máquinas son los principales convertidores de energía eléctrica en mecánica (actualmente los motores de inducción consumen casi la mitad de la energía eléctrica generada). Su uso es, principalmente, en calidad de mando eléctrico en la mayoría de los mecanismos, ello se justifica por la sencillez de su fabricación, su alta confiabilidad y un alto valor de eficiencia (Campos, 2007).

Leonhard (1995), reporta que más del 60% de la energía eléctrica generada en el mundo es consumida por las máquinas eléctricas y se estima que por lo menos el 20% del ahorro de energía está en el mejoramiento de los rendimientos de los motores y sistemas eléctricos, el otro 80% puede ser tomado de cada una de las partes del accionamiento electromecánico, incluyendo sus cargas mecánicas y el propio proceso. Nuestro objeto de estudio es el motor de inducción y la bomba centrífuga, de cuya representación gráfica se muestra en

En los trabajos realizados por (Kliman, 1997) se refleja que los motores eléctricos de inducción se usan en multitud de aplicaciones en la industria, siendo en algunas de ellas vital garantizar su correcto funcionamiento y ha encontrado que el 50% de los daños en los motores eléctricos de inducción obedecen a problemas en los rodamientos y el 10% a rotura de barras del rotor.

Escaraverino (2007), plantea que en muchos casos las pérdidas mecánicas no son debidas al propio motor sino que existe un sistema de transmisión que hace que debido a las pérdidas que en éste se originan, disminuya el rendimiento global del accionamiento. Este fenómeno se puede evitar controlando las tensiones de las transmisiones por correas. También hay que estudiar la posibilidad de sustituir el sistema de correas o de reductor con caja de engranajes por accionamiento directo mediante regulación de velocidad.

### **1.3 Generalidades sobre el accionamiento electromecánico**

La técnica del accionamiento electromecánico está ubicada dentro del ámbito de la electromecánica en cuanto al proceso central se refiere. Por medio de los accionamientos electromecánicos se transforma la energía eléctrica en mecánica, y al percatarse de que en un país desarrollado cerca del 70 % de la energía eléctrica producida se transforma en energía mecánica por medio de accionamientos electromecánicos.

#### **1.3.1 Sistema y elementos del accionamiento electromecánico**

La técnica del accionamiento electromecánico está estructurada con una cierta cantidad de elementos entrelazados entre si alrededor del proceso central (transformación de la energía eléctrica en mecánica.), es decir, constituye un sistema técnico. Y, como dice A. Hall, cada uno de esos componentes pueden ser en un momento dado bien elemento o bien integrante o aun un sistema (o sistema de mejor garantía) del sistema total.

Escaraverino (2007), plantea que todo accionamiento por sencillo o complejo que sea, está estructurado invariablemente por tres elementos básicos: el convertidor eléctrico, el motor primario y la transmisión de fuerza.

#### **1.3.2 Sistemas de fuerza o transmisión de fuerza**

En una planta industrial, se denomina sistema de fuerza al conjunto de todos los equipos e instalaciones que tiene por objeto realizar un trabajo mecánico y/o de producción. El equipo eléctrico que puede realizar trabajo mecánico es el motor eléctrico, y por lo tanto son estos equipos los principales dentro del proceso de producción.

El sistema de fuerza a su vez, en una planta es alimentado con energía desde una subestación de distribución del servicio público de electricidad. De lo sucintamente descrito se observan la importancia de las máquinas eléctricas en la industria.

El rendimiento y el factor de potencia varían con la carga. En todos los casos conviene disponer de las características del motor, entregadas por el fabricante.

A los motores en general se pide que suministren la potencia señalada en la placa de características, aunque la tensión difiera en más o menos 5% de su valor nominal.

Una disminución de tensión lleva consigo un aumento de la intensidad necesaria para conseguir la potencia nominal a la vez que una mejora del factor de potencia y un aumento del deslizamiento. El calentamiento también será mayor.

#### **1.4 Peculiaridades del motor en el accionamiento electromecánico de los sedimentadores**

Los motores eléctricos de inducción están diseñados y fabricados para operar en las condiciones especificadas en la placa de características técnicas, llamadas condiciones nominales. El motor de inducción en particular el de tipo de jaula de ardilla, es sin duda alguna, el más empleado en la industria actualmente y tiene un alto rendimiento en condiciones nominales. Es preferible para el trabajo con velocidad constante, porque el costo inicial es menor y la ausencia de conmutador reduce el mantenimiento. El uso del motor de inducción en lugares como las plantas de preparación de mineral de las industrias del níquel cubano es ventajoso, pues, debido al polvo, en otros motores se haría difícil el mantenimiento de los mismos.

En la literatura (Veshenevski, 1976), plantea que estos motores tienen la siguiente característica mecánica, al variar la carga desde la marcha en vacío hasta la nominal, su frecuencia de rotación disminuye solamente en un 2...5%, además, poseen un momento de rotación de arranque inicial bastante alto.

La velocidad a plena carga, el aumento de temperatura, la eficiencia y el factor de potencia, así como el aumento máximo de torsión y la torsión al arranque, han sido desde hace mucho tiempo los parámetros de interés en la aplicación y compra de motores.

Estos motores deben ser alimentados con un sistema trifásico simétrico de tensiones de forma de onda sinusoidal y de magnitud similar a la nominal, es decir el sistema debe tener una calidad de la potencia eléctrica perfecta. Sin embargo los sistemas eléctricos industriales generalmente no presentan las condiciones ideales ni en simetría, forma de onda y magnitud es decir tiene una calidad de potencia eléctrica disminuida, los fenómenos de calidad de la potencia eléctrica que se presentan con mayor frecuencia son: tensión simétrica y de magnitud mayor o menor que la tensión de placa, tensión desequilibrada es decir las tres fases presentan magnitudes diferentes y forma de onda de la tensión distorsionada es decir no es una onda sinusoidal pura.

Sin embargo, este tipo de motores con cargas ligeras, las pérdidas en el hierro reducen drásticamente el rendimiento del sistema. Para aquellas aplicaciones con carga y velocidad variable, parece lógico estudiar la posibilidad de mejorar el rendimiento del accionamiento. Es importante optimizar su rendimiento por dos razones: el ahorro económico y la reducción de la contaminación del medio ambiente (Kulikov, 1976).

Un motor eléctrico transforma la energía eléctrica en energía mecánica, este es el concepto básico de los equipos que dan movimiento a los brazos que mueven los raspadores en los sedimentadores de las industrias de procesamiento de minerales.

### **1.5 Selección correcta del motor**

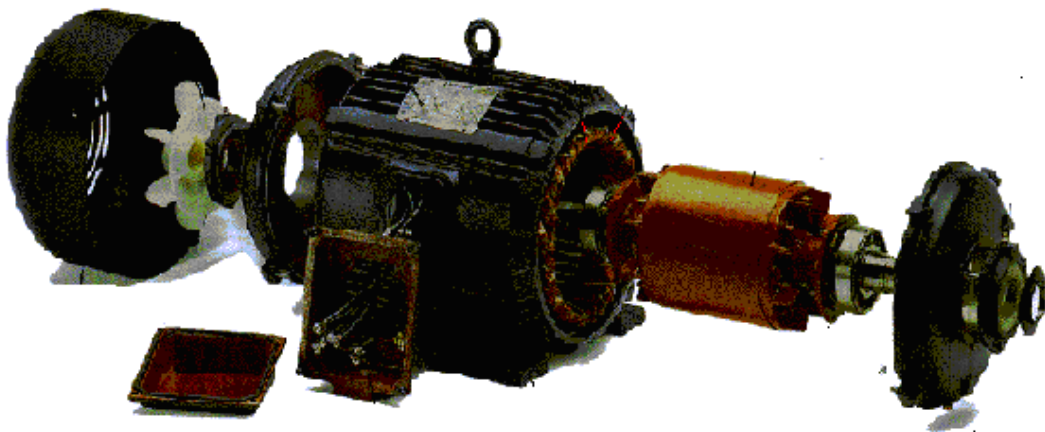
El primer paso para el ahorro de energía en motores eléctricos es que la potencia nominal del motor sea debidamente seleccionada. Se recomienda que la potencia nominal este sobredimensionada en 5 a 15% respecto a la potencia de operación del motor, con el objetivo de que el motor opere con una eficiencia y un factor de potencia adecuados. Si el motor seleccionado esta sobredimensionado por encima del 25% la potencia de operación, resultara que el factor de potencia del motor disminuirá, lo que incrementara la corriente del motor, aumentando las perdidas en las líneas y el consumo de la potencia reactiva.

No todos los motores pueden ser utilizados para toda clase de trabajo; cada actividad requiere un tipo de motor.

Para elegir un motor hay que tener en cuenta las siguientes características:

- La carga de trabajo (Potencia).
- La clase de servicio.
- El ciclo de trabajo.
- Los procesos de arranque, frenado e inversión.
- La regulación de velocidad.
- Las condiciones de la red de alimentación.
- La temperatura ambiente.

Los procedimientos para el cálculo de la potencia dependen del tipo de carga del motor, siendo el tipo más común de carga la de servicio continuo. Los tipos de servicio continuo pueden ser de carga constante ó de carga variable. Para las cargas de servicio continuo con carga constante se recomienda seleccionar una potencia nominal de aproximadamente 15 % mayor a la carga constante del motor. Cuando la carga es de servicio continuo con carga intermitente para la selección de la potencia se pueden usar varios métodos de cálculo (Quispe, 2005) método de las pérdidas promedio, método de la corriente equivalente, método del momento equivalente y el método de la potencia equivalente.



**Figura. 1.** Motor de inducción trifásico jaula de ardilla o en corto circuito

Finalmente llegamos al motor por excelencia para el trabajo con los transportadores de banda; el motor asincrónico tipo jaula de ardilla (Ver Figura. 1). Sobresale entre los demás por ser más barato, eficiente, compacto y de más fácil construcción y mantenimiento. Es sin dudas el más común de todos por su sencillez y forma constructivas. En especial el motor de doble jaula combina las cualidades de la baja resistencia del rotor para la operación a velocidad normal, con las cualidades de alta resistencia para el arranque.

### **1.6 Mejorar la calidad de la energía eléctrica de la instalación**

La máxima caída de tensión admisible para los motores es del 5% durante la operación normal y del 15 % para el arranque (Feodorov, 1985). Es esto un criterio muy importante y a tener en cuenta en el accionamiento de los sedimentadores.

Cuando el motor opera a potencia nominal es recomendable que la tensión del motor sea muy cercana al valor de la tensión nominal con una desviación máxima del 5%. A pesar que los motores con Normas NEMA están diseñados para operar con una desviación máxima de 10% el voltaje nominal, las variaciones de tensión afectan significativamente la eficiencia, el factor de potencia y el tiempo de vida.

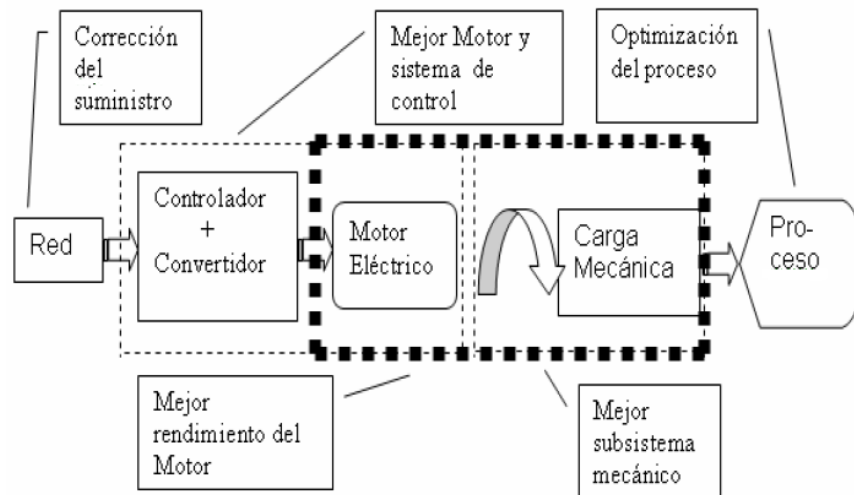
Si la calidad de la potencia eléctrica entregada por la red es baja el motor operara con mayores pérdidas y disminuyendo su tiempo de vida. Por lo tanto es importante se verifique el grado de calidad de la potencia eléctrica de las instalaciones eléctricas ó en caso contrario se debe conocer las consideraciones a tomar en cuenta para la operación segura del motor.

### **1.7 Oportunidades de ahorro de energía en los sistemas de accionamiento**

Existen varias opciones que permiten lograr el uso eficiente de la energía eléctrica en la aplicación de motores eléctricos y por lo tanto una reducción de los costos asociados al consumo de energía. La Figura.2 muestra alguna de estas opciones: selección correcta de la potencia del motor, mejorar la calidad de la energía eléctrica, reducir la carga mecánica sobre el motor, usar motores de alta eficiencia, usar controladores electrónicos de velocidad, aplicar métodos de mantenimiento centrados en la eficiencia y el usar métodos de reparación que mantengan la eficiencia del motor.

