



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de diploma

En opción al título de Ingeniero Mecánico

Diseño de una transmisión del mecanismo de agitación en los turboareadores de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”

Autor: José Carlos Cabrera Fernández

Tutores: Dr. C. Isnel Rodríguez González

Dr. C. Alexis Otero Calvi

Moa, 2016

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: José Carlos Cabrera Fernández, autor de este trabajo de Diploma y en conjunto con los tutores, Doctor en Ciencias: Isnel Rodríguez González, y el Doctor en Ciencias: Alexis Otero Calvi, declaramos la propiedad intelectual de este trabajo, al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

José Carlos Cabrera Fernández

Dr.C. Isnel Rodríguez Gonzáles

Dr.C. Alexis Otero Calvi

PENSAMIENTO

La inteligencia consiste no sólo en el conocimiento, sino también en la destreza de aplicar los conocimientos en la práctica.

Aristóteles

AGRADECIMIENTOS

Primeramente Agradezco a mi madre Leonor Maribel Fernández Martínez, por permitirme estar aquí hoy y por su incondicional entrega para poder llegar a ser un profesional.

A mis hermanos, Eduardo y Liliam, por su apoyo y su confianza.

A mi vecina, Esther, por sus consejos y recomendaciones.

A mis compañeros de cuarto Yenny y Yosmany, por su ayuda.

A Ana Rosa, Oscar y Arletis, quienes me brindaron su desinteresada ayuda y apoyo.

A mi tutor Dr. C. Isnel Rodríguez González, por apoyarme en el transcurso de la realización de este trabajo, así como a los profesores del Departamento de Mecánica por los conocimientos impartidos a lo largo de la carrera.

A mis amistades y compañeros de escuela que con su apoyo desinteresado han contribuido a que alcanzara esta meta.

A todos mis seres queridos:

Muchas gracias.

El autor

A mi madre, a la memoria de mi abuela, a mis hermanos y familiares en general porque constituyen el motivo de inspiración para alcanzar las metas propuestas.

A los nombrados y a quienes imperdonablemente no he recordado, a todos les dedico este éxito.

El autor

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el diseño de una transmisión corregida, en el accionamiento en los turboareadores, para incrementar la velocidad de rotación angular a la salida del reductor hasta 92 min^{-1} , lo que posibilitará lograr un aumento de la eficiencia del extractado de níquel, en la UBP “Planta Lixiviación y Lavado” de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”. Se determinó la disponibilidad del equipo, comportándose en un valor promedio, para un año, de 95,95 %. Se comprobó la resistencia del árbol acoplado a la corona de dicho engranaje, teniendo que el mismo no sufrirá cambios en su diseño original. La comprobación de los elementos seleccionados, mediante el método de elementos finitos (MEF), demostró que las tensiones actuantes no sobrepasan los valores admisibles, por lo que no existirá peligro en el funcionamiento de estas piezas. La valoración económica refleja que la fabricación del engranaje reporta un ahorro de \$ 25 911,6 (CUP+CUC), por concepto de inversión.

ABSTRACT

Present work the design of a corrected transmission, in the actuators of agitation mechanism, to increase the rotation speed in the exit of the gearbox up to 92 min^{-1} , was carry out, it will allow for to facilitate an increase of the efficiency of the nickel process, in the Unidad Básica Productiva "Planta de Lixiviación y Lavado" of the company "Comandante Ernesto Che Guevara". It was also determined the readiness of the equipment, behaving in a value, for one year, of 95,95% as average. It was proven the resistance for the couple axle with the crown of this engagement, having that the same one won't suffer changes in its original design. The confirmation of the selected elements, by means of finite elements modeling, demonstrated that the acting stresses don't surpass the acceptable securities, because of that a danger, in the operation of these parts, won't exist. The economic valuation reports a saving of \$ 25 911,6 (CUP+CUC), for investment concept.

ÍNDICE

Pág.

INTRODUCCIÓN GENERAL	3
CAPITULO 1. MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL DE LA INVESTIGACIÓN	7
1.1. Introducción	7
1.2. Procesos de lixiviación.....	7
1.2.1. Equipos para el proceso de lixiviación	9
1.2.2. Materiales empleados en los procesos de lixiviación.....	13
1.3. Accionamientos de máquinas mediante reductores y variadores	14
1.3.1. Caracterización de los reductores de velocidades	15
1.4. Trasmisiones mecánicas.....	16
1.4.1. Trasmisiones por engranajes.....	17
1.4.2. Clasificación de las transmisiones dentadas.....	19
1.4.3. Cuestiones generales sobre el tallado de los engranajes	21
1.4.4. Materiales empleados en la fabricación de los engranajes	24
1.5. Conclusiones del capítulo	26
CAPÍTULO 2. MATERIALES, MÉTODOS Y CONDICIONES DE OPERACIÓN	26
2.1. Introducción	26
2.2. Materiales utilizados para las mediciones de los engranaje	27
2.3. Determinación de la disponibilidad de los turboareadores.....	27
2.4. Determinación de la potencia ejercida por la pulpa a los impelentes de agitación .	28
2.4.1. Cálculo del volumen descrito por el diámetro exterior de las aletas	29
2.4.2. Cálculo del volumen descrito por el diámetro interior de las aletas	29
2.4.3. Volumen descrito por el movimiento de las aletas	29
2.4.4. Determinación de la fuerza ejercida por la presión de la mezcla a las aletas	30
2.4.5. Determinación del diámetro medio sobre las aletas	30
2.4.6. Cálculo del momento torsor ejercido por la mezcla al árbol de los impelentes	30
2.4.7. Velocidad angular de las aletas	30
2.4.8. Potencia ejercida por la mezcla a las aletas	31
2.5. Comprobación de los parámetros del accionamiento	31

2.6.	Metodología de cálculo para la corrección del engranajes	32
2.6.1.	Cálculo de la relación de transmisión del primer paso del reductor	32
2.6.2.	Cálculo de los parámetros geométricos del engranaje	33
2.7.	Metodología de cálculo del árbol acoplado a la corona	43
2.7.1.	Cálculo preliminar del árbol.....	43
2.7.2.	Obtención de las solicitaciones presentes en el árbol	44
2.7.3.	Cálculo aproximado o de proyecto.....	47
2.8.	Modelación y simulación de elementos seleccionados	49
2.8.1.	Pasos a seguir para la ejecución del Método de Elementos Finitos:	50
2.8.2.	Modelación del piñón correspondiente al primer paso del reductor	50
2.8.3.	Modelación de la rueda correspondiente al primer paso del reductor.....	50
2.8.4.	Modelación del conjunto árbol-impelente.....	51
2.9.	Conclusiones del capítulo	51
CAPÍTULO 3. RESULTADOS Y SU VALORACIÓN		52
3.1.	Introducción	52
3.2.	Comportamiento de la disponibilidad de los turboareadores	52
3.3.	Determinación de la potencia ejercida por la pulpa a los impelentes.....	53
3.3.1.	Volumen descrito por el diámetro exterior de las aletas.....	53
3.3.2.	Determinación del volumen descrito por el diámetro interior de las aletas	53
3.3.3.	Obtención del volumen descrito por el movimiento de las aletas.....	54
3.3.4.	Cálculo de la fuerza ejercida por la presión de la mezcla a las aletas	54
3.3.5.	Determinación del diámetro medio sobre las aletas	54
3.3.6.	Momento torsor, sobre el árbol, ejercido por la mezcla.....	54
3.3.7.	Determinación de la velocidad angular de las aletas	54
3.3.8.	Cálculo de la potencia ejercida por la pulpa sobre los impelentes	55
3.4.	Resultados de los parámetros del accionamiento.....	55
3.5.	Resultados del diseño del engranaje del primer paso del reductor.....	56
3.5.1.	Análisis cinemático del reductor.....	56
3.5.2.	Obtención de los parámetros geométricos del engranaje	57
3.6.	Cálculo del árbol que está acoplado a la corona del primer paso del reductor	64

3.6.1. Cálculo preliminar del árbol.....	64
3.6.2. Determinación de la fuerzas aplicadas en el árbol.....	65
3.6.3. Cálculo de proyecto del árbol.....	67
3.7. Simulación por el método de elementos finitos de elementos seleccionados.....	69
3.7.1. Modelación y simulación del piñón por el método de elementos finitos	70
3.7.2. Resultados de simulación de la rueda	71
3.7.3. Simulación, por el método de elementos finitos, del conjunto árbol-impelentes	73
3.8. Valoración económica.....	74
3.8.1. Costo de la rueda dentada y el árbol piñón (C_1)	74
3.8.2. Precio del reductor de velocidades (C_2).....	75
3.8.3. Ahorro por concepto de inversión	75
3.9. Impacto ambiental de la transformación propuesta	75
3.9.1. Riesgos por averías en el accionamiento mecánico	76
3.10. Conclusiones del capítulo	77
CONCLUSIONES GENERALES	78
RECOMENDACIONES	79
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80
ANEXOS	83

INTRODUCCIÓN GENERAL

La industria fue el sector motor de la economía desde el siglo XIX y, hasta la Segunda Guerra Mundial, era el sector económico que más aportaba al Producto Interior Bruto (PIB), y el que más mano de obra ocupaba. Desde entonces, y con el aumento de la productividad por la mejora de las máquinas y el desarrollo de los servicios, ha pasado a un segundo término. Sin embargo, continúa siendo esencial, puesto que no puede haber servicios sin desarrollo industrial.

La industria del níquel en el mundo ha jugado un papel fundamental en el desarrollo de diferentes ramas de la economía como la sidero-metalúrgica, la automotriz, la aeronáutica, la naval. Dada la importancia que está presente en la actualidad y se ponen en práctica todos los conocimientos y valores humanos posibles, con el objetivo de aumentar las producciones de níquel y cobalto que se pueden obtener a partir de los minerales lateríticos.

La industria cubana del níquel juega un papel importante dentro de la economía nacional, es por ello, que el incremento de la eficiencia de los diferentes equipos e instalaciones que la componen, incide considerablemente en la reducción del consumo de portadores energéticos. Actualmente se encuentra enfrascada en dos grandes procesos: el de modernización de sus plantas, con el objetivo de disminuir los costos en la producción de cada tonelada de níquel, y el perfeccionamiento empresarial, para hacerla más competitiva en el mercado internacional.

En nuestro país existen dos fábricas en funcionamiento para la obtención de concentrado de níquel: La empresa “Pedro Soto Alba”, y la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”, esta última se ha desarrollado fundamentalmente a partir de la década pasada, esto se ve reflejado en los índices de producción presente en ella, dando valiosos aportes económicos en aras del desarrollo social.

Cuenta con cierto proceso tecnológico, el cual está compuesto por nueve plantas de proceso, siete de ellas principales y dos auxiliares, el esquema tecnológico está basado en el proceso 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). En metalurgia extractiva se conoce como lixiviación al proceso de extraer desde un mineral

una especie de interés por medio de reactivos que la disuelven o transforman en sales solubles.

El proceso de lixiviación que se lleva a cabo en la Unidad Básica de Producción (UBP) Planta de Lixiviación y Lavado, de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”, consiste en obtener el concentrado de níquel y cobalto que aparecen en el mineral reducido procedente de la (UBP) de Hornos de Reducción. Este proceso se realiza utilizando como sustancia disolvente una solución de hidróxido y carbonato de amonio y como agente extraente el oxígeno, el cual se le inyecta a la pulpa como aire en los Turboareadores.

Los Turboareadores de la planta de (UBP) Lixiviación y Lavado, son los reactores donde se verifican las reacciones químicas de oxidación de los diferentes elementos químicos que componen el mineral reducido de níquel. De ellos es que depende la extracción del níquel, por lo que es de vital importancia darle un seguimiento minucioso a su comportamiento, con el objetivo de prevenir a tiempo cualquier anomalía que pueda existir en su funcionamiento. Durante el estudio que se realizó se determinó que la principal deficiencia que presentan, se debe a que el accionamiento mecánico en su conjunto no le entrega al proceso como tal, la velocidad angular necesaria para que se realice con mayor eficiencia la extracción de níquel en el mismo.

Situación problemática

La planta de Lixiviación y Lavado, en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”, está destinada a lograr el proceso de lixiviado. Los turboareadores cumplen el objetivo de agitar la solución amoniaca, pulpa rica en mineral, a través de la rotación de un mecanismo que posee un impelente de paletas rectas, en los últimos tiempos se ha evidenciado la reducción de la eficiencia debido a que han incrementado los volúmenes de producción y la velocidad de rotación se ha mantenido constante, lo que ha traído como consecuencia el aumento del consumo de energía, a su vez se incrementan los costos de mantenimiento, producto de las frecuentes roturas del primer paso del reductor de velocidades en el accionamiento mecánico, se reducen los ingresos de divisas a la empresa producto de no alcanzar los niveles de extractables previstos. Al no ser mejorada esta problemática, los operarios en cada reparación del equipo, están expuestos, a la inhalación de gases amoniaca, lo cual constituye el principal causante de la contaminación ambiental.

Problema a investigar

Insuficiente velocidad de rotación a la salida del accionamiento, por el reductor mecánico, que limita la eficiencia en el proceso de lixiviado, en los turboareadores de la planta de Lixiviación y Lavado en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

Objeto de estudio

Reductor de velocidades de turboareadores.

Objetivo del trabajo

Diseñar el primer escalón del reductor de velocidades, del accionamiento mecánico, que permita incrementar el número de revoluciones a la salida del mecanismos de agitación en los turboareadores de la UBP “Planta Lixiviación y Lavado” en la “Empresa Comandante Ernesto Che Guevara”.

Campo de acción

Rediseño del primer paso de reductor de velocidades.

Objetivos Específicos

1. Diseñar una transmisión corregida, perteneciente al primer escalón del reductor, que garantice el incremento de la velocidad de rotación en la salida.
2. Comprobar la resistencia mecánica del árbol acoplado a la corona del primer paso del reductor.
3. Desarrollar la simulación aplicando el método de elementos finitos de los elementos diseñados y comprobados.

Hipótesis del trabajo

Si se desarrolla el diseño, aplicando una corrección al par de engranajes perteneciente al primer escalón del reductor, es posible incrementar el número de revoluciones en la salida de los impelentes, aumentando así la eficiencia del proceso de aireación en los turboareadores en la planta de Lixiviación y Lavado en La Empresa Comandante “Ernesto Che Guevara”.

Tareas del trabajo

1. Establecimiento del estado del arte y sistematización de los conocimientos y teorías relacionadas con el proceso de aireación de minerales lateríticos, así como accionamientos por reductores de velocidades.
2. Determinación de la disponibilidad de los turboareadores.
3. Rediseño del par de engranaje perteneciente al primer escalón del reductor de velocidades.
4. Comprobación de la resistencia mecánica en los árboles involucrados en la transformación propuesta.
5. Modelación por el método de elementos finitos del conjunto árbol-impelente, así como la transmisión rediseñada y los árboles de la misma.
6. Valoración de los resultados y planteamiento de los efectos económicos, sociales y ambientales.

CAPITULO 1. MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Introducción

En el presente capítulo se muestra toda la teoría sobre el proceso de lixiviación, los equipos utilizados en el proceso de lixiviado y los materiales empleados en este, además de otras cuestiones generales tales como la clasificación de las transmisiones mecánicas empleadas en los accionamientos, haciendo énfasis en los engranajes, así como las principales características de los moto reductores, reductores y multiplicadores de velocidades.

Este capítulo tiene como **objetivo**:

Exponer los fundamentos teóricos del proceso de lixiviación que permitan la evaluación experimental del objeto de estudio.

1.2. Procesos de lixiviación

La lixiviación, o extracción sólido-líquido, es un proceso en el que un disolvente líquido pasa a través de un sólido pulverizado para que se produzca la disolución de uno o más de los componentes solubles del sólido. Ambas fases entran en contacto íntimo y el soluto o los solutos pueden difundirse desde el sólido a la fase líquida, lo que produce una separación de los componentes originales del sólido, (Días, 2008).

Las investigaciones sobre la lixiviación carbonato amoniacal, se remontan a finales del siglo XIX y principios del XX. En 1924 M. H. Caron establece una patente que describe un proceso de extracción con el empleo de soluciones que contenían amoniaco y dióxido de carbono, donde podían lixiviarse el níquel y el cobalto a partir de minerales oxidados de níquel, previamente reducidos. Dicha tecnología, conocida hoy en día como proceso CARON, se utiliza desde hace más de 50 años en Cuba para la recuperación de níquel, quedando la mayoría del cobalto en el residuo denominado cola, (Días, 2008).

La tecnología carbonato amoniacal que se implantó en Cuba a finales de la década del 40, (Castellanos *et al*, 1972), se utilizaba como sustancias reductoras la mezcla de gas pobre ($\text{CO} - \text{H}_2$), obtenidos a partir de la antracita en hornos de reducción de múltiples hogares.

En base a lograr una mejor extracción de níquel y cobalto en mineral del tipo laterítico, se han realizado diversos trabajos que analizan principalmente los aspectos de reducción-lixiviación.

Batista (1995), en colaboración con la firma alemana GENCOR y con la participación de la firma Sherrit, realizó un estudio, en la Planta de Lixiviación y Lavado de la empresa “Las Camariocas” (proceso inversión), donde experimentaron a escala de planta piloto, la estequiometría de las reacciones, demostrando que para una eficiente absorción de oxígeno, las revoluciones óptimas del mecanismo de agitación en los turboareadores deben de ser de 92 min^{-1} .

De Graff (1979) investigó el efecto de diferentes agentes reductores, Chander y Sharma (1980), estudiaron como lograr una mejor extracción de níquel reduciendo el mineral a sus valores metálicos a temperaturas algo superiores a 973 K. Castellanos (1972), valoró la efectividad de la utilización del petróleo aditivo como agente reductor en el proceso CARON, demostrando que para diferentes adiciones de petróleo se produce un incremento notable en la extracción de níquel (10-15%). Acosta *et. al.* (1996) realizó trabajos a escala de banco sobre la reducción de petróleo, (Mazut 100), de minerales lateríticos utilizando para ello diferentes porcentajes del mismo, obteniéndose como resultado que para el mineral laterítico a temperaturas de 750°C , 3 % de petróleo aditivo y 10 minutos de retención, se obtienen las mejores extracciones de níquel y cobalto.

En cuanto a la lixiviación, se han realizado investigaciones como las de Rezvanov y Reyes (1996), los cuales analizaron los distintos tipos de floculantes para aumentar la velocidad de sedimentación de la pulpa con el objetivo de encontrar una velocidad óptima de lixiviación de éstas, que permita la lixiviación conjunta de las lateritas y las serpentinas. En dicho trabajo, se demostró que la reducción que tiene lugar a altas temperaturas por la adición de carbono, influye negativamente en la extracción de níquel y cobalto, aún en presencia de los floculantes.

Osseo *et. al.* (1980) describen desde el punto de vista químico el fenómeno de disolución y precipitación, asociado con la recuperación de níquel y cobalto en las incrustaciones de magnesio, en el contexto de los diagramas de pH- 0 E en el sistema de lixiviación carbonato amoniacal-mineral laterítico, así como los fundamentos básicos del proceso CARON.

Herrera y Presillas (1968) registraron una patente sobre un procedimiento para extraer cobalto y níquel de los minerales con alto contenido de hierro y bajos valores de cobalto y

de níquel, para ello emplean soluciones de carbonato de amonio-amoniaco y como agente de oxidación el aire atmosférico.

En dicho trabajo se emplearon soluciones que contenían entre 107 y 137 g/L de amoniaco total, 31 y 40 g/L de dióxido de carbono y un contenido de amonio libre de 68,5 y 98 g/L. Con el empleo de estas soluciones se logran extracciones de níquel de 84 % y de cobalto de 60,8 – 72,8 %. Estos resultados muestran el efecto beneficioso producido por la lixiviación de dichos minerales reducidos con una solución lixivadora de relativamente alta concentración másica del dióxido de carbono, una relación molar alta entre el amoniaco y el dióxido de carbono a altas concentraciones másicas del amoniaco libre.

Fiffe y Granda (1985) realizaron un estudio sistemático, a nivel de laboratorio sobre el comportamiento del níquel y el cobalto en soluciones de carbonato amoniaco, reportando datos cinéticos de dicho proceso, así como aspectos del mecanismo de disolución. Como se puede apreciar estos trabajos se referían principalmente a la búsqueda de mayores extracciones de níquel y cobalto en el proceso carbonato amoniaco, variando diferentes parámetros operacionales que influyen en dicho proceso.

Ramírez (2014) se refiere a que la lixiviación por agitación consiste en introducir un agente lixivante junto con el material en un medio de agitación, donde los sólidos se encuentran en suspensión con el agente lixivante. Para la aplicación se requiere que el mineral esté finamente molido, por esto se elabora solamente a minerales frescos de leyes altas, debido a que por su contenido se justifica una molienda húmeda, a cambio de una mayor recuperación y menor tiempo de proceso, o también a concentrados o calcinas de tostación.

1.2.1. Equipos para el proceso de lixiviación

La agitación mecánica se efectúa mediante equipos de igual nombre. Dichos equipos constan de tres partes principales: el propio agitador, el árbol y el accionamiento. El primero es el elemento de funcionamiento del aparato, acoplado a un árbol vertical, horizontal o inclinado. El accionamiento puede realizarse directamente por el motor eléctrico (para los agitadores rápidos), o bien a través de un reductor con una transmisión de correa trapezoidal (Kasatkin, 1971).

