



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
“DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Diploma

***Título:** Diseño del sistema de izaje para la compuerta derivadora en la Estación de Bombeo Cabonico.*

***Autor:** David Peña Navarro*

***Tutor:** Ing. Dannys Alfredo Berrío Landa*

*Moa/2013
“Año 55 de la Revolución”*

DECLARACION DE AUTORIDAD

Yo: David Peña Navarro, autor de este trabajo de diploma y el tutor, Ing Dannys Alfredo Berrío Landa, declaramos la propiedad intelectual del mismo al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa para que disponga de su uso cuando estime conveniente.

David Peña Navarro
Autor

Ing. Dannys Alfredo Berrío Landa
Tutor

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi padre Víctor Peña Matos y mi madre Inalvis Navarro Leyva, a mis hermanos y sobrinos, a mi esposa Raxy Reina Cardoza e hijos David Peña Reyna y Robert Peña Reyna.

A mi tutor Dannys Alfredo Berrío Landa, a mis compañeros de estudio en especial Daniel López y Carlos García, también a los compañeros de capacitación Marcia Mastrapa, Martica Pérez, a todos los profesores durante mi estudio. Está dedicado también a todos aquellos que colaboraron desinteresadamente en la realización del mismo.

AGRADECIMIENTOS

A todos los profesores, que de una manera u otra me han transmitido sus conocimientos durante el desempeño de toda mi carrera.

A mi tutor, por su apoyo y la confianza depositada en mí para la realización de este trabajo, Ing. Dannys Alfredo Berrío Landa.

A mis familiares, en especial a mi padre, mi madre, hermanos y sobrinos, quienes en todo momento depositaron su fé y confianza para que yo siguiera adelante.

A mi querida esposa Raxy Reyna Cardoza e hijos David Peña Reyna y Robert Peña Reyna por todos sus consejos y por apoyarme cuando más lo necesitaba.

A mis compañeros de estudio en especial Daniel López y Carlos García que siempre me apoyaron, incluso cuando todo parecía imposible.

A los compañeros de capacitación de la empresa en especial a Marcia Mastrapa y Martica Pérez.

A todos aquellos que de una forma u otra me ayudaron y apoyaron en la realización de este trabajo.

A la Revolución, por darme la posibilidad de convertirme en profesional.

A todos

Muchas Gracias

PENSAMIENTO

"Ni el entusiasmo, ni la disciplina, ni el espíritu de sacrificio, ni el trabajo al máximo, pueden concentrarse en una gran obra si no hay también conocimientos técnicos donde asentarse."

Ernesto "Ché" Guevara de la Serna

RESUMEN

En el presente trabajo se realiza una propuesta, a partir de conocimiento sistematizado, de un sistema de izaje para la compuerta derivadora de la estación de bombeo de Cabonico. Para asegurar esta tarea fueron ordenados y vinculados los estudios precedentes relacionados con la temática de izaje tanto en el ámbito nacional como internacional. Fueron utilizadas diversas metodologías existentes para el cálculo y diseño de sistemas de izaje para lograr establecer un método que lograra ajustarse a las condiciones reales del objeto de estudio.

Se presentan los cálculos necesarios para el diseño de mencionado sistema de izaje, así como los parámetros que ha de ser tomados en cuenta para la selección de mecanismos de accionamiento. Se modelan las cargas que generan sobre la viga que soporta al conjunto motor-reductor y al sistema de accionamiento y se simulan mediante una aplicación informática los parámetros de resistencias que se han de tener en cuenta para la selección del tipo de viga.

ABSTRACT

In the present work accomplishes a proposal itself, as from knowledge systematized, of a system of hoisting for the derivational floodgate of Cabonico's pumping station. The preceding studies related with the subject matter of hoisting so much inside the nation were orderly and linked in order to assure this task like international. Various existent methodologies for the calculation that you manage to fit up to the actual conditions of the object of study and design of systems of hoisting to achieve to establish a method were used.

The necessary calculations for the design of mentioned system of hoisting, as well as the parameters that have to be taken into consideration as well as for the selection of mechanisms of working show up. They model the loads that are generated on the beam that supports the motor-shrinker set and the system of working and they simulate by means of an information-technology application the parameters of resistances that have to take into account themselves for the selection of the kind of beam.

INDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN	4
1.1 Introducción	4
1.2 Compuertas derivadoras	4
1.2.1 Descripción compuertas	4
1.3 Estudios precedentes relacionados con las compuertas derivadoras	5
1.4 Investigaciones relacionadas con el izaje de compuertas	6
1.5 Teoría básica relacionada con el proceso de izaje	7
1.6 Accionamiento de los sistemas de izaje de compuertas.....	10
1.6.1 Accionamiento manual.....	11
1.6.2 Accionamiento por motorreductor	11
1.6.3 Accionamiento por servomotor	11
1.6.4 Accionamiento hidráulico.....	11
1.7 Diseño de sistemas de izaje	11
1.8 Sistemas de transmisión por tornillo sinfín	12
1.8.1 Antecedentes	12
1.8.2 Materiales para la transmisión por tornillo sinfín	14
1.8.3 Lubricación	14
1.9 Flujo tecnológico de la estación de bombeo Cabonico	16
1.10 Conclusiones del capítulo	18
CAPÍTULO 2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE IZAJE	19
2.1 Introducción	19
2.2 Cálculo de parámetros generales de la compuerta	20
2.2.1 Presión que actúa sobre la compuerta.....	20
2.2.2 Fuerza hidráulica que actúa en la compuerta.....	20
2.2.3 Fuerza de rozamiento de las ruedas al subir la compuerta.....	20
2.2.4 Fuerza de rozamiento para todas las ruedas de la compuerta.....	21
2.2.5 Fuerzas que actúan en la compuerta al subirse.....	21
2.2.6 Potencia requerida por motor eléctrico	21
2.3 Cálculos de tornillo sinfín y rueda helicoidal	22

Diseño del sistema de izaje para la compuerta derivadora en la estación de bombeo Cabonico.

David Peña Navarro

2.4	Cálculo de la relación de transmisión	22
2.5	Rendimiento de la transmisión	23
2.5.1	Rendimiento	23
2.6	Resistencia de contacto.....	24
2.7	Distancia interaxial	27
2.8	Módulo.....	28
2.9	Resistencia a la flexión	29
2.10	Tensiones nominales admisibles	30
2.11	Parámetros de la corona	31
2.11.1	Diámetro mayor y sobre aristas	31
2.11.2	Distancia entre ejes de la rueda y sinfín	31
2.11.3	Radio de la cabeza.....	31
2.11.4	Concavidad periférica	31
2.12	Parámetros del tornillo.....	32
2.12.1	Diámetro al fondo del hilo.....	32
2.12.2	Altura total del filete.....	32
2.12.3	Altura de la cabeza del filete.....	32
2.12.4	Altura del pie del filete.....	32
2.12.5	Espesor del filete y espacio entre filetes.....	32
2.12.6	Ángulo en el flanco del filete	33
2.12.7	Ancho en el fondo del filete y ancho de la punta de la cuchilla para roscar	33
2.12.8	Longitud en la parte roscada	33
2.12.9	Extremo sin rosca.....	33
2.12.10	Radio en la cabeza del filete.....	33
2.13	Calculo de resistencia de la viga soporte	33
2.13.1	Cálculo de la resistencia en la viga soporte mediante el software Xvigas. .	34
2.14	Conclusiones del capítulo	35
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS		36
3.1	Introducción	36
3.2	Análisis de los resultados obtenidos	36
3.2.1	Presión que actúa sobre la compuerta.....	36
3.2.2	Fuerza hidráulica que actúa en la compuerta.....	36

3.2.3	Fuerza de rozamiento de las ruedas al subir la compuerta.....	37
3.2.4	Fuerza de rozamiento para todas las ruedas de la compuerta.....	37
3.2.5	Fuerza que actúan en la compuerta al subirse.....	37
3.2.6	Potencia requerida del motor eléctrico.....	39
3.2.7	Cálculo de la relación de transmisión.....	39
3.2.8	Selección del motor correspondiente	40
3.2.9	Rendimiento de la transmisión	40
3.2.10	Resistencia de contacto.....	40
3.2.11	Distancia interaxial	40
3.2.12	Módulo.....	41
3.2.13	Cálculo de resistencia a la flexión.....	41
3.2.14	Tensiones nominales admisibles	41
3.2.15	Parámetros calculados para la corona.....	42
3.2.16	Parámetros calculados para el tornillo	42
3.2.17	Cálculo de resistencia mediante el software Xvigas	42
3.3	Análisis económico.....	43
3.4	Conclusiones del capítulo	44
CONCLUSIONES GENERALES		45
RECOMENDACIONES		46
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		47
ANEXOS		54

INTRODUCCIÓN

Uno de los rublos más importantes de la economía cubana lo constituye la industria del Níquel. En la zona nordeste oriental, en específico la provincia de Holguín, se encuentra la mayor reserva de yacimientos lateríticos de todo el país; en el que existen dos fábricas en funcionamiento para la obtención de concentrado de níquel más cobalto con tecnología carbonato– amoniacal (CARON): la empresa “Cmdte. Ernesto Che Guevara”, y la empresa “Cmdte. René Ramos Latour”. Esta última, pionera en el níquel cubano y con producción capital 100% cubana, se encuentra ubicada en el poblado de Nicaro municipio de Mayarí.

El proceso productivo de la fábrica está basado en el esquema de lixiviación carbonato amoniacal, o proceso CARON, en el que intervienen once instalaciones encargadas de reducir el mineral selectivamente a óxido de níquel. El punto de partida es la extracción del mineral en las minas a cielo abierto de los yacimientos de níquel de Pinares de Mayarí; incorporándose al flujo tecnológico de la planta de Preparación de Mineral donde el mineral es secado y homogeneizado, dando paso a la molienda con empleo de molinos de bolas quien lo entregará con la granulometría y la humedad requerida. Luego es bombeado a la planta de Hornos para la reducción en hornos de hogares múltiples y enfriado en cilindros rotatorios semisumergidos en una piscina de agua. De esta forma se prepara la pulpa en tanques de contacto para la lixiviación y lavado donde se obtiene un licor producto enriquecido en níquel y cobalto. Una vez destilado el licor producto con hidrosulfuro de amonio y precipitado el carbonato, se pasa al sistema de Calcinación y Sínter obteniéndose como producto final el óxido de níquel sinterizado.

Una de las plantas de servicio de la empresa es la UEB Tratamiento de Agua. La misma cuenta con 8 pozos y dos estaciones de bombeo, una en el poblado de Levisa que suministra el 70 % de la demanda y una estación de bombeo Cabonico que entrega el 30 % al embalse o represa de la planta. La UEB Tratamiento de Agua tiene como misión distribuir el aire y vapor a las distintas plantas así como los diferentes tipos de agua cruda, tratada, suavizada, recirculación para los procesos productivos y agua potable para la población.

Con el objetivo de controlar los niveles volumétricos del embalse, la Estación de Bombeo Cabonico cuenta con una compuerta derivadora que mediante un sistema de izaje permite a la vez liberar sólidos y contribuir al proceso de limpieza. El cumplimiento de estos objetivos, en la actualidad, se ve afectados por la poca disponibilidad técnica con que cuenta la Estación de Bombeo.

El mecanismo de izaje que se presenta en la estación de Bombeo está compuesto por una grúa de izaje sobre camión que alza la compuerta derivadora para controlar los niveles volumétricos del embalse. Este sistema de izaje es totalmente ineficiente pues no se cuenta con la disponibilidad técnica de equipos como para mantener una grúa en el lugar donde está enclavada la Estación de Bombeo.

Situación Problemática

Actualmente, la limpieza y el control de los niveles volumétricos en el embalse de la Estación de Bombeo Cabonico se dificultan pues el sistema de izaje de la compuerta derivadora es ineficaz en el cumplimiento de su objetivo. Esto trae aparejado la aglomeración de sólidos en embalse de la Estación de Bombeo.