El sistema de accionamiento eléctrico puede ser estudiado en busca del mejor uso de la energía transferida desde la red de potencia trifásica en sus cuatro principales componentes:

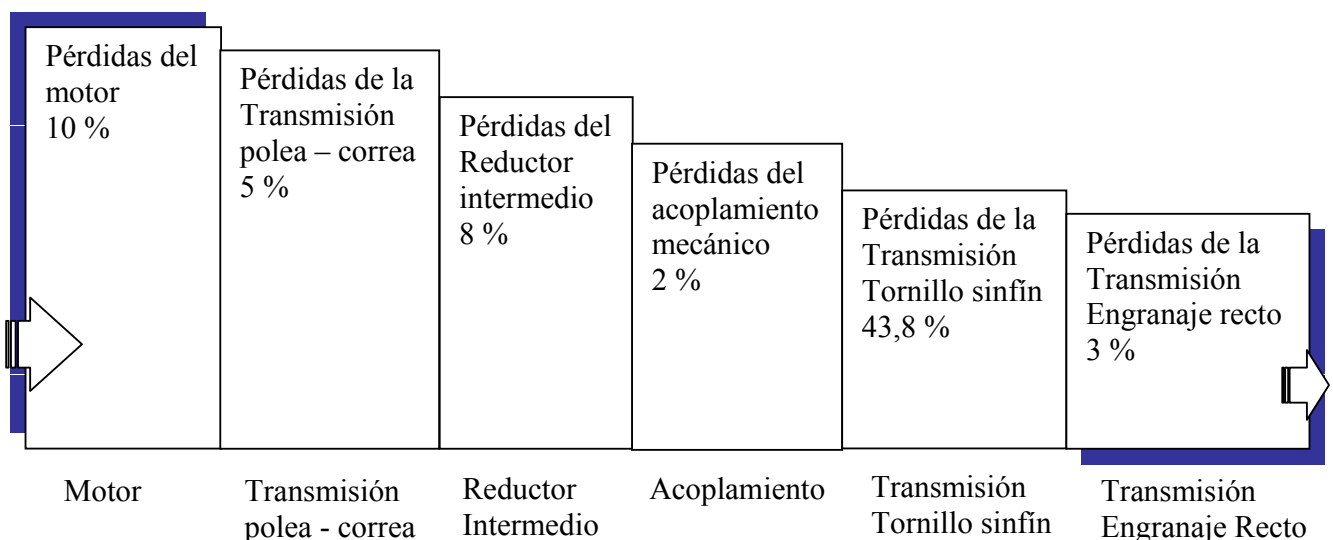
- Fuentes de suministro de potencia trifásica: usualmente los análisis parten de un sistema trifásico estable simétrico, con voltajes y corrientes sinusoidales con determinado contenido de armónicos de hasta un quinto orden. (Feodorov y Rosello, 1985).
- Subsistema: Controlador + Convertidor + Motor Eléctrico, cuyo estudios basan sus resultados en la simulación de modelos matemáticos lineal izado, pero que en ocasiones presentan serias restricciones en el objeto del Convertidor y funcionan bajo condiciones iniciales de trabajo limitadas en el objeto Motor y es por esto que el empleo de algoritmos difusos facilitan el estudio con potencialidades de observar el comportamiento del sistema en base a la adecuada identificación del proceso.
- Subsistema Mecánico: constituye la carga mecánica rotacional del accionamiento y está determinado por el enlace del árbol del motor con el mecanismo, que en este caso es transmisión de fuerza. En él existen posibilidades reales de estudio accediendo a las relaciones mecánicas del subsistema y su concatenación al medio electromagnético de la máquina eléctrica. Es inédito conciliar el modelo de la máquina eléctrica con este subsistema mecánico, el cual decide en gran medida el comportamiento de todo el accionamiento.
- Subsistema Proceso: es en nuestro caso un tanque sedimentador de pulpa que constituye la carga mecánica rotacional, este subsistema proceso (sedimentación). Tiene una de las mayores reservas de oportunidades para obtener elevados rendimientos pero no son suficientes todavía los conocimientos para llevarlo a cabo.



**Fuente:** Góngora, 2007

**Figura.2** Sistema de accionamiento eléctrico y oportunidades de mejoramiento de sus rendimientos.

Una idea integral con la apreciación que se tiene en términos de rendimientos en un accionamiento de sedimentadores que es muy típico en cualquier instalación industrial, se muestra en la Figura 3.



**Figura. 3.** Diagrama de pérdidas en sistema de accionamiento electromecánico de los sedimentadores



Los motores de inducción tienen una elevada eficiencia cuando operan con sus cargas y torques nominales (Morera, 1988). Así mismo operando con cargas ligeras las pérdidas del hierro se incrementan dramáticamente, reduciendo considerablemente la eficiencia (Kulikov, 1976).

Gran parte de las aplicaciones de los motores de inducción corresponden a sedimentadores; en las mayorías de estas aplicaciones los motores operan significativamente por debajo de sus valores nominales de carga; el voltaje aplicado al estator, crea un campo magnético rotatorio que induce corrientes en el rotor, generándose par en el eje; si no se requiere el par nominal, el máximo campo magnético tampoco se requerirá; la corriente que produce el campo magnético adicional aumenta las pérdidas por efecto Joule en las resistencias, disminuyendo el rendimiento del motor.

Si el motor opera con una tensión del 90% la tensión nominal, la eficiencia del motor puede disminuir entre el 2% y 4%. Las tensiones deben medirse en los terminales del motor porque el voltaje disminuye al aumentar la distancia desde el transformador.

Es importante por lo tanto realizar estudios de la calidad de energía del sistema eléctrico de la industria para detectar si la calidad de la potencia eléctrica de la instalación es inadecuada y tomar acciones para mejorarla. En general algunas medidas para mejorar la calidad de la potencia son: cambiar los taps del transformador de distribución, realizar un reacomodo de las cargas monofásicas en el sistema, instalar filtros pasivos y/o activos para atenuar los armónicos de tensión.

### **1.8 Reducir la carga mecánica sobre el motor**

Cuando se analiza la eficiencia de un sistema accionado por un motor, una pregunta fundamental es si la carga que el motor mueve puede ser reducida o incluso si la operación de la carga aun es necesaria dentro del proceso productivo. Sirve de muy poco optimizar el motor y sus controles, si la carga accionada y su proceso son ineficientes (Harwell, 1998), (Quispe, 2005). Las recomendaciones para reducir la carga sobre el motor son:

## **1.9 Recomendaciones para ahorrar energía en el uso de sistemas de transmisión mecánica**

Luego de asegurar la operación eficiente de la carga es importante empezar a analizar los sistemas de transmisión. Los sistemas de transmisión permiten transmitir el torque del motor a las cargas ó equipos (bombas, compresores, etc.) ya sea cambiando o no la velocidad que entrega el motor, lo que se logra mediante acoplamientos al eje de engranajes, poleas. Es importante en la selección del sistema de transmisión conocer las características de cada sistema para realizar una adecuada selección. Se recomienda seguir las siguientes recomendaciones:

- **Acople directo.** Asegure un correcto acoplamiento entre el motor y la carga, es recomendable usar la tecnología láser.
- **Correas o bandas.** Se recomienda usar bandas en trapezoidales y de preferencia bandas en trapezoidales dentadas; de ser posible usar bandas sincrónicas. También se recomienda hacer el alineamiento usando tecnología láser.
- **Reductores.** Es importante seleccionar adecuadamente el tipo de reductor (helicoidal, cónicos, cilíndrico y tornillo sin fin) de acuerdo a la potencia y a la relación de velocidades. Por ejemplo los reductores tipo sin fin permiten reducciones elevadas pero con una eficiencia menor que los otros tipos de reductores. Es importante considerar que la eficiencia del reductor cae bruscamente cuando estas transmisiones trabajan con una carga menor al 50% de la carga nominal.
- **Cadenas.** No tienen deslizamiento y se recomiendan para transmitir elevadas cargas que pueden llegar hasta los miles de kW, la eficiencia puede alcanzar a 98%, pero el desgaste le hace perder un par de puntos porcentuales.

## **1.10 Usar motores eléctricos de alta eficiencia**

Los motores eléctricos de alta eficiencia, son motores de diseño y construcción especial que presentan menos pérdidas que los motores eléctricos estándares (Quispe, 2004), (Bonnett, 1997). Una menor pérdida de potencia hace que el motor tenga una mayor eficiencia es decir que consuma menos energía para realizar el mismo trabajo que un motor normal.

Los estudios técnicos y económicos (Quispe, 2004), (Castrillon, 2007) muestran que si se analiza a 10 años, de los costos totales del motor el costo de compra es de 1%, el costo de la energía es de 95 %, costo de mantenimiento 3 %, el costo de ingeniería y logística 1%. Así el costo de compra del motor es poco significativo respecto al costo total de operación, por eso al seleccionar motores eléctricos debemos de considerar además del costo inicial de compra el análisis económico de la operación.

### **1.11 Reparación eficiente de los motores eléctricos**

Los estudios muestran que el rebobinado del motor mediante técnicas inadecuadas reduce la eficiencia del motor entre 2 % a 4% (Campbell, 1997; Viego, 2000). Es preciso exigir que los motores sean rebobinados usando técnicas que permitan mantener o mejorar la eficiencia del motor reparado.

Entre las técnicas usadas para conservar la eficiencia del motor es usar un Horno de Pirólisis, el que permite someter al bobinado a una temperatura controlada de 350 y así poder retirar el bobinado del núcleo sin dañar las láminas del núcleo magnético (Viego, 2000). También es importante es que el número de vueltas y el calibre no cambie y que la longitud de las bobinas no aumente, para esto es importante que se mida la longitud de las cabezas de bobina y esta se mantenga luego del rebobinado. Con esto se asegura que la resistencia del bobinado no varíe y las pérdidas en los conductores del estator se mantengas inalterables. Si es posible se recomienda aumentar el calibre y disminuir la longitud de las bobinas esto ayudará a disminuir las pérdidas en los conductores del estator.

#### **1.11.1 Reemplazando los motores en lugar de rebobinarlos**

Campbell (1997), aporta que cuando un motor falla y debe ser reparado es importante determinar si es conveniente repararlo o reemplazarlo por un motor de alta eficiencia. Es importante considerar que la eficiencia del motor cae en cada reparación, si esta es inadecuada, por lo que es importante conocer la eficiencia del motor fallado. Para analizar si el motor se reemplaza se recomiendan los siguientes criterios:

La condición y la edad del motor.

- Historia de la operación del motor y los rebobinados.
- El tipo del motor y de la aplicación.
- El potencial ahorro de energía que puede lograrse.

### **1.12 Potencia, rendimiento y eficiencia del motor**

El par del motor es una magnitud decisiva hasta el punto de determinar las dimensiones de un motor. Motores de igual par tienen aproximadamente las mismas dimensiones aunque tengan diferentes velocidades. En el arranque de un motor, el par toma distintos valores independientemente de la carga. La potencia nominal debe ser lo más parecida posible a la potencia requerida por la máquina a accionar. Un motor de potencia excesiva da lugar a una mayor intensidad de corriente durante el arranque (Veshenevski, 1976).

Los métodos para determinar la eficiencia son: Por medición directa o por pérdidas segregadas (estos métodos están expuestos en el Standard Test Procedure for Polyphase Induction Motors and Generators, Std 112-1978, ANSI/IEEE; en el Standard Test Code for DC Machines, Std 113-1973, IEEE; en el Test Procedure for Single-Phase Induction Motors, Std 114-1982, ANSI/IEEE y en el Test Procedure for Synchronous Machines, Std 115-1965, IEEE).

La mayor parte de los trabajos en busca del mejoramiento de la eficiencia del motor de inducción, basan sus razonamientos sobre el estudio de sus principales pérdidas, las cuales están usualmente comprendidas dentro de cinco componentes: las pérdidas del cobre del estator, las pérdidas del cobre del rotor, las pérdidas en el hierro, las pérdidas mecánicas y las pérdidas adicionales. El mejoramiento ha sido obtenido mediante el balance entre las pérdidas del cobre y el hierro de la máquina manteniendo constante el flujo (Góngora, 2007).

El rendimiento del motor de inducción que opera a velocidad constante puede caer drásticamente cuando se va reduciendo su carga, especialmente por debajo del 50% de su torque nominal. Para minimizar las pérdidas en el motor es necesario adecuar su velocidad con los requerimientos que exigen las cargas mecánicas.

### 1.13 Arranque de los motores de jaula de ardilla trifásicos

Se denomina arranque de un motor al régimen transitorio en el que se eleva la velocidad del mismo desde el estado de motor detenido hasta el de motor girando a la velocidad de régimen permanente.

Todos los motores asíncronos deben ponerse en marcha independientemente, es decir, acelerarse desde el estado inmóvil hasta la velocidad angular próxima a la sincrónica, venciendo el momento de resistencia a la carga. Esta exigencia a las propiedades del arranque se asegura de distintas maneras en los motores de distintos tipos (Ivánov y Smolenski, 1984).

Para remediar estos inconvenientes, algunos sectores prohíben, por encima de cierta potencia, la utilización de motores de inducción con arranque directo; otros imponen en función de la potencia de los motores la relación entre la intensidad de arranque y la intensidad nominal. El motor de jaula es el único que puede ser acoplado directamente a la red. la tensión nominal  $U_1 = U_{Inom}$ . El proceso de aceleración del rotor del motor desde el estado inmóvil ( $\omega=0$ ,  $s=1$ ) hasta la velocidad angular nominal  $\omega_{non}$  se determina por su característica mecánica  $M = f(\omega)$  y la característica mecánica  $M_{ext} = f(\omega)$ .

**Tabla. 1** Par y corriente de arranque de los motores con rotor en corto circuito. (En número de veces el valor nominal).

	Par de arranque	Corriente de arranque
Hasta $\approx 15$ kW	1,7 ... 2,8	3 ... 7
$n = 3000$ 15 ... 100 kW	1,3 ... 1,7	5,4 ... 6,5
$n = 3000$	1,4 ... 2,4	3,6 ... 5,4
100 ... 1000 kW	8,8 ... 6,7	2,7 ... 6

**Fuente:** Hutte, 1976

Este tiempo no es grande (se encuentra entre los límites de partes de segundos hasta varios segundos), pero debe tenerse en cuenta que las corrientes  $I_1$  y  $I_2$  en los devanados durante el arranque superan en muchas veces la corriente nominal (la corriente de arranque forma en unidades relativas  $I_{*arr}=I_{arr}/I_{1nom}= 5\dots7$ ) y, las corrientes disminuyen lentamente al aumentar el resbalamiento. Por eso cuando los momentos electromagnéticos son insuficientemente grandes (y son pequeñas las diferencias  $M - |M_{ext}|$ ), cuando el proceso de arranque se demora, las temperaturas de los devanados pueden superar los límites admisibles.

#### **1.14 Transmisiones por elementos mecánicos flexibles**

Las transmisiones por correas clasifican dentro de las transmisiones mecánicas por fricción y flexibles con movimiento de rotación que emplean como fundamento básico, para dar continuidad al movimiento, la transmisión de la potencia deseada por rozamiento con un enlace flexible (correa) entre el elemento motriz (polea conductora) y el movido (polea conducida) gracias a la fuerza de rozamiento que surge en el contacto entre la polea y correa dado por el tensado de esta última (Reshetov, 1985).

Esta particularidad le permite algunas ventajas que posibilitan recomendar las transmisiones por correas en usos específicos, como son:

- Posibilidad de unir el árbol conductor al conducido a distancias relativamente grandes.
- Funcionamiento suave, sin choques y silencioso.
- Facilidad de ser empleada como un fusible mecánico, debido a que presenta una carga límite de transmisión, valor que de ser superado produce el patinaje (resbalamiento) entre la correa y la polea.
- Diseño sencillo.
- Costo inicial de adquisición o producción relativamente bajo.

Los inconvenientes principales de la transmisión por correa, que limitan su empleo en ciertos mecanismos y accionamientos son:

- Grandes dimensiones exteriores.
- Inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico.