Un tanque agitador convencional, consiste en un recipiente cerrado o abierto que generalmente es un tanque cilíndrico vertical equipado con un impulsor giratorio. Existen algunos tanques horizontales, de sección cuadrada o rectangular, que a veces se utilizan pero no son convencionales. El mezclador giratorio o agitador tiene varios componentes: un rodete o impulsor, eje, sello del eje, caja reductora, y un motor de accionamiento. En los tanques altos, el impulsor puede ser instalado desde la parte inferior para reducir la longitud del eje y proporcionar estabilidad mecánica. Existen tipos de impulsores que tienen entrada lateral o entrada a un ángulo de inclinación para almacenamiento grande de productos, en estos casos no se requiere deflectores (Paul *et al*, 2004). Además, para evitar zonas muertas, es decir de bajas velocidades, se suelen eliminar las esquinas de la base empleando formas elípticas, cónicas, esféricas o toriesféricas decimales (Koppler), aunque en ocasiones se pueden encontrar bases planas (Martínez, 2006).

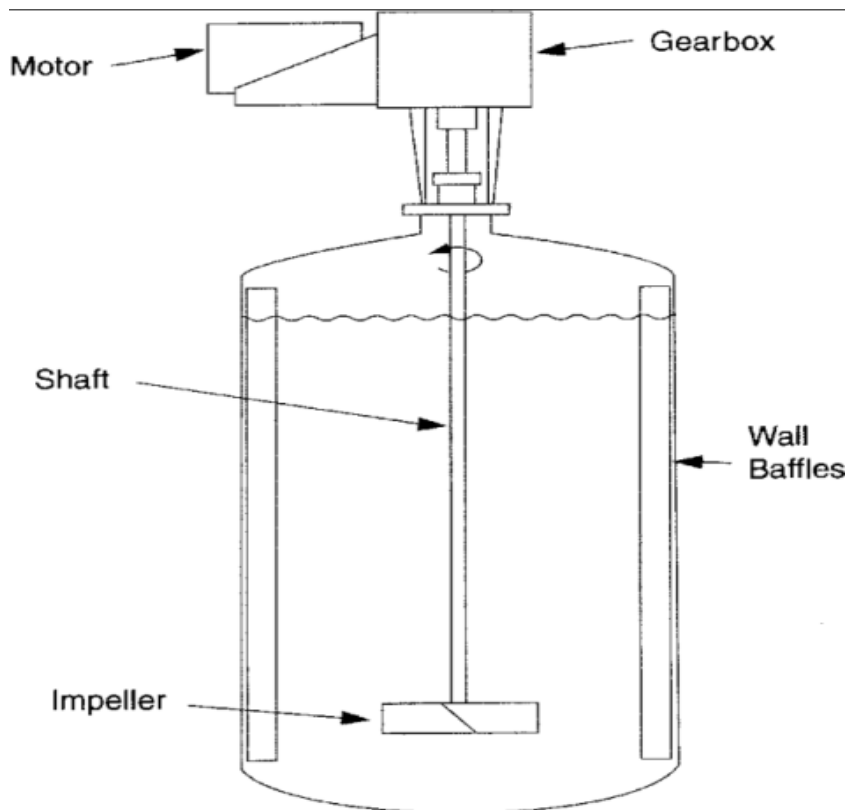


Figura 1.1. Esquema general de un tanque agitador con eje central montado verticalmente.

En la industria química, (Martín *et. al.* 2011), es muy frecuente la existencia de reactores agitados, tanto continuos como discontinuos, así como otras muchas operaciones de transferencia de materia, donde la agitación sea un elemento importante (extracción).

Normalmente el proceso de mezcla se realiza en tanques de agitación, cuyo diseño es regulado por normas DIN 28 136, (*ASME Code Section VIII*), donde se consideran los posibles diferentes elementos: agitador, baffles en las paredes, serpentines de intercambio de calor, termómetros, indicadores de nivel. En un recipiente simple sin ningún tipo de elemento, al agitar se produce un vórtice, y a velocidades elevadas se puede introducir aire o gas en el líquido. Con objeto de evitar la rotación del líquido y aumentar la turbulencia en un tanque de diámetro "D", se procede a la instalación de baffles con una anchura $D/10$ ó $D/12$ con una separación de la pared $D/50$ para evitar zonas muertas (Figura 1.1).

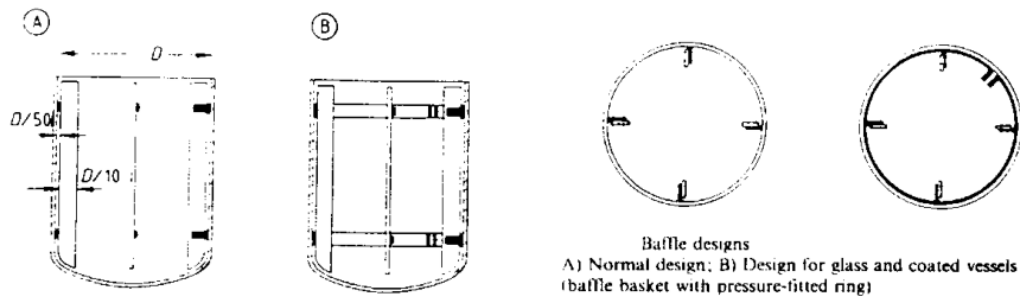


Figura 1.2. Colocación de baffles en tanques para el lixiviado de minerales.

Los tipos de agitadores más frecuentes se muestran en la figura 1.3. De acuerdo con la configuración, pueden haber diferentes grados de mezcla axial y radial. Los agitadores "*pitched blade turbine*", los "*propeller*", los "*cross-beam with inclined blades*", generan un flujo axial. Los "*helical ribbon*" se emplean a bajas velocidades y suben el líquido con el agitador y baja por las paredes. En los "*rotor-stator*" se ejerce una fuerte tensión de rozamiento. En los "*dispersed disk*", el líquido es acelerado radialmente en una capa fina (utilizados para emulsiones). En los agitadores huecos, se favorece la transferencia de materia, sobre todo cuando se inserta un gas.

Los líquidos se agitan con más frecuencia en tanques o recipientes, generalmente de forma cilíndrica y provistos de un eje vertical McCabe *et. al.* (1991). La parte superior del recipiente puede estar abierta al aire o cerrada. Las proporciones del tanque varían bastante dependiendo de la naturaleza del problema de agitación. Sin embargo, en muchas situaciones se utiliza un diseño estandarizado como el que se muestra en la figura 1.4. El fondo del tanque es redondeado y no plano, con el fin de eliminar los rincones escarpados

o regiones en las que no penetrarían las corrientes de fluido. La altura del líquido es aproximadamente igual al diámetro del tanque.

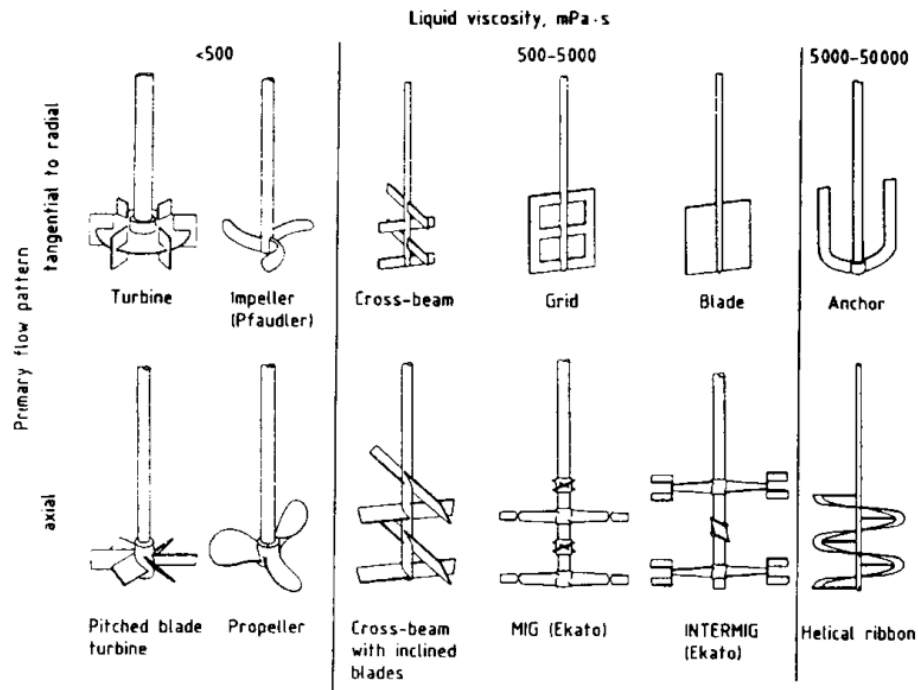


Figura 1.3. Tipos de agitadores.

El rodete va instalado sobre un eje suspendido, es decir, un eje soportado en la parte superior. El eje está accionado por un motor, a veces directamente conectado al eje, pero más frecuentemente acoplado al eje a través de una caja reductora de velocidad. Generalmente llevan incorporados también accesorios tales como tubuladuras de entrada y salida, serpentines, encamisados y vainas para termómetros u otros instrumentos de medida de la temperatura.

El rodete crea un modelo de flujo en el sistema, dando lugar a que el líquido circule a través del tanque y eventualmente retorne al rodete.

Los turboareadores, Díaz (2008), son considerados, en su aspecto teórico, como dispositivos mecánicos de agitación, los cuales pueden ser muy variados, desde un batidor de huevos doméstico hasta un velocísimo molino coloidal. Constan de tres partes fundamentales: el impelente o agitador, el árbol y el accionamiento mecánico.

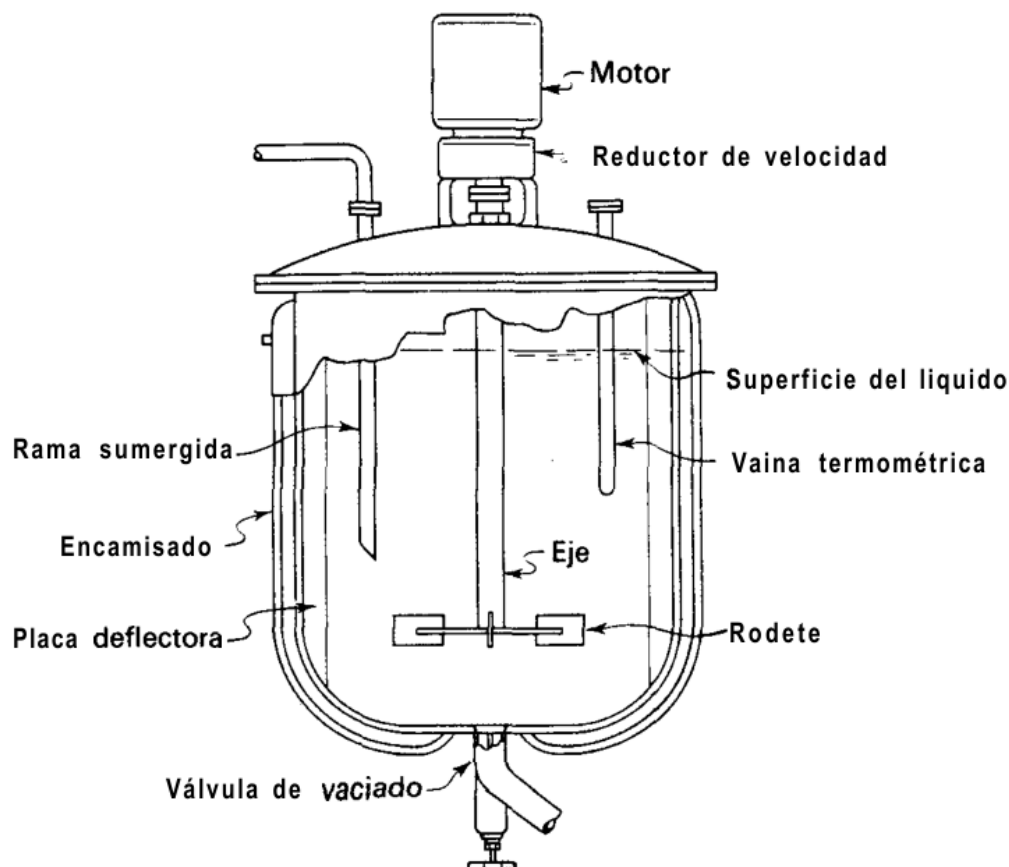


Figura 1.4. Tanque típico de proceso con agitación.

Los agitadores rotativos pueden ser de distintas formas y tamaños y pueden girar solidarios con sus ejes, en tanques cilíndricos, cónicos, semiesféricos o rectangulares. Ejemplo de estos tipos de agitadores son los de hélice marina, los de paletas y las turbinas de álabes curvadas o las que forman un ángulo con respecto al eje central.

1.2.2. Materiales empleados en los procesos de lixiviación

Los impelentes de agitación utilizados en los procesos de lixiviación carbonato amoniacal se elaborarán con aceros de alta resistencia al contacto y/o a la corrosión, (Díaz, 2008).

El empleo de acero inoxidable estará bajo la dependencia de las características oxidantes del ambiente. Si imperan condiciones fuertemente oxidantes, los aceros inoxidables resultan superiores a los metales y aleaciones más nobles. Sin embargo, en la misma familia de los aceros inoxidables la resistencia a la corrosión varía considerablemente de un tipo al otro, (Díaz, 2008). En el grupo al cromo níquel, los del tipos 301 y 302 son menos resistentes a

la corrosión que los tipos 310 y 316. En el grupo más sencillo al cromo, los tipos 405 y 410 son menos resistentes a la corrosión que los tipos 430 y 442.

La utilización de los aceros al cromo (Serie 400) para fines industriales, se debe principalmente a las condiciones de resistencia a la oxidación. Un acero al cromo con el 12 % desarrollará una película de óxido superficial al cabo de varias semanas de exposición a una atmósfera industrial. La película, una vez formada, actúa como barrera contra la corrosión más pronunciada, pero si se ha de tener en cuenta la apariencia del metal, el tipo 410 y el tipo 405 pueden resultar objetables. El tipo 430, con el 17 % de cromo, necesita varios meses hasta que se forma la película superficial de óxido, mientras que el tipo 442, con más del 20 % de cromo, se vuelve pasivo en la atmósfera sin que se desarrolle una película de óxido visible. Otro procedimiento para evitar que en condiciones semejantes se forme óxido, consiste en añadir más del 7 % de níquel a una aleación con el 17 % o más de cromo, como son los tipos 301, 302 y 304. En atmósferas que contengan aire salino o humos procedentes de fábricas de productos químicos, la adición de molibdeno aumenta la resistencia a la corrosión, como es el caso con el tipo 316 (Leyva, 2010).

Los aceros al carbono representan el grupo más importante de materiales metálicos para ingeniería. La característica más sobresaliente del acero es su versatilidad, ya que sus propiedades pueden ser controladas y modificadas con el fin de satisfacer los requerimientos de servicio. En estos aceros, los principales factores que afectan a sus propiedades mecánicas son el contenido en carbono y la microestructura (Gulíáev, 1983).

1.3. Accionamientos de máquinas mediante reductores y variadores

Los multiplicadores y reductores de velocidad son mecanismos que sirven para aumentar o reducir el número de revoluciones del árbol conducido al conductor (Lara, 2009). Tiene numerosos usos sobre todo en la construcción de máquinas elevadoras y transportadoras, construcción de maquinaria para la metalurgia, para la industria química y construcción naval. La transmisión se aloja en una armazón rígida, separada y hermética, en la cual no entra ni polvo ni se derrama el lubricante, en su interior porta árboles y cojinetes. Si la transmisión asegura la relación de transmisión constante, además sirve para reducir o aumentar la velocidad del conducido se denomina reductor o multiplicador. Si durante su explotación se puede variar la relación de transmisión entonces se denomina variador. Las

relaciones de transmisión se eligen no más de 8 a 10 habitualmente hasta 6.3, para evitar el aumento de las dimensiones exteriores. Principalmente están extendidos los reductores de dos escalones en un 65%. En caso de transmisión más altas que las indicadas, se emplean reductores de tres escalones, no obstante, existe la tendencia a sustituirlos por reductores planetarios más compactos.

En muchos casos las transmisiones ya examinadas se utilizan como grupos autónomos que tienen el fin de reducir el número de revoluciones del árbol conducido. En estos casos, la transmisión se aloja en una armazón rígida, independiente y hermética al aceite y al polvo, portante de cojinetes para los árboles. Si el engranaje asegura la relación de transmisión constante y sirve para reducir las velocidades del árbol conducido lleva el nombre de reductor y si la velocidad del árbol conducido puede, durante la explotación, variarse, se denomina variador (Dobrovolski, 1980).

Los reductores para el accionamiento de máquinas son mecanismos que sirven para reducir las velocidades angulares y elevar el momento de torsión; se ejecutan como conjuntos sueltos. Tiene numerosos usos, sobre todo, en la construcción de máquinas elevadoras y transportadoras, construcción de maquinarias para la metalurgia, para la industria química y construcción naval (Reshetov, 1985).

Existen diferentes tipos de reductores de velocidad, y cada uno tiene su propia función, por ejemplo, un tipo de reductor de velocidad se aplica para reducir la velocidad del eje de entrada. Esto es muy popular en transmisión automática y son similares a la vista a una bomba de engranaje exterior. Este tipo de reductor de velocidad disminuye la rotación de los engranajes, mediante la producción de más fuerza de torsión, trae mejor rendimiento en reducir la velocidad por revoluciones por minutos. Los reductores de velocidad se utilizan en casi todos los fabricantes automotrices grandes en las transmisiones, posibilitando el transporte de mayor fuerza, pero sin aumentar el coste de energía y con menores desgastes (Portolés, 2012).

1.3.1. Caracterización de los reductores de velocidades

Los reductores de velocidad de Sin fin – Corona es quizás el tipo de reductor de velocidad más sencillo, se compone de una corona dentada, normalmente de bronce en cuyo centro se ha embutido un eje de acero (eje lento), esta corona está en contacto permanente con

un husillo de acero en forma de tornillo sin fin. Una vuelta del tornillo sin fin provoca el avance de un diente de la corona y en consecuencia la reducción de velocidad. La reducción de velocidad de una corona sin fin se calcula con el producto del número de dientes de la corona por el número de entradas del tornillo sin fin (Dobrovolski, 1980). Paradójicamente es el tipo de reductor de velocidad más usado y comercializado a la par que todas las tendencias de ingeniería lo consideran obsoleto por sus grandes defectos que son, el bajo rendimiento energético y la pérdida de tiempo entre ciclos (Aneiros, 1983). Los reductores de engranajes son aquellos en que toda la transmisión mecánica se realiza por pares de engranajes de cualquier tipo, excepto los basados en tornillo sin fin. Sus ventajas son el mayor rendimiento energético, menor mantenimiento y menor tamaño (Rodríguez, 2000).

Muchas aplicaciones industriales requieren que la maquinaria sea alimentada de potencia mediante máquinas o motores eléctricos. Por lo general, la fuente de potencia corre más eficientemente en un delgado rango de velocidad de rotación. Cuando la aplicación requiere que se entregue potencia a una menor velocidad que la que suministra el motor, se utiliza un reductor de velocidad, el cual debe transmitir la potencia desde el motor a la aplicación con tan poca energía como resulte práctico, mientras se reduce la velocidad y en consecuencia se incrementa el par de torsión (Shigley, (2008).

1.4. Trasmisiones mecánicas

Según Shigley (1983) y Reshetov (1987), se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Son parte fundamental de los elementos u órganos de una máquina, muchas veces clasificado como uno de los dos subgrupos fundamentales de éstos elementos de transmisión y elementos de sujeción.

En la gran mayoría de los casos, estas trasmisiones se realizan a través de elementos rotantes, ya que la transmisión de energía por rotación ocupa mucho menos espacio que aquella por traslación.

Una transmisión mecánica es una forma de intercambiar energía mecánica distinta a las transmisiones neumáticas o hidráulicas, ya que para ejercer su función emplea el movimiento de cuerpos sólidos, como lo son los engranajes y las correas de transmisión.

Típicamente, la transmisión cambia la velocidad de rotación de un eje de entrada, lo que resulta en una velocidad de salida diferente. En la vida diaria se asocian habitualmente las transmisiones con los automóviles. Sin embargo, las transmisiones se emplean en una gran variedad de aplicaciones, algunas de ellas estacionarias. Las transmisiones primitivas comprenden, por ejemplo, reductores y engranajes en ángulo recto en molinos de viento o agua y máquinas de vapor, especialmente para tareas de bombeo, molienda o elevación (norias), (Acosta, 2009).

En general, las transmisiones reducen una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par motor, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa. Muchos sistemas, como las transmisiones empleadas en los automóviles, incluyen la capacidad de seleccionar alguna de varias relaciones diferentes. En estos casos, la mayoría de las relaciones ("marchas" o "cambios") se emplean para reducir la velocidad de salida del motor e incrementar el par de giro; sin embargo, las relaciones más altas pueden ser sobremarchas que aumentan la velocidad de salida.

También se emplean transmisiones en equipamiento naval, agrícola, industrial, de construcciones y de minería. Adicionalmente a las transmisiones convencionales basadas en engranajes, estos dispositivos suelen emplear transmisiones hidrostáticas y accionadores eléctricos de velocidad ajustable.

1.4.1. Transmisiones por engranajes

Los engranajes son uno de los elementos de máquinas más antiguos inventados por la humanidad. Realmente no se sabe a ciencia cierta cuando ni donde se utilizó el primer par de ruedas dentadas. La mayoría de la literatura técnica declara como referencia más antigua de los engranajes los escritos de Aristóteles, alrededor de los años 330 antes de nuestra era, pero de la forma tan común que los describe se puede suponer que los engranajes son conocidos mucho antes. Sin duda, los orígenes de los engranajes fueron los engranajes de linterna (ver figura. 1.5) (Gonzalo, 2001).

