

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**REDISEÑO DEL MECANISMO DE IZAJE MANUAL PARA UNA
COMPUERTA DESLIZANTE DE 0,9 M X 0,9 M PARA LA
BOCATOMA LA PINTA-CAÑETE**

TESIS

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO**

**OMAR ALONSO TORRES MARILUZ
PROMOCION 2010-I**

LIMA-PERU

2013

DEDICATORIA

A ti mi Dios.

Por tu infinita generosidad,
por darme salud, oportunidades y mucha paciencia,
por darme una gran madre y unos afectuosos familiares.

A Vivina.

Mi querida Madre.
Sin tu ejemplo, apoyo, desvelos y dedicación
jamás me hubiese realizado profesionalmente.

A José L. y Flora.

Mis recuerdos de niñez siempre les pertenecerán a ustedes,
mis queridos Abuelos. Siempre inculcándonos el estudio.

Para ustedes va este impreso.

AGRADECIMIENTO

A la corporación HTSC S.A.C., al Ing. Marco Chan por delegarme el diseño del mecanismo y la oportunidad para optimizar el mismo y al Ing. Perci Pineda por las facilidades otorgadas para la sustentación del tema.

A mi asesor MSc. Fortunato Alva Dávila, por su apoyo con los detalles finales de la tesis.

A todas aquellas personas que directa o indirectamente contribuyeron al desarrollo y al término de esta tesis, con sus consejos, sugerencias y 'apuestas', dieron un estímulo muy importante para el término de la presente.

Muchas gracias.

INDICE

		Página
PRÓLOGO		1
 CAPÍTULO I INTRODUCCION		 3
1.1	OBJETIVOS	3
	1.1.1 Objetivo General	3
	1.1.2 Objetivos Específicos	4
1.2	METODOLOGÍA	5
1.3	ALCANCES Y LIMITACIONES	6
1.4	OBRA BOCATOMA LA PINTA – CAÑETE	7
	1.4.1 Ubicación Geográfica, Condiciones Atmosféricas y Territoriales	7
	1.4.2 Parte Estructural de la Obra	9
	1.4.3 Especificaciones Técnicas para el Diseño de los Mecanismos de Izaje	10
 CAPITULO II MARCO TEORICO		 12
2.1	CONCEPTOS BÁSICOS DE DISEÑO RELACIONADOS AL MECANISMO	
	2.1.1 Normas y Definiciones de Roscas	12
	2.1.2 Tornillo de Potencia	15
	2.1.3 Análisis Estático en Solidworks2013	21
2.2	IZAJE MANUAL CON TORNILLO DE POTENCIA	23
2.3	CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE IZAJE ARMCO MODELO HPB-24	24
2.4	CRITERIOS DE DISEÑO	25
	2.4.1 Capacidad de Carga	25

4.3.2	Fuerza Máxima de Operación en la Volante	43
4.4	CÁLCULO DEL EJE SEMI-ROSCADO	44
4.4.1	Propiedades Mecánicas del Material	44
4.4.2	Dimensionado de la Rosca	44
4.4.3	Justificación de la Operatividad del Tornillo	47
4.4.4	Longitudes de las Partes Roscada y Lisa	48
4.5	CÁLCULO DE LA TUERCA O NUEZ DE IZAJE	48
4.5.1	Propiedades Mecánicas del Material	48
4.5.2	Dimensionado de la Rosca Interna	49
4.5.3	Dimensionado Exterior	49
4.5.4	Justificación de la Operatividad de la Nuez	50
4.6	CÁLCULO DE LA VOLANTE DE ACCIONAMIENTO	51
4.7	CÁLCULO DE LOS PERNOS DE UNIÓN	52
4.7.1	Unión Carcasa – Pedestal	53
4.7.2	Unión Volante – Nuez	54
4.7.3	Unión Protector de Eje – Volante	55
4.8	SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	56
4.8.1	Funciones de los Rodamientos	57
4.8.2	Selección del Tipo	57
4.8.3	Rodamientos Axiales de Bolas de Simple Efecto	57
4.8.4	Parámetros de Selección	58
4.8.5	Tolerancias de Ajuste	59
4.8.6	Selección del Rodamiento	59
4.9	SECUENCIA DE DIMENSIONADO DE LAS PARTES DEL MECANISMO	61
4.10	MODELADO Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE LAS PARTES QUE SOPORTAN LAS CARGAS DE IZAJE	63

4.10.1 Modelado y Análisis del Pedestal	64
4.10.2 Modelado y Análisis de la Nuez	66
4.10.3 Análisis del Eje Semi-roscado	69
4.11 MODELADO DE LAS PARTES COMPLEMENTARIAS	72
4.12 MODELADO DEL ENSAMBLE FINAL	73
4.13 COMPARATIVO ENTRE EL DISEÑO Y EL REDISEÑO	74
4.13.1 Aspecto Exterior de ambos Mecanismos	74
4.13.2 Comparativo de Masas	75
CONCLUSIONES	78
RECOMENDACIONES	80
BIBLIOGRAFÍA	82
REFERENCIAS	83
PLANOS	84
ANEXOS	85

ABREVIATURAS

ET Especificaciones Técnicas de la obra Bocatoma La-Pinta.

PSI Programa Sub-sectorial de Irrigaciones.

SW-13 Solidworks2013.

FDS Factor de Seguridad.

SI Sistema Internacional de unidades.

kg Kilogramos.

m Metros.

cm Centímetros.

mm Milímetros.

pulg Pulgadas.

min Minuto.

KN Kilo Newton.

MPa Mega Pascal.

SIMBOLOGIA

p	Paso.
N'	Número de hilos por pulgada (Normas y definiciones de roscas 2.1.1).
d	Diámetro exterior del tornillo.
d_r	Diámetro de raíz del tornillo.
d_m	Diámetro medio del tornillo.
d_p	Diámetro de paso.
D	Diámetro mayor de la nuez.
D_r	Diámetro menor de la nuez.
h	Altura de la rosca del tornillo.
b	Espesor en la raíz de la rosca.
l	Avance.
A_t	Área de esfuerzo de tensión.
λ	Ángulo de avance.
F	Fuerza de compresión axial.
P_R	Fuerza para elevar la carga.
P_L	Fuerza para descender la carga.
N	Fuerza normal (tornillo de potencia 2.1.2).
f	Coefficiente de fricción.
α	Ángulo entre los flancos normal al filete.
T_R	Par de torsión para elevar la carga.
T_L	Par de torsión para descender la carga.
d_c	Diámetro medio del collarín.
f_c	Coefficiente de fricción del collarín.
F_{mo}	Fuerza de operación máxima de la volante.

F_a	Fuerza máxima de accionamiento de la compuerta.
P_{comp}	Peso de la compuerta.
E_{arq}	Empuje de Arquímedes.
F_r	Fuerza de fricción en las ruedas.
F_{fs}	Fuerza de fricción en los sellos.
F_h	Fuerza hidrodinámica máxima.
F_a	Fuerza máxima de accionamiento de la compuerta.
$F_{a'}$	Fuerza máxima de accionamiento de la compuerta al 120% del total.
σ_{adm-t}	Esfuerzo admisible de tracción.
σ_{adm-c}	Esfuerzo admisible de compresión.
σ_n	Esfuerzo normal en el tornillo.
σ_a	Esfuerzo de aplastamiento en las roscas.
σ_f	Esfuerzo de flexión en las roscas.
τ	Esfuerzo de corte en las roscas del tornillo.
S_y	Esfuerzo de fluencia.
S_u	Esfuerzo de rotura.
S_d	Esfuerzo de diseño.
k_f	Factor de concentración de esfuerzos en pernos.
W	Carga a elevar o descender.
D_v	Diámetro de la parte lisa del eje.
D_t	Diámetro de la parte roscada del eje.
F_{t-Np}	Carga de tracción aplicada en N pernos.
F_{s-Np}	Carga de corte aplicada en N pernos.