- Grandes cargas sobre los árboles y apoyos, y por consiguiente considerables pérdidas de potencia por
- fricción.
- Vida útil de la correa relativamente baja.

Mayer (2005), define a la correa como un elemento flexible (“altamente” deformable elásticamente) cerrado sobre sí mismo, utilizado para transmitir potencia mecánica “a distancia” y por fricción, desde un elemento motor cilíndrico (polea conductora) animado de movimiento rotatorio, a otro elemento, también cilíndrico (polea conducida), que como consecuencia de la relación de los radios de ambas poleas y del movimiento rotatorio de la polea conductora, poseerá un movimiento rotatorio, en general, de distintas características (velocidad angular y momento torsor) que aquella.

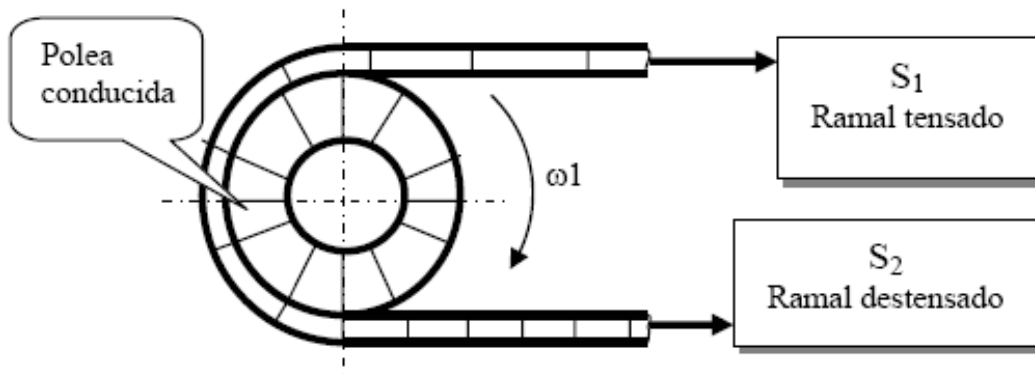
Las transmisiones por correas se caracterizan por su forma especialmente sencilla, marcha silenciosa y una considerable capacidad de absorber elásticamente los choques. Sus componentes tienen generalmente un precio reducido, de aproximadamente el 63% del de las transmisiones por engranajes cilíndricos, sin embargo las dimensiones de las ruedas son mayores, así como las distancias entre centros y la carga sobre los cojinetes.

Varios autores (Reshetov, 1984; Mayer, 2005), aseguran que el coeficiente de tracción es un parámetro fundamental en las transmisiones por correa ya que relaciona la fuerza útil con el tensado inicial necesario para transmitir el movimiento. Cuando se supera el coeficiente de tracción crítico (óptimo) el deslizamiento elástico es tal que el ángulo de deslizamiento.

### **1.15 Trabajo de las transmisiones por elementos mecánicos flexibles**

El fenómeno de deslizamiento elástico surge como resultado de las deformaciones (estiramiento y acortamiento) que sufre la correa en el sentido longitudinal y acompaña el trabajo de la transmisión bajo carga. Este fenómeno es localizado en el contacto que se produce entre la correa y las poleas (Dobrovolski, 1976).

La investigación experimental de Zhukovski en 1893 mostró que en una transmisión que trabaja normalmente, el movimiento deslizante elástico no tiene lugar en toda la superficie de contacto de la correa con las poleas. En cada polea el ángulo de contacto  $\alpha$  se divide en dos partes: en el ángulo de deslizamiento  $\alpha_{des}$  y en el ángulo de reposo  $\alpha_{rep}$ , en este último el deslizamiento elástico no se observa.



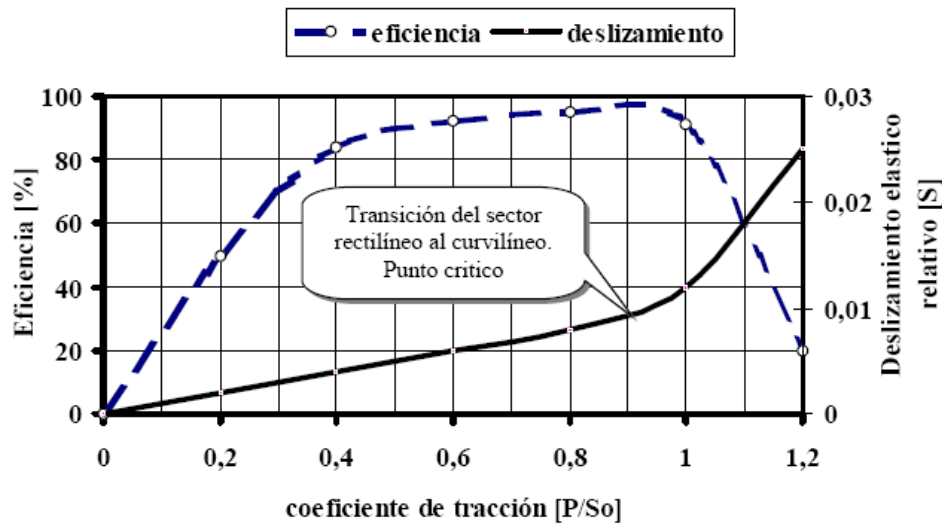
**Figura.4** Fenómeno de deslizamiento elástico en una polea conducida.

Sobre este aspecto diversos autores plantean que, a medida que aumenta la carga útil que es transmitida por la correa, el ángulo de deslizamiento aumenta a expensas de la disminución del ángulo de reposo, aumentando de esta forma el deslizamiento elástico de la correa en la polea y el atrasamiento de la polea conducida con relación a la velocidad que lleva la correa durante la fase de estiramiento. Si se produce una sobrecarga, capaz de extender a todo el ángulo de contacto el ángulo de deslizamiento, el movimiento deslizante elástico se transforma en un resbalamiento o patinaje total de la correa sobre la polea. Este último fenómeno ocurre generalmente en la polea donde menor es el ángulo de contacto, si los ramales de carga están transmitiendo iguales carga.

### 1.16 Característica de tracción de una transmisión por correa

A partir de mediciones experimentales realizadas en una transmisión por correa, donde es controlada la tensión estática  $S_0$ , la fuerza útil transmitida  $P$ , y el deslizamiento elástico relativo, es posible obtener una curva de la característica de tracción de la transmisión. Una curva típica de esta característica es mostrada en la Figura 5.





**Figura. 5** Característica de tracción de una transmisión por correa trapezoidal. Donde es observado el comportamiento del coeficiente de deslizamiento elástico relativo  $s$ , la eficiencia de la transmisión  $\eta$ , la relación de transmisión  $i$  y el coeficiente de tracción  $\varphi$ .

La curva de la característica del coeficiente de tracción  $\varphi$  se divide en dos sectores: uno rectilíneo, donde a la vez que crece el coeficiente de tracción  $\varphi$  se produce un crecimiento directamente proporcional del deslizamiento elástico  $s$ , y otro sector curvilíneo, donde el trabajo de la correa es inestable pues un pequeño aumento casual de la carga hace que la correa resbale sobre la polea.

El sector curvilíneo del coeficiente de deslizamiento elástico en la característica tractiva no es deseable durante el trabajo estable de la transmisión y solo se justifica ese comportamiento para casos en que la transmisión sufre alguna sobrecarga momentánea (zona de trabajo como fusible mecánico).

El punto de transición del sector rectilíneo al curvilíneo es denominado punto crítico de la característica de tracción, y el valor que toma el coeficiente de tracción en ese punto es denominado *coeficiente de tracción crítico*  $\varphi_0$ . El valor del coeficiente de tracción crítico corresponde al valor máximo de carga en condiciones de aprovechamiento racional de la correa. Si  $\varphi < \varphi_0$  la capacidad de tracción de la correa no se aprovecha del todo. Si  $\varphi > \varphi_0$  la correa trabaja inestable y se desgasta con rapidez.

Tomando como base numerosas investigaciones realizadas se pueden aconsejar los siguientes valores medios de los coeficientes de tracción: para las correas planas de caucho  $\varphi_0 = 0.5 \dots 0.6$ ; para las correas trapezoidales el rango es algo más amplio  $\varphi_0 = 0.7 \dots 0.9$ .

### 1.16.1 La tensión estática en una transmisión por correa

En una transmisión por correa, con dimensiones establecidas y una adecuada cantidad de correas para el perfil seleccionado, el factor más importante que determina la capacidad de tracción de la transmisión es la tensión estática de la correa, conocida también como tensión inicial, previa o de montaje de la correa (Dobrovolski, 1976).

Por ello, el valor de tensión estática debe ser debidamente calculado en función de la potencia que se desea transmitir en un accionamiento por correas, de forma tal, que sea empleada *la tensión estática correcta, es decir aquella tensión más baja con la cual la correa no deslizará.*

Muchos operarios confían en su experiencia y no en métodos de control y cálculo del tensado correcto. Los métodos numéricos de cálculo del tensado tienen indiscutibles ventajas: ellos previenen la inexperiencia en operarios no expertos y evitan un excesivo o escaso tensado, permitiendo precisar la tensión de las correas en cada accionamiento; esto es mucho más importante en accionamientos modernos donde la capacidad de carga de las correas es cada vez mayor.

Debe ser conocido que una:

- **Tensión escasa:** Puede causar un intenso deslizamiento que puede provocar un desgaste excesivo de la cubierta, puntos de combustión y sobrecalentamiento de la correa.
- **Tensión excesiva:** Puede causar un sobrecalentamiento en la correa, debido a un incremento de la fricción interna en la correa por el aumento de las tensiones normales, y un estiramiento excesivo así como daño a los componentes de la transmisión (árboles, poleas y cojinetes) por sobrecarga.

El cálculo del tensado de forma numérica consiste en:

- Determinar la tensión estática que garantice un tensado correcto cuando la transmisión esta trabajando.
- Determinar los parámetros de control de la tensión estática, de forma tal que sea ajustada su valor exacto.

## **1.17 Parámetros principales en las transmisiones por correas**

### **1.17.1 Potencias**

Los valores de las potencias transmisible van desde valores muy pequeños hasta medios (0.3 kW hasta 50 kW), pueden llegar a transmitir hasta 1500 kW con transmisiones de gran tamaño y varias correas, correas multi-V o planas de gran ancho.

### **1.17.2 Velocidades**

La alta velocidad de la correa caracteriza a estas transmisiones. Generalmente las velocidades máximas pueden variar para cada tipo de correa.

- Planas tradicionales → < 50 m/s
- Planas especiales sinfín → < 100 m/s (Tienen poca duración)
- Trapeciales normales → <25 m/s
- Trapeciales estrechas → <30 m/s

El límite superior de las velocidades se determina por el empeoramiento de las condiciones de funcionamiento de las correas debido al incremento de las fuerzas centrífugas y el calentamiento, lo que produce una brusca reducción de la longevidad y de la eficiencia de la transmisión.

### **1.17.3 Eficiencia**

La eficiencia en correas planas y dentadas puede ser de 0.98 y en correas trapeciales de 0.94 a 0.96.

### 1.17 Razón de transmisión

Por lo general se emplean razones de transmisión cinemática de hasta 4 y 5, aunque pudiera llegarse incluso hasta 10 o 15. No se recomiendan razones de transmisión muy elevadas porque las dimensiones exteriores aumentan considerablemente y disminuye el ángulo de contacto en la polea menor en ausencia de rodillos tensores y esquemas semejantes al de la figura 2.

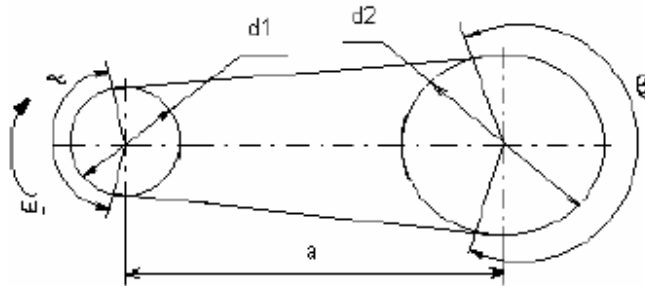


Fig. 2 Esquema de una transmisión por correas abierta.

- $d_1$ : Diámetro de la polea menor. [mm]
- $d_2$ : Diámetro de la polea mayor. [mm]
- $a$ : Distancia entre centros. [mm]
- $\alpha$ : Ángulo de contacto en la polea menor. [°]
- $\beta$ : Ángulo de contacto en la polea mayor. [°]
- $\omega_1$ : Velocidad angular de la polea menor. [rad/seg]

### 1.18 Campo de aplicación

Usualmente, las transmisiones por correas se emplean cuando se necesita:

- Altas velocidades de rotación.
- Rigurosas exigencias de suavidad de trabajo.
- Distancias entre centros relativamente grandes.
- Transmisión de rotación a varias poleas.
- Transmisiones con bajo costo de inversión y mantenimiento.

### **1.19 Fallos en una transmisión por correa durante su funcionamiento**

Durante su funcionamiento el fallo de una correa puede ser por rotura o desgarre o por el fallo de la unión. Esto pone a la máquina fuera de trabajo y el tiempo de detención puede ser mas caro que la correa, Por eso, a menos que la máquina se emplee solo de cuando en cuando, se considera una solución adecuada la de proyectarla con un gran margen de seguridad (Shigley, 1965).

Las correas fallan probablemente por fatiga. El fallo por fatiga de un material elástico no debe compararse con el de los metales, sin embargo una correa fallará finalmente por fatiga cuando se presenten combinadas algunas de las siguientes causas:

- Gran tracción en la correa, producidas por sobrecargas.
- Excesivo deslizamiento.
- Una acumulación de los efectos debilitadores debido a las cargas momentáneas causadas por vibración, choques o sacudidas de la correa.
- Condiciones ambientales adversas, tales como la presencia de aceites o humedad, o no haber aplicado revestimientos apropiados; cualquiera de ellos puede dar como resultado un deterioro rápido del material de la correa.

La capacidad de trabajo y longevidad de las correas de todos los tipos dependen de las propiedades de los hilos y los cordones, de la naturaleza de las telas, de las propiedades de los rellenadores de goma y de la naturaleza de la impregnación.

### **1.20 Trabajo de las transmisiones mecánicas por engranaje**

Sistema mecánico basado en ruedas dentadas que sirve para transmitir el movimiento de rotación de un eje a otro, invirtiendo eventualmente sentido o modificando su velocidad angular. Esos mismos efectos podrían obtenerse sin engranajes donde los árboles motor o conductor y receptor conducido son dos cilindros lisos que estar en contacto. Al girar en determinado sentido, el árbol motor transmite al árbol receptor un movimiento de sentido contrario (Shigley, 1969).