Estos engranajes son de simple construcción y transmiten el movimiento coordinado de una rueda a otra con tan solo espigas (pasadores cilíndricos) como dientes. Dudley (1988) declara los estudios realizados permiten establecer que los engranajes de linterna pudieron

ser utilizados, hace más de 2600 años, en el complejo mecanismo diferencial de una ingeniosa carreta usada como brújula en el desierto de Gabi (ver figura 1.2 - a).

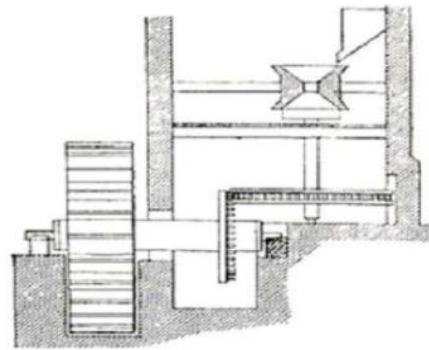


Figura. 1.5. Transmisión de ejes concurrentes con empleo de un engranaje de linterna.

Otras muestras del empleo de los engranajes en la antigüedad pueden ser apreciadas en varios escritos romanos, donde es destacable el esquema de un molino de harina (ver figura. 1.2– b) y descrito por Marcus Vitruvius en el año 16 antes de nuestra era según (González, 2002).



a)



b)

Figura.1.6. a) Carreta empleada como brújula, b) Esquema de un molino de harina.

Aunque mucho se ha escrito sobre la historia de los engranajes, es poco lo referido sobre los reductores de velocidad. Muchos concuerdan en declarar como el primer fabricante de una serie de reductores de velocidad a la firma estadounidense, Falk, la cual desde 1897 se ha especializado en la construcción de reductores de velocidad; y entre 1920 y 1921 desarrolló su primera serie de reductores comerciales. En 1934 el ingeniero Schmitter de la compañía Falk presentó su trabajo capacidad de carga de reductores de velocidad con

engranajes cilíndricos y Bihelicoidales, siendo el primero en declarar los principios de cálculo de la capacidad de carga de los reductores de ejes paralelos tipo tándem, (González, 2002).

1.4.2. Clasificación de las transmisiones dentadas

Los engranajes se dividen en tres clases fundamentalmente: engranajes de eje paralelo, engranajes de ejes no paralelos coplanares y engranajes de ejes no paralelos y no coplanares (Nieto, 2007).

1.4.2.1. Engranajes de eje paralelo

Los engranes de eje paralelo son el tipo de engranaje más simple y común. Conectan ejes paralelos y pueden transferir grandes cantidades de potencia con alta eficiencia. En esta clasificación, los engranajes rectos y helicoidales son los dos principales tipos.

1.4.2.1.1. Engranajes rectos

Los engranajes rectos son los más simples y el tipo más común. En la figura 1.4 se muestra este tipo de engranajes.

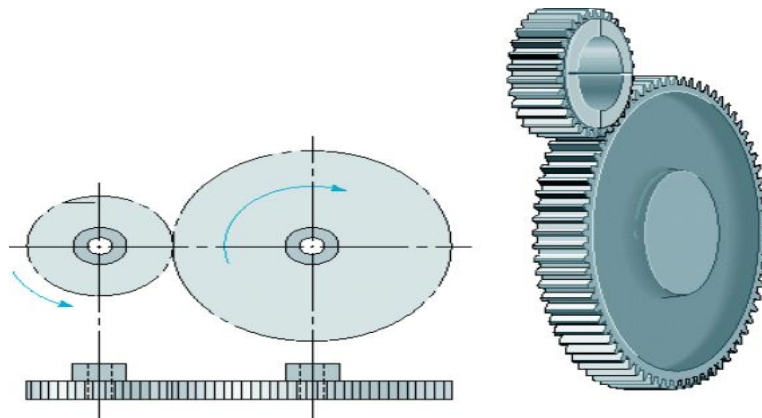


Figura. 1.7. Engranaje cilíndrico de dientes rectos.

1.4.2.1.2. Engranajes helicoidales

En la figura 1.5 se muestra una transmisión por engranaje helicoidal, con los dientes de engranes cortados en una espiral que se envuelve alrededor de un cilindro. Los dientes helicoidales entran a la zona de acoplamiento progresivamente y, por lo tanto, tienen una acción más suave que los dientes de los engranajes rectos. Además, los engranajes helicoidales tienden a ser menos ruidosos. Otra ventaja de éstos es que la carga que se

transmite puede ser un poco más grande, lo cual implica que la vida de los engranajes helicoidales sea más larga para la misma carga. Un engranaje helicoidal más pequeño puede transmitir la misma carga que un engranaje recto más grande.

Una desventaja frente a los engranajes rectos es que producen un empuje lateral adicional a lo largo del eje, el cual no se presenta en los engranajes rectos. Este empuje lateral puede requerir de un componente adicional, tal como un collar de empuje y rodamientos de bolas. Otra desventaja es que los engranajes helicoidales tienen una eficiencia ligeramente más baja que los engranajes rectos. La eficiencia depende de la carga normal total en los dientes, que es más alta para los engranajes rectos. Aunque la capacidad de soporte de carga total es mayor para los engranajes helicoidales, la carga se distribuye normal y axialmente, mientras que en un engrane recto toda la carga se distribuye normalmente.

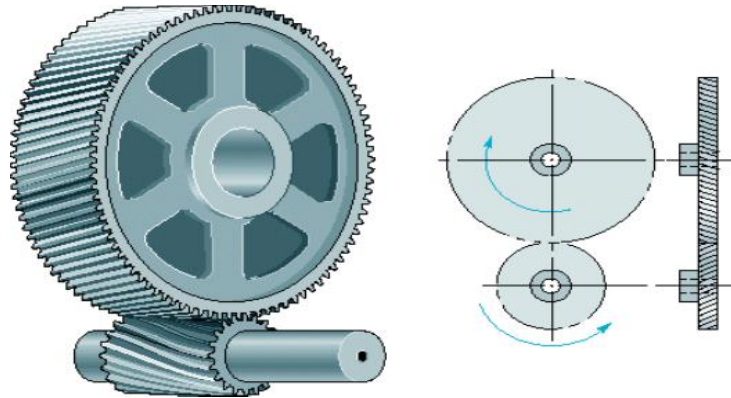


Figura. 1.8. Engranaje cilíndrico de dientes helicoidales.

1.4.2.2. Engranajes no paralelos coplanares

Los engranajes cónicos, Zerol y espirales, se encuentran en la clase coplanar no paralela. La característica común de esta clase es la reexpedición de la potencia alrededor de una esquina, como se podría requerir, por ejemplo, cuando se conecta un motor montado horizontalmente al eje del rotor montado verticalmente en un helicóptero. En la figura 1.6 se muestra un engranaje cónico con dientes rectos. Obsérvese que los ejes son coplanares aunque no paralelos.

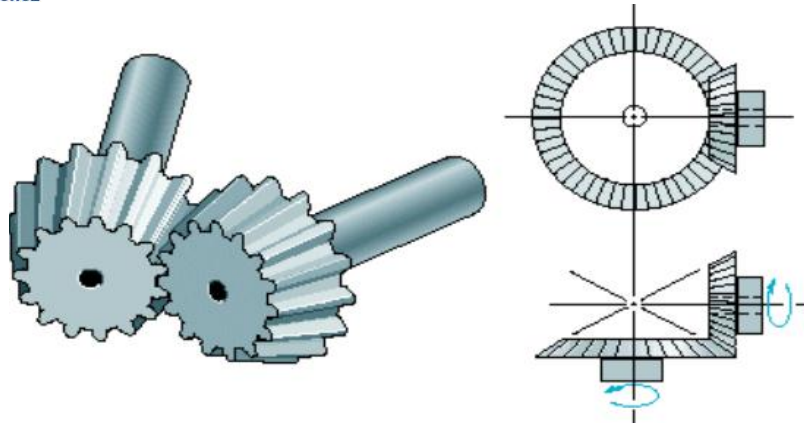


Figura. 1.9. Engranaje cónico de dientes rectos.

1.4.2.3. Engranajes no paralelos no coplanares

Los engranajes no paralelos no coplanares son más complejos en cuanto a geometría y fabricación que cualquier otro engranaje. Como resultado, estos engranajes son más caros que cualquier otro. En la figura 1.7 se muestra esta clase de engranajes con una transmisión por tornillo sin fin con dientes cilíndricos. Estos engranajes proporcionan relaciones de reducción considerablemente más altas que los conjuntos de engranajes anteriores, pero su capacidad de soporte de carga es baja, su presión de contacto es alta y la tasa de desgaste es alta también. Así, solo se recomiendan para aplicaciones con carga ligera.

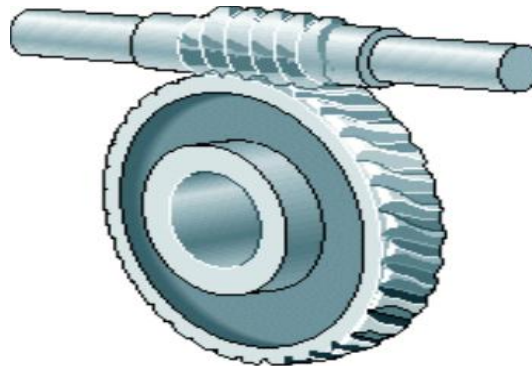


Figura. 1.10. Engranaje de transmisión por tornillo sin fin.

1.4.3. Cuestiones generales sobre el tallado de los engranajes

Es muy posible que fuera el francés Phillippe de Lahire el primero en concebir el diente de perfil en evolvente en 1695, muy poco tiempo después de que Roemer concibiera el epicicloidial.

La primera aplicación práctica del diente en evolvente fue debida al suizo Leonhard Euler, (1707-1762). En 1856, Christian Schiele descubrió el sistema de fresado de engranajes rectos por medio de la fresa madre, pero el procedimiento no se llevaría a la práctica hasta 1887, a base de la patente Grant. En 1874, el norteamericano William Gleason inventó la primera fresadora de engranajes cónicos y gracias a la acción de sus hijos, especialmente su hija Kate Gleason (1865-1933), convirtió a su empresa Gleason Works, radicada en Rochester (Nueva Llor, EEUU) en una de los fabricantes de máquinas herramientas más importantes del mundo, (Días, 2008).

En 1897, el inventor alemán Robert Hermann Pfauter (1885-1914), inventó y patentó una máquina universal de dentar engranajes rectos y helicoidales por fresa madre. A raíz de este invento y otros muchos inventos y aplicaciones que realizó sobre el mecanizado de engranajes, fundó la empresa Pfauter Company que, con el paso del tiempo, se ha convertido en una multinacional fabricante de todo tipo de máquinas-herramientas, (Nieto, 2007).

En 1906, el ingeniero y empresario alemán Friedrich Wilhelm Lorenz (1842-1924), se especializó en crear maquinaria y equipos de mecanizado de engranajes y en 1906 fabricó una talladora de engranajes capaz de mecanizar los dientes de una rueda de 6 m de diámetro, módulo 100 y una longitud del dentado de 1,5 m, (Rodríguez, 2000).

A finales del siglo XIX, coincidiendo con la época dorada del desarrollo de los engranajes, el inventor y fundador de la empresa Fellows Gear Shaper Company, Edwin R. Fellows (1846-1945), inventó un método revolucionario para mecanizar tornillos sin fin glóbcos tales como los que se montaban en las cajas de dirección de los vehículos antes de que fuesen hidráulicas, (Martínez, 2006).

A partir del siglo XIX se inicia el desarrollo tecnológico actual de los engranajes, el cual alcanza niveles sorprendentes en el siglo XX donde la tecnología especializada en engranajes se desarrolla a una velocidad sin precedentes con la aparición continua en la escena industrial de nuevas máquinas herramientas de extraordinarias capacidades y modernos procesos de tallado de los dientes de las ruedas de engranajes. Los principales procesos de elaboración de los dientes de ruedas cilíndricas se muestran en la figura 1.3, según (González, 2001).



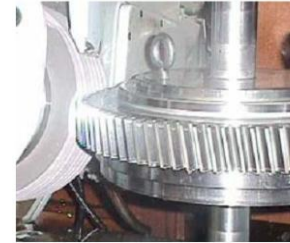
Tallado de un piñón por generación con fresa madre.

a)



Tallado de una corona de dentado interior con un piñón mortajador.

b)



Rectificado por generación de los dientes de una rueda con fresa de CBN

c)

Figura. 1.11. Procedimientos de elaboración de las ruedas dentadas.

En 1905, M. Chambon, de Lyon (Francia), fue el creador de la máquina para el dentado de engranajes cónicos por procedimiento de fresa madre. Aproximadamente por esas fechas André Citroën inventó los engranajes helicoidales dobles.

1.4.3.1. Tallado de engranajes por generación

Según Zabalza (2008), en el tallado por generación, si elimina el movimiento de corte de la herramienta, resulta que los movimientos de la rueda a tallar y el de la herramienta son los mismos que si estuviesen engranando entre ellas.

La máquina de tallado, además de proporcionar el movimiento de corte a la herramienta, sincroniza los movimientos de engrane entre la pieza y la herramienta.

Hay varios tipos de tallado por generación como son:

- ✓ Por cremallera, (figura 1.12).
- ✓ Por medio de piñón cortador, (figura 1.13).
- ✓ Por fresa madre, (figura 1.14).

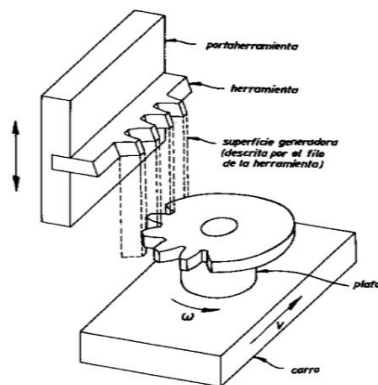


Figura 1.12. Tallado con cremallera.

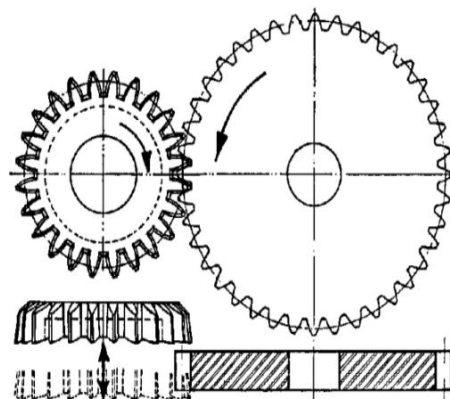


Figura 1.13. Tallado con piñón cortador.

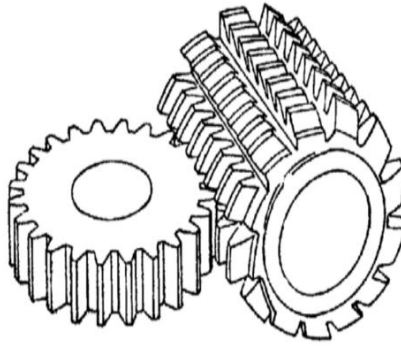


Figura 1.14. Tallado con fresa madre.

1.4.4. Materiales empleados en la fabricación de los engranajes

Alfonso (2004), se refiere a que la selección del material para las ruedas dentadas depende de la designación de la transmisión y de las condiciones de su trabajo. Los materiales más empleados para su fabricación son el acero, el hierro fundido y las más diversas variedades de plásticos (generalmente polímeros reforzados).

1.4.4.1. Engranajes elaborados de aceros

Los materiales fundamentales para la fabricación de ruedas dentadas son los aceros tratados térmicamente. En dependencia de su dureza, las ruedas dentadas se dividen en dos grupos:

Primer grupo: ruedas con dureza menor o igual que HB 350, las cuales son empleadas en las transmisiones baja y medianamente cargadas. Como materiales para las ruedas de este grupo se emplean los aceros al carbono de los tipos AISI 1040, 1045, 1050, 1550 y los aceros aleados AISI 5140, 5145, 3140 y otros. Su tratamiento térmico: la bonificación (temple con revenido alto), que se realiza antes del tallado de los dientes. Las ruedas de este grupo se asentan bien y no están sometidas a la rotura frágil. En aras de garantizar el desgaste uniforme de los dientes y su mejor asentamiento, la dureza del piñón de la transmisión debe ser en (25...50) HB mayor que la dureza de la rueda.

Segundo grupo: ruedas con dureza mayor HB 350. La elevada dureza de las superficies de trabajo de los dientes se alcanza fundamentalmente mediante el temple volumétrico con revenido bajo, el temple superficial, la cementación, la nitruración y la cianuración. Estos tipos de tratamientos térmicos y químico-térmicos permiten en

varias veces elevan la capacidad de carga portante de la transmisión, en comparación con la bonificación. Las ruedas de este grupo *no* se asentan, por lo que no se requiere garantizar diferencia alguna entre las durezas del piñón y de la rueda.

El temple superficial con calentamiento mediante corrientes de alta frecuencia (CAF) es racional para piñones con módulo mayor o igual que 2 mm, que engranan con ruedas bonificadas. Cuando los módulos son pequeños, los dientes son muy diminutos y se endurecen de lado a lado, por lo que se vuelven frágiles y se alabea. Para el temple con CAF se emplean aceros AISI 1045, 5140, 3140, 4140.

La cementación se emplea para ruedas, cuyas dimensiones deben ser mínimas (como por ejemplo: en la aviación y el transporte). Para la cementación se emplean aceros AISI 1020, 5120, 3320 y otros. Después de la cementación, si las piezas no son de gran responsabilidad son sometidas a un temple y revenido bajo y en el caso de que sean de elevada responsabilidad, entonces se someten a dos temples o a un normalizado y temple posterior y en ambos casos la última operación del tratamiento térmico debe ser el revenido bajo.

La nitruración garantiza una dureza muy elevada en las capas superficiales de los dientes; se emplea generalmente en las transmisiones que no sufren desgaste abrasivo durante el cumplimiento de su asignación de servicio. La nitruración se caracteriza por garantizar poco alabeo, por lo que posibilita obtener dientes de hasta la séptima clase de precisión sin operaciones complementarias de acabado. Con el objetivo de elevar la resistencia en los núcleos de los dientes, las piezas a nitrurar preliminarmente son sometidas a la bonificación. Para la nitruración se usan básicamente aceros modificados (aceros aleados con Cr, en todos los casos, en combinación con Ni y Mo, o con Mo y Al o simplemente con Al, Mo o V), tales como AISI 8640, 8740, 9340, 4140, 6140. La nitruración es la operación final en el proceso de fabricación de las ruedas dentadas. Las ruedas dentadas con dureza mayor que HB 350 se tallan antes del tratamiento térmico.

Las ruedas dentadas con un diámetro superior a los 500 mm se fabrican por fundición y después son sometidas al normalizado.

1.4.4.2. Engranajes fabricados de hierro fundido

El hierro fundido se emplea en la fabricación de ruedas dentadas para transmisiones lentas (de salida) y abiertas; en esos casos se recomienda las marcaciones ASTM 20; 25; 30 y hasta 60.

1.4.4.3. Plásticos para la fabricación de transmisiones

Básicamente son utilizados en las transmisiones rápidas (de entrada) con baja carga, para piñones que engranan con ruedas metálicas. Se distinguen por trabajar sin ruidos y de manera uniforme. Los materiales plásticos más aplicados en la fabricación de engranajes son la textolita, la baquelita, el caprolono y los poli formaldehídos y otros.

1.5. Conclusiones del capítulo

- Quedó establecida la teoría existente sobre el proceso de lixiviación, los equipos y los materiales utilizados en este.
- Se profundizó con generalidades de conceptos, todo lo que concierne a la evolución, fabricación y aplicación de los engranajes.
- Quedaron expuesto y caracterizados los diferentes tipos de materiales utilizados en la fabricación de engranajes.

CAPÍTULO 2. MATERIALES, MÉTODOS Y CONDICIONES DE OPERACIÓN

2.1. Introducción

En este capítulo se expondrá el análisis para determinar la disponibilidad de los turboaeradores, se seleccionará el material y se establecerá la metodología de cálculos correspondientes al diseño de la primera etapa del reductor de la firma española ECHESA,

también se dará a conocer el procedimiento para ejecutar la simulación de los engranajes diseñados y los que operan en la actualidad. Todo esto se realiza con la finalidad de lograr que la eficiencia del extractado de níquel sea ligeramente mayor provocado por el aumento de la velocidad angular del accionamiento mecánico.

Objetivo del capítulo

Establecer el diseño aplicando la metodología de cálculo del engranaje perteneciente al primer escalón del reductor ECHESA.

2.2. Materiales utilizados para las mediciones de los engranaje

Para la realización de las mediciones del par de engranajes se utilizaron los siguientes instrumentos:

- Pie de rey normal: Es un instrumento utilizado para medir dimensiones de objetos, desde centímetros hasta fracciones de milímetros, los diámetros exteriores e interiores hasta una medida aproximada.
- Calibrador especial: para medir dientes de engranajes.
- Pie de rey moderno con 0,05 mm de apreciación: para medir el ancho y la altura de los dientes en la rueda dentada.
- Micrómetro: el cual se basa en un tornillo micrométrico que sirve para valorar el tamaño de un objeto con gran precisión, en un rango del orden de centésimas o de milésimas de milímetro (0,01 mm y 0,001 mm respectivamente).
- Indicador de carátula: se utiliza para medir interiores.
- Cinta métrica: Se utiliza para medir longitudes de largas distancias.

2.3. Determinación de la disponibilidad de los turboareadores

La disponibilidad se puede expresar por el tiempo de operación dividido por la suma del tiempo de operación más el tiempo de fallo (Barringer, 1997):

[illegible]

Donde:

D- Disponibilidad, (%).