LISTADO DE TABLAS

	Página
Tabla 2.1	Factor de seguridad según caso de carga 26
Tabla 3.1	Capacidades de izaje para sistema de izaje HPB-24 36
Tabla 4.1	Unidades fundamentales del Sistema Internacional 40
Tabla 4.2	Propiedades mecánicas del acero SAE 1045 44
Tabla 4.3	Factores de concentración k_f de esfuerzos en pernos 44
Tabla 4.4	Tornillo con rosca Acme 45
Tabla 4.5	Propiedades mecánicas del bronce de aluminio ASTM B-148 48
Tabla 4.6	Coeficientes de fricción de pares roscados 51
Tabla 4.7	Coeficientes de fricción de collarines de empuje 51
Tabla 4.8	Características del perno clase 8.8 52
Tabla 4.9	Rodamientos axiales de bolas de simple efecto 60
Tabla 4.10	Espacio máximo recomendado entre guías 70
Tabla 4.11	Pesos individuales de las partes del mecanismo diseñado 75
Tabla 4.12	Pesos individuales de las partes del mecanismo rediseñado 76

LISTADO DE FIGURAS

		Página
Figura 1.1	Provincia de Cañete	8
Figura 2.1	Terminología de roscas de tornillo tipo V	13
Figura 2.2	Tipos de rosca	13
Figura 2.3	Rosca cuadrada y rosca Acme	14
Figura 2.4	Partes de un tornillo de potencia. Diagramas de fuerza al subir y bajar la carga	16
Figura 2.5	La fuerza nominal en la rosca aumenta con el ángulo α . El collarín de empuje tiene un diámetro medio d_c	21
Figura 2.6	Mecanismo de izaje Armco, modelo HPB-24	25
Figura 2.7	Disposición de todos los componentes involucrados en el sistema de izaje	27
Figura 3.1	Identificación de partes del diseño del mecanismo de izaje HPB-24	30
Figura 3.2	Partes del mecanismo de izaje	34
Figura 3.3	Eje semi-roscado	34
Figura 3.4	Dimensiones generales del mecanismo	35
Figura 3.5	Dimensiones generales de la zona superior	36
Figura 3.6	Compuerta deslizante de 0,9m x 0,9m	37
Figura 3.7	Montaje en obra del sistema de izaje en el canal desripador	39
Figura 4.1	Dimensiones del tornillo Acme y de la nuez de izaje	46
Figura 4.2	Dimensiones generales del eje semi-roscado	48
Figura 4.3	Nuez de bronce	49
Figura 4.4	Dimensiones generales de la volante y del agujero de unión con	

	la nuez de izaje	54
Figura 4.5	Componentes del rodamiento axial de bolas	57
Figura 4.6	Vista de corte isométrica del rodamiento	58
Figura 4.7	Vista de corte para dimensionado del rodamiento	59
Figura 4.8	Rodamiento axial de bolas serie 51111	61
Figura 4.9	Vista isométrica y vista de corte isométrica del pedestal	64
Figura 4.10	Análisis del pedestal en SW-13	66
Figura 4.11	Vista isométrica y vista de corte isométrica de la nuez de izaje	66
Figura 4.12	Análisis de la nuez de izaje en SW-13	68
Figura 4.13	Acople mecánico entre el eje liso y el eje roscado	69
Figura 4.14	Análisis de pandeo del eje semi-roscado	70
Figura 4.15	Ubicación de la guía en la obra	71
Figura 4.16	Vista isométrica y de corte isométrica de la volante	72
Figura 4.17	Vista isométrica y vista de corte isométrica de la carcasa	72
Figura 4.18	Vista isométrica y vista de corte isométrica del protector de eje	73
Figura 4.19	Vista isométrica y vista de corte del mecanismo de izaje	73
Figura 4.20	Paralelo visual entre los mecanismos	74
Figura 4.21	Comparativo de dimensiones exteriores	75
Figura 4.22	Resultados de masa del diseño analizado en SW-13	76
Figura 4.23	Resultados de masa del rediseño analizado en SW-13	77

PRÓLOGO

El presente tema de tesis se basa en la experiencia obtenida por el autor en el diseño del mecanismo de izaje tipo Armco modelo HPB-24 fabricado para el izaje manual de una compuerta hidráulica deslizante de dimensiones 0,9 m x 0,9 m que opera en el canal desripador de la bocatoma La Pinta, localizada en el valle de Cañete, distrito Nueva Imperial. Esta obra, que viene operando con éxito, fue inaugurada el 20 de Enero del 2012, con la finalidad de mejorar la captación de agua de regadío en el río Cañete. Todas las compuertas y mecanismos de izaje de la obra fueron fabricadas por la empresa Higher Technology S.A.C., del cual el autor forma parte en el Área de Ingeniería.

El desarrollo de la tesis consta de cuatro capítulos, divididos en subcapítulos enumerados. Cada capítulo trata de lo siguiente:

En el primer capítulo se aprecia una sinopsis del tema, donde se explican las condiciones operativas del mecanismo actualmente puesto en obra las cuales no han resultado las más óptimas, y debido al sobredimensionamiento de sus partes éste no ha presentado inconvenientes hasta el momento. Esto viene a ser el motivo de la búsqueda del rediseño, por la cual el mecanismo se condiciona a modificaciones en su estructura interna y externa, reduciendo material innecesario y adicionando nuevos elementos para brindar una mayor confiabilidad y vida útil al dispositivo, llevando a la optimización del modelo. Se observa también información técnica previa a la ejecución de la obra que identifica el lugar de operación, contemplando parámetros normalizados para el diseño y fabricación de la estructura metálica de la obra.

El segundo capítulo detalla información teórica recopilada de textos referentes al sistema de izaje empleado (manera de transferir la potencia, dimensionado de partes para el maquinado, funcionabilidad del sistema de izaje, análisis de partes mediante elementos finitos). Se extrajeron párrafos importantes de libros, manuales y catálogos de referencia, los cuales sustentan la necesidad de montar en obra este tipo de mecanismos.

El tercer capítulo trata sobre el mecanismo que opera actualmente en la bocatoma (para efectos de diferenciarlo del nuevo mecanismo será denominado “mecanismo diseñado”). En este capítulo se podrá visualizar la descripción de los elementos internos, sus ubicaciones dentro de la estructura y dentro del sistema montado en obra, cuyas partes tienen similares características que las existentes en el mecanismo rediseñado (el nuevo mecanismo).

Por último se tiene el cuarto capítulo, que al inicio detalla las principales modificaciones realizadas para el nuevo diseño. Este capítulo es la parte central de la tesis, pues aquí se realiza la ingeniería para el rediseño del mecanismo, combinando cálculos numéricos aplicando fórmulas y análisis por software de elementos finitos Solidworks2013. Además, se observarán vistas isométricas y de corte de cada componente del mecanismo, modeladas en el mencionado software.