La capacidad de transmisión de un engranaje viene limitada por:

- el calor generado.
- el fallo de los dientes por ruptura.
- el fallo por fatiga en la superficie de los dientes.
- el ruido resultante de velocidades altas o cargas fuertes.

En las transmisiones por engranajes cilíndricos, al igual que en todos los mecanismos, también se produce cierta disminución de la potencia entregada a estos. Lo anterior está motivado por diversas causas, tales como:

- El deslizamiento relativo y la fuerza de rozamiento existentes entre los dientes, durante el contacto entre estos a lo largo de la línea del engranaje.
- El abatimiento del lubricante, en el caso de lubricación por inmersión.
- EL rozamiento del apoyo de los árboles.

La práctica ha demostrado que las transmisiones por engranajes cilíndricos con perfil de evolvente son muy eficientes. Sin embargo a pesar del desarrollo que estas transmisiones han alcanzado, poco se ha publicado sobre la forma de evaluar analíticamente la eficiencia de las mismas. Los de Báranov, Castillo y Kudriatsey, los cuales brindan expresiones, que permiten evaluar aproximadamente la eficiencia de los engranes cilíndricos.

Se desconoce de otros trabajos que permitan evaluar de manera más exacta, a lo brindado por las fórmulas anteriores, la influencia de la eficiencia de los parámetros geométricos. El presente trabajo puede brindar un procedimiento suficientemente exacto para el cálculo de la eficiencia de los engranajes cilíndricos, que permita además analizar la influencia, en la misma, de los parámetros señalados.

Los modelos clásicos de cálculo del rendimiento en transmisiones por engranajes (Merritt, 1946; Buckingham, 1949; Henriot, 1999) se basan una serie de hipótesis simplificadoras, básicamente reparto de carga uniforme y coeficiente de rozamiento constante, con las que, no obstante, se consiguen resultados muy próximos a la realidad.

Es sabido que dichos modelos introducen un pequeño error en el cálculo del rendimiento, aún así, los elevados rendimientos que habitualmente se logran con estas transmisiones permiten omitir una cuantificación más precisa de dicho error. Sin embargo, las potencias transmitidas en engranajes, en relación a su tamaño, son cada vez mayores, así como las exigencias sobre la precisión, calidad en fabricación y materiales, lo que justifica del mismo modo aumentar la precisión de las hipótesis de partida en que dichos modelos de cálculo de rendimiento se basan.

### **1.20 Fallas durante el funcionamiento de las transmisiones por engranajes**

Las transmisiones por engranajes pueden sufrir múltiples deterioros durante su funcionamiento, no obstante las fallas más comunes son:

- **Picadura o careado:** Esta falla se caracteriza por el desprendimiento de partículas de la superficie del diente producto de la acción del lubricante. Estos desprendimientos aparecen en la zona cercana al polo por encima y por debajo de de la circunferencia primitiva. Este fenómeno se debe a que aquí es donde mejor puede desarrollarse la grieta sin "limarse", ya que la velocidad de deslizamiento es muy pequeña.
- **Desgaste:** Esta falla es propia de las transmisiones no lubricadas, y se caracteriza por la disminución del espesor del diente en la zona de la cabeza y del pié, que es donde mayor velocidad de deslizamiento existe.
- **Deformación plástica de la superficie de los dientes o fluencia fraccional:** Esta falla se produce en transmisiones altamente cargadas, y se caracteriza por la fluencia del material hacia los extremos o centro del diente en dependencia de si la rueda es conducida o conductora.
- **Fractura del diente:** Esta falla se produce tanto en transmisiones lubricadas como no lubricadas. La misma se puede producir debido a la fatiga o a sobrecargas instantáneas. La misma se produce en el pié del diente.

En el análisis que sigue se supone que los dientes están perfectamente formados, y son lisos y absolutamente rígidos. Desde luego, tal hipótesis no concuerda con la realidad debido a las limitaciones de las maquinas usadas para formar los dientes y a que la aplicación de fuerzas origina deflexiones (Shigley, 1969)

Las pérdidas en una transmisión dentada son mínimas, es decir,  $K_p \approx 1$ ; en una transmisión por cadena, 1-3%; en una transmisión por correa plana, 4%; en una por correa trapezoidal, 4% y en una por tornillo sin fin, 10-25%. Por consiguiente, pese a que el rendimiento de una transmisión de tornillo sin fin es comparablemente alto, 0,9, las pérdidas en una transmisión por tornillo sin fin son diez veces mayores que el de una dentada.

### **1.21 Conclusiones del capítulo**

- La revisión bibliografía reporta que uno de los elementos más importante en el accionamiento electromecánico es el motor eléctrico.
- Es de vital importancia para la economía la correcta selección de los motores que intervienen en el proceso productivo.



## CAPITULO II: MATERIALES Y METODOS

### 2.1 Introducción

Para el desarrollo de toda investigación se necesita herramientas para poder arribar a buenos resultados. La correcta selección de los métodos y materiales empleados validan los resultados obtenidos, y es por eso que resulta indispensable el desarrollo de métodos adecuados de evaluación y toma de decisiones

Este capítulo tiene como **objetivo**: Establecer métodos y procedimientos de cálculos para predecir el comportamiento de los parámetros fundamentales del accionamiento para las diferentes variantes de explotación.

Para el desarrollo de la investigación se emplearon los siguientes métodos de investigación:

1. Método de investigación documental y bibliográfica para la sistematización del conjunto de conocimientos y teorías relacionadas con el accionamiento electromecánico.
2. Método de investigación numérico - computacional para la simulación del comportamiento del proceso de comportamiento de los parámetros del accionamiento.
3. Método de investigación experimental para describir y caracterizar el proceso de transmisión de la carga.

### 2.2 Motor eléctrico

#### 2.2.1 Características mecánicas del motor asincrónico

La dependencia  $M = f(s)$  siendo  $U_1 = \text{const.}$ ;  $f_1 = \text{const.}$  y siendo constantes los parámetros se llama característica mecánica del motor asincrónico.

La expresión para el momento electromecánico en función del resbalamiento.

$$M_{em} = \frac{m_1 U_1^2 R_2}{\omega_0 s \left[ \left( R_1 + \frac{R_2}{s} \right)^2 + (X_1 + X_2)^2 \right]} \quad \dots (1)$$

Donde:

- $X_1$  y  $X_2$  - reactancia por fase de filtración del estator y del rotor referida al estator respectivamente
- $R_1$  y  $R_2$  - resistencia por fase del estator y del rotor referida al estator respectivamente
- $U_1$  - voltaje efectivo por fase del sistema
- $s$  - deslizamiento del rotor igual a;

$$s = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} \quad \dots (2)$$

Donde:

- $\omega$  - velocidad angular del rotor;
- $\omega_0$  - velocidad sincrónica del campo del motor, la cual se expresa.

$$\omega_0 = \frac{2\pi f_1}{p} \quad \dots (3)$$

Donde:

- $f_1$  - frecuencia del voltaje de alimentación
- $p$  - número de pares de polo del motor

El análisis de la expresión anterior muestra que la dependencia de  $M = f(s)$  tienen un máximo, debido a que para  $s = 0$  y  $s \rightarrow \pm\infty$ ;  $M \rightarrow 0$ . El momento máximo desarrollado por el motor asincrónico  $M_{max}$ , se acostumbra a llamar **momento crítico** y es correspondiente al deslizamiento para el cual ocurre el deslizamiento crítico  $s_{m\acute{a}x}$ .

Teniendo en cuenta la regla general para la obtención de los extremos de una función para obtener  $s_{m\acute{a}x}$  es necesario resolver la ecuación  $dM/ds = 0$ . La solución de esta ecuación conduce a la expresión siguiente:

$$s_{m\acute{a}x} = \frac{R_2}{\sqrt{R_1^2 + (X_1 + X_2)^2}} \quad \dots (4)$$

Sustituyendo (4) en la expresión de momento electromagnético se obtiene que:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{m_1 U_1^2}{2\omega_0 \left( R_1 \pm \sqrt{R_1^2 + (X_1 + X_2)^2} \right)} \quad \dots (5)$$

Los signos (+) y (-) en la expresión indica que el momento máximo o crítico se puede obtener para  $s > 0$  en régimen motor y para  $s < 0$  en régimen generador.

A partir de la expresión (1) y (5) teniendo en cuenta (4) se puede obtener la otra expresión para la característica mecánica del motor asincrónico.

$$\frac{M_{em}}{M_{m\acute{a}x}} = \frac{2(1 + \alpha s_{m\acute{a}x})}{\frac{s}{s_{m\acute{a}x}} + \frac{s_{m\acute{a}x}}{s} + 2\alpha s_{m\acute{a}x}} \quad \dots (6)$$

Donde:

- $M_{m\acute{a}x}$  - es el momento máximo (crítico)
- $s_{m\acute{a}x}$  - es el deslizamiento crítico
- $\alpha$  - un coeficiente de corrección.

$$\alpha = \frac{R_1}{R_2} \approx 1$$

La principal ventaja de la expresión (6) en comparación con la (1) es que se encuentra escrita en función de parámetros que se indican en los catálogos o que pueden ser obtenidos a partir de ellos, mientras que parámetros tales como  $R_1$ ;  $X_1$  y  $X_2$  frecuentemente se desconocen.

De las expresiones obtenidas para  $M_{m\acute{a}x}$  y  $s_{m\acute{a}x}$  se concluye que el deslizamiento crítico no depende del voltaje de alimentación, mientras que el momento máximo del motor es proporcional al cuadrado del voltaje de alimentación.

Esta dependencia de  $M_{m\acute{a}x}$  y  $U_1$  resulta desfavorable con relación a la capacidad de sobrecarga del motor  $k_m = M_{m\acute{a}x} / M_n$ ; puesto que una disminución en el voltaje de alimentación en el orden de un 10 – 15 % conduce a una disminución en  $M_{m\acute{a}x}$  y correspondiente en  $k_m$  de 19 – 28 %.

### 2.2.3 Momento de arranque (par de arranque)

El punto característico de la función  $M = f(s)$  es el punto con  $s = 1$ . Este punto corresponde al régimen inicial de arranque del motor con el roto fijo ( $\omega_0 = 0$ ;  $s = 1$ ); el momento que corresponde a  $s = 1$  se llama par de arranque. Su expresión puede ser obtenida de (1) al sustituir  $s = 1$ .

$$M_{arr} = \frac{m_1 U_1^2 R_2}{\omega_0 [(R_1 + R_2)^2 + (X_1 + X_2)^2]} \quad \dots (7)$$

A la par con el momento máximo, el momento de arranque del motor,  $M_{arr}$  es una de las características de explotación más importante del motor.

## 2.3 Cálculo de la transmisión por correa

Mayer (2005), plantea que los criterios fundamentales para el cálculo de las transmisiones por correas son los de capacidad tractiva, que determina la fiabilidad de adherencia entre la correa y la ranura de polea; y el cálculo de duración, que depende de la resistencia a la fatiga en condiciones normales de explotación.

### 2.3.1 Relación de transmisión

Debido al deslizamiento elástico y arrastre de las correas, la razón de las velocidades angulares entre los ejes no es constante ni exactamente igual a la razón del diámetro de las poleas (Shigley, 1965). Si se desea, puede ser considerado el efecto del deslizamiento elástico en el cálculo de la relación de transmisión real, como (Dobrovolski, 1976):

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} \quad \dots (8)$$

Donde:

- $D_1$ .- diámetro de la polea conductora; mm

- $D_2$  .-diámetro de la polea conducida; mm
- $s$ .- es el coeficiente de deslizamiento, en correas trapezoidales de tejido cord.....0,02.

En las transmisiones por correa los valores admisibles de  $i$  se limitan por la mínima magnitud admisible del ángulo de contacto en la polea menor. Aquí el máximo valor de la relación de engranaje lo tolera la transmisión por correa trapezoidal. ( $i \leq 8 \div 15$ ) (Dobrovolski, 1976).

### 2.3.2 Ángulo de abrazado

Con el objetivo de calcular el ángulo de contacto en una transmisión por correa abierta y de dos poleas, puede ser empleada la siguiente fórmula (Reshetov, 1985):

$$\alpha = 180 - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 60^\circ \geq 90^\circ \dots 120^\circ \quad \dots (9)$$

- $\alpha$  - Ángulo en la polea menor ( $^\circ$ ).
- $D_1$  - Diámetro de la polea conductora; mm
- $D_2$  - Diámetro de la polea conducida; mm
- $a$  - Distancia entre centros de poleas; mm

Muchos diseñadores no conocen la influencia tan negativa que provoca en la capacidad de carga de la transmisión por correas un ángulo de contacto inferior a  $120^\circ$ . Esto se hace evidente, a ángulos menores que el recomendado requieren una tensión inicial en la correa superior a la fuerza útil que se desea transmitir.

En esquemas de transmisión con más de dos poleas es conveniente un análisis gráfico que permita obtener los ángulos de contacto entre la correa y las poleas por una medición de ellos en el dibujo a escala.

### 2.3.3 Tensiones en la correa

La transmisión por correa se basa en la dependencia analítica como la establecida por, (Euler, 1775), entre las tensiones del hilo flexible que envuelven a un cilindro:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f\alpha} = m \quad \dots (10)$$

La fórmula deducida anteriormente es aplicable para la correa trapezoidal, si en la fórmula de Euler se cambia en el exponente el coeficiente de rozamiento  $f$  por el coeficiente reducido de rozamiento  $f' = f/\text{sen}(\varphi/2)$ , siendo  $\varphi$  el ángulo de la ranura de correa trapezoidal.

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f'\alpha} = e^{\frac{f\alpha}{\text{sen}\frac{\varphi}{2}}} = m' \quad \dots (11)$$

Donde:

- $S_1$  y  $S_2$  fuerzas aplicadas en los extremos de la correa; N
- $f$  - coeficiente de rozamiento entre el hilo y la superficie;
- $\alpha$  - ángulo de abrazado; rad

Para evitar el acuñaamiento de la correa en la ranura de la polea el ángulo  $\varphi$  debe ser mayor que el doble del ángulo de rozamiento  $2\arctan f$ . De aquí que a un coeficiente de rozamiento de la tela cauchotada sobre fundición  $f = 0,30$ ,  $\varphi > 2 \arctan 0,3 \approx 34^\circ$ .