TPPF- tiempo promedio para la falla, (h).

TPPR- tiempo promedio para la reparación, (h).

2.4. Determinación de la potencia ejercida por la pulpa a los impelentes de agitación

Durante el proceso de agitación de la pulpa en el turboareador la mezcla ejerce una potencia que se presenta como resistencia al giro de las aletas, la misma se calcula teniendo en cuenta la velocidad de salida del reductor y la densidad de la pulpa.

En la figura 2.1 se muestra el volumen que describe el movimiento circular de los impelentes, que permitirá el cálculo del torque metalúrgico.

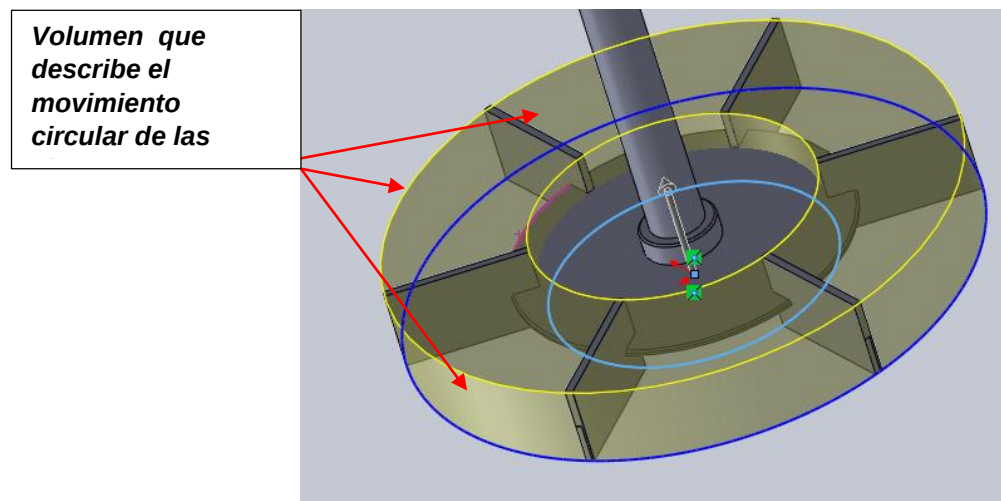


Figura 2.1. Volumen descrito por el movimiento circular de los impelentes.

Donde:

n_s - número de revoluciones de las aletas, (min^{-1}).

2.4.8. Potencia ejercida por la mezcla a las aletas

Para el cálculo de la potencia ejercida por la pulpa a las aletas, se tiene en cuenta el par que ejerce la mezcla y la velocidad angular de los impelentes, se determina por la siguiente expresión:

[illegible]

Donde:

N_s - potencia ejercida por la mezcla a las aletas, (kW).

M_{tor} - momento torsor ejercido por la mezcla a las aletas, (N·m).

w - velocidad angular de las aletas, (rad/s).

2.5. Comprobación de los parámetros del accionamiento

La potencia del accionamiento a seleccionar se determina a través de la ecuación siguiente según Reshetov (1975):

[illegible]

Donde:

F_s - factor de servicio.

K - coeficiente de reserva (10-15 %).

N_{maq} - potencia de la máquina; (kW).

η_t - Rendimiento mecánico total, se calcula considerando las pérdidas de potencia:

$$\eta_t = (\eta_{acop})^2 \cdot (\eta_{lub})^n \cdot (\eta_{mec})^e \cdot (\eta_c)^p, (\%). \quad 2.11$$

Con:

 η_{acop} - rendimiento del acoplamiento, (%).

[illegible][illegible]
$$0.01 \cdot a_w \leq m_n \leq 0.02 \cdot a_w, (\text{mm}). \quad 2.16$$

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico

2.6.2.5. Error relativo porcentual

El error relativo porcentual tiene en cuenta la relación de transmisión para el número de dientes del engranaje nuevo y la relación de transmisión para el cambio de velocidad, se calcula por la siguiente expresión:

[illegible]

Con:

E- Error relativo porcentual.

i_{12may} - relación de transmisión mayor.

i_{12men} - relación de transmisión menor.

2.6.2.6. Desplazamiento interaxial de la herramienta

Para el cálculo del desplazamiento interaxial de la herramienta se tiene en cuenta la distancia interaxial, el módulo del engranaje y el número sumario de los dientes, su determinación se expresa en la siguiente expresión:

[illegible]

Donde:

y - desplazamiento de la cuchilla.

2.6.2.7. Determinación del ángulo del engranaje corregido

El ángulo del engranaje corregido se determina teniendo en cuenta el ángulo del engranaje normal, el número sumario de los dientes y el desplazamiento de la herramienta, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Siendo:

α_w - Angulo del engranaje corregido, ($^{\circ}$).

α - Angulo engranaje sin corregir, ($^{\circ}$).

2.6.2.8. Cálculo del número sumario de los coeficientes de corrección del engranaje

El número sumario de los coeficientes de corrección del engranaje depende del ángulo del engranaje corregido, del ángulo del engranaje sin corregir y del número sumario de los dientes, se determina por la expresión siguiente:

$$X_\Sigma = \frac{(inv(\alpha\omega)) - inv(\alpha))Z_\Sigma}{2 \cdot tan\alpha} 2.23$$

Con:

X_{Σ} - número sumario de los coeficientes de corrección del engranaje.

2.6.2.9. Coeficiente de corrección del piñón

El coeficiente de corrección del piñón depende del número de dientes de la corona, del número sumario de los dientes engranaje corregido y del número sumario de los coeficientes de corrección, se determina por la expresión siguiente:

[illegible]

Donde:

X_1 - coeficiente de corrección del piñón.

2.6.2.10. Coeficiente de corrección de la rueda

El coeficiente de corrección de la corona depende del número de dientes del piñón y del número sumario de los coeficientes de corrección, se determina por la expresión siguiente:

[illegible]

Donde:

X_2 - coeficiente de corrección de la rueda.

37

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico

Donde:

d_2 - Diámetro de la circunferencia de preferencia de la rueda, (mm).

2.6.2.15. Cálculo del diámetro de la circunferencia básica del piñón

El cálculo del diámetro de la circunferencia básica del piñón depende del diámetro de la circunferencia de referencia y del ángulo del engranaje, se determina por la expresión siguiente:

$$db_1 = d_1 \cdot \cos \alpha, (\text{mm}). \quad 2.30$$

Con:

db_1 - diámetro de la circunferencia básica del piñón, (mm).

2.6.2.16. Cálculo del diámetro de la circunferencia básica de la rueda

El cálculo del diámetro de la circunferencia básica de la corona depende del diámetro de la circunferencia de referencia y del ángulo del engranaje, se determina por la expresión siguiente:

$$db_2 = d_2 \cdot \cos \alpha, (\text{mm}). \quad 2.31$$

Donde:

db_2 - diámetro de la circunferencia básica de la rueda, (mm).

2.6.2.17. Determinación del diámetro de la circunferencia de cabeza del piñón

El cálculo del diámetro de la circunferencia de cabeza del piñón depende del diámetro de la circunferencia de referencia, del coeficiente de altura, del desplazamiento interaxial de la herramienta y del coeficiente corrección de la corona, se determina por la expresión siguiente:

$$da_1 = d_1 + 2(h_a^* - X_2 + y)m, (\text{mm}) \quad 2.32$$

Siendo:

da_1 - diámetro de la circunferencia de cabeza del piñón, (mm).

h_a^* - coeficiente de altura de la cabeza del diente.

2.6.2.18. Diámetro de la circunferencia de cabeza de la rueda

El cálculo del diámetro de la circunferencia cresta de la corona depende del diámetro de la circunferencia de referencia, del coeficiente de altura, del desplazamiento interaxial de la herramienta y del coeficiente corrección del piñón, se determina por la expresión siguiente:

$$da_2 = d_2 + 2(h_a^* - X_1 + y)m, \text{ (mm)}. \quad 2.33$$

Donde:

da_2 - diámetro de la circunferencia de cabeza de la rueda, (mm).

2.6.2.19. Cálculo del ángulo sobre la duración del engranaje del piñón

El ángulo sobre la duración del engranaje del piñón relaciona el diámetro base y el diámetro de cresta de dicho piñón, para su cálculo se utiliza la siguiente expresión:

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{db_1}{da_1}\right), (^\circ) \quad 2.34$$

Donde:

α_{a1} - ángulo sobre la duración del engranaje del piñón, (°).

2.6.2.20. Ángulo sobre la duración del engranaje de la rueda

El ángulo sobre la duración del engranaje de la corona relaciona el diámetro base y el diámetro de cresta de dicha corona, para su cálculo se utiliza la siguiente expresión:

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{db_2}{da_2}\right), (^\circ) \quad 2.35$$

Donde:

α_{a2} - ángulo sobre la duración del engranaje de la rueda, (°).

2.6.2.21. Determinación del diámetro de la circunferencia de fondo del piñón

El cálculo del diámetro de la circunferencia de fondo del piñón incumbe el diámetro de la circunferencia de referencia, el coeficiente de altura, el coeficiente de juego radial y el coeficiente de corrección, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

$$df_1 = d_1 - 2(h_a^* + c^* - X_1)m, \text{ (mm)} \quad 2.36$$

Siendo:

df_1 - circunferencia de fondo del piñón, (mm).

c^* - coeficiente de juego del engranaje.

2.6.2.22. Cálculo del diámetro de la circunferencia de fondo de la rueda

El cálculo del diámetro de la circunferencia de fondo de la corona incumbe el diámetro de la circunferencia de referencia, el coeficiente de altura, el coeficiente de juego radial y el coeficiente de corrección, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Siendo:

df_2 - circunferencia de fondo del piñón, (mm).

2.6.2.23. Diámetro de la circunferencia primitiva del piñón

El diámetro de la circunferencia primitiva del piñón relaciona la distancia interaxial y la relación de transmisión del engranaje, para su cálculo se determina se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Donde:

$d_{\omega 1}$ - diámetro de la circunferencia primitiva del piñón, (mm).

2.6.2.24. Determinación del diámetro de la circunferencia primitiva de la rueda

El diámetro de la circunferencia primitiva de la corona relaciona la distancia interaxial y el diámetro de referencia del piñón, para su cálculo se determina se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Con:

d_{02} - diámetro de la circunferencia primitiva de la rueda, (mm).

$$h_1 = \frac{da_1 - df_1}{2}, (\text{mm})$$
[illegible]
$$\xi = \frac{Z_1 \cdot \tan \alpha_{a1} + Z_2 \cdot \tan \alpha_{a2} - (Z_1 + Z_2) \tan \alpha_\omega}{2\pi} 2.42$$

41

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico

$p = \pi \cdot m, (\text{mm})$ 2.43

Donde:

p - paso sobre la circunferencia de referencia, (mm).

2.6.2.29. Paso sobre la circunferencia básica

Para el cálculo del paso sobre la circunferencia básica se tiene en cuenta el paso sobre la circunferencia de referencia y el ángulo del engranaje normal, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Con:

p_b - Paso sobre la circunferencia básica, (mm).

2.6.2.30. Cálculo del espesor de la cabeza de los dientes del piñón

El espesor sobre la cabeza de los dientes del piñón tiene en cuenta el diámetro de la cabeza del dentado, el espesor y el diámetro sobre la circunferencia de referencia, el ángulo del engranaje normal y el ángulo sobre la duración del engranaje del piñón, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Siendo:

S_{a1} - espesor de la cabeza de los dientes del piñón, (mm).

2.6.2.31. Determinación del espesor de la cabeza de los dientes de la rueda

El espesor sobre la cabeza de los dientes de la corona tiene en cuenta el diámetro de la cabeza del dentado, el espesor y el diámetro sobre la circunferencia de referencia, el ángulo del engranaje normal y el ángulo sobre la duración del engranaje de la corona, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Donde:

S_{a2} - espesor de la cabeza de los dientes de la rueda, (mm).

2.7. Metodología de cálculo del árbol acoplado a la corona

Para el cálculo del árbol acoplado a la corona se desarrolló la metodología propuesta por (González y Rodríguez, 2006).

Las formas constructivas de los árboles y de los ejes se determinan de acuerdo con el destino de estos elementos, según sea el carácter y la longitud de las cargas aplicadas sobre ellos, por el procedimiento que se emplea de sujeción de las piezas asentadas en ellos y de acuerdo con las condiciones del montaje del conjunto, la tecnología de su fabricación.

2.7.1. Cálculo preliminar del árbol

El cálculo preliminar del árbol tiene en cuenta el torque aplicado, por la potencia y la velocidad angular de la transmisión.

2.7.1.1. Obtención de la velocidad de rotación de la corona en el primer paso del reductor

La velocidad de rotación de la corona, depende del número de revoluciones del motor y de la relación de transmisión del primer escalón del reductor, se determina por la siguiente expresión:

$$n_2 = \frac{n_1}{l_{12}}, \text{ min}^{-1}$$

Donde:

n_2 - velocidad de rotación de la corona en el primer paso del reductor, (rad/s), se obtiene por la siguiente ecuación:

2.7.1.2. Velocidad angular de la corona del primer paso del reductor

La velocidad angular de la corona del primer paso del reductor tiene en cuenta la rotación de la rueda dentada, se calcula por la siguiente expresión:

$$w_2 = \frac{n_2 \cdot \pi}{30}, rad/s$$

Siendo:

w_2 - velocidad angular de la corona del primer paso del reductor, (rad/s).

2.7.1.3. Determinación del momento torsor aplicado sobre el árbol

El torque aplicado en el árbol depende de la potencia en la transmisión y de la velocidad de angular, se determina por la siguiente expresión:

[illegible]

Con:

M_t - momento torsor que actúa sobre el árbol, (N·mm), y se determina por la siguiente expresión:

N - potencia del motor, (W).

2.7.1.4. Cálculo del diámetro preliminar

El diámetro preliminar del árbol depende del torque aplicado en él y de la tensión admisible a cortante, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Siendo:

d_k - diámetro aproximado o de proyecto, (mm).

$[\tau]$ - tensión admisible a cortante, (depende del número de revoluciones del árbol, comúnmente se suele adoptar $[\tau] = (12 \div 20)$ MPa).

2.7.2. Obtención de las solicitudes presentes en el árbol

Para la realizar el cálculo de árboles y ejes, es necesario determinar todos los esfuerzos de torsión y de flexión que surgen en el funcionamiento del mismo, o sea las fuerzas axiales, las fuerzas tangenciales y las fuerza radiales que surgen en el caso de transmisiones por engranajes.

2.7.2.1. Fuerza tangencial ejercida por la corona del primer paso del reductor

La fuerza tangencial ejercida por la corona del primer paso del reductor sobre el árbol tiene en cuenta el par que se aplica en dicho árbol y el diámetro primitivo, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Donde:

F_{t_2} - fuerza tangencial ejercida por la corona del primer paso del reductor, (N).

d_2 - diámetro primitivo de la corona del primer paso del reductor, (mm).

2.7.2.2. Fuerza axial ejercida por la corona del primer paso del reductor

La fuerza axial ejercida por la corona del primer paso del reductor sobre el árbol tiene en cuenta la fuerza tangencial y el ángulo de inclinación del dentado, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Siendo:

F_{a_2} - fuerza axial ejercida por la corona del primer paso del reductor, (N).

2.7.2.3. Fuerza radial ejercida por la corona del primer paso del reductor

La fuerza radial ejercida por la corona del primer paso del reductor sobre el árbol tiene en cuenta la fuerza tangencial y el ángulo dl engranaje normal, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Con:

F_{r2} - fuerza radial ejercida por la corona del primer paso del reductor, (N).

2.7.2.4. Fuerza tangencial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor

La fuerza tangencial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor sobre el árbol tiene en cuenta el par que se aplica en dicho árbol y el diámetro primitivo, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Donde:

F_{t_3} - fuerza tangencial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor, (N).

d_3 - diámetro primitivo del piñón del primer paso del reductor, (mm).

2.7.2.5. Fuerza axial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor

La fuerza axial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor sobre el árbol tiene en cuenta la fuerza tangencial y el ángulo de inclinación del dentado, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Siendo:

F_{a_3} - fuerza axial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor, (N).

2.7.2.6. Fuerza radial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor

La fuerza radial ejercida el piñón del segundo paso del reductor sobre el árbol tiene en cuenta la fuerza tangencial y el ángulo dl engranaje normal, para su determinación se utiliza la siguiente expresión:

[illegible]

Con:

F_{r_3} - fuerza radial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor, (N).

En la figura 2.2 se presenta el esquema del árbol acoplado a la corona en el primer paso del reductor.

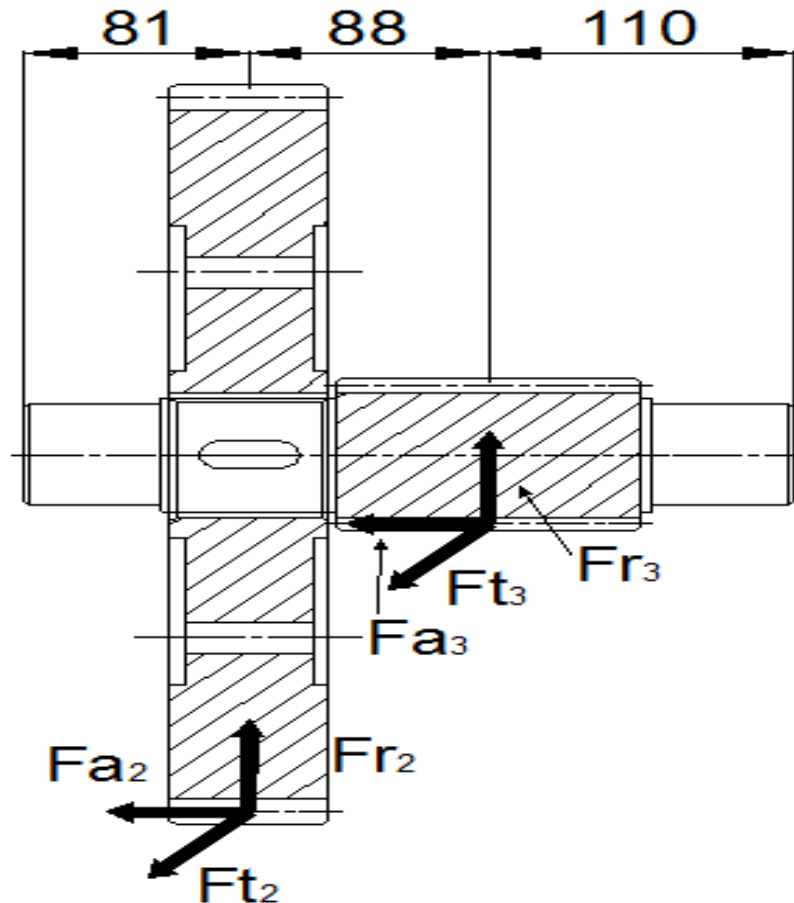


Figura 2.2. Esquema del árbol acoplado a la corona.

2.7.3. Cálculo aproximado o de proyecto

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol en las secciones más peligrosas.

Para obtener el esquema de cálculo se admite lo siguiente:

- Las cargas distribuidas (de engranajes, transmisiones por cadenas, polea-correa, tornillo sinfín) se sustituyen por cargas concentradas, ver figura 2.1.
- El árbol o eje se analiza como una viga simplemente apoyada.
- Las fuerzas actuantes se agrupan en dos planos mutuamente perpendiculares, ver las figuras 2.2 y 2.3.

La figura 2.3 muestra el plano (x-y), se tuvo en cuenta el árbol como una viga simplemente apoyada, el mismo describe la fuerza radial de cada rueda dentada y el momento que ejerce la fuerza axial de ambas.

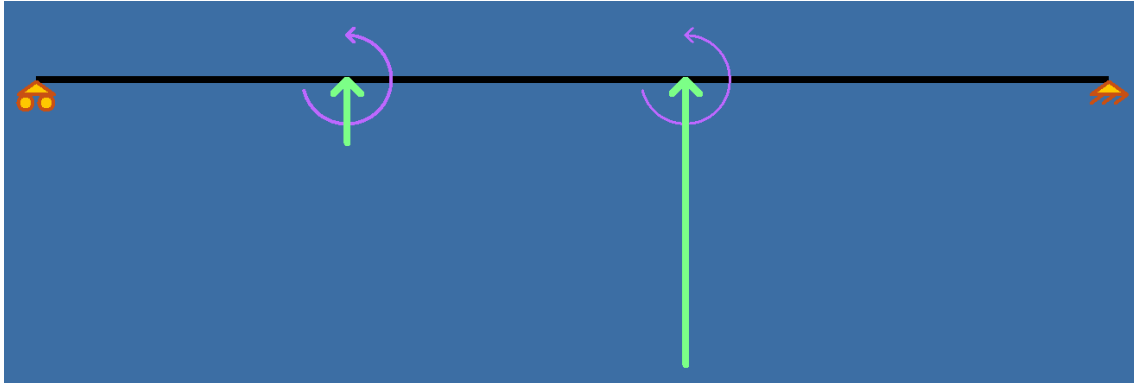


Figura 2.3. Esquema para el plano x-y.

La figura 2.4 muestra el plano (z-y), en el cual se tuvo en cuenta el árbol como una viga simplemente apoyada, el mismo describe la fuerza tangencial de cada rueda dentada.