Problema:

Inexistencia del sistema de izaje para el accionamiento de la compuerta derivadora en la Estación de Bombeo Cabonico.

Hipótesis

Si se diseña el sistema de izaje de la compuerta derivadora de la Estación de Bombeo Cabonico, se mejorarán los procesos de limpieza del embalse y el bombeo de agua, así como el control de los niveles volumétricos del embalse.

Objetivo general

Diseñar el sistema del izaje para la compuerta derivadora en la Estación de Bombeo Cabonico.

Para dar cumplimiento al objetivo general se declaran como **objetivos específicos**:

1. Desarrollar el marco teórico necesario sobre la temática
2. Exponer la metodología de cálculo de los parámetros fundamentales del proceso izaje

Para lograr el cumplimiento del objetivo propuesto, se plantea las **Tareas de Trabajo**:

1. Actualizar el estado del arte en relación con la temática
2. Establecimiento de la metodología de cálculo para el sistema de izaje de la compuerta derivadora.
3. Análisis de los resultados obtenidos.
4. Valoración económica

Objeto de estudio

Sistema de izaje de la compuerta derivadora de la Estación de Bombeo Cabonico

Campo de Acción

Diseño de sistema de izaje.

CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 Introducción

Las compuertas derivadoras desempeñan un papel fundamental en las presas y represas para el control de los niveles volumétricos y para la limpieza de las mismas. Los sistemas de izaje que se utilizan en las mismas son diversos y responden a las exigencias del proceso de izaje según la tipografía del embalse o represa.

Objetivo del capítulo: Realizar un análisis de la bibliografía existente que permita definir el estado del arte en la temática abordada y sustentar los resultados alcanzados en la investigación.

1.2 Compuertas derivadoras

Compuerta hidráulica

Una compuerta hidráulica es un dispositivo hidráulico-mecánico destinado a regular el pasaje de agua u otro fluido en una tubería, en un canal, presas, esclusas, obras de derivación u otra estructura hidráulica.

Se conoce como compuerta o compuerta hidráulica al dispositivo móvil que se encarga de regular el flujo de agua en una tubería, presa, canal u otra estructura de flujo de agua. Las compuertas funcionan mediante un mecanismo hidráulico-mecánico, que es el encargado de abrirlas o elevarlas para permitir o interrumpir el flujo del agua, regulando así la intensidad de la corriente y la velocidad de la misma. Estos dispositivos de regulación de flujo de agua son, en general, placas metálicas planas o curvas que se elevan formando un espacio en su borde inferior. Mientras más se eleve la compuerta mayor será el espacio debajo de ella y aumentará la intensidad del flujo de agua.

1.2.1 Descripción compuertas

Marco guía: Construido en acero inoxidable calidad AISI 304 o 316, sirve como guía al tablero introduciéndose en obra civil con hormigón rápido en las ranuras dejadas a tal efecto en el canal. La altura del marco es aconsejable que sobrepase en 900mm la cota del piso de maniobra.

Placa base: Construido en acero inoxidable calidad AISI 304 o 316, soldados en la parte superior del marco. En él se sitúan los soportes de accionamiento. Estará constituido por un bastidor de perfiles laminados, donde se acoplarán los reenvíos en su caso y la transmisión necesarias para accionamiento desde un lateral en el supuesto de dos husillos.

Tablero de compuerta: Construido en chapa de acero inoxidable calidad AISI 304 ó 316, de espesores comprendidos entre 5.00 y 8.00 mm, con los refuerzos necesarios en perfiles laminados soldados a la chapa y calculados para resistir la máxima presión hidráulica. En la parte central superior llevará soldado el alojamiento para la tuerca que da movimiento al tablero. En el centro y en toda su longitud llevará soldado el tubo de protección del husillo.

Guías de desplazamiento: De polietileno de baja densidad, producto autolubrificante con unas muy buenas condiciones de deslizamiento. Se sitúan en los extremos del tablero y se desplazan solidarias a este a través del marco que hace de guía efectuando el deslizamiento transversal y longitudinal.

Juntas de estanqueidad: El cierre se efectúa mediante placas de acero inoxidable calidad AISI 304 ó 316 complementando con el perfil de neopreno hueco 50-60 Gr. Shore A en los laterales y parte inferior.

Cuñas de apriete: Regulables para un perfecto acoplamiento, fabricadas en bronce, atornilladas al tablero y al marco.

1.3 Estudios precedentes relacionados con las compuertas derivadoras

En el ámbito nacional se han publicado trabajos que abordan el sistema de izaje de compuerta por tornillo sinfín corona pero este sistema de izaje hay que importarlo, también hay trabajo de izaje pero de grúa puente (Ríos, 1985) mando desde el suelo y (Álvarez, 2003) donde son utilizadas en parte Central Taller de Maquinado y Reparaciones Mecánica donde hay que izar grandes cargas, también hay trabajos como el de Sistema Combinado de Izaje Mediante Diferenciales Eléctricos donde es manipulado manual desde el suelo (Castro, 1986).

En los últimos años hemos visto crecer año por año el volumen de las construcciones industriales, las cuales van constituyendo la base económica de la construcción del socialismo en nuestro país, dando importancia sin límites que posee la construcción y montaje de las misma y los distintos equipos de izaje a utilizar en éstas.

En una economía eficiente teniendo en cuenta el cálculo económico a todo los niveles, también tenemos que trabajar en buscar soluciones para que nuestro equipo de izaje y otro sean rentables y se les dé la mayor utilidad, aprovechamiento, usando los socialmente donde corresponda.

1.4 Investigaciones relacionadas con el izaje de compuertas

A continuación se referencias las investigaciones relacionadas con sistemas de izaje:

- ✓ Diseño y proyecto de grúa puente de cinco toneladas para parte central, taller de maquinado y reparación mecánica. (Reyes, 1985)
- ✓ Sistema combinado de izaje, mediante diferencial eléctrico (Castro, 1986)
Esto proporciona un sistema más seguro y eficaz para ejecutar operaciones peligrosa que se realizan.
- ✓ Propuesta de cambio del sistema de izaje del equipo.(Escobar, 1991)
Diseño de dispositivo de izaje para contenedores aumentando la seguridad, productividad y conservación de los contenedores.
- ✓ Cálculo y diseño de una grúa puente (Álvarez, 2003) para un ingenio azucarero para logra una mejor eficiencia en el proceso productivo.

De acuerdo con la bibliografía consultada la máquina de izaje se caracterizan por la capacidad de carga, por las velocidades del movimiento de los diferente mecanismo y por el régimen de trabajo (Shubin,1977)

Se escoge la variante del mecanismo de transmisión central por ser admisible técnicamente y factible económicamente, pues con este mecanismo, ahorramos un motor y un reductor, los cuales son importados por nuestro país (Reyes, 1985)

El objetivo fundamental de este diseño es lograr la mecanización de la manipulación de los contenedores en el puerto, aumentar la seguridad de manipulación, la productividad y garantizar una mayor vida útil a los contenedores (Escobar, 1991)

Al cambiar el sistema de izaje por uno más eficiente también varía su peso y capacidad, debido a lo cual debemos hacer los cálculos correspondientes para el sistema de izaje, traslación del carro y del puente, así como seleccionar los motores, reductores y frenos adecuados para nuestro nuevo puente, como también se debe realizar el nuevo cálculo de las vigas principales y travesaño del puente (Álvarez, 2003)

1.5 Teoría básica relacionada con el proceso de izaje

Son característicos de la máquina de izaje su capacidad de carga, las velocidades del movimiento de los diferentes mecanismos y sus regímenes de trabajo.

Capacidad de carga: Es el peso de la carga (máxima) nominal de trabajo de la máquina para el que ha sido calculada. Aquí debe incluirse el peso de todos los dispositivo auxiliares que se fijan al órgano de sujeción. Las maquinas se diseñan desde límites ligeros de carga del orden de 5-100kf, así como para grandes cargas hasta de 400-500 ton.

La **velocidad del movimiento** de las diferentes maquinas en función de las exigencias del proceso tecnológico donde se usen, del tipo de máquina, del carácter de su trabajo así como del régimen del mismo.

El trabajo realizado por las máquinas de izaje es breve pero de gran frecuencia. El órgano de trabajo y la carga realizan movimientos de vaivén periódicos y los mecanismos se invierten sucesivamente.

Así, el trabajo del mecanismo de izaje consta de proceso tanto de izaje como de descenso de la carga. Además del proceso de Izaje y descenso del mecanismo de izaje en vacío.

También entre los períodos de trabajo del mecanismo, existe período de pausa, durante los cuales el motor esta desconectado y el mecanismo no trabajan. Este tiempo se invierte en la carga y descarga del mecanismo de sujeción, así como para la preparación del proceso de trabajo posterior del mecanismo en cuestión.

Cada proceso de movimiento puede dividirse a su vez en:

- a) Período de velocidad variable: Se produce el arranque o frenado de la carga y el mecanismo que se desplaza o gira.
- b) Período del movimiento establecido: El movimiento con una velocidad constante.

Así el ciclo total de trabajo t del mecanismo de la máquina de izaje lo forma la sumatoria de: el tiempo de arranque $\sum t_a$, el tiempo de movimiento de la velocidad establecida $\sum t_e$, el tiempo de frenado $\sum t_f$ y el tiempo de pausa $\sum t_p$, o sea.

$$\sum t = \sum t_a + \sum t_e + \sum t_f + \sum t_p$$

La intensidad de la utilización del mecanismo está caracterizada por la relación del tiempo de conexión del motor $t_c = t_e + t_a$, la relación anterior es denominada productividad relativa de la conexión y se presenta por:

$$PR = \frac{t_e}{t_c} * 100\%$$

Cuando el trabajo se realiza con carga iguales en peso, la productividad de la máquina de izaje se expresa así:

$$W = m \cdot Q \quad t/h \quad (1.1)$$

Donde:

m : Número de ciclos por hora

Q : Peso de la carga a transportar en toneladas

Si el trabajo se realiza con cargas diferentes por el peso:

$$W = m_1 Q_1 + m_2 Q_2 + \dots + m_x Q_x \quad t/h \quad (1.2)$$

Donde

m_1 : Cantidad de ciclos de trabajo durante la transportación de la carga con un peso Q_1 .

Según Shubin y Pedré, 1977 y Castro, 1986; teniendo en cuenta la totalidad de las condiciones de explotación de las máquinas elevadoras de cargas, se han establecido distintos regímenes de trabajo.

Régimen M_n : Mecanismos de transmisión manual que se caracterizan por los grandes recesos en el trabajo y por la poca velocidad del movimiento. Estos mecanismos, fundamentalmente, tienen una aplicación auxiliar.

Régimen L: Mecanismos con transmisión a máquina con un régimen de trabajo ligero, que se caracterizan por grandes paradas durante el trabajo, por un trabajo poco frecuente con cargas nominales, por pequeñas velocidades, por las pocas conexiones por hora (hasta 60) y por una duración de la conexión relativamente pequeña. En este grupo se incluyen los mecanismos de izaje y desplazamientos de las grúas de reparación y de las grúas que trabajan en las salas de máquinas, los mecanismos de desplazamiento de las grúas de construcción y portátiles y otros mecanismos que se utilizan poco.

Régimen M: Mecanismos con transmisión a máquina con régimen de trabajo medio, que se caracterizan por el trabajo con cargas diferentes en peso, por velocidades medias por un número medio de conexiones por hora (hasta 120), por los valores medios de la duración de la conexión relativa. A este grupo pertenecen los valores medios de la duración de la conexión relativa. A este grupo pertenecen los mecanismos de izaje y desplazamiento de las grúas de los talleres mecánicos y de montaje de las fábricas con producción en serie

media y de las grúas de construcción, telesféricos, mecanismos de las grúas de montaje para las edificaciones.

Régimen P: Mecanismo de transmisión a máquina de régimen de trabajo pesado que se caracterizan por un régimen de trabajo constante con cargas, próximo a los nominales, atendiendo al peso, con grandes velocidades, gran número de conexiones por hora (hasta 240) y con un alto valor del PR. En este grupo se incluyen todos los mecanismos de las grúas de los talleres y almacenes de las fábricas con una producción en grandes lotes, de las grúas del taller de fundición y los mecanismos de izaje de las grúas de construcción.