Al término de los capítulos anteriormente citados, se describirán las conclusiones y recomendaciones obtenidas con el rediseño, se visualizarán los planos del diseño y los planos del rediseño (resultados finales de todo el análisis realizado), terminando con una sección de anexos al tema de tesis.

CAPITULO I

INTRODUCCION

En el campo de la ingeniería hidráulica aplicada, los mecanismos de izaje manuales son dispositivos que permiten la apertura y/o cierre de las compuertas hidráulicas mediante la acción que ejerce un operador.

Su función principal es generar una gran fuerza de operación con una reducida fuerza de aporte. Dicha gran fuerza es requerida para vencer el peso de la compuerta, las fuerzas de fricción, las fuerzas hidrodinámicas y las cargas ocasionales o accidentales.

Los sistemas de izaje hidráulicos y motorizados deberían también contar con conducción manual auxiliar para permitir la apertura o cierre de la compuerta, en caso de falla de energía.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo General:

La tesis tiene como propósito fundamental optimizar el diseño del mecanismo de izaje para una compuerta deslizante de 0,9 m x 0,9 m del

canal desripador de la obra Bocatoma La Pinta – Cañete mediante el rediseño de cada uno de sus componentes, empleando los parámetros dados en las Especificaciones Técnicas (ET) basadas en normas internacionales, así como por consideraciones adicionales tomadas del mismo modo. Este rediseño tiene origen en las exigencias mostradas en el propio campo de acción del mecanismo. Al verificar las condiciones reales de operación en obra (condiciones de carga de izaje y de mantenimiento) se captó la necesidad de aligerar el modelo y de proteger las partes transmisoras de movimiento con partes internas que por inexperiencia no fueron consideradas durante el diseño del dispositivo.

1.1.2 Objetivos Específicos:

El rediseño busca la mejora operativa como también reducir los costos para la fabricación. Mediante estos aspectos, el tema ha sido enfocado en base a:

- Reducir las dimensiones de las partes del mecanismo. Inicialmente se logró ensamblar un modelo demasiado robusto para la exigencia de carga axial existente, que durante un post-análisis de las partes del mecanismo que soportan la carga se evidenciaron valores muy elevados de factor de seguridad en ellos (en un rango de 25 a 60 aproximadamente).

- Modificar la estructura interna del componente. Las partes internas del mecanismo diseñado se encuentran expuestas a contaminantes externos (polvo, tierra, entre otros) al no considerar elementos de protección que cubran esta necesidad. El rediseño considera sellos mecánicos que protejan de partículas contaminantes a los elementos transmisores de potencia. Se reubicaron los rodamientos para obtener mayor provecho a sus funciones, logrando una estructura muy acorde a las exigencias y condiciones que se requieren en este tipo de mecanismos.

Por otro lado, el análisis del rediseño de la estructura del mecanismo se realizará bajo dos criterios marcados: la resistencia de la estructura, para soportar el conjunto de cargas aplicadas sin exceder los esfuerzos permisibles; la capacidad de la estructura para soportar las cargas aplicadas sin experimentar deformaciones inaceptables.

Todas las modificaciones a realizar en las características constructivas del mecanismo están contempladas y soportadas por las normas internacionales.

1.2 METODOLOGIA

La presente tesis se enmarcó dentro de tres tipos de investigación: analítica, de campo y bibliográfica.

- *Investigación analítica:* La recolección de datos importantes y la recopilación de información relacionada con el presente tema han permitido el desarrollo

del estudio analítico de las partes del mecanismo, contemplando modificaciones que conduzcan hacia un óptimo desempeño en obra. Los análisis que sustentan las modificaciones fueron elaborados por cálculos matemáticos realizados a mano y por cálculos estáticos realizados con el software de diseño Solidworks2013 (SW-13).

- *Investigación de campo:* Se procuró mantener una relación directa con la zona de operación del mecanismo (La Pinta - Cañete) permitiendo conocer las condiciones reales en la cual operará el dispositivo, así como las exigencias establecidas por las condiciones ambientales del medio, facilitando la conexión teórico-experimental.
- *Investigación bibliográfica:* Se sustentó la base teórica de la investigación mediante consultas a fuentes bibliográficas: textos, normas empleadas, catálogos; también se obtuvo información adicional extraída de páginas de internet.

1.3 ALCANCES Y LIMITACIONES

Esta tesis pretende trascender como un medio de consulta para las personas que busquen diseñar y/o fabricar un mecanismo de izaje de este tipo, para dar soluciones en el campo de los proyectos de obras de irrigación con un sistema de compuertas deslizantes con dificultades para el accionamiento por medio de energía eléctrica y/o se limiten a tener un sistema de operación mecánico-manual para accionar las compuertas, o únicamente ser una variante más en el intento de lograr el izaje de las mismas.

Para el desarrollo del rediseño se presentaron limitaciones de escasa información dimensional de las partes del mecanismo, contando con medidas muy generales que fueron utilizadas como medidas referenciales. Asimismo, se encontró escasa información para la lubricación y el mantenimiento de este tipo de dispositivos.

1.4 OBRA: BOCATOMA LA PINTA - CAÑETE

La obra Bocatoma La Pinta forma parte del proyecto denominado “Mejoramiento de la captación de agua de regadío en el río Cañete”. Este proyecto fue aprobado por el Ministerio de Agricultura y fue ejecutado el año 2010 por el Programa Subsectorial de Irrigaciones (PSI).

1.4.1 Ubicación Geográfica, Condiciones Atmosféricas y Territoriales

- *Ubicación Geográfica:* La Bocatoma La Pinta, destinada a derivar las aguas del río Cañete, fue construida en las faldas del cerro La Pinta, ubicado en el distrito de Nueva Imperial, provincia de Cañete.

La Provincia peruana de Cañete es una de las diez provincias que conforman el Departamento de Lima, perteneciente a la Región Lima Provincias, al sur extremo sur occidental de dicho departamento. La provincia de Cañete se divide en 16 distritos, mostrados en la figura 1.1:



Figura 1.1 Provincia de Cañete.

Condiciones Atmosféricas: Según la oficina estadística del SENAMHI, la temperatura media es de 13 °C en invierno y 28 °C en verano.

Extensión territorial: La provincia de Cañete abarca una extensión territorial de 5 622,78 km². Referencialmente se puede decir que se extiende por la Panamericana Sur desde el kilómetro 58 hasta el kilómetro 179,37.

1.4.2 Parte Estructural de la Obra

La obra fue provista de una estructura civil construida exactamente para ubicar el sistema en acero estructural conformado por compuertas hidráulicas, ataguías y rejillas. El conjunto de compuertas hidráulicas lo conforman:

- Tres compuertas radiales que operan como aliviaderos para el barraje móvil. Sus dimensiones generales son:
Largo: 4,27 m. Ancho: 2 m.
- Dos compuertas deslizantes que facilitan la captación o toma de agua. De dimensiones generales:
Largo: 1,5 m. Ancho: 1,5 m.
- Una compuerta deslizante que funciona en el canal desgravador. Sus dimensiones generales son:
Largo: 1,2 m. Ancho: 0,8 m.
- **Una compuerta deslizante que opera en el canal desripiador. De dimensiones generales:
Largo: 0,9 m. Ancho: 0,9 m.**

En las ET de la obra se definieron los diferentes tipos de izaje de cada sistema de compuertas hidráulicas citados líneas arriba. Para el izaje de las compuertas deslizantes se eligieron los siguientes tipos:

- Las dos compuertas de 1,5 m x 1,5 m para la captación de agua llevan un sistema de Izaje CPE-4 tipo Armco.