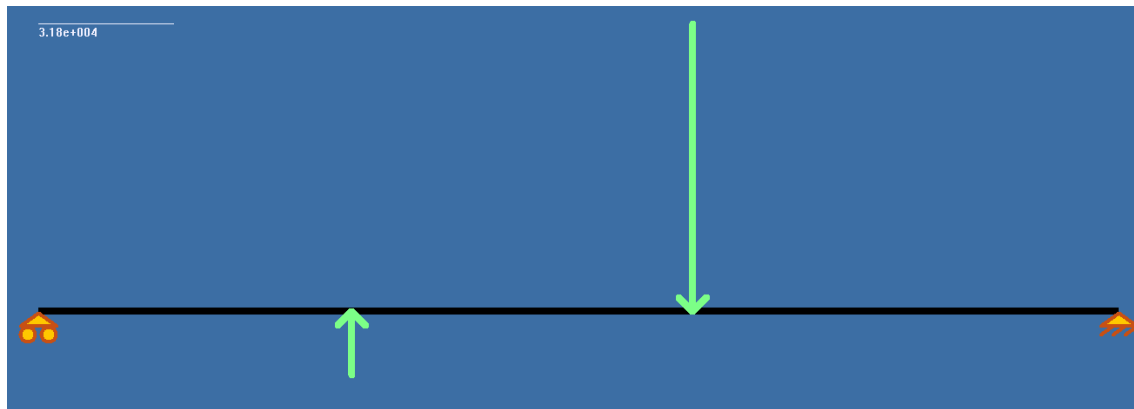


Figura 2.4. Esquema para el plano z-y.

2.7.3.1. Determinación del momento de flexión resultante

El momento de flexión resultante depende de los momentos flectores mayores aplicados en los planos perpendiculares, se determina por la siguiente igualdad:

[illegible]

Donde:

M_{flex} - Momento flector resultante para la sección más peligrosa, (N·mm).

para el impelente de agitación mecánica y su árbol acoplado a él, usando la discretización de los “Nodos intermedios”.

2.8.1. Pasos a seguir para la ejecución del Método de Elementos Finitos:

1. Elaboración del modelo geométrico en 3 dimensiones de las piezas.
2. Creación de un estudio para cada caso.
3. Selección del material utilizando la biblioteca de materiales del SolidWorks.
4. Aplicación de las condiciones de frontera.
5. Aplicación de las cargas correspondientes para cada una de las piezas.
6. Corrida de los estudios para la obtención de los resultados.

2.8.2. Modelación del piñón correspondiente al primer paso del reductor

En la figura 2.5 a), se muestra el modelo geométrico del piñón, el que posea un dentado inclinado a 18° , 20 dientes. Se tomará como geometría fija el diámetro donde este acopla con el árbol del motor y la carga se le aplicará en la parte derecha de uno de los dientes. En la figura 2.5 b), se muestra el mallado del piñón dentado, el mismo se realizó grueso.

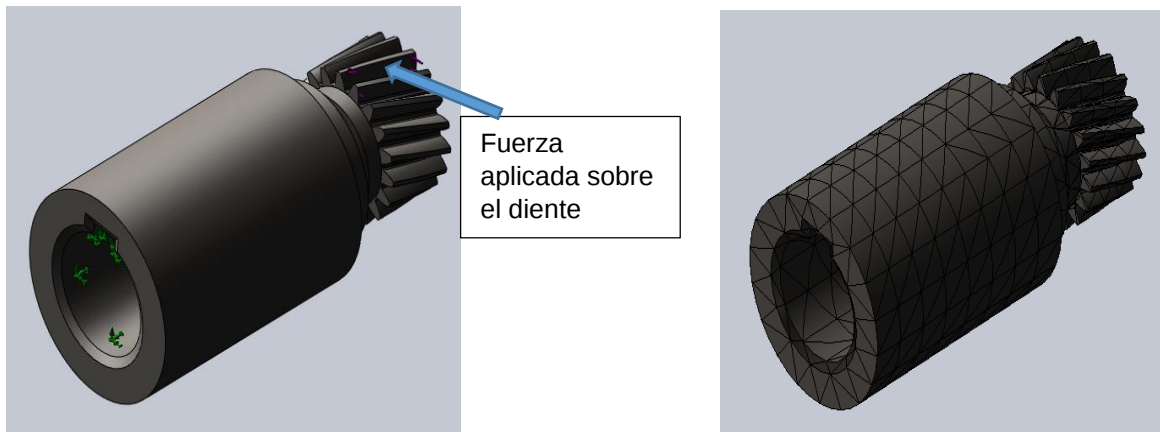


Figura 2.5 a). Condiciones de frontera para el piñón dentado

Figura 2.5 b). Mallado del piñón dentado.

2.8.3. Modelación de la rueda correspondiente al primer paso del reductor

En la figura 2.6 a), se muestra el modelo geométrico de la corona dentada, la misma presenta un dentado inclinado a 18° , 89 dientes. Se tomará como geometría fija el diámetro interior, donde esta acopla con el árbol y la carga se le aplicará en la parte derecha de uno de los dientes. En la figura 2.6 b), se muestra el mallado del piñón dentado, el mismo se realizó grueso.

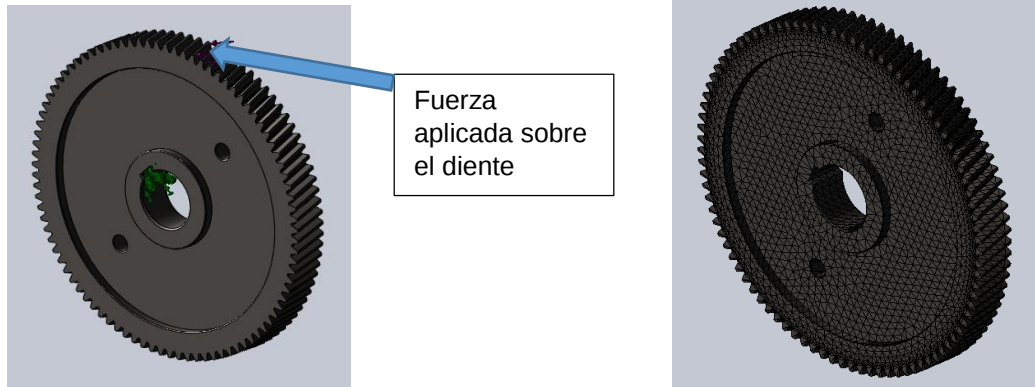


Figura 2.6 a). Condiciones de frontera para la corona dentada. Figura 2.6 b). Mallado de la corona dentada.

2.8.4. Modelación del conjunto árbol-impelente

En la figura 2.7 a), se muestra el modelo geométrico del árbol-impelente, el mismo presenta un disco compuesto por 6 aletas, un árbol acoplado por una unión por chaveta con el disco, se escogerá como geometría fija la parte superior del árbol y se aplicarán las cargas en la parte derecha de los impelentes. En la figura 2.7 b), se muestra el mallado del árbol-impelente, el mismo se realizó fino.

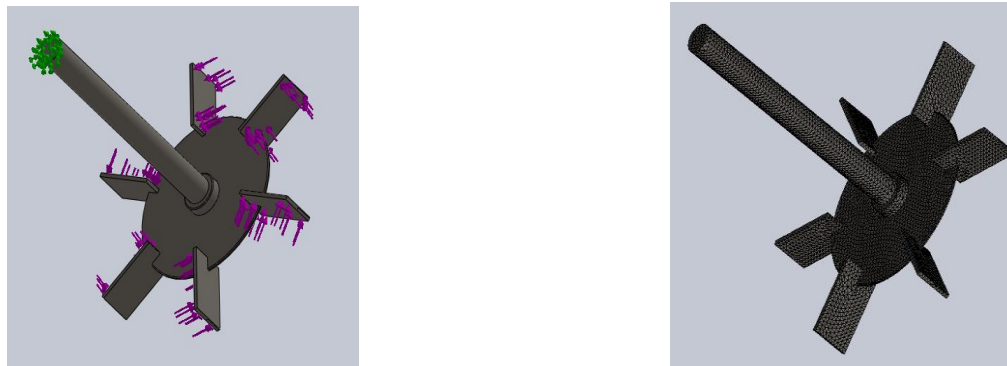


Figura 2.7 a). Condiciones de frontera del árbol-impelente. Figura 2.7 b). Mallado del árbol-impelente.

2.9. Conclusiones del capítulo

- Quedó establecido el diseño del par de engranaje por la metodología de cálculo correspondiente.
- Se definió el procedimiento de cálculo para la comprobación del árbol acoplado a la corona del segundo paso del reductor.
- Se desarrollaron los procedimientos para la modelación del piñón y la corona del primer paso del reductor, en el conjunto árbol-impelente.

CAPÍTULO 3. RESULTADOS Y SU VALORACIÓN

3.1. Introducción

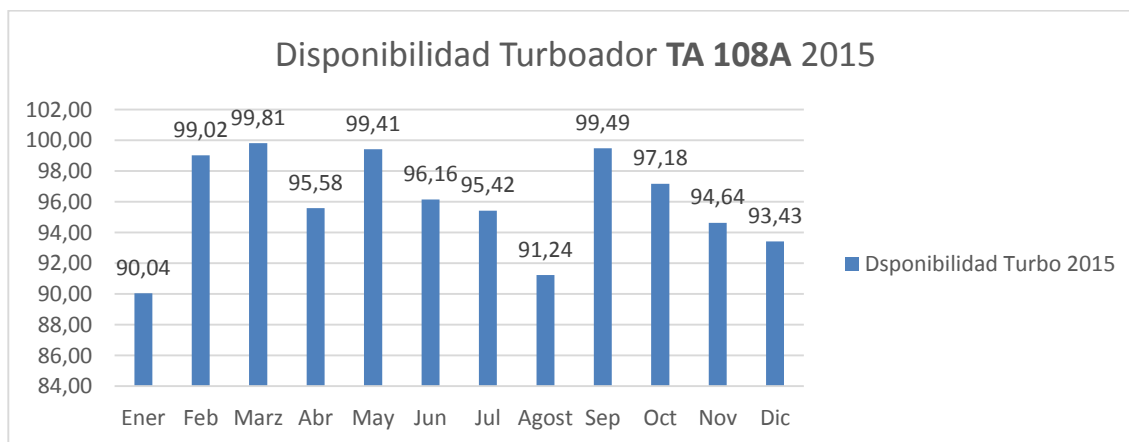
El total conocimiento de los factores subjetivos que influyen en el buen desempeño del proceso productivo, así como la implementación de estrategias para mejorar la cultura energética de directivos y operadores de instalaciones industriales o de servicios y además de que; el diagnóstico es vital en una instalación consumidora de energía; logrando analizar el grado de rendimiento de los equipos que componen dicha instalación.

Luego de la aplicación del procedimiento de cálculo descrito anteriormente, se procede al análisis de los resultados.

El **objetivo del capítulo** es: establecer el comportamiento del diseño del par de engranaje y realizar un análisis económico y medioambiental que responda las necesidades del diseño.

3.2. Comportamiento de la disponibilidad de los turboareadores

Teniendo en cuenta el análisis que se realizó para la disponibilidad de los turboareadores se tomó el TA 108A como muestra para el estudio debido a que es uno de los que mayores consecuencias negativas presenta con respecto a su funcionamiento. El cálculo de la disponibilidad se realizó en el período de un año, se tuvo en cuenta el tiempo promedio sin falla y el tiempo promedio entre falla del mes correspondiente y también se consideró para el cálculo que el equipo opera las 24 horas.



Grafica 3.1. Comportamiento de la disponibilidad del Turboareador TA 108A.

Los resultados del análisis de la disponibilidad demuestran cierta variación a través de todo el año, teniendo en cuenta que el valor promedio permisible para los turboareadores es de 96 %. Se puede notar que solo 6 meses en el año cumplen el valor indicado, haciendo énfasis en los meses de febrero, marzo, mayo y septiembre donde su comportamiento rebasa el 99 %, esto es posible debido al incremento de la producción del equipo y el acortamiento del tiempo de mantenimiento.

Se puede notar que los 6 meses restantes no cumplieron con el promedio, donde enero y agosto se presentaron con menor comportamiento, con un valor de 90,04 % y 91,24 respectivamente, esto fue posible debido al incremento del tiempo de mantenimiento y la disminución de la producción por causa de varias averías. El promedio en el año fue de 95,95 %, esto refleja que la disponibilidad se mantiene por debajo de la permisible, donde se debe ajustar un nuevo período de mantenimiento, solo por rotura de los reductores.

3.3. Determinación de la potencia ejercida por la pulpa a los impelentes

En el cálculo de la potencia ejercida por la pulpa a los impelentes, se consideró el incremento de la velocidad de rotación a un valor de 92 min^{-1} , también se tuvo en cuenta la densidad de la pulpa (1100 kg/m^3) y el volumen que describe el movimiento circular de los impelentes.

3.3.1. Volumen descrito por el diámetro exterior de las aletas

Teniendo en cuenta que el diámetro desde el centro del disco que soporta los impelentes al extremo exterior (1400 mm), y la altura de estas (216 mm), utilizando la expresión 2.2 se determina el volumen descrito por el diámetro exterior de las aletas, por lo que si se sustituye se obtiene un valor de:

$$V_{de} = 0,332 \text{ m}^3$$

3.3.2. Determinación del volumen descrito por el diámetro interior de las aletas

Teniendo el diámetro desde el centro del disco que soporta los impelentes, al extremo interior de las aletas (700 mm) y la altura de estas (216 mm), se calcula el volumen descrito por el diámetro interior de las aletas por la expresión 2.3, sustituyendo:

$$V_{di} = 0,083 \text{ m}^3$$

3.3.3. Obtención del volumen descrito por el movimiento de las aletas

Si se utiliza la expresión 2.4 y se sustituye el volumen descrito por el diámetro exterior e interior de los impelentes se puede determinar el volumen descrito por el movimiento de las aletas:

$$V_{dpma} = 0,216 \text{ m}^3$$

3.3.4. Cálculo de la fuerza ejercida por la presión de la mezcla a las aletas

La fuerza que ejerce la presión de la pulpa sobre las aletas se determinó por la expresión 2.5, teniendo en cuenta la aceleración de la gravedad de $9,81 \text{ m/s}^2$, la densidad de la pulpa se tomó según el epígrafe 3.3 (1100 kg/m^3), por lo que:

$$P = 2711,4 \text{ N}$$

3.3.5. Determinación del diámetro medio sobre las aletas

Si se sustituyen los valores del diámetro exterior e interior que describen el movimiento de los impelentes en la expresión 2.6, entonces el diámetro medio de los impelentes será:

$$d_m = 1,05 \text{ m}$$

3.3.6. Momento torsor, sobre el árbol, ejercido por la mezcla

El momento que actúa, sobre el árbol en los impelentes, se determina sustituyendo el valor de la fuerza, ejercida por la presión de la pulpa, a las aleta y el valor del diámetro medio que describe el movimiento de los impelentes en la ecuación 2.7, por lo que al sustituir los resultados de ambas variables:

$$M_{tor} = 2847 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.3.7. Determinación de la velocidad angular de las aletas

La velocidad angular de las aletas se determinó por la expresión 2.8, considerando el incremento de la frecuencia de rotación de los impelentes hasta 92 min^{-1} :

$$\omega = 9,63 \text{ rad/s}$$

3.3.8. Cálculo de la potencia ejercida por la pulpa sobre los impelentes

La potencia que ejerce la pulpa a las aletas se determinó al sustituir el valor del momento y el valor de la velocidad angular por la expresión 2.9, teniendo como resultado:

$$N_s = 27,41 \text{ kW}$$

Los resultados obtenidos muestran que el incremento del número de revoluciones a la salida de los impelentes a 92 min^{-1} , trae consigo el acrecentamiento de la potencia ejercida en un valor de 27,41 kW, mientras que la diferencia de esta con la potencia real del equipo a 77 min^{-1} , representa el aumento del 19 %, lo que incrementa la resistencia al accionamiento mecánico, sin embargo no supera la potencia del motor de 55 kW.

3.4. Resultados de los parámetros del accionamiento

En el cálculo de los parámetros del accionamiento se consideró el factor de servicio como $F_s = 1,25$ ya que la máquina opera las 24 horas del día, se tomó $K = 1,2$, como coeficiente de reserva.

Para el cálculo del rendimiento total del reductor, se consideraron las pérdidas de potencia en la transmisión (de 2 %), así mismo en el reductor existen dos parejas de engranajes. También se valoró que las mismas utilizan lubricantes teniendo un 98 % de eficiencia. Por otra parte el reductor (ver figura 3.2) emplea dos acoplamientos y dos parejas de cojinetes, las cuales presentan un rendimiento de 99 %.

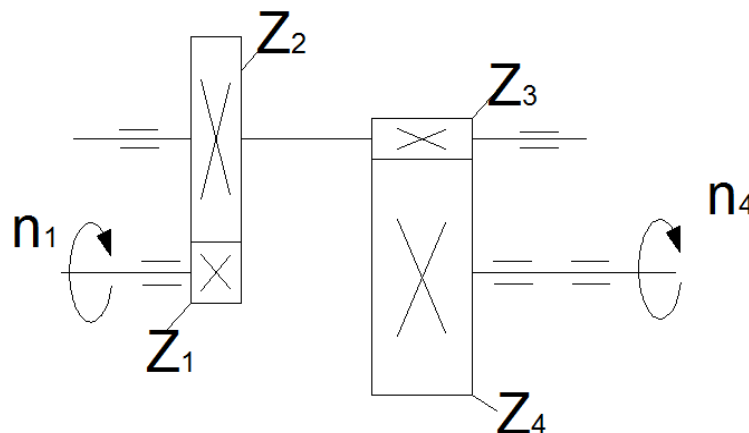


Figura 3.1. Esquema del reductor de velocidades.

Entonces utilizando la expresión 2.11 el valor del rendimiento mecánico total del reductor es de:

$$\eta_t = 91,3 \%$$

Sustituyendo, en la ecuación 2.10, el valor del factor de servicio (expuesto en el presente epígrafe), coeficiente de reserva, rendimiento mecánico total obtenido y la potencia que demanda el proceso ($N_{maq} = 27,41 \text{ kW}$), para la velocidad de rotación propuesta (92 min^{-1}), la potencia en el accionamiento será de:

$$N_{acc} \geq 45,05 \text{ kW}$$

Se puede afirmar que este aumento, de la carga producto del incremento de la velocidad propuesto, no afectará el funcionamiento del motor, debido a que el mismo posee una potencia de 55 kW, por lo que se puede ser incrementar la rotación de los impelentes, sin peligro de averías en los mencionados motores.

3.5. Resultados del diseño del engranaje del primer paso del reductor

Para el diseño, del primer paso del reductor, se tuvo en cuenta la metodología desarrollada en el epígrafe 2.6, para lo que se consideró el cambio de la relación de transmisión total que experimenta el mismo, debido al incremento de la velocidad de rotación en la salida.

3.5.1. Análisis cinemático del reductor

Para la obtención de la relación de transmisión del primer escalón del reductor se partió con del análisis cinemático, teniendo en cuenta esta la relación de transmisión total y la relación de transmisión del segundo paso del reductor.

3.5.1.1. Cálculo de la relación de transmisión total del reductor

La determinación de la relación de transmisión total del reductor (i_T) se determinó a través de la expresión 2.12, sustituyendo el número de revoluciones del motor (1780 min^{-1}) y la velocidad de rotación a la salida del reductor que ahora será de 92 min^{-1} , entonces:

$$i_T = 19,35$$

3.5.1.2. Relación de transmisión en el segundo paso del reductor

Teniendo en cuenta el número de dientes del piñón y el de la corona, en el segundo paso del reductor ($Z_3 = 16$ y $Z_4 = 72$) y al sustituir sus valores en la expresión 2.14, se obtiene la relación de transmisión en el segundo paso del reductor, por lo que:

$$i_{34} = 4,5$$

3.5.1.3. Relación de transmisión del primer paso del reductor

Sustituyendo el valor de la relación de transmisión total del reductor y la relación de transmisión del segundo escalón del reductor en la expresión 2.15, se obtiene la relación en el primer paso, teniendo:

$$i_{12} = 4,3$$

3.5.2. Obtención de los parámetros geométricos del engranaje

El diseño del engranaje se determinó teniendo en cuenta que la distancia interaxial será prefijada.

3.5.2.1. Selección del módulo del engranaje

El cálculo del módulo del engranaje se procedió por la expresión 2.16, teniendo en cuenta la distancia interaxial, siendo 220 mm, por lo que el valor normalizado será:

$$m_n = 4 \text{ mm}$$

3.5.2.2. Cálculo del número sumario de los dientes del engranaje corregido

Sustituyendo la distancia interaxial y el módulo del engranaje en la expresión 2.17, se determina el número sumario de los dientes del engranaje, siendo:

$$Z_{\Sigma} = 109,5$$

El valor obtenido se redondeó (por defecto) a:

$$Z_{\Sigma} = 109$$

3.5.2.3. Determinación del número de dientes del piñón

Para la determinación del número de dientes del piñón se utilizó la expresión 2.18, sustituyendo el número sumario de los dientes del engranaje y la relación de transmisión del primer paso del reductor, se tiene:

$$Z_1 = 20,22$$

El valor obtenido se redondeó (por defecto) a:

$$Z_1 = 20$$

3.5.2.4. Cálculo del número de dientes de la corona

El número de dientes de la corona se determinó sustituyendo el número sumario de dientes y el número de dientes del piñón en la expresión 2.19, teniendo:

$$Z_2 = 89$$

3.5.2.5. Obtención del error relativo porcentual

Se determina la relación de transmisión del engranaje luego de redondeados los número de dientes del piñón y la corona, siendo su valor de 4,45.

Utilizando la expresión 2.20, se sustituyen los valores de la relación de transmisión mayor y la relación de transmisión, por lo que:

$$E = 3,35 \%$$

Se puede notar que no supera el 4 %, esto indica que los números de dientes seleccionados fueron correctos.