Régimen MP: Mecanismos de transmisión a máquina con régimen de trabajo muy pesado que se caracterizan por un trabajo constante con cargas de peso nominal, por grandes velocidades, por un alto valor del PR y por un gran número de conexiones por hora (más de 240). A este grupo pertenecen los mecanismos de las grúas de la producción metalúrgica, los mecanismos de izaje y desplazamiento de los carros de los transbordadores de mineral y de carbón, mecanismo de las grúas de mandíbulas, de imán y plegables de la fábrica metalúrgica. El trabajo de estas grúas determina la estabilidad del ritmo normal del proceso tecnológico.

1.6 Accionamiento de los sistemas de izaje de compuertas

Como sistemas de accionamiento de las compuertas, se pueden utilizar los siguientes procedimientos,

1. Manual.
2. Eléctrico por motorreductor.
3. Eléctrico por servomotor.
4. Hidráulico.

1.6.1 Accionamiento manual

Dicho accionamiento se efectúa por mediación de una tuerca de bronce conjuntamente con husillo de rosca trapecial, y un volante de maniobra cuyas características técnicas se describen en el diseño de las compuertas, asimismo se incluyen rodamientos, bolas y casquillos de bronce o nylon. Este accionamiento en las compuertas de un solo husillo puede ser directo o bien por mediación de reductor, rodamientos axiales de bola o de rodillo.

1.6.2 Accionamiento por motorreductor

El motorreductor a introducir se aplicara en función de las dimensiones y presión hidráulica en la compuerta. Tendrá una velocidad óptima que produzca un mínimo desgaste del husillo en la subida de la compuerta (0.03 m/min.). El accionamiento eléctrico irá acompañado de un limitador de par eléctrico para evitar sobreesfuerzos, y dos finales de carrera en cuanto a final de recorrido.

En compuertas de un husillo el motorreductor se acoplara directamente, en compuertas de dos husillos se colocara en el extremo o en el centro de la compuerta y siempre acompañado de dos reenvíos. Llevará un volante de emergencia manual.

1.6.3 Accionamiento por servomotor

En el servomotor irán alojados final de carrera, limitador de par, y mecanismos de regulación de la compuerta, lo que permitirá regular los niveles. La posición del servomotor ira en función del número de husillos al igual que el motorreductor.

1.6.4 Accionamiento hidráulico

Mediante cilindros hidráulicos, solo tiene aplicación en compuertas de un solo husillo. El vástago se une directamente a la tajadera y el cilindro se ancla al puente de la compuerta. El sistema será de apertura todo-nada.

1.7 Diseño de sistemas de izaje

Los mecanismos de izaje se componen de tambores, mecanismos de transmisión, freno y transmisión. Los mecanismos se montan sobre bases, o directamente en la

Diseño del sistema de izaje para la compuerta derivadora en la estación de bombeo Cabonico.

construcción metálica. En las máquinas de izaje, la elevación de la carga se efectúa por medio de polipastos que permiten disminuir la fuerza en el cable y la magnitud del momento de carga del tambor.

Durante el izaje de la carga en una rama del cable, el soporte se provee del elemento 1, el que cuando no hay carga en el gancho, contribuye a vencer la resistencia de fricción en la polea y la resistencia de la rigidez del cable. Cuando se izan cargas en las dos ramas un extremo del cable se fijan a la pluma (o a la carcasa de las máquinas) y el otro rodea la polea del soporte, la polea superior, y se dirige hacia el tambor de carga.

Cuando se requiere garantizar un izaje de la carga estrictamente vertical (si no hay poleas aquí, es decir, cuando el cable desde el soporte de gancho va directamente al tambor) se emplean polipasto, en los que se fijan los dos extremos del cable al tambor y su longitud total se establece entre las poleas superior con eje fijo y las poleas del soporte de gancho para el polipasto doble, con multiplicidad tres.

Para que el cable dure más, es preferible que el diámetro de las poleas sea lo mayor posible y que el cable se doble en un mismo plano. Con este objetivo se recomienda enrollar el cable en una sola capa en el tambor. Se debe tener en cuenta, que los tambores con canales, además de aumentar el tiempo de servicio del cable, garantizan una disminución considerable de la presión específica del cable, en la superficie del tambor por medio del aumento de la superficie de contacto.

Existen varias variantes de uniones del tambor con el reductor. El esquema del mecanismo más seguro es aquel en el que el árbol de salida del reductor se une con el tambor de carga, por medio de un acoplamiento dentado.

1.8 Sistemas de transmisión por tornillo sinfín

1.8.1 Antecedentes

El curso que ha tenido en el mundo la evolución de las transmisiones por tornillo sinfín, en la búsqueda de los mayores niveles de capacidad de carga y eficiencia, ha estado ligado a las necesidades de variación de los perfiles de las superficies de

Diseño del sistema de izaje para la compuerta derivadora en la estación de bombeo Cabonico.

engranaje lo cual implica sensibles diferencias en la complejidad tecnológica de elaboración, que en general crece directamente con la capacidad de carga. (Simón, 1988)

Los esfuerzos por mejorar la eficiencia fueron conducidos en la dirección del aumento de la diferencia de dureza de los componentes del par engranado. De aquí que se generalizó el empleo de tornillos endurecidos y coronas de bronce fosforoso, lo que condujo a la necesidad de rectificar los filetes del tornillo, como vía para eliminar las deformaciones producidas por los tratamientos térmicos y químico térmicos. (Eliciev, 1998)

Los avances logrados a finales de la segunda década del siglo pasado, plantearon a los constructores la búsqueda de alternativas de utilización de perfiles y procedimientos de elaboración a ellos asociados. (Gregori, 1988)

En 1915, J.F.Bostock patentó en Inglaterra un filete de tornillo, cuya proyección del helicoides en su plano normal, presentaba una curva de evolvente, nombre con el que se definió este perfil. En Alemania, antes de la segunda guerra mundial, en lo concerniente a la adopción de nuevos perfiles, se siguió un camino similar al de Inglaterra. Allí se hicieron célebres los éxitos obtenidos por la firma inglesa David Brown en la aplicación del perfil de evolvente, sobre todo en el accionamiento de los ejes traseros de automóviles, lo que ocasionó que en breve se hiciera mayoritario el uso de este tipo de perfil.

En la Alemania de 1940 se obtienen los resultados de los trabajos del profesor G.Niemann, el que propone un nuevo perfil, cuyo contorno en la sección axial del tornillo, presenta un sector cóncavo de circunferencia mientras que los dientes de la rueda conjugada poseen la forma convexa complementaria. Esta configuración cóncavo convexa brinda una mayor área de contacto y por tanto una distribución de presiones más favorable, además de favorecer las condiciones para la película de lubricación con lo que se dan los menores valores de la fricción dinámica. (Niemann, 1967)

En 1953 la firma alemana “Flender” adquirió la patente y comenzó el desarrollo de este perfil a escala industrial bajo la denominación comercial CAVEX con eficiencias

de hasta 98%, para bajas razones de engranajes y grandes valores de capacidad de carga que se mantienen algo por encima de sus más cercanos seguidores, los reductores sinfín a evolvente de la firma “David Brown”.

1.8.2 Materiales para la transmisión por tornillo sinfín

Los bronce que disponen mayores cualidades de antifricción son los que contienen mucho estaño de las marcas Бр.0Ф 10-1, БФр.0Ф10-0.5 y Бр.0НФ. Las ruedas fabricadas de estos bronce se deben emplear para las transmisiones de importancia que funcionan a velocidades de deslizamiento $V_{des} > 3$ m/seg. Los bronce sin estaño de las marcas Бр. АЖ 9-4, Бр. АЖН 10-44 resisten peor el agarra miento, por consiguiente, no se recomiendan para $V_{des} > 6$ m/seg. Para aumentar las propiedades mecánicas de las ruedas de bronce, éstas se cuellan por el procedimiento centrífugo.

A pequeñas velocidades de deslizamiento ($V_{des} < 2$ m/seg) se emplean ruedas de fundición gris de las marcas Ч4 21-40.

El material fundamental para los tornillos sinfín son los aceros al carbono y aleados, con menos frecuencia, para las transmisiones de pequeñas velocidad de poca importancia, se emplea la fundición de la marca Ч4 18-36. Los tornillos sinfín aceros 15X, 15XA, 15XФ se cementan y se templen hasta una dureza de la superficie de los filetes HRC-56-62. Los tornillos sinfín de acero CT.6 640,45,40X,40XH se templen hasta la dureza HRC 45-60,45-50. Los tornillos sinfín sin templear de una dureza de la superficie HB<270 hallan aplicación sobre todo en las transmisiones manuales.

1.8.3 Lubricación

El papel de la lubricación en la transmisión por tornillo sinfín es mas importante que en la transmisión por engranaje .esto se explica por que, como se ha indicado anteriormente, en el engranaje de tornillo sinfín se produce un deslizamiento de los filetes del tornillo con respecto a los dientes de las ruedas. En caso que falte lubricante, en estas condiciones de movimiento, crecen bruscamente las perdidas en el engrane, incluso se pueden deteriorar los dientes .para reducir las perdidas por rozamiento es necesario excluir el contacto directo de los dientes y de los filetes, es decir es necesario crear una lubricante capaz de mantener la presión entre el tornillo y la rueda.

Una influencia sustancial en el funcionamiento normal de la transmisión por tornillo si fin ejerce la correcta elección del aceite y el procedimiento de lubricación.

A una temperatura del aire ambiente $t_{\text{aire}}=20^{\circ}$ y a una temperatura media del baño de aceite $t_{\text{ac}}=70^{\circ}$ se recomienda elegir la viscosidad del aceite y el procedimiento de lubricación de acuerdo con la tabla 1.1

Tabla 1.1 Parámetros según velocidad de desplazamiento. (V_{des})

Velocidad de deslizamiento V_{des} en m/seg	<1	<2,5	<5	5-10	10-15	15-25
Condiciones de trabajo	Pesadas	Pesadas	Medias	-	-	-
Viscosidad cinemática del aceite V , en cSt a 50° (entre paréntesis a 100°)	450 (55)	300 (35)	180 (20)	120 (12)	80	60
Procedimiento de lubricación	Por inmersión			A chorro o por inmersión	A chorro forzada	

Para $t_b < 20^{\circ}$ o trabajando la transmisión durante periodos breves con intervalos, conviene emplear aceite con una viscosidad menor que la que se indica en la tabla 49. Si es necesario elevar las propiedades de anti escoriación del lubricante se aconseja añadir al aceite mineral de un 3 a un 10% de grasa vegetales o animales. No es aconsejable el empleo de lubricantes muy fuertes en los efectos de anti escoriación en las transmisiones por tornillo sinfín con rueda de bronce debido a que el bronce se corroe.

En los reductores por tornillo sinfín cilíndrico o globoidal se emplean fundamentalmente cojinetes radiales axiales, tanto para los tornillos como para los arboles de las ruedas. La ventaja de estos cojinetes, en comparación con los radiales de bolas, consiste no solo en su capacidad de soportar grandes esfuerzos axiales, sino también en su mayor rigidez, esto asegura una mayor estabilidad de la disposición relativa de los elementos de las transmisiones de este tipo.

Instalando cojinetes de contacto rodante con un ángulo de contacto de $\beta=26\div30^\circ$ se obtienen conjuntos más compactos.