- La compuerta de 1,2 m x 0,8 m del canal desgravador tendrá un sistema de Izaje HPB-30 tipo Armco.
- **La compuerta de 0,9 m x 0,9 m del canal desripiador operará con un sistema de Izaje HPB-24 tipo Armco.**

Todas estas compuertas y mecanismos de izaje fueron fabricadas e instaladas en obra por la empresa metalmecánica Higher Technology S.A.C.

1.4.3 Especificaciones Técnicas para el Diseño de los Mecanismos de Izaje

Se rescatan las características requeridas por la obra para los diferentes sistemas de izaje:

- Las diversas partes de los mecanismos de izaje deben ser previstos para instalación a la intemperie.
- El mecanismo de izaje para cada una de las Compuertas Radiales, compuertas deslizantes y ataguías serán por accionamiento manual.
- Las capacidades de diseño de los mecanismos de izaje de las compuertas serán determinadas por el Proveedor y se seleccionarán para izar hasta el 120% de la capacidad de carga para cuando el nivel de agua este en su nivel máximo.
- Deberá tener capacidad para que la compuerta mantenga cualquier posición de abertura por periodo prolongado de tiempo.
- Los sistemas de izaje deberán estar en condiciones de operar inmediatamente después de un periodo de para de muchos meses.

- El diseño debe prever la ausencia de vibraciones del sistema cuando la compuerta este parcialmente abierta.
- El diseño de los mecanismos de izaje y su fabricación deberán permitir una operación segura de las compuertas bajo las más severas condiciones y tomar en cuenta que durante su operación no se ocasione daño físico a los operadores como consecuencia de una mala concepción del diseño. Deben diseñarse con los factores de seguridad necesarios sin que se introduzcan deformaciones de las fuerzas transmitidas para las condiciones de carga y operación especificada.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE DISEÑO RELACIONADOS AL MECANISMO

2.1.1 Normas y Definiciones de Roscas

Sin duda, el tornillo de rosca helicoidal fue un invento mecánico muy importante. Es la base de los tornillos de potencia.

La terminología de las roscas de tornillo, que se ilustra en la figura 2.1, se explica de la siguiente manera:

- El paso (p) es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de hilos o roscas por pulgada (N').
- El diámetro mayor (d) es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.
- El diámetro menor (d_r) es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.
- El diámetro medio o de paso (d_p) es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.

- El avance (l) es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple el avance es igual al paso (ver figura 2.2).

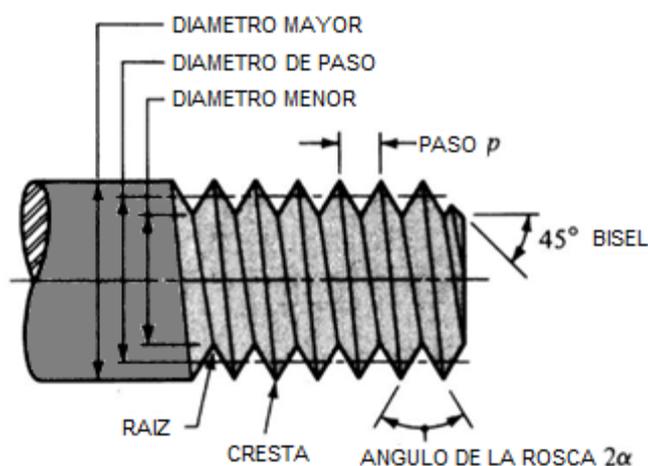


Figura 2.1 Terminología de roscas de tornillo tipo V

Un producto con rosca múltiple es el que tiene dos o más roscas cortadas lado a lado. Los productos estandarizados como tornillos, pernos y tuercas tienen roscas sencillas: un tornillo de rosca doble tiene un avance igual al doble del paso, el avance de un tornillo de rosca triple es igual a 3 veces el paso, y así sucesivamente.

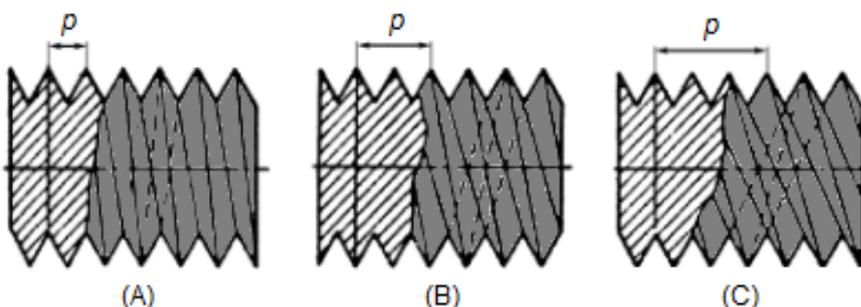


Figura 2.2 Tipos de rosca: (A) simple, (B) doble, (C) triple.

Un gran número de pruebas a la tensión de varillas roscadas demostró que una varilla sin rosca con diámetro igual a la media del diámetro de paso y al diámetro menor mostrará la misma resistencia a la tensión que la varilla roscada. El

área de la varilla sin rosca se llama área de esfuerzo de tensión A_s de la varilla roscada.

Existen varios tipos de rosca, como por ejemplo:

- Rosca métrica (M).
- Rosca unificada fina (UNF).
- Rosca unificada normal (corriente) (UNC).
- Rosca Whitworth de paso fino (BSF).
- Rosca Whitworth de paso normal (BSW o W), entre otras.

Las roscas indicadas son las más utilizadas en elementos de unión. Las diferencias se basan en la forma de los filetes que los hacen más apropiados para una u otra tarea.

En la figura 2.3 se ilustran dos de los diversos tipos de roscas (cuadrada y Acme) que se emplean cuando se va a transmitir potencia. En el anexo A.6 se listan los pasos preferidos para roscas Acme de la serie en pulgadas. Sin embargo, con frecuencia pueden usarse otros pasos, puesto que no existe la necesidad de una norma para tales roscas.

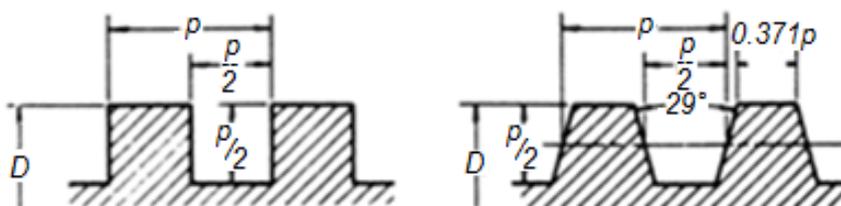


Figura 2.3 Izquierda: rosca cuadrada. Derecha: rosca Acme.

2.1.2 Tornillo de Potencia

Es un dispositivo que se utiliza en maquinaria para cambiar el movimiento angular a movimiento lineal y, por lo general, para transmitir potencia.

Generalmente trabajan con un roce elevado, por lo que la eficiencia, el desgaste y el calentamiento son consideraciones importantes para su diseño, además de las consideraciones de resistencia mecánica, donde entra en juego el estado de esfuerzos involucrados como resultado del estado de cargas actuante en el punto crítico.