3.5.2.6. Cálculo del desplazamiento interaxial de la herramienta

Para la determinación del desplazamiento interaxial de la herramienta, se sustituyó la distancia interaxial, el módulo y el número sumario de dientes en la expresión 2.21, obteniendo:

$$y = 0,5$$

3.5.2.7. Determinación del ángulo del engranaje corregido

Se determina el ángulo del engranaje corregido, sustituyendo el ángulo del engranaje normal, el número sumario de dientes, y el desplazamiento interaxial de la herramienta en la expresión 2.22, donde:

$$\alpha_{\omega} = 21,4^{\circ} \text{ o sea: } 21^{\circ} 24'$$

3.5.2.8. Número sumario de los coeficientes de corrección del engranaje

El número sumario de los coeficientes de corrección se determina sustituyendo el ángulo del engranaje corregido, el ángulo del engranaje normal y el número sumario de dientes en la expresión 2.23, por lo que:

$$X_{\Sigma} = 0,524$$

3.5.2.9. Cálculo del coeficiente de corrección del piñón

Para el cálculo del coeficiente de corrección del piñón se sustituyó en la expresión 2.24 el número de dientes de la corona, el número sumario de los dientes y el número sumario de los coeficientes de corrección, teniendo:

$$X_1 = 0,43$$

3.5.2.10. Determinación del coeficiente de corrección de la corona

El cálculo del coeficiente de corrección de la corona se determinó al sustituir el número sumario de los coeficientes de corrección y el coeficiente de corrección del piñón en la expresión 2.25, donde:

$$X_2 = 0,094$$

3.5.2.11. Espesor medido sobre la circunferencia de referencia del piñón

El espesor medio sobre la circunferencia de referencia del piñón se determinó sustituyendo los valores del módulo, el coeficiente de corrección del piñón y el ángulo del engranaje normal en la expresión 2.26, teniendo:

$$S_1 = 7,53 \text{ mm}$$

3.5.2.12. Espesor medido sobre la circunferencia de referencia de la corona

El espesor medio sobre la circunferencia de referencia de la corona se determinó al sustituir el módulo, el coeficiente de corrección de la corona y el ángulo del engranaje normal en la expresión 2.27, por tanto:

$$S_2 = 6,55 \text{ mm}$$

3.5.2.13. Determinación del diámetro de la circunferencia de referencia del piñón

Para la determinación del diámetro de la circunferencia de referencia del piñón se sustituyó el valor del módulo del engranaje y el número de dientes del piñón en la expresión 2.28, por lo que:

$$d_1 = 80 \text{ mm}$$

3.5.2.14. Cálculo del diámetro de la circunferencia de referencia de la rueda

Para la determinación del diámetro de la circunferencia de referencia de la corona se sustituyó el valor del módulo del engranaje y el número de dientes de la corona en la expresión 2.29, por tanto:

$$d_2 = 356 \text{ mm}$$

3.5.2.15. Obtención del diámetro de la circunferencia básica del piñón

El diámetro de la circunferencia básica del piñón se determinó sustituyendo el valor del diámetro de referencia del piñón y el ángulo del engranaje normal en la expresión 2.30, por lo que:

$$db_1 = 75,17 \text{ mm}$$

3.5.2.16. Determinación del diámetro de la circunferencia básica de la corona

El diámetro de la circunferencia básica de la corona se determinó sustituyendo el valor del diámetro de referencia de la corona y el ángulo del engranaje normal en la expresión 2.31:

$$db_2 = 334,53 \text{ mm}$$

3.5.2.17. Determinación del diámetro de la circunferencia de cabeza del piñón

Utilizando la expresión 2.32 y sustituyendo el valor del diámetro de la circunferencia de referencia del piñón, el coeficiente de altura del dentado $h_a^* = 1,0$, el coeficiente de corrección de la corona, el desplazamiento interaxial de la cuchilla y el módulo del engranaje, se determinó el diámetro de la circunferencia de cresta del piñón, por tanto:

$$da_1 = 91,25 \text{ mm}$$

Este resultado representa el incremento en un 7,5 % de su dimensión real actual, que es de 84,86 mm

3.5.2.18. Cálculo del diámetro de la circunferencia de cresta de la corona

Utilizando la expresión 2.33 y sustituyendo el valor del diámetro de la circunferencia de referencia de la corona, el coeficiente de altura del dentado, el coeficiente de corrección del piñón, el desplazamiento interaxial de la cuchilla y el módulo del engranaje, se determinó el diámetro de la circunferencia de cresta de la corona, por lo que:

$$da_2 = 364,56 \text{ mm}$$

Este resultado representa la disminución en un 3, % de su dimensión real de 376 mm.

3.5.2.19. Obtención del ángulo sobre la duración del engranaje del piñón

El ángulo sobre la duración del engranaje del piñón se determinó sustituyendo el valor del diámetro base y del diámetro de cresta del piñón en la expresión 2.34, teniendo:

$$\alpha_{a1} = 34,53^\circ \text{ o sea: } 34^\circ 32'$$

3.5.2.20. Cálculo del ángulo sobre la duración del engranaje del piñón

El ángulo sobre la duración del engranaje de la corona se determinó sustituyendo el valor del diámetro base y del diámetro de cresta de la corona en la expresión 2.35, por lo que:

$$\alpha_{a2} = 23,42^\circ \text{ o sea: } 23^\circ 25'$$

3.5.2.21. Determinación diámetro de la circunferencia de fondo del piñón

Para el cálculo del diámetro de la circunferencia de fondo del piñón se sustituyó el valor de la circunferencia de referencia del piñón, el coeficiente de altura, el coeficiente de juego del

engranaje $c = 0,25$, el coeficiente de corrección del piñón y el módulo de la transmisión en la expresión 3.36, teniendo:

$$df_1 = 73,44 \text{ mm}$$

Este resultado trae consigo el aumento en 7,5 % de su dimensión real de 67 mm.

3.5.2.22. Determinación diámetro de la circunferencia de fondo de la corona

Para el cálculo del diámetro de la circunferencia de fondo de la corona se substituyó el valor de la circunferencia de referencia de la corona, el coeficiente de altura, el coeficiente de juego del engranaje $c = 0,25$, el coeficiente de corrección de la corona y el módulo de engranaje en la expresión 3.37, por tanto:

$$df_2 = 346,75 \text{ mm}$$

Este resultado trae consigo la disminución en un 3 % de su dimensión real de 359 mm.

3.5.2.23. Cálculo del diámetro de la circunferencia primitiva del piñón

Se determina el diámetro de la circunferencia primitiva, del piñón, substituyendo el valor de la distancia interaxial y la relación de transmisión del engranaje en la expresión 2.38, por lo que:

$$d_{\omega 1} = 81,63 \text{ mm}$$

3.5.2.24. Obtención del diámetro de la circunferencia primitiva de la corona

Se determina el diámetro de la circunferencia primitiva de la corona, substituyendo el valor de la distancia interaxial y el diámetro de la circunferencia primitiva del piñón en la expresión 2.39, teniendo:

$$d_{\omega 2} = 358,37 \text{ mm}$$

3.5.2.25. Cálculo de la altura de la cabeza de los dientes del piñón

La altura de la cabeza de los dientes del piñón se determinó substituyendo el valor del diámetro de cresta y del diámetro de fondo del piñón en la expresión 2.40, por tanto:

$$h_1 = 8,9 \text{ mm}$$

3.5.2.26. Cálculo de la altura de la cabeza de los dientes de la corona

La altura de la cabeza de los dientes de la corona se determinó sustituyendo el valor del diámetro de cresta y del diámetro de fondo de la corona en la expresión 2.41, por lo que:

$$h_2 = 8,9 \text{ mm}$$

La altura de la cabeza de los dientes del piñón y de la corona se tiene que son iguales, esto demuestra que los resultados obtenidos de los parámetros geométricos son correctos.

3.5.2.27. Determinación del coeficiente de recubrimiento

El coeficiente de recubrimiento, se determina, sustituyendo el valor del número de dientes del piñón y de la rueda, el ángulo sobre la duración del engranaje de piñón y de la rueda, el ángulo del engranaje corregido en la expresión 2.44, obteniendo:

$$\xi = 1,53$$

Este resultado muestra un valor correcto, debido a que: $\xi = 1,53 > \xi_{\min}$

3.5.2.28. Cálculo del paso sobre la circunferencia de referencia del engranaje

El cálculo del paso sobre la circunferencia de referencia del engranaje se determinó sustituyendo el módulo de la transmisión en la ecuación 2.43, por tanto:

$$p = 12,56 \text{ mm}$$

3.5.2.29. Obtención del paso sobre la circunferencia de referencia de la transmisión

El paso sobre la circunferencia básica del engranaje se obtuvo sustituyendo el paso sobre la circunferencia de referencia y el ángulo del engranaje normal en la expresión 2.44, teniendo:

$$p_b = 11,8 \text{ mm}$$

3.5.2.30. Cálculo del espesor de la cabeza de los dientes del piñón

El espesor de la cabeza de los dientes del piñón se determinó sustituyendo el diámetro de cresta, el espesor sobre la circunferencia de referencia, el diámetro de referencia del piñón, el ángulo del engranaje normal y el ángulo sobre la duración del engranaje del piñón en la expresión 2.45, por lo que: $S_{a1} = 2,2 \text{ mm}$

3.5.2.31. Determinación del espesor de la cabeza de los dientes del piñón

El espesor de la cabeza de los dientes de la corona se determinó sustituyendo el diámetro de cresta, el espesor sobre la circunferencia de referencia, el diámetro de referencia de la corona, el ángulo del engranaje normal y el ángulo sobre la duración del engranaje de la corona en la expresión 2.46, por tanto:

$$S_{a2} = 3,2 \text{ mm}$$

3.6. Cálculo del árbol que está acoplado a la corona del primer paso del reductor

Para el cálculo del árbol acoplado a la corona del primer paso del reductor, se tubo en cuenta que el mismo se analizará como una viga simplemente apollada, según la metodología expuesta en el epígrafe 2.7.

3.6.1. Cálculo preliminar del árbol

El cálculo preliminar se realiza teniendo en cuenta el torque aplicado en el árbol y las tesniones cortanates admisibles para el material del ábol (AISI 1045).

3.6.1.1. Velocidad de rotación de la corona en el primer paso del reductor

Se realizó el cálculo de la velocidad de rotación de la corona sustituyendo el valor del número de revoluciones del piñón y la relación de transmisión del primer escalón del reductor utilizando en la expresión 2.50, teniendo:

$$n_2 = 419 \text{ min}^{-1}$$

3.6.1.2. Obtención de la velocidad angular de la corona del primer paso del reductor

La velocidad angular de la corona se determinó sustituyendo la magnitud de la velocidad de rotación de la corona en la expresión 2.49, por tanto:

$$\omega_2 = 43,85 \text{ rad/s}$$

3.6.1.3. Cálculo del momento torsor aplicado sobre el árbol

Luego se determinó el momento torsor que se aplica en el árbol sustituyendo la velocidad angular de la corona y la potencia del motor de 55 000 W en la expresión 2.48, por lo que:

$$M_t = 1\,254\,276 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

3.6.1.4. Obtención del diámetro preliminar del árbol

El cálculo del diámetro preliminar, se determinó sustituyendo el valor del momento torsor aplicado en el árbol y considerando la tensión admisible a cortante como 20 MPa en la expresión 2.56, redondeado por la serie Ra 40, tomado del (Dobrovolski, 1980), teniendo:

$$d_k = 70 \text{ mm}$$

Notándose que no supera el valor tomado de las mediciones físicas del árbol, con diámetro de entrada de 75 mm, el croquis del árbol del cálculo preliminar se muestra en la figura 3.3.

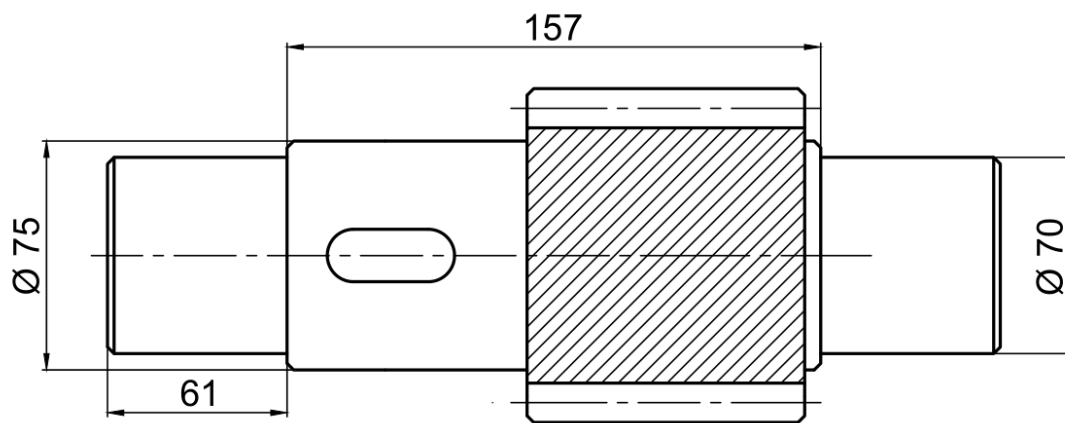


Figura 3.2. Croquis del árbol obtenido por el cálculo preliminar.

3.6.2. Determinación de las fuerzas aplicadas en el árbol

Las fuerzas que se aplican sobre el árbol se determinaron teniendo en cuenta la geometría de las transmisiones colocadas sobre él.

3.6.2.1. Fuerza tangencial ejercida por la corona del primer escalón del reductor

Se calculó la fuerza tangencial, ejercida por la corona del primer paso del reductor sobre el árbol, según la expresión 2.47, en función del momento torsor aplicado y del diámetro primitivo de la corona:

$$F_{t_2} = 7095 \text{ N}$$

3.6.2.2. Fuerza axial ejercida por la corona del primer paso sobre el árbol

La fuerza axial ejercida por la corona del primer paso del reductor sobre el árbol, se determinó sustituyendo la fuerza tangencial y el ángulo de inclinación del dentado de 18° en la expresión 2.51, por lo que:

$$F_{a_2} = 2305 \text{ N}$$

3.6.2.3. Fuerza radial ejercida por la corona sobre el árbol

Para el cálculo de la fuerza radial ejercida por la corona, del primer paso del reductor, sobre el árbol, se empleó la ecuación 2.52, con el valor de la fuerza tangencial y el ángulo del engranaje normal obtenidos:

$$F_{r_2} = 2582 \text{ N}$$

3.6.2.4. Fuerza tangencial ejercida por el piñón del segundo paso sobre el árbol

Se calculó la fuerza tangencial ejercida, por el piñón del segundo paso del reductor, sobre el árbol, sustituyendo el momento torsor aplicado en el árbol y el diámetro primitivo del piñón del segundo escalón del reductor (80 mm), en la expresión 2.53, obteniendo:

$$F_{t_3} = 31\,750 \text{ N}$$

3.6.2.5. Fuerza axial ejercida por el piñón del segundo paso sobre el árbol

La fuerza axial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor sobre el árbol se determinó sustituyendo la fuerza tangencial y el ángulo de inclinación del dentado, siendo de 18° , en la expresión 2.54, por tanto:

$$F_{a_3} = 10\,316 \text{ N}$$

3.6.2.6. Determinación de la fuerza radial ejercida por el piñón del segundo paso del reductor sobre el árbol

El cálculo de la fuerza radial ejercida, por el piñón del segundo paso del reductor, sobre el árbol, se determinó sustituyendo la fuerza tangencial y el ángulo del engranaje normal en la expresión 2.55, por lo que:

$$F_{r_3} = 11\,556 \text{ N}$$

3.6.3. Cálculo de proyecto del árbol

Utilizando la herramienta de cálculo “XVigas”, y basándose en la figura 2.2 del capítulo 2, se calcularon las reacciones en los apoyos para el plano x-z, en este se encuentran las fuerzas radiales de ambas ruedas dentadas y los momentos concentrados que ejercen las fuerzas axiales de las mismas, teniendo para la reacción en el apoyo del extremo izquierdo del árbol:

$$R_a = 3381 \text{ N}$$

Para la reacción en el extremo derecho como lo muestra la figura 3.4, se tiene:

$$R_b = 10\,756 \text{ N}$$

Se observa que la sección más peligrosa en este plano es la parte donde se encuentra el pico más alto en el gráfico de momentos flectores, teniendo: $M_x = 1\,183\,230 \text{ N} \cdot \text{mm}$

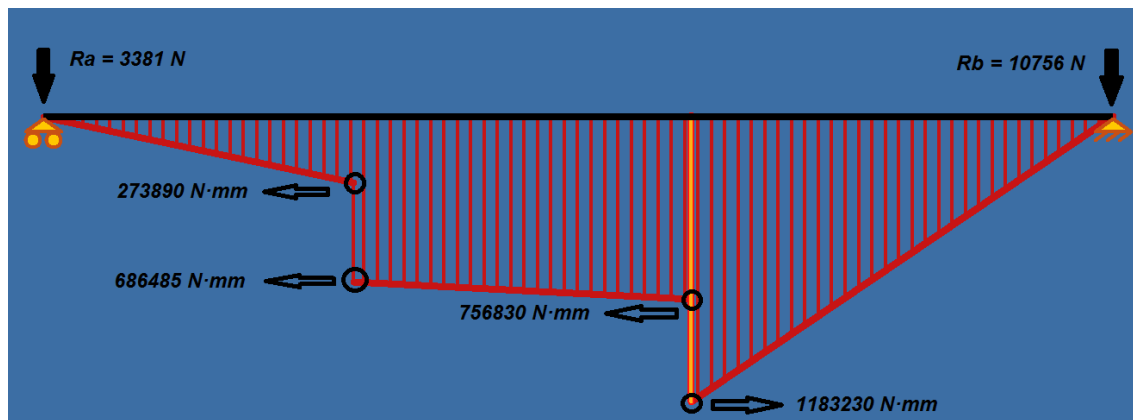


Figura 3.3. Distribución de momentos flectores en el plano x-y.

Para el cálculo de las reacciones en los apoyos en el plano y-z, se utilizó la herramienta de cálculo xvigas, basándose en la figura 2.3 del capítulo 2. En dicho plano se encuentran las fuerzas tangenciales de ambas ruedas dentadas, teniendo para la reacción en el apoyo del extremo izquierdo del árbol:

$$R_a = 7482 \text{ N}$$

Mientras que en el extremo derecho como lo muestra la figura 3.5, se tiene:

$$R_b = 17\,172 \text{ N}$$

La parte en el árbol donde se comporta como la sección más peligrosa teniendo en cuenta el plano z-y, será donde se encuentra mayor valor del momento flector, teniendo:

$$M_y = 1\,888\,847\, N \cdot mm$$

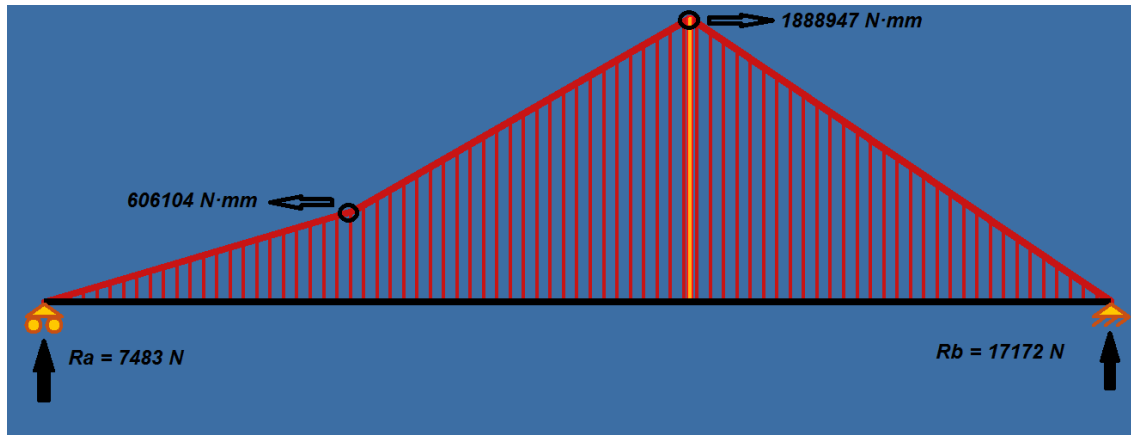


Figura 3.4. Distribución de momentos flectores en el plano z-y.

3.6.3.1. Obtención del momento flector resultante

Se pudo determinar el momento flector resultante, sustituyendo el valor del momento flector máximo de la sección más peligrosa, en el plano x-z y en el plano y-z en la expresión 2.57, teniendo:

$$M_{flex} = 2\,228\,935,6\, N \cdot mm$$

3.6.3.2. Determinación del momento equivalente

El momento equivalente se determinó sustituyendo el valor del momento de flexión máximo en la sección más peligrosa y el momento torsor aplicado en el árbol en la expresión 2.58, por lo que:

$$M_{eq} = 2\,565\,356\, N \cdot mm$$

3.6.3.3. Cálculo del diámetro aproximado

Para la fabricación del árbol se utilizó el material F-1550, según la norma española (referenciar), siendo la tensión límite de este material de 633 MPa.

Sustituyendo la tensión límite del material en la expresión 2.60 se pudo determinar la tensión admisible a la tracción compresión del material, por tanto: $[\sigma_{flex}]_{III} = 55\, MPa$.