## 2.4 Cálculo según la capacidad de tracción o empuje

La capacidad de tracción o empuje de una transmisión por correa la determina la adherencia entre la correa y la ranura de las poleas. Para ello, se obtienen experimentalmente los valores de carga útil que pueden ser transmitidos por una correa, en condiciones establecidas, sin que se produzca una pérdida de adherencia (patinaje o un deslizamiento elástico excesivo) y que la vida útil de la correa sea aceptable.

### 2.4.1 Determinación de la tensión estática (inicial)

(Dobrovolski, 1976) plantea que el factor más importante que determina la capacidad de tracción o empuje de una transmisión es la tensión inicial  $S_0$  o el esfuerzo  $\sigma_0$ .

Los fabricante de correas trapezoidales recomiendan el empleo de otra, algo más simple, donde el efecto del ángulo de contacto  $\alpha$  y el coeficiente de fricción  $f$  entre la correa y la polea es considerado con dos nuevos factores:  $f_t$  y  $c_\alpha$ .

$$S_0 = 500 \cdot \left( \frac{f_t - c_\alpha}{c_\alpha} \right) \cdot \frac{N_d}{z \cdot V} + \rho \cdot V^2, \text{ N} \quad \dots (12)$$

Donde:

- $N_d$  - potencia de diseño; kW
- $z$  - cantidad de correas
- $V$  - velocidad de la correa; m/s
- $\rho$  - masa por metro de correa; kg/m.
- $c_\alpha$  - coeficiente por ángulo de contacto.
- $f_t$  - factor de tensado,  $f_t = 2,02$

#### 2.4.2 Velocidad periférica.

La velocidad de la correa debe ser lo mayor posible, para disminuir la cantidad de correas necesarias en la transmisión, pero nunca debe superar la velocidad máxima límite  $V_{m\acute{a}x}$  para que el efecto de la fuerza centrífuga no disminuya la capacidad tractiva de la correa.

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \leq V_{\max} ; \text{ m/s} \quad \dots (13)$$

Las correas trapezoidales estandarizadas toleran  $V_{\max} \leq 20 - 30$  m/s.

#### 2.4.3 Distancia entre centros de poleas

La distancia entre centros de poleas debe ser elegida de forma tal que permita colocar las poleas sin chocar (criterio  $a_{\min}$ ) y que la distancia no sea excesivamente grande ante las condiciones practicas (criterio  $a_{\max}$ ). Una de estas orientaciones puede ser la brindada en la norma rusa GOST que recomienda:

$$a_{\min} \leq a \leq a_{\max} \quad \dots (14)$$

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_2 + D_1) + h \quad \dots (15)$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (D_2 + D_1) \quad \dots (16)$$

$$a_r = 1,5 \cdot (D_2) \quad \dots (17)$$

Donde:

- $h$ .- es la altura de la sección transversal de la correa
- $D_1$ .- diámetro de la polea menor
- $D_2$  .-diámetro de la polea menor

Se recomienda fijar la distancia interaxial entre los límites de  $a_{min}$  y  $a_{máx}$ . Para aumentar la longevidad de la correa es recomendable cuando no hay restricciones de espacio tomarla  $a \gg a_{min}$ . La distancia óptima ( $a_{opt}$ ) entre los ejes de rotación se recomienda seleccionarlo de acuerdo con el diámetro de la polea mayor y la relación de transmisión.

#### 2.4.4 Longitud de la correa

Una vez elegida la tentativa distancia entre centros  $a$ , puede ser calculada la longitud de correa  $L$  correspondiente, para una transmisión por correa abierta y dos poleas:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4a}; \text{ mm} \quad \dots (18)$$

Es necesario precisar la distancia interaxial:

$$a = 0,25 \left[ L - \pi \frac{(D_2 + D_1)}{2} + \sqrt{\left( L - \pi \frac{(D_2 + D_1)}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{D_2 + D_1}{2} \right)^2} \right]; \text{ mm} \quad \dots (19)$$

#### 2.4.5 Verificación de los ciclos de flexión por segundo.

La experiencia ha confirmado que las flexiones sufridas por la correa al doblarse sobre las poleas pueden tener una influencia significativa en el calentamiento de la correa y por consiguiente en la vida útil de ella. Por ello, es recomendable que las correas no superen ciertos valores admisibles de flexiones por segundo [ $i_f$ ].

$$i_f = 1000 \cdot n_p \cdot \frac{V}{L_n}; \text{ s}^{-1} \quad \dots (20)$$

Donde:

- $i_f$  - flexiones por segundo de un segmento de correa;  $\text{s}^{-1}$
- $n_p$  - cantidad de poleas en contacto con la correa
- $V$  - velocidad de la correa; m/s.
- $L_n$  - longitud normalizada de la correa; mm

Donde:



- $[if] = 30 \text{ s-1}$  perfil normal.
- $[if] = 60 \text{ s-1}$  perfil estrecho.
- $[if] = 100 \text{ s-1}$  perfil estrecho de flancos abiertos.

#### 2.4.6 Cálculo de la potencia nominal transmisible

No existe una exacta coincidencia de las magnitudes de potencia nominal transmisible por correa entre los diferentes fabricantes y normas, en la actualidad ha tenido una gran aceptación y generalización la siguiente fórmula de cálculo, brindada por Asociación de Fabricantes de Goma (RMA) para el cálculo de la referida potencia:

$$[N_1] = D_1 \cdot n' \cdot \left[ K_1 - \frac{K_2}{D_1} - K_3 \cdot (D_1 \cdot n')^2 - K_4 \cdot \log_{10}(D_1 \cdot n') \right] + K_2 \cdot n' \cdot \left( 1 - \frac{1}{K_u} \right) \quad \dots (21)$$

Donde:

- $[N_1]$  - Potencia transmisible por correa; kW
- $D_1$  - Diámetro de la polea menor; mm
- $K_u$  - Factor por razón de transmisión
- $n' - n_1/1000$  mil revoluciones por minuto en la polea rápida
- $K_1, K_2, K_3$  y  $K_4$  - Factores empíricos evaluables en la Tabla No. 2.

**Tabla. No.2** - Factores de cálculo  $K_1, K_2, K_3$  y  $K_4$  en la fórmula de la potencia nominal transmisible por correa para secciones de perfil normal.

Perfil	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$
A	0,03826	1,232	$7,043 \times 10^{-9}$	0,006244
B	0,06784	3,261	$1,403 \times 10^{-8}$	0,01074
C	0,1261	9,004	$2,653 \times 10^{-8}$	0,04270
D	0,2763	32,23	$6,301 \times 10^{-8}$	0,04270

Para perfiles normales:

$$K_u = \frac{1}{1 + 0,35 \cdot \log_{10} \left( \frac{1 + 10^x}{2} \right)} \quad \dots (22)$$

$$x = -\left(\frac{1}{0,35}\right) \cdot \left(1 - \frac{1}{i}\right) \quad \dots (23)$$

#### 2.4.7 Cantidad de correas

$$Z \geq \frac{N \cdot f_s}{[N_1] \cdot c_\alpha \cdot c_l} \quad \dots (24)$$

Donde:

- $N$  - Potencia a transmitir; kW
- $z$  - cantidad de correas
- $[N_1]$  - potencia nominal transmisible por correa; kW
- $c_\alpha$  - coeficiente de ángulo de contacto.
- $f_s$  - factor de servicio (Tabla No.3).
- $c_l$  - coeficiente por corrección de la longitud.

Donde:

Para perfiles normales:

$$c_L = 1 + \left[ \frac{\log_{10} L_n - \log_{10} L}{\log_{10} L_n - 1,65} \right] \quad \dots (25)$$

Donde:

- $L$  - Longitud previa de la correa; mm).
- $L_n$  - Longitud normalizada de la correa; mm.

#### 2.4.8 Cálculo de la vida útil de la correa.

En la literatura especializada aun no se ha creado teóricamente un método de cálculo exacto, en el cual se tomen en consideración todos los factores principales que influyen en la vida útil de la correa de transmisión. Los datos exactos que se tienen de las investigaciones realizadas permiten sólo aproximarse a una valoración por separado de la influencia de los esfuerzos que cambian cíclicamente y del calentamiento de la correa en su duración.

**Tabla No. 3** Factor de servicio

Máquina Movida	Máquina Motriz					
	Motor eléctrico sincrónico. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas.			Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna monocilindro.		
	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8 h/día	16 h/día	24 h/día
<b>Carga ligera</b> Agitadores de líquidos. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de banda. Ventiladores. Máquinas herramientas de corte continuo.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<b>Carga normal</b> Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Transportadores de cadena. Fresadoras.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<b>Carga pesada</b> Bombas y compresores de uno y dos cilindros. Elevadores de cangilones. Cepilladoras y mortajadoras.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<b>Carga muy pesada</b> Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. Cizallas.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

La ecuación de la longevidad de una correa se puede representar en forma de:

$$\sigma_{m\acute{a}x}^m \cdot 3600 \cdot u \cdot x \cdot H = \sigma_{fat}^m \cdot N_{base} \quad \dots (26)$$

Donde:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot x} \left( \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \right)^m ; \text{ horas} \quad \dots (27)$$

En la actualidad, la información disponible de los valores de  $\sigma_{fat}$ ,  $N_b$  y  $m$  en correas de perfil estrecho es insuficiente y por consiguiente el cálculo según este método es limitado a las correas de perfil clásico.

#### 2.4.9 Según el Método de GoodYear.

El método de cálculo de la vida útil evaluando las fuerzas en la correa ha sido desarrollado en la actualidad por algunas firmas estadounidenses productoras de correas como The Gates Rubber Co. y GoodYear. El fundamento del cálculo es semejante al método explicado anteriormente (según los esfuerzos) pero basado en amplios ensayos de laboratorios y de explotación.

El cálculo de la vida útil de la correa en una transmisión de dos poleas se realiza empleando la siguiente ecuación:

$$H = 1477 \cdot \frac{L_n^{1,25}}{V} \cdot \left( \frac{T_{fat}^m}{T_1^m + T_2^m} \right); \text{ horas} \quad \dots (28)$$

Donde:

- $L_n$  - Longitud de la correa; mm
- $V$ : - Velocidad de la correa; m/s
- $T_{fat}$  - Fuerza límite por fatiga; N Ver tabla 23.
- $T_1, T_2$  - Fuerzas a la entrada de cada polea en el ramal de carga; N
- $m$  - Exponente de la curva de fatiga;  $m = 11,11$

Donde:

$$T_1 = S_o + 500 \cdot \frac{N_d}{z \cdot V} + T_{fc} + T_{flex1}; \text{ N} \quad \dots (29)$$

$$T_2 = S_o + 500 \cdot \frac{N_d}{z \cdot V} + T_{fc} + T_{flex2}; \text{ N} \quad \dots (30)$$

$$T_{fc} = \rho \cdot V^2 \quad \dots (31)$$

$$T_{flex1} = 589 \cdot \frac{C_b}{D_1^{1,5}}; \text{ N} \quad \dots (32)$$

$$T_{flex1} = 589 \cdot \frac{C_b}{D_2^{1,5}}; \text{ N} \quad \dots (33)$$

Donde:

- $S_0$  - Tensión estática; N
- $N_d$  - Potencia de diseño; kW
- $z$  - Cantidad de correas
- $V$  - Velocidad de la correa; m/s
- $T_{fc}$  - Fuerza normal en la correa por efecto de la fuerza centrífuga; N
- $T_{flex1}$  ;  $T_{flex2}$  - Fuerza por flexión de la correa; N
- $\rho$  - Masa por metro de correa; kg/m Tabla No.4
- $D_1, D_2$  - Diámetros de poleas; mm.
- $C_b$  - Constante de flexión- Ver Tabla No.4.

**Tabla. No.4** Coeficiente para el cálculo de la vida útil según el Método GoodYear.

Perfil	$\rho$ (kg/m)	Factor $C_b$		$T_{fat}$ (N)
		Flexión normal	Flexión inversa	
A	0,11	399	479	418
B	0,20	1701	1943	727
C	0,33	5069	8926	1288
D	0,68	21561	25873	2664

#### 2.4.10 Coeficiente de empuje

Partiendo de seta propiedad de las correas (explicarlo por su estructura fibrosa.) no es racional aumentar la tensión inicial  $\sigma_o = 12 \text{kgf/cm}^2$  para correas trapezoidales.

No obstante la experiencia muestra que existe cierto valor óptimo de  $\sigma_o$ , entonces pasadas algunas horas de trabajo debido al estirado de la correa, el esfuerzo de todas maneras disminuye aproximadamente hasta esta magnitud. Los estiramientos repetidos pueden acelerar la rotura de la correa.

$$\varphi = \frac{p}{2S_0} \quad \dots (34)$$

El valor  $\sigma_o$  de este punto corresponde al máximo valor de la carga en condiciones de aprovechamiento racional de la correa. Si  $\varphi < \varphi_o$  la capacidad de empuje de la correa no se aprovecha del todo. Si  $\varphi > \varphi_o$  la correa trabaja inestablemente y se desgasta con rapidez.

A base de numerosas investigaciones se pueden aconsejar los siguientes valores medios de los coeficientes de empuje.

Para las correas trapezoidales  $\varphi_o = 0,7 - 0,9$

## **2.5 Reductor intermedio de velocidad**

Según (Goytisoló, 2007) junto a la durabilidad, la eficiencia es uno de los aspectos más importantes a valorar en un reductor de engranajes. Sobre la eficiencia influyen una serie de parámetros como son: potencia a transmitir, velocidad angular de las ruedas, aceite empleado, tipo de engranaje, grado de precisión, geometría del diente, etc. Normalmente la eficiencia es un parámetro que generalmente se asume a la hora de proyectar o seleccionar un reductor de velocidad, sin embargo muchas veces el comportamiento del reductor durante el trabajo es diferente en cuanto a eficiencia se refiere, de lo estimado o estipulado en el catálogo de selección y muchas veces se hace necesario medir “in situ” la eficiencia del reductor.

Para una potencia dada de salida de una transmisión no es especialmente importante la potencia del motor, ya que la diferencia entre ambas será pequeña. Sin embargo, estos índices tienen importancia porque representan el consumo improductivo industrial. Además, reflejan la cantidad de calor que se genera al operarlas e indirectamente caracterizan el desgaste.

Una reducción de la eficiencia del 99 al 98% puede parecer insignificante, pero su efecto real es duplicar la razón del desgaste y la cantidad de calor generado que debe ser extraído por los medios refrigerantes.

## **2.6 Cálculo del reductor por tornillo sin fin**

Dobrovolski (1976), plantea que teniendo las dimensiones conocidas de la transmisión por tornillo sin fin es indispensable determinar las tensiones de diseño en los dientes o la capacidad de carga de la transmisión.