Los tipos de roscas utilizados frecuentemente en los tornillos de potencia son la cuadrada y la Acme. La rosca cuadrada es la que posee mayor rendimiento, aunque se prefiere comúnmente la rosca Acme, con un ángulo de 29° , por su buen ajuste; además tomando en consideración que la rosca cuadrada no está normalizada mientras que la Acme es de fácil construcción mediante todos los procedimientos existentes.

Ecuaciones del par de torsión para elevar y descender cargas:

Consideremos un tornillo de potencia de rosca cuadrada con rosca simple, con un diámetro medio d_m , un paso p , un ángulo de avance λ y el ángulo de la hélice sometido a la fuerza de compresión axial F .

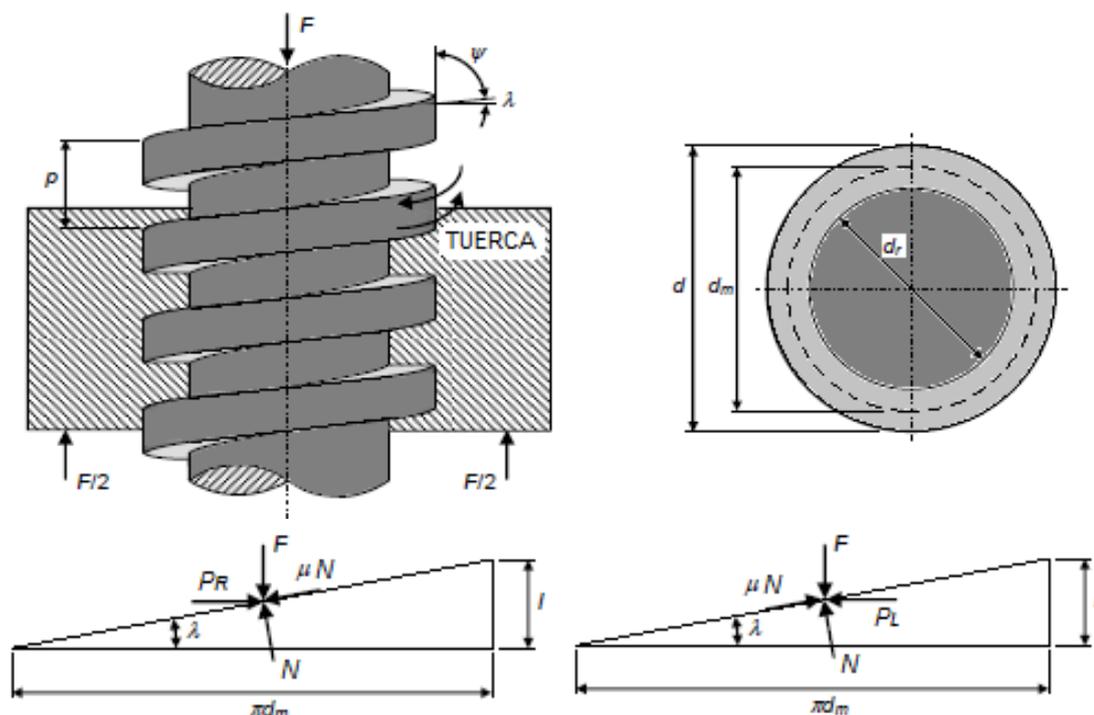


Figura 2.4 Arriba: Partes de un tornillo de potencia. Abajo: Diagramas de fuerza (izquierda) al subir la carga; (derecha) al bajar la carga.

Imaginemos que una rosca del tornillo se desenrolla exactamente una vuelta. Luego, el borde de la rosca formará la hipotenusa de un triángulo rectángulo cuya base es la circunferencia del círculo de diámetro medio de la rosca, mientras que la altura está dada por el avance (el ángulo λ es el ángulo de avance de la rosca). La suma de todas las fuerzas unitarias axiales que actúan sobre el área normal de la rosca se representa por F . Para elevar la carga, una fuerza P_R actúa a la derecha, y para descender la carga P_L actúa hacia la izquierda. La fuerza de fricción f es el producto del coeficiente de fricción μ por la fuerza normal N , y actúa oponiéndose al movimiento. El sistema está en equilibrio bajo la acción de estas fuerzas, por lo que para la carga se tiene:

$$\sum F_H = P_R - N \cdot \sin \lambda - \mu \cdot N \cdot \cos \lambda = 0$$

(2.1)

$$\sum F_V = F + \mu \cdot N \cdot \sin \lambda - N \cdot \cos \lambda = 0$$

De manera similar, para descender la carga:

$$\sum F_H = -P_L - N \cdot \sin \lambda + \mu \cdot N \cdot \cos \lambda = 0$$

(2.2)

$$\sum F_V = F - \mu \cdot N \cdot \sin \lambda - N \cdot \cos \lambda = 0$$

Como no interesa la fuerza normal N , se elimina de cada uno de los sistemas de ecuaciones y se despeja P (P_R o P_L). Entonces, para elevar la carga se tiene:

$$P_R = \frac{F \cdot (\sin \lambda + \mu \cdot \cos \lambda)}{\cos \lambda - \mu \cdot \sin \lambda} \quad (2.3)$$

Y para descender la carga:

$$P_L = \frac{F \cdot (\mu \cdot \cos \lambda - \sin \lambda)}{\cos \lambda + \mu \cdot \sin \lambda} \quad (2.4)$$

Enseguida, se divide el numerador y el denominador de estas ecuaciones entre $\cos \lambda$ y se emplea la relación:

$$\lambda = \frac{1}{\pi \cdot d_m} \quad (2.5)$$

Entonces se tiene:

$$P_R = \frac{F \cdot [(l/\pi \cdot d_m) + \mu]}{1 - (\mu \cdot l/\pi \cdot d_m)} \quad (2.6)$$

$$P_L = \frac{F \cdot [\mu - (l/\pi \cdot d_m)]}{1 + (\mu \cdot l/\pi \cdot d_m)} \quad (2.7)$$

Por último, si se observa que el par de torsión es el producto de la fuerza P y el radio medio $d_m/2$, para elevar la carga se puede escribir:

$$T_R = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{l + \pi \cdot \mu \cdot d_m}{\pi \cdot d_m - \mu \cdot l} \right) \quad (2.8)$$

Donde T_R representa el par de torsión que se requiere para dos propósitos: superar la fricción en la rosca y elevar la carga.