Al instalar cojinetes radiales axiales en ambos apoyos del tornillo sinfín es posible el atoramiento de los cuerpos de rodamiento debido al aumento de la temperatura del tornillo sinfín. En caso que haya peligro de tal atoramiento (si la distancia entre los cojinetes es mayor de 350 mm), ambos cojinetes radiales axiales se colocan en un lado del tornillo sinfín y el cojinete de bolas radiales o de rodillos complementario para soportar solamente el esfuerzo radial se sitúa al otro lado. Para facilitar el montaje y con el fin de simplificar la tecnología de fabricación de la armazón, los cojinetes se arman en casquillos ciegos que se alojan en la armazón a encaje corredizo (sistema de agujero único)

1.9 Flujo tecnológico de la estación de bombeo Cabonico

La misión de ésta estación de bombas es succionar el Agua Cruda del Río Cabonico y enviarla por una línea conductora (L3) de $\varnothing=20''$ y largo de 7 Km hasta la represa. La estación de bombeo consta de 5 Bombas (B1, B3, B4, B5, B6), las mismas son bombas centrífugas verticales de succión positiva donde el impelente está por debajo del nivel del agua. (Véase figura 1.1)

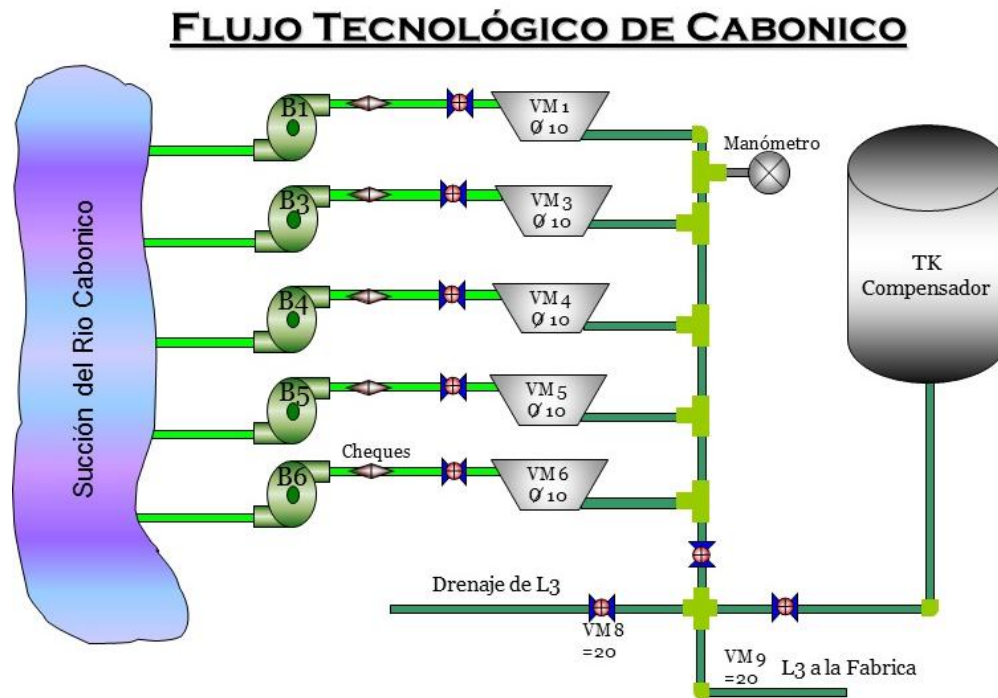


Figura 1.1. Flujo tecnológico. Estación de bombeo Cabonico.

1.10 Conclusiones del capítulo

El presente capítulo permitió arribar a las siguientes conclusiones:

1. Existen pocos trabajos relacionados con el diseño de sistema de izaje para compuertas derivadoras.
2. Los estudios precedentes relacionados con la temática de izaje no referencian el uso de la metodología de tornillo sinfín.
3. Se hace necesario el establecimiento de una metodología de cálculo para los sistemas de izaje por tornillo sinfín.

CAPÍTULO 2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE IZAJE

2.1 Introducción

Los engranajes por tornillos sinfín consisten en un tornillo sinfín, es decir, un tornillo con rosca trapezoidal o próxima a ésta, y una rueda con dientes de forma especial, que se obtiene debido al contorneado mutuo con los filetes del tornillo sinfín.

Los engranajes por tornillo sinfín pertenecen a las ruedas helicoidales que sus ejes de rotación se cruzan pero tiene lugar el contacto lineal. Los dientes de las ruedas de tornillo sinfín tienen forma de arco, lo que permite el casado del tornillo sinfín y aumentar la longitud de las líneas de contacto.

Las ventajas de los engranajes de tornillo sinfín son las siguientes:

- ✓ Posibilidad de gran reducción.
- ✓ Funcionamiento suave y silencioso.

Las desventajas de la mayoría de estos engranajes son:

- ✓ Bajo rendimiento.
- ✓ Necesidad de usar para las ruedas materiales antifricción costosos.

La transmisiones por tornillo sinfín corona se pueden utilizar para izamiento de compuertas deslizantes de diferentes tipos y formas, están basados en reductores de tipo sinfín corona, y están fabricados específicamente para soportar y transmitir importantes esfuerzos axiales de tracción y compresión, que se generan a partir de movimientos lineales de su husillo o su tuerca colocados como ejes roscados de salida de dicho reductor. La “Tuerca-Corona” está apoyada sobre rodamientos axiales ampliamente dimensionados y montados en un cuerpo calculado y diseñado para soportar grandes esfuerzos en movimientos de elevación y descenso en forma rectilínea.

Objetivo del capítulo: Establecer, utilizando la metodología de tornillo sinfín, la metodología para el diseño y cálculo del sistema de izaje de la compuerta derivadora de la Estación de Bombeo Cabonico

2.2 Cálculo de parámetros generales de la compuerta

Teniendo en cuenta las dimensiones de la compuerta derivadora expuestas a continuación, se procede a efectuar los cálculos de los parámetros generales de la compuerta derivadora.

Tabla 2.1. Dimensiones de la compuerta derivadora

DIMENSIÓN	VALOR	U/M
Altura	4000	mm
Ancho	4000	mm
Espesor	340	mm
Peso	5646	kg

2.2.1 Presión que actúa sobre la compuerta

$$p = l \cdot 0.1 \cdot h \quad (2.1)$$

Donde:

l= Densidad del líquido 0.9626 (agua a 28 °C)

h= Altura de la compuerta

0.1=Coef. presión en agua quieta ó presa (kg/cm²)

2.2.2 Fuerza hidráulica que actúa en la compuerta

$$P = p \cdot A \quad (2.2)$$

Donde:

p: Presión que actúa sobre la compuerta (kg/m²)

A: Área de la compuerta (m²)

2.2.3 Fuerza de rozamiento de las ruedas al subir la compuerta

$$FR = \frac{P \cdot \mu_r}{r} \quad (2.3)$$

Donde:

P= Fuerza hidráulica que actúa en la compuerta (kg)

r= radio de la ruedas (cm)

μ_r = Coeficiente de rozamiento de las ruedas (metal-metal); cm

2.2.4 Fuerza de rozamiento para todas las ruedas de la compuerta

$$FR_t = n_r \cdot FR$$

(2.4)

Donde:

n_r : número de ruedas

FR: Fuerza de rozamiento de las ruedas al subir la compuerta

2.2.5 Fuerzas que actúan en la compuerta al subirse

$$F = W + FR_T + 15 \% (W + FR_T) \quad (2.5)$$

Donde:

W= Peso de la Compuerta (kg)

FRT= Fuerza de rozamiento total (kg)

2.2.6 Potencia requerida por motor eléctrico

$$N = \frac{G \cdot Vc}{60 \cdot 102 \cdot \eta_o} ; \text{ kW} \quad \text{según Shubin y Pedré} \quad (2.6)$$

Donde:

G=Peso de la carga (kg)

Vc=Velocidad del izaje de la carga (m/seg)

η_o =Eficiencia del mecanismo de izaje (%)

Para esta potencia, teniendo en cuenta el peso y las dimensiones de la compuerta se procede a la selección del motor correspondiente, así como de su sistema de acoplamiento. Se utiliza el catálogo de mecanismos de izamiento para compuertas Iberna. (Iberna, 2012)

2.3 Cálculos de tornillo sinfín y rueda helicoidal

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

2.4 Cálculo de la relación de transmisión

El número de vueltas (filetes) del tornillo sinfín se elige en función de la relación de transmisión. (Véase tabla 2.1)

Tabla 2.1 Relación de transmisión

Fuente: González y Rodríguez, 2009

Relación de transmisión, i	7...8	9...13	14...24	25...27	28...40	40 y más
$Z_1 (n_1)$	4	4	2	2	1-2	1
El empleo de las transmisiones por tornillo sinfín con pequeño número de relación de transmisión no es conveniente usarlo sin una necesidad especial						

La relación de transmisión se calcula a partir de la fórmula:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.7)$$

Donde

Z_1 : Número de filetes del tornillo¹ (1)

Z_2 : Número de dientes en la corona (28) que a partir del conteo realizado en la transmisión:

En las relaciones se tomará el tornillo sinfín como una rueda de 1, 2, 3 o 4 dientes según sea el número de filetes.

$i = 28$

Donde se cumple con la siguiente condición:

$$Z_2 = i \cdot Z_1 \geq 28 \quad 28 \geq 28$$

¹ Aquí se tiende a confundir con el número de vueltas. Aclarando con la nota del libro Cálculo de máquinas de taller. A.L. Casillas, Pág. 184

Comprobando con la tabla 2.1, para relaciones de transmisión superiores a 28 se ha elegido el número de filetes igual a 1.

2.5 Rendimiento de la transmisión

El rendimiento esta dado principalmente por la velocidad de deslizamiento y su relación con el ángulo de la espira del tornillo para ello se determinan:

El ángulo de la hélice (δ) del tornillo sinfín:

$$\tan \delta = \frac{Z_1}{q} \leq 27^\circ \quad (2.8)$$

Z_1 : Número de filetes del tornillo. (3)

q : Coeficiente del diámetro del tornillo sinfín. El valor de q al igual que el módulo se escoge por las normas. En los cálculos preliminares se toma $q = 10$.

$$\delta = 5^\circ 42' 38'' = 5,71^\circ \leq 27^\circ$$

2.5.1 Rendimiento

$$\eta = \frac{\tan \delta}{\tan(\delta + \vartheta)} \quad (2.9)$$

Donde: $\vartheta = \arctan f$ que es ángulo reducido de rozamiento y f es el coeficiente reducido de rozamiento que escogen en la tabla No 2.2 según sea la velocidad de deslizamiento V_{des} , que los cálculos de la misma escogidos entre la real y la teórica asumimos:

$$V_{des} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (2.10)$$

Donde

d_1 : Diámetro primitivo del tornillo sinfín. (80 mm)

n_1 : Frecuencia de rotación del tornillo sinfín (1400 rpm)

Tabla No 2.2 Tabla de selección de coeficientes.

Fuente: González y Rodríguez, 2009

Velocidad de desplazamiento V_{des} , m/s	Coeficiente reducido de rozamiento f	Angulo reducido de rozamiento b	Velocidad de desplazamiento V_{des} , m/s	Coeficiente reducido de rozamiento f	Angulo reducido de rozamiento b
0.1	0.8-0.09	4°34'-5°09'	2.5	0.03-0.04	1°43'-2°17'
0.25	0.65-0.75	3°43'-4°17'	3	0.028-0.035	1°36'-2°
0.5	0.055-0.065	3°09'-3°43'	4	0.023-0.03	1°26'-1°43'
1	0.045-0.055	2°35'-3°09'	7	0.018-0.026	1°02'-1°29'
1.5	0.04-0.05	2°17'-2°52'	10	0.016-0.024	0°55'-1°22'
2	0.035-0.045	2°-2°35'	15	0.014-0.02	0°48'-1°09'
Observación 1. Se toman los valores menores si el tornillo sinfín es rectificado o pulido.					
Observación 2. Hay que aumentar en un 30% los valores de la tabla si la corona de la Rueda helicoidal es de bronce sin estaño					

Según los valores a utilizar se escogen los siguientes coeficientes.

Velocidad de desplazamiento V_{des} , m/s	Coeficiente reducido de rozamiento f	Angulo reducido de rozamiento b
7	0.018-0.026	1°02'-1°29'

Entonces el rendimiento:

$$\eta = 84 \%$$

2.6 Resistencia de contacto

El cálculo por las tensiones de contacto se realiza por las tensiones en el polo de engrane, que no difieren mucho de las máximas, pero se determinan con más facilidad que las tensiones en otros puntos de engrane.