Los engranajes de tornillo sin fin se calculan a la resistencia por las tensiones de flexión y de contacto. En la mayoría de los casos, la resistencia a la flexión no determina las dimensiones del engranaje, y este cálculo se usa como cálculo de verificación. El cálculo de mayor importancia es el cálculo por las tensiones de contacto, que debe evitar la picadura y el agarrotamiento en los engranajes en diseño (González, 1999; Moya, 2007).

## 2.7 Relación de transmisión

El número de vueltas (o filetes) del tornillo sin fin se elige en función de la relación de transmisión ver Tabla No. 5.

**Tabla No. 5**

Relación de transmisión, $i$	7...8	9...13	14...24	25...27	28...40	40 y más
$Z_1$	4	4	2	2	1-2	1
El empleo de las transmisiones por tornillo sin fin con pequeño número de relación de transmisión no es conveniente usarlo sin una necesidad especial.						

Después de escoger el número de vueltas se determina el número de dientes de la rueda helicoidal:

$$Z_2 = i \cdot Z_1 \geq 28 \quad \dots (35)$$

La ecuación de la relación de transmisión es:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \dots (36)$$

Donde:

- $Z_1$  - número de vueltas (o filetes) del tornillo sin fin
- $Z_2$  - número de dientes de la rueda helicoidal

## 2.8 Coeficiente total (efectivo) de rendimiento.

El rendimiento en el engranaje de tornillo sin fin se determina por la dependencia establecida por los tornillos, pero que tiene carácter general y que es válida para los engranajes de tornillo sin fin (Dobrovolski, 1976):

$$\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho)} \left( 1 - \frac{N_{agit}}{N} \right) \quad \dots (37)$$

Donde:

- $\lambda$  - ángulo de la hélice del tornillo
- $\rho$  - ángulo de rozamiento

- $N_{agit}$  – pérdidas por agitación en aceite; kW
- $N$  – potencia en la rueda; kW

$\rho = \arctan f$  que es ángulo reducido de rozamiento y  $f$  es el coeficiente reducido de rozamiento que escogen en la Tabla No.6 según sea la velocidad de deslizamiento  $V_{des}$  donde se determina por la siguiente relación:

$$V_{des} = \frac{m \cdot n_{torn}}{19100} \sqrt{Z_{torn}^2 + q^2} ; \text{ m/s} \quad \dots (38)$$

Donde:

- $m$  - es modulo del tornillo sin fin; mm
- $n_{torn}$  - la frecuencia de rotación, en rpm.
- $Z_{torn}$  – número de vueltas (o filetes) del tornillo sin fin

**Tabla No.6** Coeficiente de rendimiento según la velocidad de deslizamiento

$V_{des}$ ; m/s	$f$	$g$	$V_{des}$	$f$	$g$
0,1	0,08-0,09	4°34'-5°09'	2,5	0,03-0,04	1°43'-2°17'
0,25	0,065-0,075	3°43'-4°17'	3	0,028-0,035	1°36'-2°00'
0,5	0,055-0,065	3°09'-3°43'	4	0,023-0,03	1°26'-1°43'
1	0,045-0,055	2°35'-3°09'	7	0,018-0,026	1°02'-1°29'
1,5	0,04-0,05	2°17'-2°52'	10	0,016-0,024	0°55'-1°22'
2	0,035-0,045	2°-2°35'	15	0,014-0,02	0°48'-1°09'

Las pérdidas por agitación en la agitación del aceite no es posible determinarlas analíticamente. La magnitud de estas pérdidas es tanto mayor, cuanto mayor sea la velocidad periférica  $V_{torn}$  m/s, la longitud tallada del tornillo  $L$  m, la profundidad de inmersión de la rueda y la viscosidad dinámica del aceite  $\mu$  sCt y se determina aproximadamente por la formula (Dobrovolski, 1976):

$$P_{ag} = 1,2 \cdot 10^{-4} V_{torn} \cdot L \sqrt{\mu \cdot V_{torn}} ; \text{ kW} \quad \dots (39)$$

Donde.

- $L$  – longitud tallada del tornillo; m
- $V_{torn}$  – velocidad periférica del tornillo; m/s
- $\mu$  - viscosidad del aceite a la temperatura del aceite en el cárter de la transmisión.



La velocidad del tornillo donde se determina por la siguiente relación:

$$V_{\text{torn}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{torn}} \cdot n_{\text{torn}}}{60 \cdot 1000}; \text{ m/s} \quad \dots (40)$$

La longitud tallada del tornillo se determina por la siguiente relación:

$$L \geq (12,5 + 0,09 \cdot Z_{\text{rued}}) \cdot m; \text{ mm} \quad \dots (41)$$

## 2.9 Momento en el tornillo y la rueda.

La carga es reposada y constante. La transmisión es directa, el grado de exactitud es el 8° y la lubricación del es por inmersión.

$$M_{\text{torn}} = 9740 \cdot \frac{N}{n_{\text{torn}}}; \text{ N.m} \quad \dots (42)$$

$$M_{\text{tor.rued}} = M_{\text{torn}} \cdot i \cdot \eta; \text{ N.m} \quad \dots (43)$$

Donde:

- $i$  - relación de transmisión
- $N$  – potencia suministrada al reductor; kW
- $n_{\text{torn}}$  – numero de revoluciones del tornillo; rpm
- $\eta$  - rendimiento efectivo.

## 2.10 Cálculo de la resistencia al contacto (desgaste).

La comprobación de la resistencia de contacto de la transmisión para las máximas tensiones de contacto se obtiene la fórmula siguiente (Dobrovolski, 1976):

$$\sigma_{\text{sup}} = \frac{540}{\frac{Z_{\text{rued}}}{q}} \sqrt{\left( \frac{\frac{Z_{\text{rued}}}{q} + 1}{a_w} \right)^3} K \cdot M_{\text{tor2}} \leq \sigma_{\text{adm.sup}}; \text{ kgf/cm}^2 \quad \dots (44)$$

Donde:

- $q$ .- es el coeficiente del diámetro del tornillo sin fin. El valor de  $q$  al igual que el módulo de engrane se escoge por las normas. En este caso se toma  $q = 12$ .
- $\sigma_{\text{adm.sup}}$ .- es el valor de la tensión de cálculo admisible por contacto con ruedas de bronces de media resistencia mecánica y suficiente resistencia al agarrotamiento (bronces

al estaño y semejantes a éstos), se seleccionan según la condición de la resistencia del material a la fatiga superficial.

**Tabla No .7** Limite de resistencia del material de la rueda

Aleación	Marca	Propiedades físico - mecánicas de algunos bronce.		
		Límite de resistencia a la tracción ; kgf/mm <sup>2</sup>	Límite de fluencia a la tracción; kgf/mm <sup>2</sup>	Dureza Brinell HB
Bronce al estaño fosforoso	B <sub>p</sub> .0Φ10-1	20 -35	14 - 20	80 -120
Bronce al estaño zinc plomoso	B <sub>p</sub> .0IIC6-6-3	15 -20	8 -10	60 -75
Bronce de aluminio ferroginoso	B <sub>p</sub> .AX9-4	40 -50	-	100 -120
Bronce plomoso	B <sub>p</sub> .C30	6 -8	-	25 -35

$$\sigma_{adm.sup} = \sigma'_{adm.sup} \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} ; \text{kgf/cm}^2 \quad \dots (45)$$

Donde:

- $\sigma_{adm.sup} = (0,75...0,9) \cdot \sigma_{res} ; \text{kgf/cm}^2$ . aquí  $\sigma_{res}$  es el límite de resistencia a la tracción para el material de la rueda. Vea la tabla 5.2.
- N.- es el número equivalentes de ciclos de cargas, que se adopta  $\leq 25 \cdot 10^7$

La carga teórica o el momento teórico pueden obtenerse multiplicando las carga nominal o el momento nominal por el coeficiente de carga  $K$ ; que es el coeficiente de carga referente a los engranajes de tornillo sin fin se determina como producto del coeficiente de velocidad  $K_v$  y el coeficiente de concentración de la carga  $K_\beta$  es decir:

$$K = K_v \cdot K_\beta \quad \dots (46)$$

Donde:

- Para cargas continuas  $K_\beta = 1$
- El coeficiente de velocidad se determina por la calidad de fabricación y la velocidad de rotación. Casi siempre  $K_v = 1... 1,3$ .
- $M_{tor2}$ - es el momento torsional de la rueda helicoidal, kgf.cm.

### 2.11 Cálculo de la resistencia a la flexión (fractura).

El cálculo a la flexión se lleva a cabo por la rueda, ya que los filetes de los tornillos sin fin son mucho más resistentes, y por las tensiones nominales. La condición de resistencia a la flexión de los dientes (Dobrovolski, 1976):

$$\sigma_f = \frac{1,9 \cdot M_{tor.rued} \cdot K \cdot \cos \lambda}{m^3 \cdot q \cdot Z_{rued} \cdot y} \leq [\sigma]_F ; \text{kgf/cm}^2 \quad \dots (47)$$

Donde:

- $m$ .- es el módulo axial del engranaje; cm.
- $y$  - es el coeficiente de resistencia de los dientes para las ruedas del tornillo sin fin, que se elige según el número equivalente de dientes  $Z_{rued.eq}$ .

$$Z_{rued.eq} = \frac{Z_{rued}}{\cos^3 \lambda} ; \text{vea la Tabla No. 8.} \quad \dots (48)$$

**Tabla No 8.** Coeficientes de resistencias de los dientes de las ruedas helicoidales.

$Z_{rued.eq}$	$y$	$Z_{rued.eq}$	$y$	$Z_{rued.eq}$	$y$	$Z_{rued.eq}$	$y$
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,8	37	1,61	60	1,40	300	1,24

$y = 1,36$  interpolando

Las tensiones nominales admisibles a la flexión para las ruedas helicoidales de bronce, cuando los dientes trabajan con una cara, vienen dadas por la fórmula:

$$\sigma_{amd.flex} = \sigma'_{amd.flex} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} ; \text{kgf/cm}^2 \quad \dots (49)$$

Donde:

- $\sigma'_{adm.flex} = 0,25 \cdot \sigma_{flu} + 0,08 \cdot \sigma_{res} ;$
- $\sigma_{flu}$  y  $\sigma_{res}$  son los límites calculados de fluencias y resistencia del bronce a la tracción.

## 2.12 Cálculo al calentamiento

El desprendimiento de calor de una transmisión por tornillo sin fin es considerablemente mayor que en la de engranaje. Por eso, el cálculo de calentamiento tiene una significación sustancial este

cálculo se hace para las transmisiones ejecutadas en un armazón independiente (Dobrovolski, 1976).

### 2.13 Cantidad de calor

$$Q = 632 \cdot N_{tor} \cdot (1 - \eta); \text{ kcal/h} \quad \dots (50)$$

Donde:

- $N_{tor}$  – potencia de diseño
- $\eta$  – rendimiento total de la transmisión

### 2.14 Superficie de enfriamiento

$$F = \frac{Q}{k(t_{aceite} - t_{atm})}; \text{ m}^2 \quad \dots (51)$$

Donde:

- $t_{aceite}$  – temperatura del aceite del reductor (habitualmente, se tolera entre 75 – 85°)
- $t_{atm}$  – temperatura medio ambiente (aire)
- $k$  – coeficiente de termo transferencia; kcal/m<sup>2</sup>·h·C°, se elige entre los limites de 7,5 a 15, según sea la velocidad del aire que bañe la armazón de la transmisión)

### 2.15 Cálculo de las fuerzas que actúan en el engranaje

Para determinar las fuerzas que actúan en el engranaje de una transmisión por tornillo sin fin, hay que suponer que la presión normal  $P_n$  esta concentrada (Dobrovolski, 1976).

### 2.16 Esfuerzo circunferencial de la rueda

$$P_{rued} = P_{a.torn} = \frac{2 \cdot M_{tor.rued}}{d_{rueda}}; \text{ N} \quad \dots (52)$$

### 2.17 Esfuerzo circunferencial en el tornillo sin fin

$$P_{torn} = P_{a.rued} = P_{rued} \cdot \tan(\lambda + \rho); \text{ N} \quad \dots (53)$$

### 2.18 Esfuerzo radial

$$P_r = P_{rued} \cdot \tan \alpha; \text{ N} \quad \dots (54)$$

## 2.2 Calculo de la transmisión por engranaje recto

Dobrovolski (1976), plantea que como consecuencia de la complejidad de fenómenos que se producen en el engrane de la transmisión que funciona, dificultades de tener en cuenta la gran cantidad de factores en la capacidad de la transmisión de transferir la carga, existen muchos métodos de cálculo de las transmisiones de las transmisiones por engranajes, pero que de forma general el cálculo total de una transmisión consta del cálculo geométrico y de resistencia mecánica.

Solo haremos énfasis en la comprobación de la capacidad de carga de la transmisión, ya conocidas sus dimensiones.

### 2.3 Cálculo de resistencia por contacto (desgaste) de los dientes

El cálculo se reduce a satisfacer la condición, según la cuál las tensiones de contacto no deben superar las admisibles. La fórmula en la forma más cómoda para su uso en la práctica (Dobrovolski, 1976):

$$\sigma_{\text{sup}} = \frac{1085 \cdot Z_{\varepsilon}}{a_w \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{(i+1)^3 \cdot K \cdot M_{\text{tor}2}}{b}} \leq \sigma_{\text{adm.sup}} \quad \dots (55)$$

Donde:

- $a_w$  - distancia interaxial; cm
- $i$  - relación de transmisión
- $b$  - anchura de las ruedas; cm
- $M_{\text{tor}2}$  – Momento torsor que trasmite sobre la rueda
- $K = 1,3 - 1,5$ ; los valores menores conviene elegirlo si la disposición de las ruedas en los árboles es próxima a la simétrica; los valores mayores se seleccionan si está en disposición asimétrica.
- $Z_{\varepsilon}$  - coeficiente que considera la influencia del coeficiente de recubrimiento de extremo  $\varepsilon_{\alpha}$  por consiguiente:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} \quad \dots (56)$$

El coeficiente de extremo (recubrimiento) es aproximadamente:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta \quad \dots (57)$$

Donde:

- $Z_1$  y  $Z_2$  .son los números de dientes del piñón y la rueda respectivamente;
- $\beta$  es ángulo de inclinación de los dientes; para un engranaje recto  $\beta = 0$ .