Asimismo, se determina que el par de torsión necesario para descender la carga está contemplado por la fórmula:

$$T_L = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \mu \cdot d_m - l}{\pi \cdot d_m + \mu \cdot l} \right) \quad (2.9)$$

Éste es el par de torsión que se requiere para superar una parte de la fricción al descender la carga. Cuando se obtiene un par de torsión positivo mediante esta ecuación, se dice que el tornillo es autobloqueante. Así, la condición de autobloqueo es:

$$\pi \cdot \mu \cdot d_m > l \quad \text{ó} \quad \mu > \tan \lambda \quad (2.10)$$

Las ecuaciones anteriores se desarrollaron para roscas cuadradas, donde las cargas normales en las roscas son paralelas al eje del tornillo. En el caso de las roscas Acme o de otros tipos, la carga normal en la rosca está inclinada hacia el eje debido al ángulo de la rosca 2α y al ángulo de avance λ . Como los ángulos de avance son pequeños esta inclinación se puede despreciar y sólo se considera el efecto del ángulo de la rosca. El efecto del ángulo α se necesita para incrementar la fuerza de fricción debida a la acción de cuña de las roscas. Por lo tanto, los términos de fricción en la ecuación (2.8) deben dividirse entre $\cos(\alpha)$. Para elevar la carga, la ecuación resulta:

$$T_R = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{l + \pi \cdot \mu \cdot d_m \cdot \sec \alpha}{\pi \cdot d_m - \mu \cdot l \cdot \sec \alpha} \right) \quad (2.11)$$

Es necesario recordar que ésta ecuación expresa una aproximación porque no se ha tomado en cuenta el efecto del ángulo de avance.

Para tornillos de potencia, la rosca Acme no resulta tan eficiente como la rosca cuadrada, debido a la fricción adicional que provoca la acción de cuña, pero a menudo se prefiere porque es más fácil de maquinar y permite el empleo de una tuerca dividida, la cual se ajusta para compensar el desgaste.

Entonces, para simplificar la ecuación (2.11) multiplicamos por: $\cos \alpha / \pi \cdot d_m$ y considerando la relación (2.5), resulta:

$$T_R = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha \cdot \tan \lambda + \mu}{\cos \alpha - \mu \cdot \tan \lambda} \right) \quad (2.12)$$

Del mismo modo, se simplifica la ecuación para descender la carga:

$$T_L = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{\mu - \cos \alpha \cdot \tan \lambda}{\cos \alpha + \mu \cdot \tan \lambda} \right) \quad (2.13)$$

Por lo general, se debe utilizar un tercer componente del par de torsión en las aplicaciones de tornillos de potencia. Cuando el tornillo se cargue axialmente, debe usarse un cojinete de empuje o collarín de empuje entre los elementos rotatorio y estacionario, con objeto de soportar el efecto de la componente axial. En la siguiente figura se ilustra un collarín de empuje común para el que se supone que la carga está concentrada en el diámetro medio del collarín d_c . Si f_c es la fuerza de fricción del collarín, el par de torsión que se requiere es:

$$T_C = \frac{F \cdot f_c \cdot d_c}{2} \quad (2.14)$$

Al colocar rodamientos (con capacidad de soportar la carga a la cual estará sometida) en lugar de collarines de empuje la acción producida por el par de torsión se considera sin efecto, debido a la proximidad del coeficiente de fricción μ_c a cero.

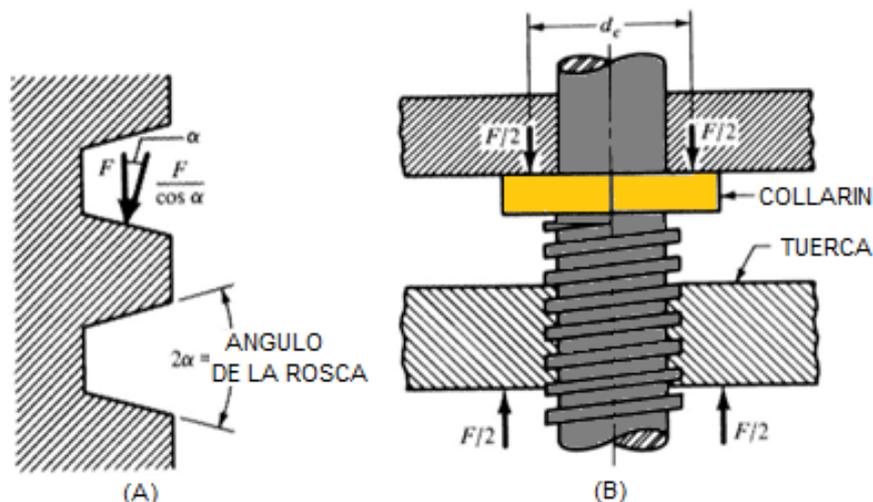


Figura 2.5 (A) La fuerza normal en la rosca aumenta con el ángulo α ; (B) el collarín de empuje tiene un diámetro medio d_c .

2.1.3 Análisis Estático en Solidworks2013

El análisis estático en Solidworks2013 de una pieza o ensamblaje permite conocer cómo se deforma el sólido bajo la acción de una carga y cómo ésta se transmite a través del mismo. El análisis permite determinar los desplazamientos, las deformaciones unitarias, las tensiones y las fuerzas de reacción que se producen sobre el modelo estudiado.

El análisis estático se realiza bajo dos suposiciones:

- o *Suposición estática:* Donde las cargas aplicadas sobre su modelo se aplican lentamente hasta llegar al valor máximo establecido. Las cargas aplicadas no tienen en cuenta fuerzas inerciales y de amortiguamiento.
- o *Suposición lineal:* Aquí, la respuesta del modelo es proporcional a la carga aplicada. La respuesta del modelo sometido a una tensión estática es lineal, siendo las deformaciones unitarias y las tensiones, proporcionales a las cargas aplicadas.

El análisis estático también permite conocer si el modelo puede llegar a fallar y, en caso de hacerlo, por donde se iniciará la fractura. Las principales propiedades mecánicas que se deben tener en cuenta en un análisis estático son:

- *Tensión*: Es el cociente entre la fuerza aplicada y el área que la soporta. La tensión define la intensidad de las fuerzas aplicadas sobre el modelo por unidad de sección.
- *Tensión de Von Mises*: Es la tensión equivalente que actúa sobre los elementos diferenciales del modelo y que es comparada con la tensión límite elástico del material. Permite conocer si la tensión está dentro de la zona elástica y óptima o por el contrario se encuentra en la zona plástica no deseada.
- *Deformación unitaria*: Es la proporción entre el cambio de la longitud del modelo y la longitud inicial del mismo. Se expresa de forma adimensional.
- *Tensión límite*: Valor de la tensión para el cual un material no puede aguantar más esfuerzos y se produce la rotura.
- *Factor de seguridad*: Es un número adimensional que nos permite hacernos una idea sobre cómo está cargada la pieza y si puede llegar a soportar bien las cargas a las que está sometida. El FDS relaciona la máxima tensión resultante en un punto con la tensión máxima que teóricamente puede llegar a soportar el material. El valor teórico se obtiene experimentalmente mediante ensayos físicos de tracción con probetas normalizadas para cada uno de los materiales.

Un FDS inferior a 1 indica que la pieza no es capaz de soportar los esfuerzos y por lo tanto llegará a la rotura. El FDS mayor a 1 indica que la pieza aguanta los esfuerzos que recibe y cuanto mayor sea el valor, mayor margen de seguridad tendrá la pieza.

2.2 IZAJE MANUAL CON TORNILLO DE POTENCIA

Es usado en pequeñas compuertas deslizantes o con ruedas fijas sometidas a baja presión. Usualmente comprende un vástago roscado conectado a la hoja de la compuerta (sin rotación), una tuerca (o nuez) y un mecanismo que permite la rotación de la tuerca en la dirección deseada. La tuerca puede ser accionada directamente mediante una volante o indirectamente por sistemas con engranaje cónico o tornillo sinfín, dependiendo del modelo en el sistema de izaje a usar.