Teniendo en cuenta que el árbol es macizo, el cálculo del diámetro aproximado o de proyecto se realizó sustituyendo el momento equivalente y la tensión admisible a tracción compresión en la expresión 2.59, redondeado por la serie Ra 40, tomado del (Dobrovolski, 1980), por lo que:

$$d = 75 \text{ mm}$$

El croquis del árbol se realizó según la figura 3.3, se escalonó en sentido inverso hasta obtener el diámetro de salida, teniendo como diámetro de salida, 70 mm. Este resultado demuestra que no supera la dimensión física que presenta el árbol de 75 mm, por lo que trae consigo que la ausencia de irregularidades en su diseño original, luego de haber cambiado las solicitaciones a las que va a estar sometido, producto al diseño del primer paso del reductor.

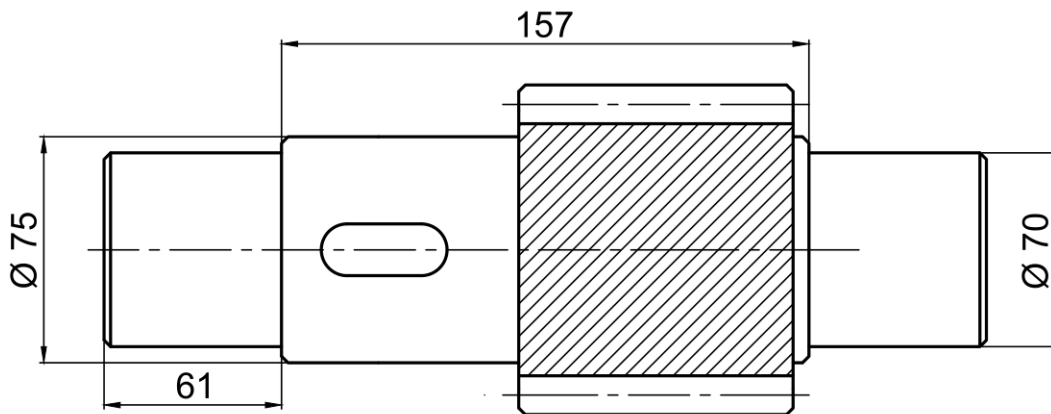


Figura 3.5. Croquis del árbol del cálculo de aproximado o de proyecto.

El cálculo del árbol se realizó por el análisis preliminar y por el análisis aproximado, teniendo en ambos como diámetro de salida de 70 mm, para el diseño del árbol se pueden escoger ambas variantes, comparando este valor con la medida real de 75 mm, se puede concluir que el mismo no presenta peligro debido a las solicitaciones a las que va a estar sometido luego de realizar el cambio del engranaje del primer paso del reductor.

3.7. Simulación por el método de elementos finitos de elementos seleccionados

En este epígrafe se darán a conocer los resultados obtenidos por la modelación y simulación del piñón, la corona y del árbol-impelente utilizando la herramienta del diseño asistido por computadora (CAD).

3.7.1. Modelación y simulación del piñón por el método de elementos finitos

El material escogido para del piñón será el AISI 1045 laminado en caliente con dureza de 350 HB y tensión admisible a la fluencia de 530 MPa, tomado del (Shigley, 2008).

Aplicando una carga de 7 380 N, las tensiones máximas se localizan en la base del diente tomando valores de 49,08 MPa, observándose que las mismas no presentan valores peligrosos y que están muy por debajo del límite fluencia del material (530 MPa).

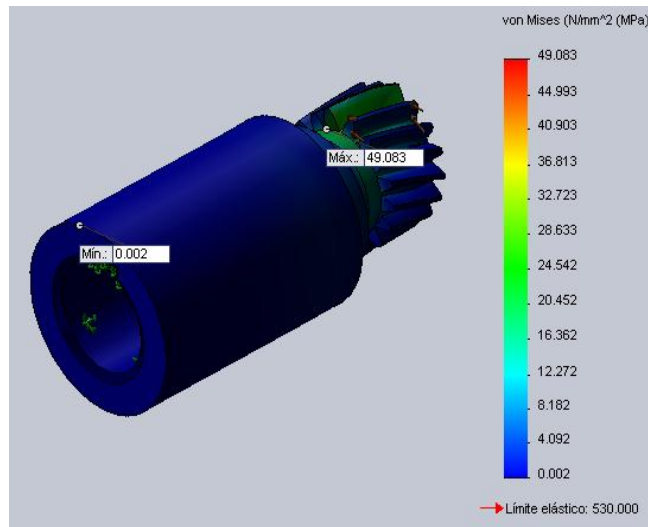


Figura 3.6. Resultado de las tensiones Vos Mises del piñón.

La deformación máxima del piñón se encontrará en la parte superior del dentado con un valor de $1,285 \times 10^{-2}$ mm, lo que demuestra que la pieza no experimentará deformaciones peligrosa.

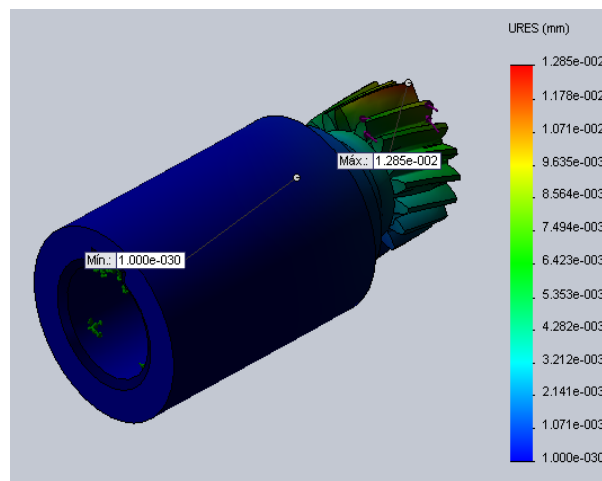


Figura 3.7. Resultado de la deformación estática del piñón.

El coeficiente de seguridad mínimo presente en el piñón se encuentra en la base del diente, con un valor de 10,8, representando así, este valor, mayor que el admisible (2 – 2,5), por tanto las resistencia del diente no se comportará en situaciones peligrosas.

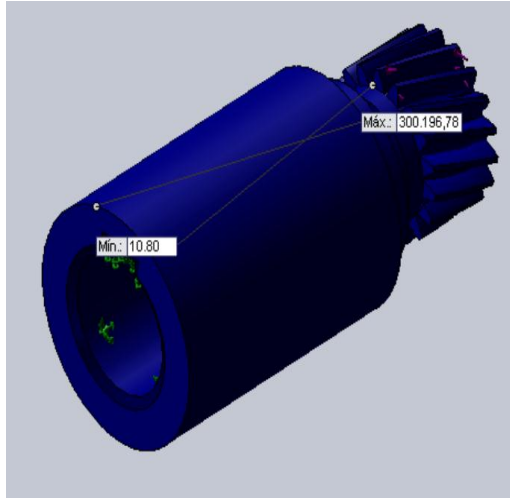


Figura 3.8. Distribución del coeficiente de seguridad sobre el piñón.

3.7.2. Resultados de simulación de la rueda

El material escogido para la corona será el AISI 1045 laminado en caliente, con dureza de 300 HB y tensión admisible a tracción-compresión de 530 MPa.

Se aplicó la carga sobre la pieza con un valor de 7450 N, las tensiones máximas se encuentran en la base del diente tomando valores de 92,069 MPa, observándose que las mismas no presentan valores peligrosos y que están muy por debajo del límite fluencia del material (530 MPa).

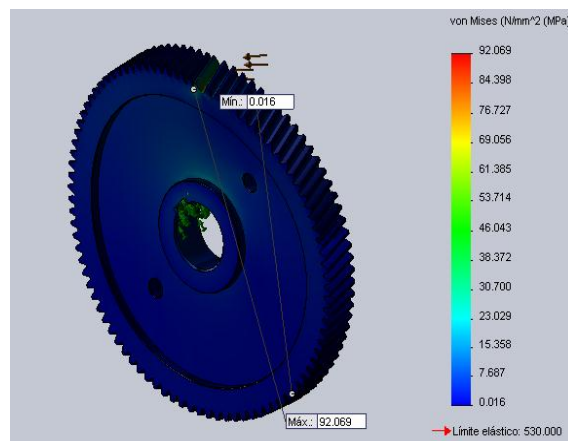


Figura 3.9. Tensiones von Mises de la corona.

La deformación máxima que experimentará la corona se encontrará en la parte superior del dentado con un valor de $5,157 \times 10^{-2}$ mm, lo que demuestra que la pieza no experimentará deformaciones peligrosas.

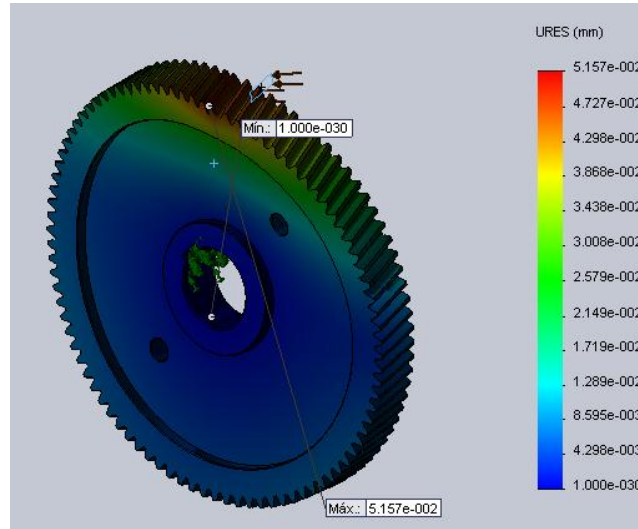


Figura 3.10. Deformación estática de la corona

El coeficiente de seguridad mínimo que se presenta en la corona, se sitúa en la base del diente, con un valor de 5,76, comportándose así este valor, mayor que el admisible (2 – 2,5), por tanto las resistencia del dentado en su funcionamiento no se presetará en situaciones peligrosas.

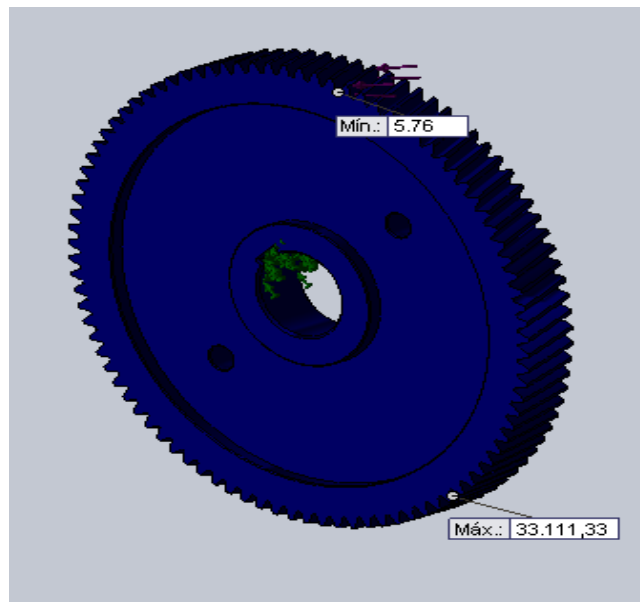


Figura 3.11. Resultado del coeficiente de seguridad de la corona.

3.7.3. Simulación, por el método de elementos finitos, del conjunto árbol-impelentes

Se aplicó la fuerza que ejerce la pulpa sobre la parte derecha de los impelentes, con un valor de 2711,4 N. Se tuvo en cuenta para el estudio que el material del árbol es de acero aleado al carbono, el material del disco y los impelentes son de acero aleado al cromo, con tensión admisible a tracción-compresión de 206,81 MPa.

Las tensiones máximas se encuentran en la parte que une los impelente con el disco con un valor de 41,019 MPa, se puede observar que ni tomará valores peligroso, y que están muy por debajo del límite fluencia del material.

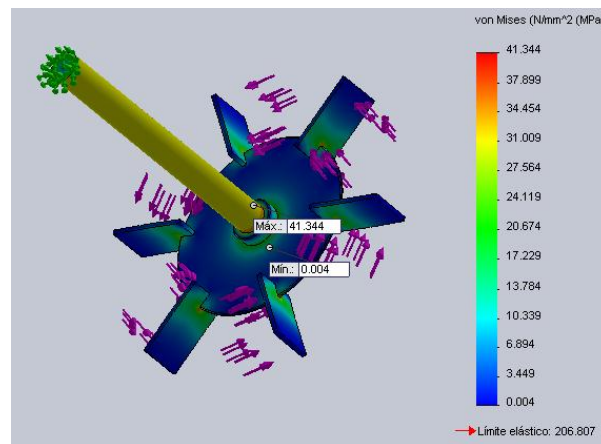


Figura 3.12. Tensiones von Mises del conjunto árbol-impelente.

La deformación máxima se encontrará en la parte superior del impelente con un valor de 1,639 mm, dicha deformación no experimentará valores peligrosos considerando que sobre los mismos no actúan grandes tensiones.

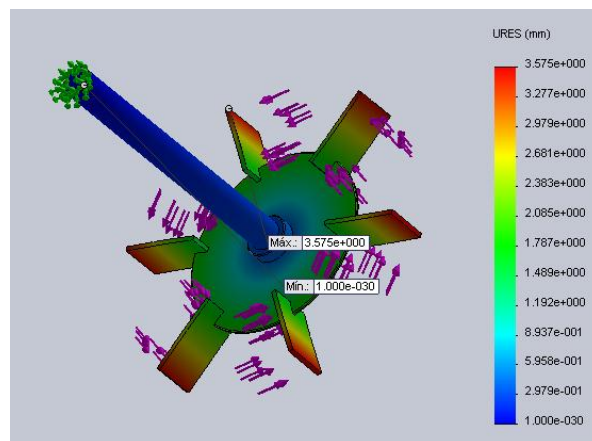


Figura 3.13. Deformación estática del conjunto árbol-impelente.

El coeficiente de seguridad mínimo existente en el conjunto árbol-piñón, se localiza en la unión de ambos elementos, presentando un valor de 5, comportándose así, este valor, mayor que el admisible (2 – 2,5), por tanto la resistencia de dicho conjunto no sufrirá situaciones peligrosas.

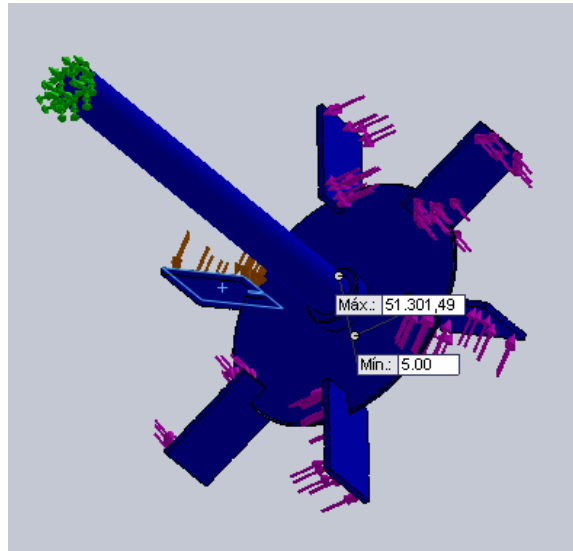


Figura 3.14. Coeficiente de distribución seguridad del conjunto árbol-impelente.

3.8. Valoración económica

El análisis económico tiene en cuenta el costo en CUC para la fabricación del engranaje a nivel nacional. También considera el costo de un nuevo reductor que garantice la velocidad de rotación necesaria a nivel internacional.

Para el análisis económico de los dispositivos mecánicos diseñados, se han tenido en cuenta los siguientes aspectos:

- ✓ Costo de la rueda dentada y del árbol piñón (C_1).
- ✓ Precio a nivel internacional del reductor (C_2).

3.8.1. Costo de la rueda dentada y el árbol piñón (C_1)

Este valor tiene en cuenta los precios de la rueda dentada y el árbol piñón respectivamente en el mercado nacional, debido a que estas piezas de repuesto son elaboradas en el país por sus características técnicas y exigencias de diseño.

Tabla 3.1. Valor unitario de las piezas de repuesto.

Piezas	Valor unitario en (CUC)
Flecha piñón	\$ 78
Corona dentada	\$ 170

Teniendo en cuenta que la suma del precio de ambas piezas representa el costo de fabricación de estas, se parte de su determinación por la siguiente expresión:

$$C_1 = Vu_1 + Vu_2$$

Siendo:

C_1 - costo de la rueda dentada y del árbol piñón, (CUC).

Vu_1 - valor unitario de la flecha piñón, (CUC).

Vu_2 - valor unitario de la corona dentada, (CUC).

Sustituyendo la magnitud del valor del precio unitario de ambas piezas se tiene:

$$C_1 = 248 \text{ CUC.}$$

Este valor representa el costo de fabricación del engranaje.

3.8.2. Precio del reductor de velocidades (C_2)

El precio de un reductor de velocidades en la firma española ECHESA, con las nuevas exigencias de diseño se comporta en un valor de alrededor de 980 euros (€), teniendo este un componente en CUC de 1244,6.

3.8.3. Ahorro por concepto de inversión

Partiendo del análisis del costo del engranaje a nivel nacional y del precio de un reductor de velocidades internacionalmente, se realiza una comparación para considerar la vía de inversión más económica y el ahorro que presenta una con respecto a otra.

Teniendo en cuenta la diferencia de ambos costos, se tiene que la fabricación del par de engranaje representa un ahorro de 25 911,6 (996,6 CUC y 24 915 CUP).

3.9. Impacto ambiental de la transformación propuesta

El estado de salud del trabajador depende en gran medida de las condiciones de trabajo, su entorno laboral y su labor específica, pues es en este medio donde el mismo se expone

a los diferentes contaminantes, entre los que se encuentra el polvo industrial, el ruido y las emisiones de gases contaminantes debido al consumo de energía eléctrica.

La principal fuente de contaminación de la atmósfera son las instalaciones industriales. Una gran cantidad de los desechos industriales están formados por polvo. Los polvos se pueden clasificar en atmosféricos e industriales.

A causa de las averías que sufre el accionamiento mecánico situado en los turboareadores, son notables los daños causados al medio ambiente debido al aumento del ruido causado por las vibraciones. El motor consume gran cantidad de energía eléctrica, lo que aumenta la cantidad de petróleo que se utiliza para producir dicha energía, es preciso tener en cuenta que el petróleo es un combustible fósil agotable en el planeta y su continua extracción amenaza con su extinción. Con el aumento de la durabilidad del accionamiento mecánico se crea un uso más racional de los recursos que son empleados para la construcción de sus repuestos, en su mayoría aceros aleados que provienen de minerales extraídos de la corteza terrestre, en los que el hombre invierte dinero y recursos en la tala indiscriminada de los árboles que conducen a la desertificación de los suelos afectando el sistema ecológico del planeta.

3.9.1. Riesgos por averías en el accionamiento mecánico

Para cada avería del accionamiento mecánico, los trabajadores, que operan en la planta, están propensos a sufrir daños producto a la emanación de gas. Esto es posible debido a que cada reparación del reductor implica un desarme del turboareador, dejando este restos de gases de amoníaco en su interior, produciendo a su vez una intoxicación aguda o crónica ya que la fuga de este gas puede originar una severa acción corrosiva sobre la garganta, boca y estómago.

El amoníaco en estado gaseoso provoca irritación en cualquier tejido humano o asfixia por exposición de gases amoniacales. Inhalando, solo produce efecto sobre tejidos superficiales ya que no es absorbido por el organismo.

3.10. Conclusiones del capítulo

- Los parámetros geométricos calculados para el engranaje aumentan un 7,5 % de su longitud real (para el piñón), mientras que la corona disminuye en un 3 %, los que influirán poco en el funcionamiento interno del reductor.
- Los árboles de la transmisión calculada no experimentan elevadas tensiones, por lo que se mantendrá su diseño original.
- El ahorro que genera la fabricación del engranaje es de 25 911,6 (CUP+CUC) con respecto a la compra de un reductor en el mercado internacional.

CONCLUSIONES GENERALES

- La disponibilidad del turboareador estuvo afectada por averías sucesivas, la misma osciló en un valor promedio de 95,95 %.
- La potencia demandada por el accionamiento (45,05 kW) al incrementar la velocidad de salida del reductor (92 min⁻¹), no supera la potencia del motor (55 kW), por lo que no afectará el funcionamiento de la máquina.
- Los parámetros geométricos calculados (diámetros de fondo y de cabeza), luego de aplicada la corrección en la transmisión, para el para el piñón aumentan un 7,5 %, de su longitud actual, mientras que los mismos en la corona se reducen en un 3 %, lo que permitió mantener la distancia interaxial y los árboles originales del reductor.
- La modelación, por el método de elementos finitos, demuestra que las piezas analizadas resistirán las tensiones a las que estarán sometidas, con coeficientes de distribución de seguridad de 10,08 y 5,06 para el piñón y la corona, respectivamente, mientras que para el conjunto, árbol-impelente, el mismo toma valor de 5.
- El ahorro que genera la fabricación del engranaje es de 25 911,6 (CUP+CUC) con respecto a la compra de un reductor en el mercado internacional.