La comprobación de la resistencia de contacto de la transmisión después de hacer algunas transformaciones en la ecuación de Hertz para las máximas tensiones de contacto se obtiene la fórmula siguiente:

$$\sigma = \frac{540}{\frac{Z_2}{q}} \cdot \sqrt{\left(\frac{\frac{Z_2}{q} + 1}{a_w} \right)^3} K \cdot M_{tor2} \leq [\sigma] ; \text{kgf/cm}^2 \quad (2.11)$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.11 tenemos cumplida la condición de resistencia:

$$\sigma_t = 2427.53 \text{ kg/cm}^2 \leq 2448.66 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{Cumple con la condición}$$

$[\sigma]$.- es el valor de la tensión de cálculo admisible por contacto con ruedas de bronce de media resistencia mecánica y suficiente resistencia al agarrotamiento (bronce al estaño y semejantes a éstos), se seleccionan según la condición de la resistencia del material a la fatiga superficial, es decir:

$$[\sigma] = [\sigma]_0 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_E}} ; \text{kgf/cm}^2 \quad (2.12)$$

Donde:

$$[\sigma]_0 = 0.75 \dots 0.9 \cdot \sigma_{res} ; \text{kgf/cm}^2.$$

Aquí σ_{res} es el límite de resistencia a la tracción para el material de la rueda. Escogido según el material en la tabla 2.2.

Escogiendo según el material más conveniente:

$$[\sigma]_0 = 0.9 \cdot 3500 \text{ kgf/cm}^2 = 3150 \text{ kgf/cm}^2 \quad (2.13)$$

Tabla No 2.3. Propiedades físico mecánicas del bronce

Fuente: González y Rodríguez, 2009

ALEACIÓN	MARCA	PROPIEDADES FÍSICO MECÁNICAS DE ALGUNOS BRONCES.		
		Límite de resistencia a la tracción ; kgf/mm ²	Límite de fluencia a la tracción; kgf/mm ²	Dureza Brinell HB
Bronce al estaño fosforoso	B _p .0Φ10-1	20-35	14 - 20	80 -120
Bronce al estaño zinc plomoso	B _p 0IIC6-6-3	15-20	8-10	60-75
Bronce de aluminio ferroginoso	B _p AX9-4	40-50	-	100-120

$$N_E = 60 \cdot n_2 \cdot T \quad (2.14)$$

Donde:

N_E : Número equivalentes de ciclos de cargas, que se adoptó = $7,5 \cdot 10^7$

n_2 : Número de revoluciones de la rueda

T: Tiempo en horas del material no ferroso, se adopta por exceso 2500 hrs

Calculando la tensión de contacto para establecer la condición de resistencia:

Momento torsor (Dobrovolski, 1980)

$$M_{tor2} = 97500 \frac{N_2(kw)}{n_2(rpm)}; kgf \cdot cm^2 \quad (2.15)$$

Donde:

M_{tor2} : Momento torsional de la rueda helicoidal, kgf.cm.

N_2 : Potencia de la rueda

Potencia de la rueda

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_T \cdot \eta_R \quad (2.16)$$

Rendimiento (Dobrovolski, 1980)

Para cálculos aproximados el coeficiente de rendimiento total en las transmisiones por tornillo sinfín, teniendo en cuenta las pérdidas en los cojinetes viene dado para que:

Si $Z=1$ entonces $\eta=0.7 \dots 0.75$

Donde:

η_T : Rendimiento de la transmisión 0.75.

η_R : Rendimiento de los cojinetes-0.99⁴ por tener cuatro rodamientos

n_2 : Frecuencia de rotación de la rueda. (50 rpm)

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

$$K = K_v \cdot K_\beta \quad (2.17)$$

Para cargas continuas $K_\beta = 1$

El coeficiente de velocidad se determina por la calidad de fabricación y la velocidad de rotación. Casi siempre $K_v = 1 \dots 1.3$.

2.7 Distancia interaxial

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{540}{\left[\frac{f_T}{q} \cdot \frac{Z_2}{q} \right]} \right)^2 \cdot K \cdot M_{tor 2} } ; cm \quad (2.18)$$

Donde:

$a_w = 15.11 \text{ cm}$ se normaliza 160 mm

Serie preferible: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 500 mm.

a_w = Distancia interaxial = 160mm -normalizado.

2.8 Módulo

Se determina el módulo de la rueda helicoidal por la siguiente relación:

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{Z_2 + q} ; \text{ mm} \quad (2.19)$$

$m = 8.42 = 8 \text{ mm}$ --- normalizado.

El módulo se redondea hasta el próximo valor normalizado ($m=8$ es admisible según V. Dobrovolski.) Donde a partir del valor elegido de Z_2 , para el módulo normalizado m se escoge la magnitud definitiva del coeficiente q de Tabla No 2.4.

Tabla No 2.4 Tabla de normalizado de módulos

Fuente: González y Rodríguez, 2009

Modulo normalizado, m mm	Coeficiente del diámetro del Tornillo sinfín, q	Numero de vueltas del tornillo sinfín , Z_1
2	8;10;12,5; 16;20	1;2;3
2,5		
3,15		
4		
5		
6,3	8;10;12,5;14;16;20	1;2;4
8	8;10;12,5; 16;20	1;2;4
10		
12,5		
16	8;10;12,5;16	1;2;4
20	8;10	
Todos los tornillos sinfín a excepción de las transmisiones condicionadas por la cinemática del accionamiento deben tener vuelta derecha.		

Se precisa la distancia interaxial a_w por la fórmula:

$$a_w = 0.5m.(z_2 + q) \quad (2.20)$$

2.9 Resistencia a la flexión

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

$$\sigma_f = \frac{Y_t \cdot F_{t2} \cdot \cos \delta}{1,3 \cdot m^2 \cdot q} \leq [\sigma]_F; \text{ kgf/cm}^2 \quad (2.21)$$

Comparando para establecer la condición de resistencia:

$$\sigma_F = 149.92 \text{ kgf/cm}^2 \leq [\sigma]_F = 603.46 \text{ kgf/cm}^2 \quad \text{Cumple la condición.}$$

Donde:

m= Módulo axial del engranaje; = 0,8 cm.

q= 10

$\cos \delta = \cos 5,71^\circ = 0,995$.

Y_t : es el coeficiente de resistencia de los dientes para las ruedas del tornillo sinfín, que se elige según el número equivalente de dientes Z_v .

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \delta}; \text{ (Véase la tabla No 2.5)} \quad (2.22)$$

$$Z_v = 28$$

Tabla No 2.5. Coeficientes de resistencias de los dientes de las ruedas helicoidales.

Fuente: González y Rodríguez, 2009

Z_v	Y_t	Z_v	Y_t	Z_v	Y_t	Z_v	Y_t
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,8	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Esfuerzo tangencial de la rueda helicoidal (F_{T2}), calculada a partir de:

$$F_{T2} = \frac{2 \cdot M_{tor2}}{d_2} \quad (2.23)$$

2.10 Tensiones nominales admisibles

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

$$[\sigma]_F = [\sigma]_F^0 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_E}}; \text{ kgf/cm}^2 \quad (2.24)$$

Donde:

$$[\sigma]_F^0 = 0,25 \cdot \sigma_{flu} + 0,08 \cdot \sigma_{res}$$

σ_{flu} y σ_{res} son los límites calculados de fluencias y resistencia del bronce a la tracción. (ver tabla 2.6)

$$[\sigma]_F^0 = 0,25 \cdot 2000 + 0,08 \cdot 3500 = 780 \text{ Kg/cm}^2 \quad (2.25)$$

Tabla No 2.6. Parámetros principales de un par helicoidal.

Fuente: Casillas, 1989

Diámetros	Dimensiones, mm	
	del tornillo sinfín	de la rueda helicoidal.
Primitivo	$d_1 = m \cdot q$ $= 8 \cdot 10 = 80 \text{ mm}$	$d_2 = m \cdot Z_2$ $= 3 \cdot 120 = 224 \text{ mm}$
de los vértices	$d_{a1} = m \cdot (q + 2)$ $= 8 \cdot (10 + 2) = 96 \text{ mm}$	$d_{a2} = m \cdot (Z_2 + 2)$ $= 8 \cdot (28 + 2) = 240 \text{ mm}$
de las cavidades	$d_{F1} = m \cdot (q - 2,4)$ $= 8 \cdot (10 - 2,4) = 60,8 \text{ mm}$	$d_{F2} = m \cdot (Z_2 - 2,4)$ $= 8 \cdot (28 - 2,4) = 204,8 \text{ mm}$
Diámetro máximo de la rueda helicoidal: $d_{aM2} \leq d_{a2} + 2 \cdot m \rightarrow Z_1 = 1$ $= 240 + 2 \cdot 8 = 256 \text{ mm}$ $d_{aM2} \leq d_{a2} + 1,5 \cdot m \rightarrow Z_1 = 2$ $d_{aM2} \leq d_{a2} + m \rightarrow Z_1 = 4$		
Ancho de la corona de la rueda helicoidal; b_2 , en mm $b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$ ----- siendo $Z_1 = 1, 2$ $0,75 \cdot 96 = 72 \text{ mm}$ $b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}$ ----- siendo $Z_1 = 4$		

2.11 Parámetros de la corona

Para efectuar el cálculo de la corona se han de tener en cuenta los siguientes parámetros geométricos. Esta metodología fue planteada por González y Rodríguez, 2009.

2.11.1 Diámetro mayor y sobre aristas

$$D1 = DE + (0.4775 p) \quad (2.26)$$

Donde:

DE= Diámetro exterior (mm)

p= Paso Lineal

2.11.2 Distancia entre ejes de la rueda y sinfín

$$E = \frac{Dp + dp}{2} \quad (2.27)$$

Donde:

Dp= Diámetro primitivo de la rueda (mm)

dp= Diámetro primitivo del tornillo (mm)

2.11.3 Radio de la cabeza

$$r = 0.25 p \quad (2.28)$$

Donde:

p= Paso Lineal

2.11.4 Concavidad periférica

$$R = 5dp - m \quad (2.29)$$

Donde:

dp= Diámetro primitivo del tornillo (mm)

m= Módulo

2.12 Parámetros del tornillo

2.12.1 Diámetro al fondo del hilo

$$d = d_e - 2h \quad (2.30)$$

Donde:

d_e = Diámetro exterior (mm)

h = Altura total del filete

2.12.2 Altura total del filete

$$h = 2.167 \cdot m \quad (2.31)$$

Donde:

m = Módulo

2.12.3 Altura de la cabeza del filete

$$L = m \quad (2.32)$$

Donde:

m = Módulo

2.12.4 Altura del pie del filete

$$L = 1.167 \cdot m \quad (2.33)$$

Donde:

m = Módulo

2.12.5 Espesor del filete y espacio entre filetes

$$c = e = \frac{p}{2} \quad (2.34)$$

Donde:

p = Paso

2.12.6 Ángulo en el flanco del filete

$$B = 20^\circ \quad \text{para filete reforzado} \quad (2.35)$$

2.12.7 Ancho en el fondo del filete y ancho de la punta de la cuchilla para roscar

$$T = \left(\frac{p \cdot \cot \beta}{4} - l \right) \cdot 2 \cdot \tan \beta \quad (2.36)$$

Donde:

p = Paso Lineal

β = Ángulo en el flanco del filete ($^\circ$)

l = Altura del pie del filete (mm)

2.12.8 Longitud en la parte roscada

$$LR = p \cdot \left(4.5 + \frac{Z_2}{50} \right) \quad (2.37)$$

Donde:

p = Paso Lineal

Z_2 = Número de dientes de la rueda

2.12.9 Extremo sin rosca

$$F = P \quad (2.38)$$

Donde:

p = Paso Lineal

2.12.10 Radio en la cabeza del filete

$$R = 0.5 \cdot p \quad (2.39)$$

Donde:

p = Paso Lineal

2.13 Cálculo de resistencia de la viga soporte

Para efectuar este cálculo, se utiliza un software conocido como Xvigas para Windows. El mismo permitirá realizar el cálculo de la resistencia de la viga que

soporta todo el conjunto del sistema de izaje. Para realizar los cálculos con ayuda del software se tuvieron en cuenta los parámetros que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 2.7. Parámetros geométricos de la viga de apoyo

Nomenclatura	Valor	U/M
Distancia entre los apoyos de la viga	4800	mm
Carga que soporta ²	40350	kg

2.13.1 Cálculo de la resistencia en la viga soporte mediante el software Xvigas.

Para este proceso de cálculo se procedió a modelar la viga en cuestión. (Fig. 2.1). Luego se le aplicaron las cargas correspondientes y se analizó teniendo en cuenta los criterios de resistencia. Es válido mencionar que esta aplicación informática permite calcular las reacciones en los apoyos, secciones peligrosas y determina también los gráficos de los cortantes y los flectores.