La tuerca de izaje tiene una función protagónica y es usualmente apoyado sobre rodamientos. Tiene que ser diseñado para soportar los pesos de la compuerta y el vástago, además de las fuerzas de fricción. En general, las tuercas de izaje están fabricadas generalmente de bronce, que presenta buenos esfuerzos mecánicos y un bajo coeficiente de fricción. Esta parte es normalmente instalada dentro de una estructura metálica y montada sobre un pedestal de hierro fundido o acero estructural, atornillado a la superficie de operación.

El eje semi-roscado se encuentra sometido a esfuerzos de tensión durante el ascenso y a esfuerzos de compresión durante el descenso (en compuertas deslizantes), y debe ser diseñado como columna. Según Armco, los ejes son fabricados en muchos casos con acero aleado SAE 4140 o acero inoxidable AISI

416 y son maquinados con roscas cuadradas o roscas ACME, con diferencia de diámetros igual al paso, no siendo limitante para la fabricación lo mencionado.

2.3 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE IZAJE ARMCO MODELO HPB-24

Este tipo de sistema cuenta en su mecanismo con una nuez de izaje, que puede ser fabricada de bronce de aluminio o de hierro fundido (según Armco). En ambos casos, todas las superficies de contacto son maquinadas. La nuez junto a los rodamientos están contenidos entre una carcasa maquinada de hierro fundido y el pedestal. La volante de accionamiento está fijado directamente a la nuez de izaje mediante pernos de ajuste, y es fácilmente desmontable.

Estos mecanismos poseen dos rodamientos axiales de bolas permanentemente lubricados para absorber el empuje producido al abrir y cerrar la compuerta. Uno de estos rodamientos está ubicado bajo la brida de la tuerca de izaje y el otro sobre la brida.

El pedestal puede ser fijado de diversas maneras. Puede ser empernado al marco estructural independiente de la compuerta o a un soporte en el muro. También, se fabrican placas de anclaje montadas en el concreto, con pernos salientes para sujetar la base al piso de concreto. El modelo HPB-24 usa normalmente dicha instalación, ya que se coloca la volante en una posición más cómoda para su fácil operación.

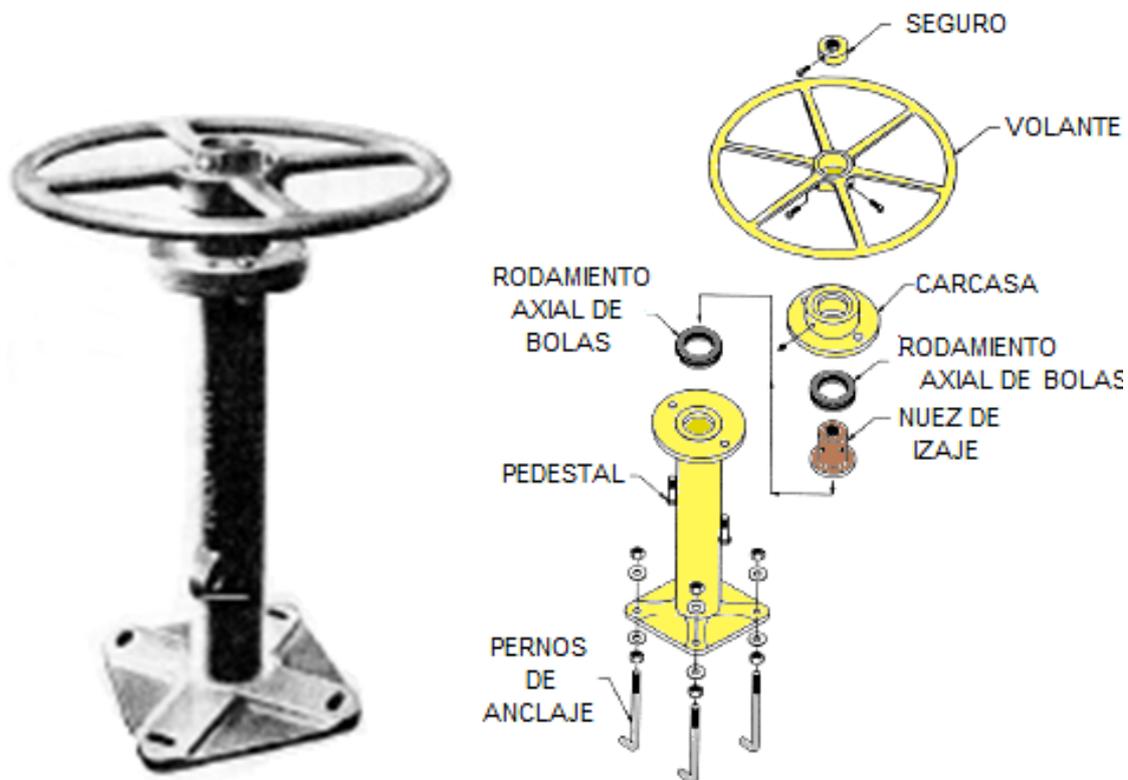


Figura 2.6 Mecanismo de izaje Armco, modelo HPB-24.

Los protectores para el eje semi-roscado son recomendados en la mayoría de instalaciones. Conformado por un adaptador (o seguro) fundido en la parte superior de la volante el cual se encuentra unido a una cubierta de tubería estándar. Se recomienda un indicador de posición para estas instalaciones donde no se tiene una visibilidad adecuada de la compuerta.

2.4 CRITERIOS DE DISEÑO

2.4.1 Capacidad de Carga

Los mecanismos de izaje son usualmente diseñados para una capacidad de operación mayor o igual a 120% de la carga máxima correspondiente a la

combinación de fuerzas más desfavorable actuando en la compuerta (peso de la compuerta, peso del eje semi-roscado, fuerzas de fricción, etc).

2.4.2 Velocidad de Operación

Las velocidades de operación son determinadas según el tipo y propósito de la compuerta. En compuertas deslizantes con accionamiento manual, la velocidad de apertura o cierre promedio se encuentra entre 0,15 a 0,30 m/min (valores empíricos obtenidos de Design of Hydraulic Gates – Anexo A.3).

2.4.3 Factores de Seguridad

Las partes del mecanismo son dimensionadas con un factor de seguridad mínimo de 5, basado en el esfuerzo de rotura del material. Para partes de hierro fundido, es usado un factor de seguridad mínimo de 10. La norma estándar DIN 19704 recomienda el uso de los siguientes factores de seguridad:

Tabla 2.1 Factor de seguridad según caso de carga.