#### 2.4 Cálculo de resistencia por flexión (fractura) de los dientes

La forma más racional de cálculo, que permite asegurar o aproximarse a la resistencia equivalente de los dientes a la picadura y a la flexión, es la determinación de la tensión a través del módulo, la distancia interaxial conocida  $a_w$  y por la anchura  $b$ , obtenidas de los cálculos de la resistencia de contacto (González, 1999).

Expresemos la condición de resistencia a la flexión de los dientes de un piñón y rueda:

$$\sigma_{flex} = \frac{(i+1)y_F KM_{tor2}}{i \cdot m \cdot b \cdot a_w} \leq \sigma_{adm.flex} \quad \dots (58)$$

Donde.

- $y_f$  - es el coeficiente de resistencia de los dientes según la tensión local en la sección peligrosa del diente; Los valores se dan en la Tabla No.9 a base de la resolución al problema de la teoría de elasticidad para el diente.
- $\sigma_{adm.flex}$  – tensión admisible a la flexión de material

**Tabla No.9** Coeficientes de resistencia de los dientes para el cálculo de tensiones locales.

$Z_1$	$y_f$	$Z_2$	$y_f$
17	4,30	50	3,73
20	4,12	60	3,73
25	3,96	80	3,74
30	3,85	100	3,75
40	3,75	&	3,80

#### 2.5 Cálculo del coeficiente total de rendimiento

En las transmisiones por engranajes cilíndricos, al igual que en todos los mecanismos, también se produce cierta disminución de la potencia entregada a estos. Lo anterior está motivado por diversas causas, tales como:

- El deslizamiento relativo y la fuerza de rozamiento existentes entre los dientes, durante el contacto entre estos a lo largo de la línea del engranaje.
- El abatimiento del lubricante, en el caso de lubricación por inmersión.
- EL rozamiento del apoyo de los árboles.

$$\eta = \frac{N}{N + P} \quad \dots (59)$$

Donde:

- $N$  – potencia que se trasmite; kW
- $P$  - pérdida completa de potencia; kW

La pérdida completa de potencia se calcula por:

$$P = P_{eng} + P_{agit} + P_{coj} ; \text{kW} \quad \dots (60)$$

Donde:

- $P_{eng}$  – pérdidas para potencia transmitida; kW
- $P_{agit}$  - pérdidas en la agitación de aceite; kW
- $P_{coj}$  - pérdidas en los cojinetes; kW

$$P_{eng} = \frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot f}{2} \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) N ; \text{kW} \quad \dots (61)$$

Donde:

- $\varepsilon$  – coeficiente de recubrimiento de la transmisión
- $f$  – coeficiente rozamiento
- $Z_1, Z_2$  – números de dientes del piñón y la rueda respectivamente

Las pérdidas en la agitación del aceite no es posible analizarlas analíticamente, la magnitud de estas es tanto mayor, cuanto mayor sea la velocidad periférica, la anchura de las ruedas, la viscosidad del aceite y el número sumario de los dientes de las ruedas y se determinaría aproximadamente por la fórmula:

$$N_{agit} = 7,5 \cdot 10^{-5} V \cdot b \sqrt{v \cdot V \frac{200}{Z_1 + Z_2}}; \text{ kW.} \quad \dots (62)$$

- $V$  - velocidad periférica; m/s
- $b$  - anchura de las ruedas, m
- $v$  - viscosidad del aceite,  $sCt$

$$N_{cog} = 53,4 \cdot 10^{-5} p f' \cdot dm \cdot n; \text{ kW} \quad \dots (63)$$

- $P$  - carga que actúa sobre el cojinete; N
- $f$  - coeficiente de rozamiento reducido al diámetro de la circunferencia media
- $n$  - frecuencia de rotación del cojinete; rpm.
- $d_m$  - diámetro medio, m

## 2.6 Procedimiento para la determinación de las condiciones de carga (momentos) referido a los árboles de la transmisión mecánica.

En la solución del problema planteado se procedió en régimen estacionario del trabajo del accionamiento electromecánico a determinar todos los parámetros a partir de las condiciones de momento dinámico igual a cero.

Este régimen está caracterizado por el trabajo a la velocidad constante del motor eléctrico, los momentos del motor y la carga constante en el tiempo e iguales entre si. Debido a que el momento desarrollado por el motor en régimen estacionario, es una función de la velocidad, la igualdad  $M=M_C$  solo es posible si el momento de la carga es constante o función también de la velocidad. (Morera, 1988; Veshenevski, 1976).

Los momentos referidos a los árboles de la transmisión de fuerza se determinan a partir del esquema cinemático.

### a) Momento en el árbol 1 (en el motor eléctrico).

$$M_{tor1} = 9740 \frac{N_1}{n_1}; \text{ N.m} \quad \dots (64)$$

Donde:

- $N_1$  - potencia del motor eléctrico; kW
- $n_1$  - frecuencia de rotación del árbol del motor eléctrico; rev/min



**b) Momento en el árbol 2 (a la entrada del reductor diferencial).**

$$M_{tor2} = M_{tor1} \cdot i_1 \cdot \eta_1 ; N.m \quad \dots (65)$$

Donde:

- $i_1$  - relación de la transmisión por correa.
- $\eta_1$  - rendimiento de la transmisión por correa.

**c) Momento en el árbol 3 (a la salida del reductor diferencial).**

$$M_{tor3} = M_{tor2} \cdot i_2 \cdot \eta_2 \quad \dots (66)$$

Donde:

- $i_2$  - Relación del reductor diferencial.
- $\eta_2$  - Rendimiento del reductor diferencial.

**d) Momento en el árbol 4 (a la entrada de la transmisión por tornillo sin fin).**

$$M_{tor4} = M_{tor3} \cdot i_3 \cdot \eta_3 ; N.m \quad \dots (67)$$

Donde:

- $i_3$  - relación de la transmisión de tornillo sin fin.
- $\eta_3$  - rendimiento de la transmisión de tornillo sin fin.

**d) Momento en el árbol 5 (a la salida de la transmisión por tornillo sin fin).**

$$M_{tor5} = M_{tor4} \cdot i_4 \cdot \eta_4 ; N.m \quad \dots (68)$$

Donde:

- $i_4$  - Relación de la transmisión piñón-corona
- $\eta_4$  -Rendimiento de la transmisión piñón - corona

**2.7 Procedimiento para la determinación de las potencias referidas a los árboles de la transmisión mecánica.**

**f) Potencia en el árbol 1 (en el motor eléctrico).**

$$N = N_{mot} \quad \dots (69)$$

**g) Potencia en el árbol 2 (a la entrada del reductor diferencial).**

## CAPITULO III: RESULTADOS Y DISCUSION

### 3.1 Introducción.

En este capítulo se exponen los resultados obtenidos de las expresiones matemáticas empleadas en la metodología de cálculo, así como los gráficos obtenidos a partir de la simulación y de comportamiento de algunos parámetros del accionamiento.

Finalmente se hace una propuesta de cómo minimizar las pérdidas energéticas en el accionamiento

**Objetivo:** Realizar la valoración crítica de los resultados obtenidos

### 3.2 Resultados de los cálculos de la transmisión por correa.

Estos cálculos fueron realizados teniendo en cuenta los siguientes datos:

$$N_1 = 5.5kW; n_1 = 1160rev/min; \eta_1 = 95\%; i_2 = 16.43; \eta_2 = 92\%; i_3 = 71; \eta_3 = 56.2\%; \\ i_4 = 11.69; \eta_4 = 97\%;$$

Denominación de los parámetros	Resultados de los Cálculos								
	Proyecto			Modificación			Actual		
	Trasmisión por correa								
Relación de transmisión predeterminada $i$	1,28	1,59	1,91	1,25	1,21	2,8			
Diámetro de la polea conductora $D_1$ , mm.	160			160			110		
Diámetro calculado de la polea grande $D_2$ , mm	200,7	249,3	299,4	134,75	130,4	301			
Diámetro de las poleas conducidas $D_2$ , mm.	200	250	300	200	290	368	250	350	
Valor precisado de la relación de transmisión	1,275	1,59	1,91	1,275	1,81	2,35	2,32	3,25	
Número de revoluciones de la polea pequeña, rpm.	1160			1160			1160		
Número de revoluciones de la polea grande, rpm.	909	728	606	909	627	494	500	357	
Distancia entre los centros, mm	Mínima	208,5	236	263	208,5	258	300	208	263,5
	Máxima	720	820	920	720	900	1056	720	920
	Recomendable	300	375	450	300	435	552	375	528

Largura de la correa calculada previamente, mm	1166	1399	1633	1166	1586	1952	1328,	1299,63	
Largura normalizada calculada, mm(GOST 1284-68)	1600			1600			1600		
Valores intermedios	565,2	643,7	722,2	565,2	706,8	828,96	567,2	722,2	
	32400	42025	52900	32400	50625	696	32400	52900	
Distancia precisada entre los centros, mm	230	310		230	371,7	332,6	332,6	484,07	
Angulo de abrazo de polea por la correa, grado	170	163	158	170	159	155	155	150	
Velocidad de la correa, m/s	9,71			9,71			6,68		
Coefficiente del ángulo de abrazado (GOST 1284-68).	1	0,99	0,97	1	0,99	0,99	0,99	1	
Coefficiente del carácter de la carga (GOST 1284-68)	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	
Coefficiente que toma en consideración la velocidad de la correa (GOST 1284-68)	1			1			1		
Potencia transmitida, kW	2,97	2,99	2,99	2,97	2,99	3,00	1,76	1,76	
Sección de la correa		δ							
Potencia transmitida por una correa, (GOST 1284-68, tabla 4) suplemento 2.	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	1,5	1,5	
Número calculado de correas.	2,32	2,44	2,56	2,32	2,53	2,70	4,13	4,52	
Número aceptado de correas	3			3			5		
Tensado de la correa, Kg	31			31			20		
Tensado general de todas las correas , Kg	93			93			61		

### 3.3 Relaciones de transmisión.

Estos cálculos fueron realizados teniendo en cuenta los siguientes datos:

$$N_1 = 5.5kW; n_1 = 1160rev/min; \eta_1 = 95%; i_2 = 16.43; \eta_2 = 92%; i_3 = 71; \eta_3 = 56.2%;$$

$$i_4 = 11.69; \eta_4 = 97%;$$

Estos valores se de relación de transmisión se obtienen según la siguiente ecuación:

$$i_t = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5$$

Donde:

- $i_1$  – relación de transmisión de la transmisión por polea y correa
- $i_2$  – relación de transmisión del reductor intermedio
- $i_3$  – relación de transmisión del diferencial del reductor intermedio
- $i_4$  – relación de transmisión del reductor sin fin
- $i_5$  – relación de transmisión de la transmisión por engranaje.

$D_1$	$D_2$	$i_1$	$i_2$	$i_3$	$i_4$	$i_5$	$i_t$
<b>160</b>	200	1,28	16,43	1	71	11,69	17455,02
	250	1,59	16,43	1	71	11,69	21682,41
	290	1,85	16,43	1	71	11,69	25227,96
	300	1,91	16,43	1	71	11,69	26046,16
	368	2,35	16,43	1	71	11,69	32046,32

Los resultados obtenidos corroboran que en el accionamiento la transmisión por polea y correa es la que posibilita con la regulación de la relación de transmisión total del accionamiento.

### 3.4 Resultados de los cálculos de la transmisión por correa trapezoidal

- **Potencia del motor eléctrico:**  $N_1 = 5.5$  kW
- **Número de revoluciones del motor eléctrico:**  $n_1$  1160 rpm
- **Sección de la correa:** B
- **Material de la correa:** caucho
- **Tipo:** trapezoidal
- **Rendimiento recomendado por el fabricante:** 0.95

**Tabla No.10**

Denominación de los parámetros	Ecuación	Cálculos y resultados			
Relación de transmisión predeterminada	$i$	1,28	1,59	1,91	
Diámetro de la polea conductora, mm.	$D_1$	<b>160</b>			
Diámetro calculado de la polea grande, mm	$D_2$	200,7	249,3	299,4	
Diámetro de las poleas conducidas, mm.	$D_2$	<b>200</b>	<b>250</b>	<b>300</b>	
Valor precisado de la relación de transmisión	8	1,275	1,59	1,91	
Número de revoluciones de la polea pequeña, rpm.	$n_1$	1160			
Número de revoluciones de la polea grande, rpm.	$n_2$	<b>906</b>	<b>729</b>	<b>607</b>	
Distancia entre los centros, mm	Mínima	15	208,5	236	263,5

	Máxima	16	720	820	920
	Recomendable	17	300	375	450
Largura de la correa calculada previamente, mm		18	1157	1266	1351
Largura normalizada calculada, mm		L	<b>1600</b>		
Distancia precisada entre los centros $a$ , mm		19			
Ángulo de abrazo de polea por la correa $\alpha$ , grado		9	<b>170</b>	<b>175</b>	<b>167</b>
Velocidad de la correa $V$ , m/s		13	<b>9,71</b>		
Potencia transmitida, kW		21	<b>2,97</b>	<b>2,99</b>	<b>2,99</b>
Sección de la correa				B	
Número calculado de correas $Z$		24	2,2	1,7	1,4
Número aceptado de correas $Z$			<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>
Tensado de la correa, Kg		$2S_0$	35		
Tensado general de todas las correas, Kg		$S=2S_0Z$	105		
Longevidad de la correa GOST 1284-68					
Longevidad de la correa Método GoodYear					
Coeficiente de empuje					

Los resultados obtenidos están de acuerdo con la Norma GOST 1284-68 y las recomendaciones de los fabricantes de correa The Gates Rubber Co., GoodYear y la Asociación de Fabricantes de Goma (RMA), en la actualidad ha tenido una gran aceptación y generalización entre los diferentes fabricantes y normas.