Fig.2.1 Ventana de Xvigas. Modelación de los parámetros geométricos de la viga

Los resultados de esta simulación se encuentran bien definidos en el siguiente capítulo.

² Como el sistema de izaje se apoya en 2 vigas, el valor de la carga representa solo la mitad de la carga real.

2.14 Conclusiones del capítulo

A partir de las bibliografías utilizadas y el conocimiento sistematizado para este capítulo se establecen las siguientes conclusiones:

1. Quedó establecida la metodología para el diseño de sistemas de izaje con tipologías similares a las del objeto de estudio.
2. Mencionada metodología, dependerá en gran medida del cumplimiento de la carga a izar así como de las condiciones de resistencia.

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Introducción

En este capítulo se expone el resultado obtenido del análisis de la metodología de cálculo por tornillo sinfín corona del punto de vista de diseño donde se calculan la resistencia por las tensiones de flexión y contacto dándole mayor importancia este cálculo porque debe evitar la picadura y el agarrotamiento en los engranajes en diseño que en este caso también será de comprobación.

En el presente capítulo se establece como **objetivo:**

Realizar la valoración crítica de los resultados obtenidos que dan solución a la metodología de cálculo planteada.

3.2 Análisis de los resultados obtenidos

Según las ecuaciones planteadas en la metodología expuesta en el capítulo anterior se analizan a continuación los resultados obtenidos.

3.2.1 Presión que actúa sobre la compuerta

Sustituyendo los valores de la tabla 2.1 en la ecuación 2.1 se obtiene el siguiente valor de presión sobre la compuerta:

$$p = l \cdot 0.1 \cdot h$$

$$p = 400 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$p \approx 4000 \text{ kg} / \text{m}^2$$

3.2.2 Fuerza hidráulica que actúa en la compuerta

Para los valores de presión obtenidos en la ecuación 2.1 se calcula la fuerza hidráulica que actúa en la compuerta.

$$P = p \cdot A$$

$$P = 4000 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot 16 \text{ m}^2$$

$$P = 64000 \text{ kg}$$

3.2.3 Fuerza de rozamiento de las ruedas al subir la compuerta

Se calculó la fuerza de rozamiento de las ruedas al subir la compuerta mediante la ecuación 2.3 y se obtuvieron los siguientes resultados

$$FR = \frac{P \cdot f}{r}$$

$$FR = \frac{64000kg \cdot 0.15cm}{25cm}$$

$$FR = 384kg$$

Donde:

P= Fuerza hidráulica que actúa en la compuerta (kg)

r= radio de la ruedas (cm)

f= Coeficiente de rozamiento de las ruedas (metal-metal); cm

3.2.4 Fuerza de rozamiento para todas las ruedas de la compuerta

Según el valor de la fuerza de rozamiento para una de las ruedas se calcula la fuerza de rozamiento total de las 4 ruedas de la compuerta. (Ecuación 2.4)

$$FR_t = n_r \cdot FR$$

$$FR_t = 4 \cdot 384kg$$

$$FR_t = 1536kg$$

Donde:

n_r= número de ruedas

FR= Fuerza de rozamiento de las ruedas al subir la compuerta

3.2.5 Fuerza que actúan en la compuerta al subirse

Para calcular la fuerza total que actúa sobre la compuerta al subirse se tienen en cuenta los parámetros expuestos en la ecuación 2.5. Luego de los cálculos correspondientes se obtiene el siguiente resultado:

$$F = W + FR_t + 15\%(W + FR_t)$$

$$F = 5646kg + 1536kg + 15\%(5646kg + 1536kg)$$

$$F = 8259kg$$

$$F \approx 8.3ton$$

Donde:

W= Peso de la Compuerta (kg)

FRT= Fuerza de rozamiento total (kg)

3.2.6 Potencia requerida del motor eléctrico

La ecuación 2.6 se utiliza para calcular a potencia requerida para el motor eléctrico del accionamiento.

$$N = \frac{G \cdot Vc}{60 \cdot 102 \cdot \eta_o}$$

$$N = \frac{80938 \cdot 0.25}{60 \cdot 102 \cdot 0.75}$$

$$N = 4.4kW$$

Donde:

G=Peso de la carga (kg)

Vc=Velocidad del izaje de la carga (m/seg)

η_o =Eficiencia del mecanismo de izaje (%)

3.2.7 Cálculo de la relación de transmisión

La relación de transmisión se calcula a partir de la ecuación 2.7 teniendo en cuenta los valores de la tabla 2.1

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 28 \cdot 1$$

$$Z_2 = 28$$

Donde:

Z_1 = número de filetes del tornillo= (1)

Z_2 = número de dientes en la corona = (28)

Se evidencia que la relación de transmisión cumple la condición

$$Z_2 = i \quad Z_1 \geq 28 \qquad 28 \geq 28$$

3.2.8 Selección del motor correspondiente

Teniendo en cuenta el catálogo IBERNA se procedió a seleccionar el motor óptimo para la operación. Se seleccionó el actuador motriz MR130 de fabricación española. A continuación se exponen las propiedades de mencionado motor.

Tabla 3.1 Datos del motorreductor seleccionado

PROPIEDAD	VALOR	U/M
Carga Máxima	10 000	kg
Diámetro del vástago	75	mm
Paso	10	mm
Velocidad	0.5	m/min
Potencia	5.5	kW
Masa del conjunto	300	kg

3.2.9 Rendimiento de la transmisión

Se calcula el rendimiento de la transmisión por la ecuación 2.9 obteniéndose

$$\eta = \frac{\tan \delta}{\tan(\delta + \vartheta)}$$

$$\eta = 0.85$$

3.2.10 Resistencia de contacto

$$\sigma = \frac{540}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{Z_2}{q} + 1}{a_w} \right)^3} K \cdot M_{tor2} \leq \sigma_{\text{lim}}$$

$$\sigma = 2427.53 \frac{kgf}{cm^2}$$

Obsérvese que $\sigma_t = 2427.53 kg/cm^2 \leq 2448.66 kg/cm^2$ cumple con la condición de resistencia

3.2.11 Distancia interaxial

Se refiere a la distancia entre cada uno de los ejes y está dada por la formula 2.18. Luego de proceder al cálculo se obtienen el siguiente resultado

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{540}{\sigma_F \cdot \frac{Z_2}{q}} \right)^2 \cdot K \cdot M_{tor2} }$$

$$a_w = 151mm$$

$$a_w \approx 15.1cm$$

3.2.12 Módulo

Se utiliza la ecuación expuesta en 2.19 y se redondea hasta el próximo valor normalizado. (m=8 es admisible según Dobrovolski, 1980)

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{Z_2 + q}$$

$$m = 8.42mm$$

Este valor calculado del módulo se normaliza hasta 8 según los valores del coeficiente del tornillo sinfín (q) que se muestran en la tabla 2.4

3.2.13 Cálculo de resistencia a la flexión

En la ecuación 2.1 se expone la vía para realizar el cálculo de resistencia a la flexión. El valor calculado de este parámetro se muestra a continuación

$$\sigma_f = \frac{Y_t \cdot F_{t2} \cdot \cos \delta}{1,3 \cdot m^2 \cdot q} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_f = 149.92kgf/cm^2$$

3.2.14 Tensiones nominales admisibles

Se emplea la ecuación 2.24 para el cálculo de las tensiones nominales admisibles del sistema, obteniéndose el siguiente valor:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{-F}] \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_E}}$$

$$[\sigma_F] = 603.48kgf/cm^2$$

3.2.15 Parámetros calculados para la corona

En la siguiente tabla se referencian los parámetros calculados de la corona según Casillas, 1981.

Tabla 3.2 Parámetros calculados de la corona

Ecuación	Parámetros	Abrev.	Valor	U/M
2.26	Diámetro mayor y sobre arista	D_1	252	mm
2.27	Distancia entre ejes de la rueda y sinfín	E	152	mm
2.28	Radio de la cabeza	r	6.2832	mm
2.29	Concavidad periférica	R	104	mm

3.2.16 Parámetros calculados para el tornillo

En la siguiente tabla se referencian los parámetros calculados del tornillo según Casillas, 1981.

Tabla 3.3 Parámetros calculados del tornillo

Ecuación	Parámetros	Abrev.	Valor	U/M
2.30	Diámetro al fondo del hilo	d	61.328	mm
2.31	Altura total del filete	h	17.336	mm
2.32	Altura de la cabeza del filete	L	8	mm
2.33	Altura del pie del filete	l	9.336	mm
2.34	Espesor del filete Espacio entre filetes	e c	12.5664	mm
2.35	Angulo en el flanco del filete	β	20	grados
2.36	Ancho en el fondo del filete ancho de la cuchilla para roscar	T	5.77	mm
	Angulo de inclinación del filete o de la hélice	ϑ	40	grados
2.37	Longitud de la parte roscada	LR	127.17	
2.38	Extremo sin rosca Paso	F p	25.1328	mm

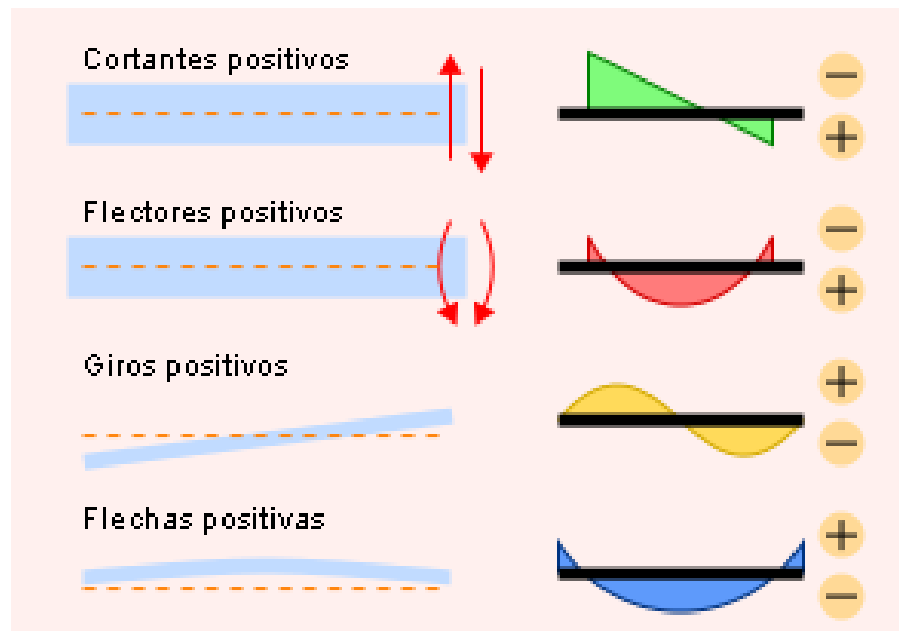
3.2.17 Cálculo de resistencia mediante el software Xvigas

Después de utilizar el software Xvigas para la modelación y simulación de la viga de apoyo del motorreductor seleccionado se obtuvieron los siguientes resultados.