RECOMENDACIONES

- Se debe establecer un sistema de mantenimiento que posibilite garantizar la disponibilidad de los turboareadores, para las condiciones actuales.
- Proponer a la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” (ECG), sustituir el engranaje diseñado en el primer paso del reductor, para lograr un incremento de la velocidad de rotación en la salida del reductor, cuando se produzcan las averías del mismo.
- Evaluar si es posible mantener los elementos de unión del reductor original (chavetas, ajuste por interferencia), así como los cojinetes de contacto rodante.
- Realizar un estudio, que tenga en cuenta la influencia del aumento de la velocidad de rotación de los impelentes, propuesta en este trabajo, sobre la eficiencia de la pulpa lixiviada en los turboareadores de la UBP Planta Lixiviación y Lavado de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

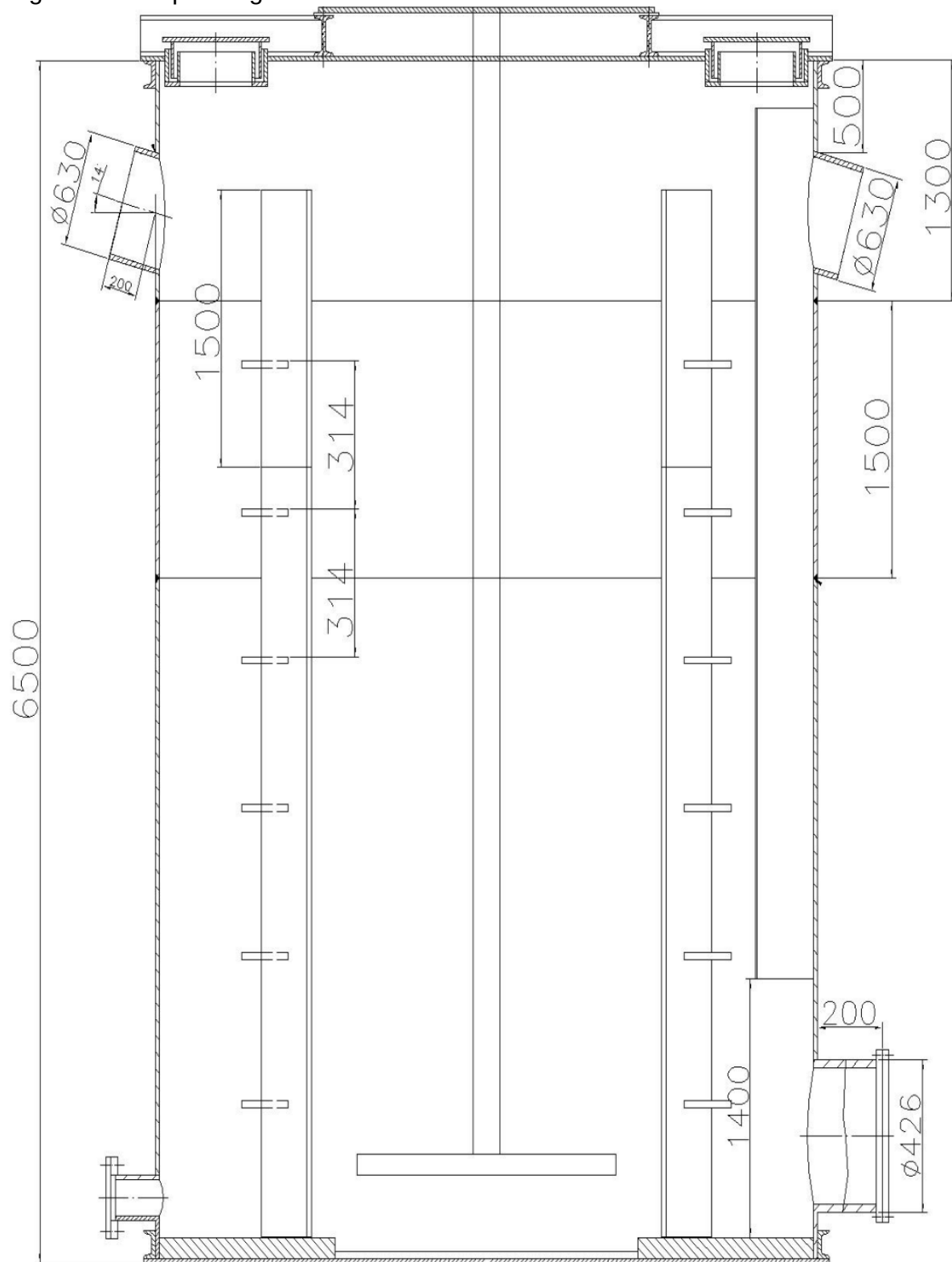
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

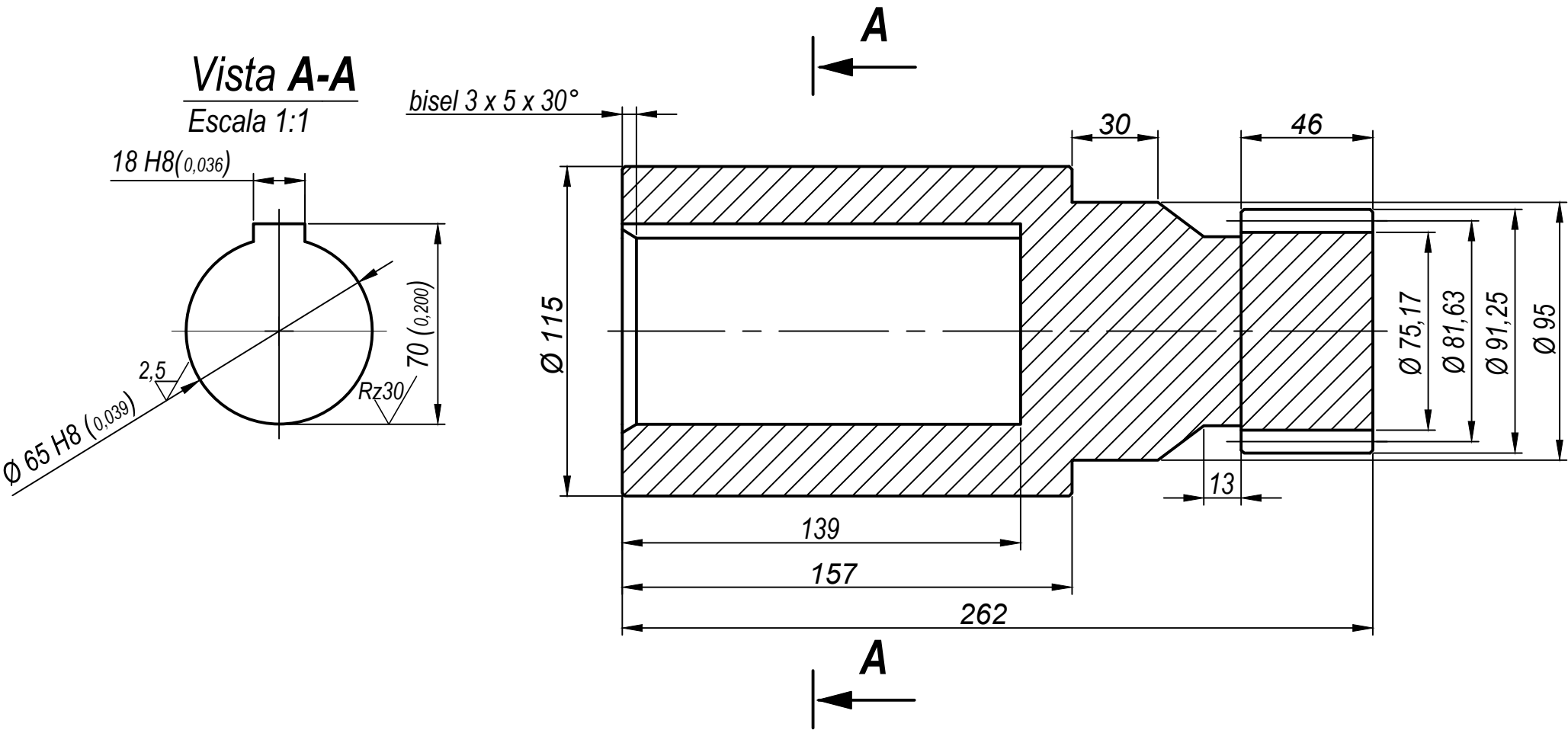
1. Acosta, de la Cruz, H. A. *Reparación del sistema de transmisión del ARO "10" Modelo 240*. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico. ISMMM 2008.
2. Alfonso, Brinds, E. *Transmisiones por engranajes*. Universidad de Matanzas, Camilo Cienfuegos, 2004.
3. Baranóv, G. G. *Teoría de los Mecanismos y Máquinas*. Editorial MIR, Moscú. 1979.
4. BARRINGER, H. PAUL. *En Using Reliability Engineering Principles for Improved Process Performance/or Reliability Engineering*, ASME (Ed.). ASME Professional Development Programs, Houston, Tx., August 4-5, 1997.
5. Batista, O. B. *Rediseño de algunos de los elementos que conllevan al aumento de la eficiencia en los turboareadores de la planta de lixiviación de las Camariocas*. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico. ISMMM 1995.
6. Budynas, R. G., Nisbett, J.K. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 2008.
7. Castellanos, J. *Metalurgia extractiva de los minerales oxidados de níquel*. Tomo I, Instituto Cubano del Libro, La Habana. 1972.
8. Chander y Sharma, *Hydrometallurgy*. 5, 525. 1980.
9. De Graff, J. E. *Hydrometallurgy*, Vol. 4, 7. 1980.
10. Días, Charles, E. *Diseño del accionamiento mecánico de los Turboareadores de la planta "Lixiviación y Lavado" de la Empresa Cdte. Ernesto Che Guevara de Moa*. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico. ISMMM 2008.
11. Dobrovolski, R. *Elementos de Máquinas*. Editorial MIR, Moscú.
12. Darley Dudley. *Monografía: La Evolución de los Engranajes*. 1988.
13. Fiffe, L. J. y Granda, O. *Tecnología Química*. Vol. 2, 13. 1985.
14. GONZÁLEZ, G. *Elementos de Máquinas. Árboles y Ejes*. CUJAE, 2002.
15. GULIAEV, A. *Metalografía*. Tomo I. Moscú. Editorial Mir. 1983.
16. GULIAEV, A. *Metalografía*. Tomo II. Moscú. Editorial Mir. 1983.

17. Herrera, V. Y Presillas, D. Patente Cubana. N o . 33333. 1968.
18. Kasatkin, A. G. Operaciones básicas y aparatos en la Tecnología Química. Tomo I, Editorial Pueblo y Educación, 410, 1985.
19. Lara, Quevedo, Y. R. *Diseño de un multiplicador de velocidad en la instalación de procesamiento de biomasa en la cocina comedor del Instituto Superior Minero Metalúrgico*. ISMMM 2009.
20. Martín, I., Salcedo, R., Font, R. MECÁNICA DE FLUIDOS. Universidad de Alicante 2011.
21. Martínez López, David. Simulación de una turbina radial mediante CFD FLUENT: caso de una turbina Rushton. Universidad Politecnica de Cataluña. Barcelona: s.n., 2006. Tesis Maestría.
22. McCabe, L. W., Smith, C. J., Harrott, P. Operaciones unitarias en Ingeniería Química 1991.
23. Nieto, Quijorna, A. J. *Elementos de Máquinas*. Universidad de Castilla-La Mancha. 2007.
24. Osseo-Assare, K. y Asihene, S. W. Heterogeneous equilibrium in ammonia laterite leaching system, International laterite symposium. Society of Mining Engineers Publisher, February, New York, 585. 1980.
25. Paul, Edward L., Atiemo-Obeng, Victor A. and Kresta, Suzanne M. HANDBOOK OF INDUSTRIAL MIXING. s.l. : John Wiley & Sons, Inc., 2004.
26. Ramírez, Pérez P. A., Martínez, A. G. Lixiviación de minerales por agitación y percolación. Universidad Central de Santander 2014.
27. Reyes, Palacios. E. E. "Influencia del dispositivo de contacto y las relaciones geométricas del sistema de agitación, en una instalación de lixiviación estándar. Tesis en opción al título de Master en Química Inorgánica. Universidad de Oriente. 1998.
28. Reshetov, D. Elementos de Máquinas Editorial Pueblo y Educación, 1975.
29. Rodríguez, Moya J. L., Goytisolo, Espinosa R. Correcciones en las Transmisiones por Engranajes Cilíndricos de Dientes Rectos. Universidad Central de Las Villas. 2000.

30. Willis, Robert. Ingeniería de engranajes. Inglaterra 1832.
31. Zabalza, Villava, I. *Síntesis de Mecanismos y Máquinas*. 2008.

Figura A1. Esquema general de los turboareadores.

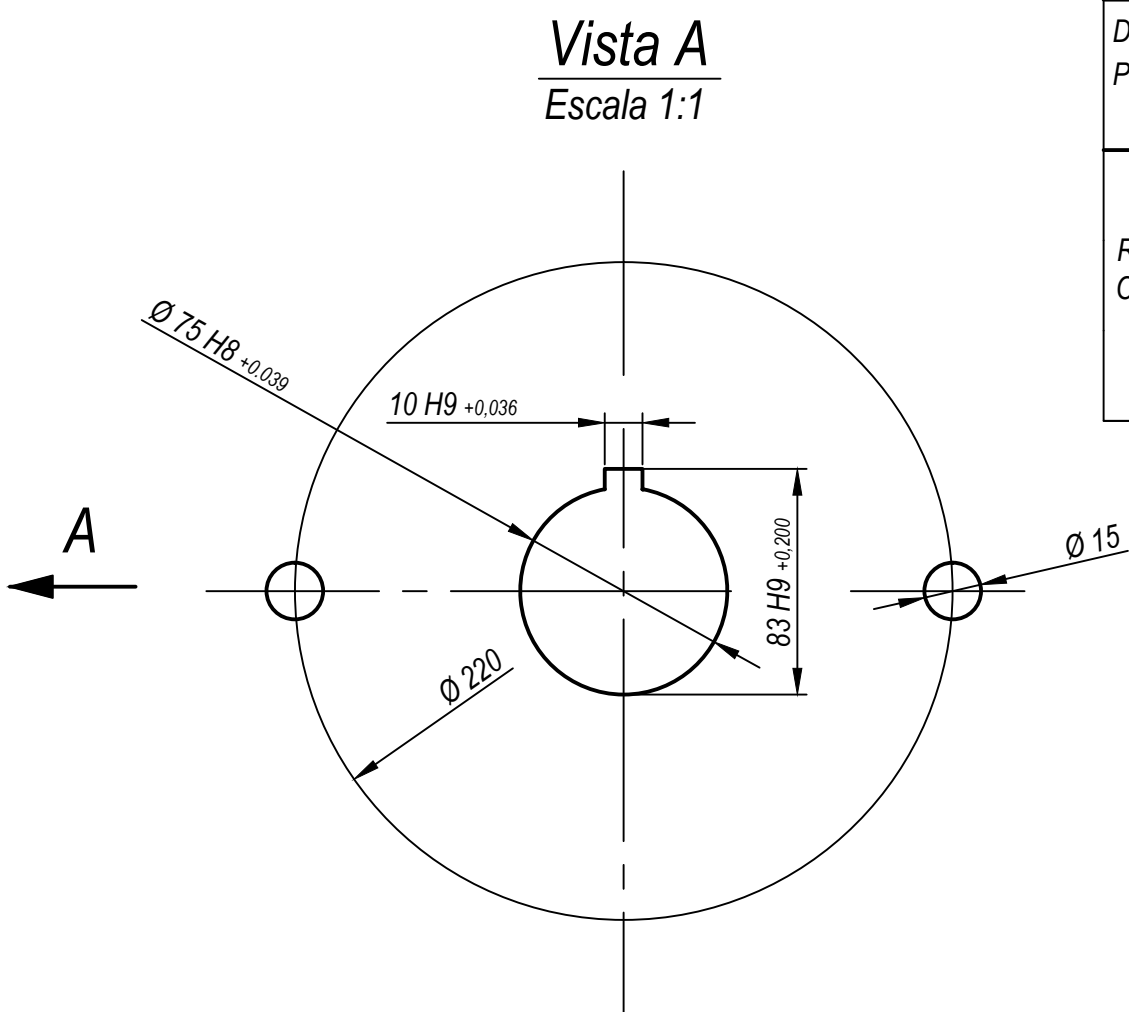
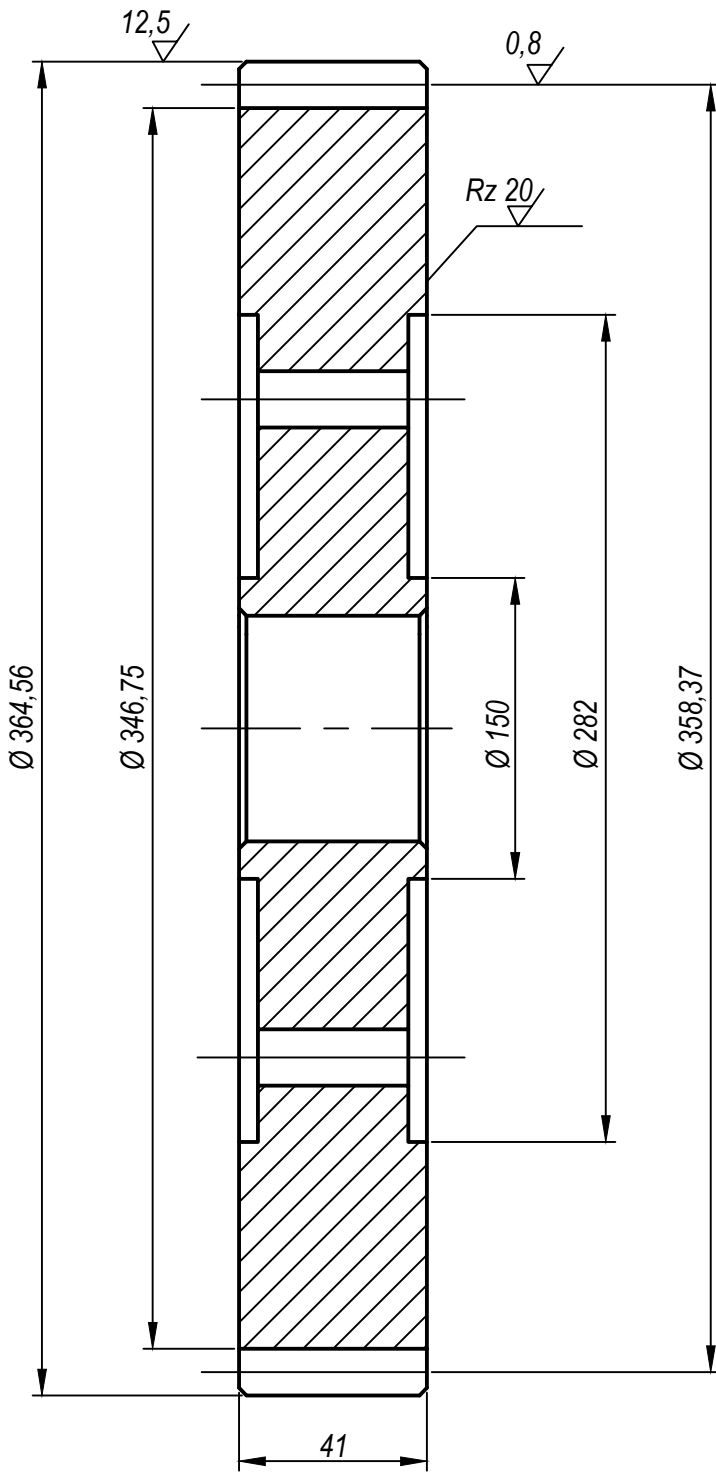




MÓDULO	m	4
NÚMERO DE DIENTES	Z ₁	20
CREMALLERA BÁSICA NORMALIZADA	--	NC 16-10-78
COEFICIENTE DE CORRECCIÓN	X ₂	0.094
CLASE DE PRECISIÓN	--	7 d b
DATOS PARA EL CONTROL DE LA POSICIÓN DE LOS FLANCOS OPUESTOS	Sc	3.2
	Hc	8.9
DIÁMETRO DE REFERENCIA	d ₁	80
RUEDA CONJUGADA	NÚMERO DE DIENTES	Z ₂ 89
	CÓDIGO DEL PLANO	PP 21-06-16-01

- REQUISITOS TÉCNICOS
1. NITRURAR SUPERFICIES DE TRABAJO DEL DENTADO h=0,7...0,9 HRC 300...350.
 2. BISELES NO INDICADOS 1 x 45°.

					Piñón dentado cilíndrico	ISMM			
						Etapas de Elaboración			
						Masa	Esc	Hoja.No	Cant de hojas
						8 kg	2:1	1	1
Mod	Cant	No.Notif	Firma	Fecha	PLANO DE PIEZA	PP 21-06-16-01			
Dib		J. Cab.		21-06-16					
Proy		J. Cab.		21-06-16					
Rev		M. Utr.		23-06-16					
Cont.nor									
Cont.téc					AISI 1045				
Aprob		M. Utr.		23-06-16					



DENTADURA				
MÓDULO		m	4	
NÚMERO DE DIENTES		Z_1	20	
CREMALLERA BÁSICA NORMALIZADA		NC 16-10:78		
COEFICIENTE DE CORRECCIÓN		X_1	0.43	
CLASE DE PRECISIÓN		-		
DATOS PARA EL CONTROL DE LA POSICIÓN DE LOS FLANCOS OPUESTOS		S_c	2.2	
		h_c	8.9	
RUEDA CONJUGADA	DIÁMETRO DE REFERENCIA	D_d	356	
	NÚMERO DE DIENTES	Z_2	89	
	CÓDIGO DEL PLANO			

REQUISITOS TÉCNICOS

- 1- Bonificación de la superficie de trabajo del dentado.
h = 0.7.....0.9 HB 280.....300.
2- Biseles no indicados 1 x 45°

					Corona dentada cilindrica	ISMM			
						Etapas de Elaboración			
Mod	Cant	No.Notif	Firma	Fecha		Masa	Esc	Hoja.No	Cant de hojas
Dib		J.Cabre.		21-06-16		15 kg	2:1	1	1
Proy		J.Cabre.		21-06-16	PLANO DE PIEZA				
Rev		M.Utria		23-06-16					
Cont.nor									
Cont.téc									
Aprob		M.Utria		23-06-16					
					AISI 1045				
						PP 21-06-16-02			