**Tabla No.11**

Denominación de los parámetros		Ecuación	Cálculos y resultados		
Relación de transmisión predeterminada		$i$	1,53	2,21	2,8
Diámetro de la polea conductora, mm.		$D_1$	<b>160</b>		
Diámetro calculado de la polea grande, mm		$D_2$	239,9	346,5	299,4
Diámetro de las poleas conducidas, mm.		$D_2$	<b>250</b>	<b>355</b>	<b>450</b>
Valor precisado de la relación de transmisión		8	1,59	2,26	2,87
Número de revoluciones de la polea pequeña, rpm.		$n_1$	<b>1160</b>		
Número de revoluciones de la polea grande, rpm.		$n_2$	<b>728</b>	<b>512</b>	<b>404</b>
Distancia entre los centros, mm	Mínima	15	236	293,8	346
	Máxima	16	820	1030	1220
	Recomendable	17	375	532,5	675
Largura de la correa calculada previamente, mm		18	1139	1891	2339
Largura normalizada calculada, mm		L	<b>1600</b>	<b>1900</b>	<b>2360</b>
Distancia precisada entre los centros $a$ , mm		19	<b>360</b>	<b>473</b>	<b>620</b>
Ángulo de abrazo de polea por la correa $\alpha$ , grado		9	<b>165</b>	<b>155</b>	<b>152</b>
Velocidad de la correa $V$ , m/s		13	<b>9,71</b>		
Potencia transmitida, kW		21	<b>2,99</b>	<b>3,00</b>	<b>3,00</b>
Sección de la correa		-	B		

Número calculado de correas. $Z$	24	2,44	2,55	2,24
Número aceptado de correas $Z$		<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>
Tensado de la correa, $kgf$	2So	<b>32</b>	<b>32</b>	32
Tensado general de todas las correas, $kgf$	S	97	97	97
Tensión estática, $kgf$	So	<b>16</b>	<b>16</b>	16
Longevidad de la correa GOST 1284-68	27			
Esfuerzo de tensado, $kgf/cm^2$	$\sigma_o$	<b>20</b>	<b>20</b>	<b>20</b>
Longevidad de la correa Método GoodYear	28			
Coefficiente de empuje	34	<b>0,83</b>	<b>0,82</b>	<b>0,82</b>
Esfuerzo útil, $kgf$	$P$	<b>27</b>	<b>27</b>	<b>27</b>

**Tabla No.12**

Denominación de los parámetros		Ecuación	Cálculos y resultados		
Relación de transmisión predeterminada		$i$	1,21	1,81	2,3
Diámetro de la polea conductora, mm.		$D_1$	<b>160</b>		
Diámetro calculado de la polea grande, mm		$D_2$	189,9	346,5	299,4
Diámetro de las poleas conducidas, mm.		$D_2$	<b>200</b>	<b>290</b>	<b>368</b>
Valor precisado de la relación de transmisión		8	1,28	1,85	2,35
Número de revoluciones de la polea pequeña, rpm.		$n_1$	<b>1160</b>		
Número de revoluciones de la polea grande, rpm.		$n_2$	<b>909</b>	<b>627</b>	<b>494</b>
Distancia entre los centros, mm	Mínima	15	208,5	258	300,9
	Máxima	16	720	900	1056
	Recomendable	17	300	435	552
Largura de la correa calculada previamente, mm		18	1167	1891	1953
Largura normalizada calculada, mm		L	<b>1600</b>	<b>1900</b>	<b>2000</b>
Distancia precisada entre los centros $a$ , mm		19	<b>375</b>	<b>473</b>	<b>503</b>
Ángulo de abrazo de polea por la correa $\alpha$ , grado		9	<b>159</b>	<b>155</b>	<b>155</b>
Velocidad de la correa $V$ , m/s		13	<b>9,71</b>		
Potencia transmitida, kW		21	<b>2,99</b>	<b>3,00</b>	<b>3,00</b>
Sección de la correa		-	<b>B</b>		
Número calculado de correas. $Z$		24	2,22	2,55	2,24
Número aceptado de correas $Z$			<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>
Tensado de la correa, $kgf$		2So	<b>32</b>	<b>32</b>	32
Tensado general de todas las correas, $kgf$		S	97	97	97
Tensión estática, $kgf$		So	<b>16</b>	<b>16</b>	16
Longevidad de la correa GOST 1284-68		27			
Esfuerzo de tensado, $kgf/cm^2$		$\sigma_o$	<b>20</b>	<b>20</b>	<b>20</b>
Longevidad de la correa Método GoodYear		28			
Coefficiente de empuje		34	<b>0,82</b>	<b>0,82</b>	<b>0,82</b>
Esfuerzo útil, $kgf$		$P$	<b>27</b>	<b>27</b>	<b>27</b>

### 3.5 Resultados de la simulación

Los resultados obtenidos de la simulación en Matlab según se plantea en la metodología de trabajo se obtuvieron teniendo en cuenta las recomendaciones de la Asociación de Fabricantes de Goma.

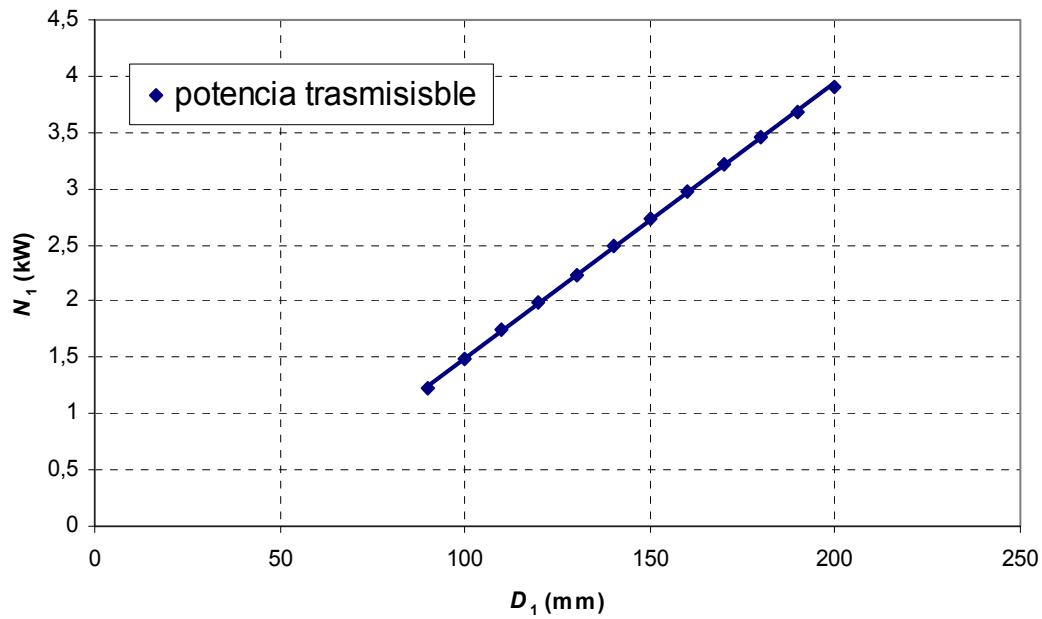
En la Tabla No.16 se muestran los resultados de las variables correspondientes a los diámetros escogidos de la polea conductora.

**Tabla No.16**

Diámetro de la polea conductora $D_1$ (mm)	Valores empíricos evaluables				Factor de Razón de transmisión $K_u$	Mil revoluciones en la polea rápida $n'$	Potencia que se trasmite $N_1$ (kW)
	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$			
90	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,98	1,16	1,22
100	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,98	1,16	1,28
110	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,98	1,16	1,74
120	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,982969	1,16	1,99
130	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,982969	1,16	2,24
140	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,982969	1,16	2,49
150	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,982969	1,16	2,73
160	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,982969	1,16	2,97
170	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,982969	1,16	3,21
180	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,982969	1,16	3,45
200	0,038	1,23	$7,043 \cdot 10^{-9}$	0,006244	0,982969	1,16	3,91

La figura 3.1 representa la recta de la potencia transmitida por la correa, pudiéndose observar la incidencia que tiene el diámetro de la polea conductora en el aprovechamiento racional de la transmisión, evidenciándose las recomendaciones hechas por fabricantes de transmisiones por correas que recomiendan alejarse a la hora del diseño de los valores de los diámetros mínimos esto puede ser de manifiesto que hay que evitar usar valores mínimos en el diámetro de la polea conductora.

### Potencia Transmisible



### 3.6 Resultados de las velocidades de rotación

Los resultados obtenidos para las velocidades de rotación están respaldados por las ecuaciones que aparecen reflejadas en las Tablas No. 17, 18, 19.

Tablas No. 17

Árbol 1	Velocidad de rotación $n_1$ (rpm)	Relación de transmisión $i_1$	Velocidad de rotación $n_2$ (rpm)	Árbol 2
1	1160	1,28	$n_2 = \frac{n_1}{i_1}$	906
		1,59		729
		1,85		627
		1,91		607
		2,26		513
		2,35		493
		2,87		404



**Tablas No. 18**

Velocidad de rotación $n_2$ (rpm)	Relación de transmisión $i_2$	Velocidad de rotación $n_3$ (rpm)	Árbol 3
906	16,43	$n_3 = \frac{n_2}{i_2}$	55
729			44
627			38
607			37
513			31
493			30
404			24

**Tablas No. 19**

Velocidad de rotación $n_3$ (rpm)	Relación de transmisión $i_4$	Velocidad de rotación $n_4$ (rpm)	Árbol 4
55	71	$n_4 = \frac{n_3}{i_4}$	0,77
44			0,62
38			0,54
37			0,52
31			0,44
30			0,42
24			0,34

**Tablas No. 20**

Velocidad de rotación $n_4$ (rpm)	Relación de transmisión $i_5$	Velocidad de rotación de los rastrillos $n_r$ (rpm)	Rastrillos
0,77	11,69	$n_r = \frac{n_4}{i_5}$	0,065
0,62			0,053
0,54			0,046
0,52			0,044
0,44			0,037
0,42			0,035
0,34			0,029

### **3.7 Conclusiones del capítulo**

1. Los resultados del análisis realizado se encuentran dentro de los parámetros establecidos.
2. Los valores obtenidos de velocidades de los rastrillos son los que recomienda la bibliografía en los procesos de espesado de mineral.
3. La simulación permite detectar que la transmisión por correa no se aprovecha racionalmente.

## CONCLUSIONES GENERALES

- Se logró describir y establecer el procedimiento para la correcta metodología investigativa de análisis de determinados parámetros en variación de características de explotación del accionamiento electromecánico de los sedimentadores.
- El rendimiento total calculado del accionamiento es de 47,6%, evidenciando pérdidas energéticas de más de un 50% de la potencia entrega por el motor primario y esto obedece que en su estructura se incorpora un reductor por tornillo sin fin que tiene baja eficiencia (56,2%), considerado este valor en los límites del diseño para una transmisión por engranajes.
- La empresa debe reconsiderar su análisis respecto a la adquisición de un nuevo accionamiento y será factible mejorar el factor de servicio, a partir de sustituir la transmisión por correa - polea por una cadena doble, aumentando su rendimiento en un 17.6% a 20% aproximadamente. Cualquier revisión adicional puede ser posible, todo sobre la base de incremento del rendimiento hasta valores razonables.

## RECOMENDACIONES

Es recomendable como medidas adicionales para mejorar la flexibilidad de explotación de los tanques y aumentar su confiabilidad, con bajo costo de inversión respecto a la situación total del accionamiento, ejecutar las siguientes acciones entre otras:

- Modificar los brazos rígidos por articulados que le permitirá asumir las sobrecargas del mineral en el tanque.
- Evaluar el sistema de lubricación de la transmisión por tornillo sin fin y precisar algunas mejoras si fuera necesario.
- Evaluar el cambio del motor eléctrico por otro de mayor potencia, sobre la base de darle a la transmisión un 20% de reserva de potencia para prever sobrecargas en el sistema.
- Estudiar la posibilidad de sustituir el reductor intermedio.
- La combinación de varios factores como la cadena y motor eléctrico mejorará los resultados en un 40 a 44%.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Campbell B. "Failed Motors: Rewind or Replace?" IEEE Industry Applications Magazine. January/February 1997. pp 45-50.
2. Góngora R H. Caracterización del accionamiento de bombas centrífugas de la Planta de Lixiviación y Lavado de la Empresa Cmdte. Ernesto Che Guevara. Tesis de ingeniería
3. Energy Efficiency Enquiries Bureau ETSU, Harwell, Didcot. Energy savings with electric motors and drives. Oxfordshire.U.K.1998.
4. Feodorov, A.A. Suministro eléctrico de empresas industriales. Editorial Pueblo y educación. La Habana, 1998
5. Hernández Morera. Mario. Accionamiento eléctrico automatizado (tomo I). Pueblo y educación. 1988.
6. Ivanov-Smolenski, A. Maquinas eléctricas. Editorial Mir, Moscú. 1984. 407 p.
7. Kliman, G. et al., Sensorless, Online Motor Diagnostics. En: IEEE Computer Applications in Power Magazine. Denver. Abril 1997; p. 39.
8. Kulikov, A.A. Equipo eléctrico de las empresas de metalurgia no ferrosa. Editorial Mir, Moscú. 1976. 418 p.
9. Morera Hernández, M. Accionamiento eléctrico automatizado I. Editorial Pueblo y educación. La Habana, 1998
10. N. A. Zelikman; M. G. Voldman; V. L. Beliauskaya. Teoria de los mecanismos hidrometalúrgicos. Moscú. 1982.
11. NEMA Standars Publication MG1.1997. MOTORS AND GENERATORS. National Electrical Manufacturers Association, Washinton DC, USA. 1997.
12. Quispe, Enrique y Mantilla, Luís. Motores Eléctricos de Alta Eficiencia. Características Electromecánicas, Ventajas y Aplicabilidad. Revista Energía y Computación. Volumen XII, No.1, Edición No.21, 2004, Cali-Colombia. ISSN: 0121-5299, pp.11-19.

13. Quispe, Enrique y Mantilla, Luís. Motores Eléctricos de Alta Eficiencia. Características Electromecánicas, Ventajas y Aplicabilidad. Revista energía y Computación. Volumen XII, No.1, Edición No.21, 2004, Cali-Colombia. ISSN: 0121-5299, pp.11-19.
14. Quispe, Enrique. Métodos para el uso eficiente de energía en la aplicación industrial de motores eléctricos. Curso tutorial XII coneimera, Trujillo, Octubre 2005, Peru.
15. Quispe, Enrique. Una Visión Integral para el Uso Racional de la Energía en la Aplicación de los Motores Eléctricos de Inducción. Revista EL HOMBRE Y LA MÁQUINA. Año XV - Numero 20-21. Julio-Diciembre 2003. Cali-Colombia. ISSN: 0121-0777, pp.52-59.
16. Rosello García, S. Temas avanzados de suministro eléctrico. Editorial, ISJAE, La Habana, 1995.
17. Shigley, J.E; Mischke, C.R. Diseño en Ingeniería Mecánica. Editorial MC Graw Hill, 2001.
18. Veshenevski, S.: Características de los motores en el accionamiento eléctrico. Editorial Mir, Moscú. 1976. 407 p.
19. Viego, Percy y Quispe, Enrique aplicación eficiente de motores asincrónicos. Libro. Editor: Contactos Mundiales. Cali – Colombia. 2000.