Viga

- Longitud: 4.800000
- Viga biempotrada (a ambos lados). Hiperestática.
- Elasticidad: **2100.000000**

- Inercia: **4000.000000**
- Unidades:
 - Fuerzas en kgf
 - Momentos en kgf × m
 - Longitudes en m
 - Giros en radianes
- Criterio de signos:



Según los resultados de la simulación y teniendo en cuenta las sección peligrosa se propone el uso de una viga canal de perfil No 10.

3.3 Análisis económico

Si se analiza a fondo la propuesta, desde el punto de vista económico t se tiene en cuenta que el proceso de izaje de la compuerta derivadora no es del todo idóneo se podrán discernir los beneficios económicos del sistema propuesto. (Véase tabla 3.4)

Tabla 3.4 Evaluación de costos de izaje mediante grúa sobre camión

IZAJE MEDIANTE GRÚA SOBRE CAMIÓN				
Operación	Valor CUP	Valor CUC	Frecuencia	Tiempo Operac.
Alquiler de grúa	33.85 CUP/h	13.41 CUC/h	6 veces/año	4 hr

Este sistema de izaje mediante grúa sobre camión incurre en un gasto anual de 812.40 CUP y 321.84 CUC. Sin embargo, es sistema propuesto, debido a su efectividad y eficacia, es poco consumidor de energía; si se tienen en cuenta la velocidad del izaje y la cantidad de operaciones a realizar por año claramente se puede dilucidar que se incurre en una disminución sustancial de los costos.

3.4 Conclusiones del capítulo

1. La metodología de cálculo propuesta fue corroborada obteniéndose los parámetros óptimos para el diseño del sistema de izaje.
2. Quedó seleccionado el conjunto motorreductor-tornillo sinfín-corona que se de utilizar en el sistema de izaje.
3. Se comprobó mediante la simulación en una aplicación informática los parámetros de resistencia de la viga que soportará el sistema de izaje.

CONCLUSIONES GENERALES

1. Existe insuficiente material bibliográfico referente a la materia de izaje de compuertas derivadoras.
2. Quedó expuesto el conocimiento precedente sobre la temática tratada.
3. Se elaboró una metodología para el diseño del sistema de izaje y el cálculo de los parámetros de resistencia.

RECOMENDACIONES

A partir de los resultados obtenidos en esta investigación se recomienda:

1. Generalizar la metodología de diseño y cálculos expuestas en en presente trabajo para el posterior desarrollo de otros sistemas de izaje.
2. Utilizar el presente trabajo como material de consulta para las asignaturas afines al diseño de sistemas de transmisión e izaje

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AGMA6022-CXX. Design Manual for General Industrial Cylindrical Wormgearing for Power Transmission. 1993.
2. Aguilar, J.; Moreno, C. Tecnología de fabricación de Hob con perfil Derivado de cono ZK 125061, Trabajo de Diploma, tutor MSc. Bernardino Calixto, C. de la Habana 1994.
3. Akira, S. Akira, T. Tooth bearing and angle transmitting accuracy of Worm Gears. Congr. Mond. engren conf. vol 1, S.I. s.a p 689-697, París,1986.
4. Alali, W. Evaluación de la rigidez de rodamientos en ejes de dos apoyos. Tesis en opción al grado científico de Doctor en Ciencias Técnicas Tutor. Dr. Santiago Gregori Pérez. C. de la Habana, 1994.
5. Alvarez, S. Cálculo y diseño de una grúa puente. 2003
6. ANSI-AGMA 6034-B92 Manual for general industrial Cylindrical Wormgearing for Power Transmission.1992
7. Ashby, M.F. Materials Selection in Mechanical Design University of Cambridge, 1992.
8. Autodesk, Ink. AutoSlip 10, Manual del programador. U.S.A. 1990.
9. Autodesk. Todo el AutoCAD en un solo libro, Ed. GYR, S.R.L., Venezuela. 1988.
10. B.S. 721: part 1. British Standard Specification of Worm gearing. Part 1. Metric units, London 1983
11. B.S. 721: part 2. British Standard Specification of Worm gearing. Part 2. Metric units, London 1983
12. B.S. 721-1. Specification of Worm gearing. British Standard House, 2 park ST, London 1937.
13. B.S. 721-2. Specification of Worm gearing. British Standard House, 2 park ST, London 1963.
14. Bair BW. Tsay CB. ZK-type dual-lead worm and worm gear drives: Contact teeth, contact ratios and kinematic errors. Journal of Mechanical Design. 120(3):422-428 ASME, New York, N.Y, sep. 1998.

15. Bair BW. Tsay CB. ZK-type dual-lead worm and worm gear drives: Geometry Source. Journal of Mechanical Design. 120(3):414-421, ASME New York, N.Y, sep. 1998.
16. Bair, B. Tsay, C. ZK type-dual load worm and worm gear drives: geometry Journal of Mechanical Design v120 n3 p441(8). sept1998
17. Bak, D. Self-locking worm wheel improves tape tensioning. Design News v38 p96(1), May 1982.
18. Beer, F. P. Mecánica Vectorial para Ingenieros, Edit. Pueblo y Educación, Cuba 1993.
19. Benlloch, V. M. Lubricantes, Ediciones CEAC, Barcelona 1990.
20. Biing- wen, B., Chung- Biau, T. Sensitivity analysis and surface-deviation minimization of ZK- type dual-lead worm gear drives. Journal of Mechanical Design, v121 p409(7), sept 1999.
21. Bronshtein, I. Manual de Matemáticas para Ingenieros y estudiantes, Ed. MIR, Moscú, 1971.
22. Buckingham, E. Analytical mechanics of gears, 1 ed. Mc graw Hill New york, 1949.
23. Calixto, B. Serie de herramientas para la Producción Nacional de transmisiones Sinfín con perfil Derivado de cono. Tesis de Doctorado, Tutor Dr. Luis Otero Pereiro, C. de la Habana, 2001.
24. Calixto, B. Diseño de Fresas madre con perfil Derivado de cono ZK. Tesis de Maestría, C. de la Habana, 1996.
25. Casillas, A.L. Cálculo de taller. Edición Revolucionaria, 1981
26. Castro, O. Sistema combinado de izaje mediante diferencial eléctrico. 1986
27. CAVEX Reductores por tornillo Sinfín. Catalogo k28 TTSP 4.81 A.Friedr Flender GMBH, Bolcholt, 1981.
28. Daizhong, Su. Hongye, Wu. Study of the enganging characteristics and the load carrying capacity of ZK worm gearing. Zeme cong. Mond. Engren 3-5 Paris, mar. 1986.
29. Daizhong, Su., Yang, F. and Gentle, C. Finite Element Modeling and Analysis for Involute Worm Gears with Localized tooth contact, proceedings,

- ASME 2000 Design Engineering Technical Conferences, Baltimore, Maryland, Sept. 10-13, 2000.
30. David Brown Gear industries LTD. Radicon 2000 M Publication nº871-007 England, 1986.
 31. David Brown Gear industries LTD. Radicon 2000 M Publication nº871-007 Huddersfield, 1984.
 32. David Brown Gear industries LTD. Radicon speed reducer publication nº 871-601 England, 1982.
 33. De Armas, J. C. Estudio de la conjugación y de la capacidad de carga en Transmisiones Sinfín. Tesis de Maestría, Tutor MSc. Bernardino Calixto Sirene, C. De la Habana, 1998.
 34. Dobrovolski y otros. Elementos de Máquinas, 3ª Edición, Ed. MIR, Moscú, 1980
 35. Dobrovolski, Zablonki, Radchik, Erlij. Elementos de Máquinas. Ed. Pueblo y Educación Cuba. 1972.
 36. Elías, J. A. Rivero, L. E. Ensayo de reductores Sinfín de la Serie R. S. C. en Régimen Intermitente, Trabajo de Diploma, Tutor Dr. Santiago Gregori Pérez, C. de la H., 1991.
 37. Eliciev, S.V. Ciertas cuestiones de principio de la tecnología de las transmisiones globoidales, Sec. de publicaciones Univ. Valladolid, España. 1998.
 38. Faires, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas, Edit LIMUSA, 1995.
 39. Gómez-Naipé, L. y otros. Fundamentos de Normalización, Metrología y Control de la Calidad. Ed. Pueblo y Educación, Cuba, 1992.
 40. González, R. G. Síntesis geométrica de Engranajes cónicos de dientes rectos, Tesis de Doctorado, Tutor Dr. José Martínez Escanaverino, C. de la Habana 1998.
 41. Gregori, S. Análisis de las desviaciones entre los perfiles ZI y ZK en transmisiones Sinfín de producción Nacional, Tesis de Doctorado, Tutor Dr. Tadeus Marciniak., 1988.

42. Gregori, S. Rivero, G. Calixto, B. Tendencias en la producción de Transmisiones Sinfín a escala industrial, Revista Ingeniería en Transporte, Vol. XII, n 2, C. de la Habana, 1991.
43. Harary, P. Teoría de Grafos. Madrid, España 1997.
44. Harris TA. Yu WK. Lundberg-Palmgren fatigue theory: Considerations of failure stress and stressed volume Journal of Tribology-Transactions of the ASME. 121(1):85-89 ASME New York, NY. Jan. 1999.
45. Henriot, G. Manual práctico de engranajes. MARCOMBO, S.A. Ediciones técnicas 1967.
46. Gearing. The Ohio State University, AGMA, 99FTM18, USA, oct. 1999.
47. IBERNA. Mecanismos de izamiento para compuertas. 2012. Disponible en www.ibernaindustrial.com Consultado Noviembre 2012.
48. J.G.M.A. Japan Gear Manufacturer Association, Japan, 1980.
49. JIS 1723 Japanese industrial standard. Dimensions of Cylindrical Worm Gear, 1977.
50. JIS 1741 Japanese Industrial Standard. Factor de contacto en transmisiones Sinfín, 1982.
51. Jones, O. Manual Universal de la Técnica Mecánica. Habana 1968.
52. Levis, G.L. Selection of Engineering Materials Prentice Hall Englewood Cliffs N. Jersey, 1992.
53. Litvin FL. Hsiao CL. Ziskind MD Computerized overwire (ball) measurement of tooth thickness of worms, screws and gears. Journal of Mechanical Design v117 p. 234(1).aug 3. 1998.
54. Litvin, F. De Donno, M. Computerized design, generation and simulation of meshing of a spiroid worm- gear drive with a ground double -crowned worm. Journal of Mechanical Design v121 p264(1). jun. 1999.
55. Litvin, F. Kin, V. Computerized simulation of meshing and bearing contact for single enveloping worm gear drives. Journal of Mechanical Design, v114 n2 p 313(4). jun. 1992.
56. Marciniak, T. Gregory, S. Apuntes sobre el cálculo optimizado de transmisiones Sinfín Revista Construcción de Maquinaria. 1988.

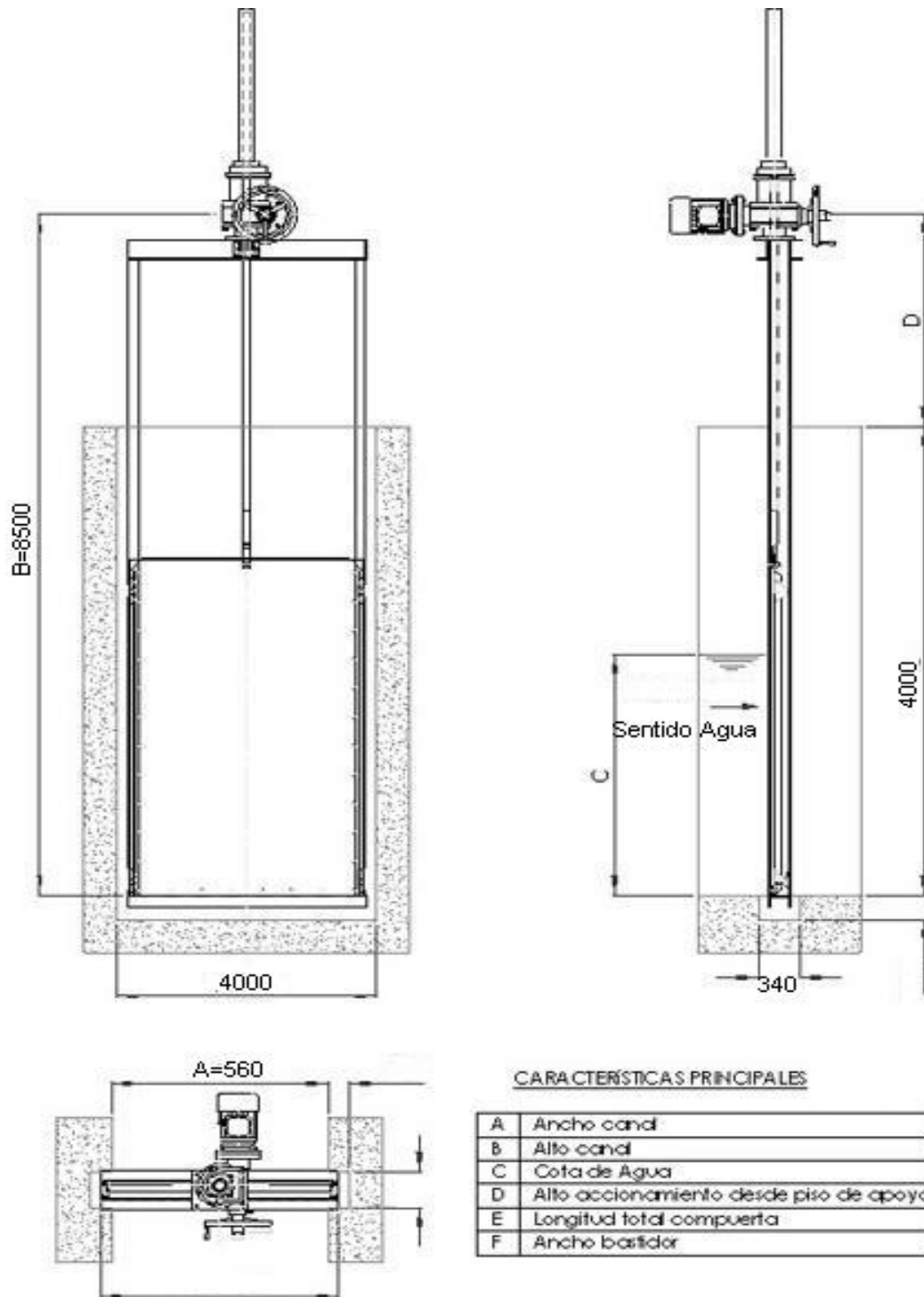
57. Martínez E. J. Criterios para el Diseño racional de los Reductores cilíndricos seriados, Tesis de Doctorado, Tutor Dr. Eduardo Uli Tibau, C. de la Habana 1982.
58. Martínez, J. García, A., Ortiz, T. Algorítmica del Diseño Mecánico, Revista Ingeniería Mecánica, n1 p31(5). sept. 1997.
59. Merrit, H. E. Gear. Sir Isaac Pitman and Sons, London 1954.
60. Montoya, F. Fundamento de la geometría de los engranajes. Sec. de publicaciones Univ. Valladolid, España.1998.
61. Muñoz, T. Lubricación en Transmisiones por Tornillo sinfín. Trabajo de Diploma, Tutor Ing Lyana Amargós. C.de la Habana, 1991.
62. NC 16-11:78.N.B.I. Transmisiones Cilíndricas por Tornillo Sinfín. Módulos y coeficientes de diámetro.1978
63. NC 16-14:84.N.B.I.Transmisiones Sinfín Cilíndricas, Tolerancias.1984.
64. NC 16-19:81.N.B.I Errores en las Transmisiones por Engranajes. Términos, definiciones y símbolos. 1981.
65. NC 16-23:83.N.B.I Errores en las Transmisiones por Tornillo Sinfín Cilíndrico y Globoidal. 1983.
66. NC 16-67:82 N.B.I Transmisiones por engranaje Sinfín. Términos, definiciones y símbolos 1982.
67. NC 16-76:62 N.B.I Transmisiones por engranaje Sinfín. 1962.
68. Niemann, G. Elementos de Máquinas Ed. Labor, S.A. Barcelona, España, 1987.
69. Niemann, G. Tratado teórico práctico de elementos de Máquinas. Ed. Labor S.A Barcelona, España, 1967.
70. O'Connor, L. Redesigning a double -enveloping worm gear reducer. Mechanical Engineering CIME, v 116 n3 p80(3), march. 1994.
71. Reshetov, D. Elementos de Máquinas Ed. pueblo y educación .Cuba. 1987.
72. Resolución Económica del V Congreso del P.C.C. Diario Granma, Cuba, Nov. 7 de 1997.
73. Rivero, G. Descifrado geométrico de transmisiones por tornillo sinfín, Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, v 9 n4, C. de la Habana. 2000.

74. Rivero, G. Reconversión de transmisiones por tornillo sinfín, Memorias del IV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Chile, nov. 1999.
75. Rivero, G. Reconversión de transmisiones por tornillo sinfín. Tesis de Maestría. Tutor MSc. Bernardino Calixto Sirene. C. de la Habana. 1997.
76. Rivero, G. Sellos radiales labiados. Revista Energética v XVI, n2 y 3, C. de la Habana. 1995.
77. Rivero, I. Metrología de las Transmisiones Sinfín. Tesis de Maestría, Tutor MSc. Bernardino Calixto Sirene. C. de la Habana. 1998.
78. Ríos, R. Puente de cinco toneladas para parte central de Taller de Máquinas y Reparaciones mecánicas. 1988
79. Rodríguez, A.Y. Morán, G. Estudio de algunos criterios para el cálculo de la Capacidad de carga en Transmisiones Sinfín, Trabajo de Diploma. Tutor MSc. Bernardino Calixto Sirene, C. de la Habana 1997.
80. Romero, D. Sistema para el análisis de perfiles de tornillos de engranaje sinfín WG.Grafic. v1.0. Tesis de Maestría, Tutor MSc. Bernardino Calixto Sirene C. de la Habana, 1997.
81. Sainz, F.M. Aguirrechu, A. Aplicabilidad de Reductores Sinfín en plantas envasadoras de cítricos. Trabajo de Diploma, Tutor Ing. Gabriel Rivero Llerena, C. de la Habana 1989.
82. Salas, J.L. Diseño de Carcasa para Reductor de velocidad por Tornillo Sinfín. Trabajo de Diploma. Tutor Ing. Bernardino Calixto Sirene, C. de la Habana 1986.
83. Santo, B. Ruedas para Transmisiones sinfín. Trabajo de Diploma, tutor MSc. Bernardino Calixto Sirene, C. de la Habana 1994.
84. Shigley, J.E. Diseño en Ingeniería Mecánica. Ed. Mc. Graw Hill, U.S.A. 1991.
85. Shimokobe, A. Thoyama, A. Superficie de trabajo de los dientes y precisión cinemática de la transmisión por tornillo Sinfín. Journal of Mechanical Design v139 n2 p11(6). May. 1997
86. Shubin, V. S.; Pedré, C. Diseño de Maquinaria Industrial. Tomo II, 1977

87. Simon, V. Characteristics of a new type of cylindrical worm-gear drive. Journal of Mechanical Design. 120(1):139-146, ASME, New York, NY. mar, 1998.
88. Simon, V. EHD lubrication characteristics of a new type of ground cylindrical worm gearing, Journal of Mechanical Design v119 n1 p101(7). mar. 1997.
89. Simon, V. Load distribution in cylindrical Worm Gears. Proceedings of DETC 2000/PTG –14400, ASME. Baltimore, Maryland sep.10-13, 2000.
90. Simon, V. Load Distribution in Double enveloping worm gears. Journal of Mechanical Design v115 p496 (6), sep.1993.
91. Spengler, T. Influencia del tratamiento térmico en la resistencia al desgaste de los elementos destinados a reductores Sinfín, Trabajo de Diploma, Tutor Dr.Guillermo Govante , C.de la Habana 1989.
92. Starret. Precisión y calidad. Catálogo LA 29, 1ª Edición, Starret Company U.S.A sep. 1997.
93. Stefanides, E. Worm drive's roller wheel boosts speed, efficiency. Design News, v39 p88(2), jan. 1983.
94. Stefanides, E. Worm gear drive assists turbine startup, Shutdown, Design News, v39 p6(2) Sep. 1983.
95. Stefanides, E. Worm gear drive gives accurate assembly machine motions, Design News, V41 p172(2). april 1985.
96. Villegas, R. Fresas modulares de disco para la elaboración de tornillo sinfín con perfil Derivado de cono "ZK". Trabajo de Diploma, tutor MSc. Bernardino Calixto Sirene, C.de la Habana, 1992.
97. Yeaple, F. Dual contact worm teeth hold oil in mesh. Design News, v43 p141(1), june.1987
98. Yoshino, H. Ohshima, F. Effects of tooth profiles and Addendum modification on efficiency of Cylindrical Worm Gears. Proceedings of DETC. 2000 / PTG –14404, ASME. Baltimore, Maryland sep.10-13, 2000. ASME, 2000.

ANEXOS

ANEXO 1. ESQUEMA DE LA COMPUERTA



ANEXO 2. CATALOGO DE ACTUADORES IBERNA

ESPECIFICACIONES TECNICAS GENERALES DE ACTUADORES MOTRICES PARA VASTAGOS DE TRASLACION												
TAMAÑO		MR 63		MR 85		MR 110		MR 130		MR 150		
Carga maxima de izamiento Kg		1.500		3.000		5.000		10.000		15.000		
Díametro x Paso - husillo DIN 103	Simple	TR 40 x7		TR 50 x8		TR 62 x8		TR 75 x10		TR 80 x10		
	RPM	Velocidad		Velocidad		Velocidad		Velocidad		Velocidad		
Relaciones / Vel Entrada 1450 rpm	de salida	mt min	HP	mt min	HP	mt min	HP	mt min	HP	mt min	HP	mt min
1/7	200	1,40	2,00	1,60	5,50							
1/10	140	0,98	2,00	1,12	4,00							
1/15	93	0,65	1,50	0,74	3,00	0,74	5,50	0,93	12,50			
1/20	70	0,49	1,00	0,56	2,00	0,56	5,50	0,7	10,00	0,70	12,50	
1/28	50	0,35	0,75	0,40	1,50	0,40	4,00	0,5	7,50	0,50	10,00	
1/40	35	0,25	0,50	0,28	1,50	0,28	3,00	0,35	7,50	0,35	7,50	
1/49	29	0,20	0,50	0,23	1,00	0,23	3,00	0,29	5,50	0,29	7,50	
1/56	25	0,18	0,50	0,20	1,00	0,20	2,00	0,25	4,00	0,25	5,50	
1/70	20	0,14	0,50	0,16	1,00	0,16	2,00	0,2	3,00	0,20	5,50	
1/80	18	0,13	0,50	0,14	0,75	0,14	2,00	0,18	3,00	0,18	4,00	

CAPACIDAD Y RENDIMIENTO DE REDUCTORES Y MOTORREDUCTORES

Relacion de transmision	ir	7	10	15	20	28	40	49	56	70	80	100
Velocidad de salida	n2 min ⁻¹	200	140	93	70	50	35	29	25	20	18	14
MOTOR 1400 RPM	IEC	132-112-100					112-100		112-100-90			
R130	T2M Nm	706	791	840	915	805	903	880	814	812	778	691
	P kW	16,8	13,3	9,8	8,1	5,6	4,5	3,8	3,1	2,5	2,2	1,7
MR130	P1 kW	7,5	7,5	5,5	5,5	4	4	3	2,2	2,2	1,5	1,5
	T2 Nm	315	445	473	623	581	797	702	580	705	764	875
	Fs	2,2	1,8	1,8	1,5	1,4	1,1	1,3	1,4	1,2	1,2	0,9
	RD %	88	87	84	83	76	73	70	69	67	64	59

ANEXO 3. SISTEMA DE IZAJE PROPUESTO PARA LA COMPUERTA DERIVADORA DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO CABONICO.