Caso de carga	Factor de seguridad
Normal	6
Ocasional	5
Excepcional	3

Fuente: Libro Design of Hydraulic Gates (Anexo A.3)

2.5 ESTRUCTURA Y DISPOSICIÓN DEL SISTEMA DE IZAJE

El sistema de izaje está conformado por la obra civil, el mecanismo de izaje, la placa de anclaje fijada al concreto, el eje semi-roscado, la guía del eje, el marco

guía y la compuerta deslizante. Todos estos componentes se encuentran dispuestos (en obra) de la siguiente manera:

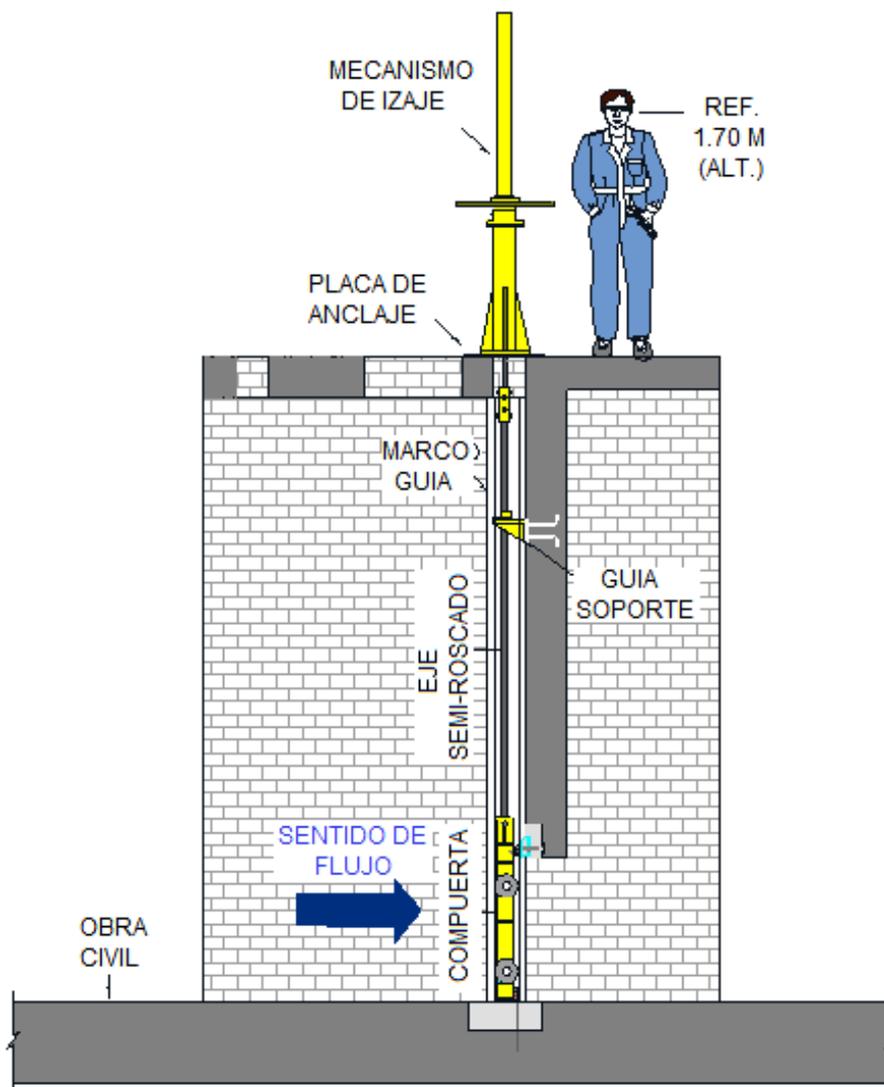


Figura 2.7 Disposición de todos los componentes involucrados en el sistema de izaje.

CAPÍTULO III

DISEÑO PRELIMINAR

Las ET de la obra Bocatoma La Pinta consideraron una serie de parámetros de diseño relacionados con la fabricación de compuertas y mecanismos de izaje basados en normas internacionales de diseño para este tipo de construcciones (ver anexo A.2). Todo esto fue considerado en el diseño y fabricación del mecanismo de izaje para la compuerta deslizante de 0,9 m x 0,9 m.

Debido al limitado tiempo para la fabricación y el montaje del grupo de compuertas y mecanismos de izaje (por penalidades reconocidas en el contrato) se decidió sobredimensionar las partes del mecanismo, generando un mecanismo muy robusto para la carga axial a izar en la obra.

Al no tener gran información referente al tema, excepto los datos de partida proporcionados por los manuales, libros y catálogos, surgieron descuidos importantes durante el diseño del mecanismo:

- Se obviaron partes internas del mecanismo tales como sellos mecánicos, fundamentales para la lubricación de los rodamientos y el buen mantenimiento

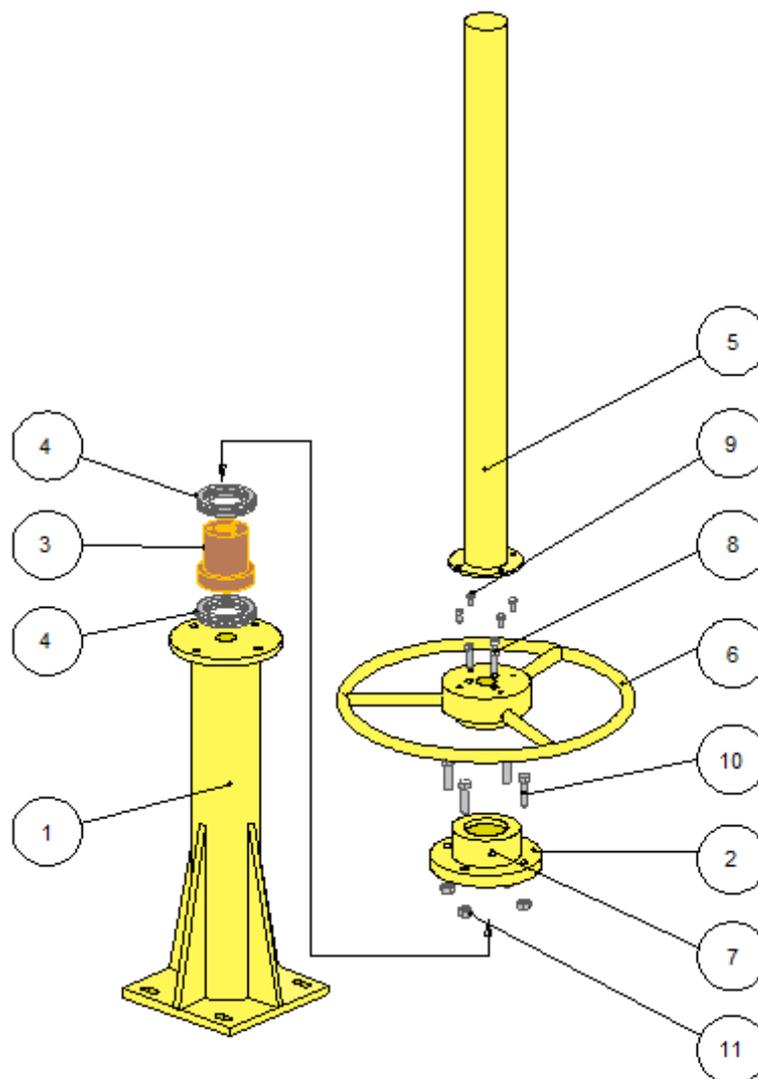
- de las partes que transmiten potencia, con ello generar el incremento de vida útil del componente.
- Las pistas externas de los rodamientos no estuvieron correctamente instaladas (con juego, sin apriete). Esto no impide que el rodamiento cumpla su función de soportar carga, pero al no estar fijo puede generarse el desgaste de la pista y sus alojamientos, exceso de calor por fricción, desalineamiento de todo el conjunto transmisor de potencia, entre otros.

Estas fallas de diseño no resultaron ser impedimento para el funcionamiento del mecanismo. Lo generado ha sido el tener partes internas expuestas a contaminación (con polvo, tierra, limallas, etc), que puedan ocasionar la obstrucción del mecanismo o crear posibles concentradores de esfuerzos.

Todas las partes del mecanismo fueron diseñadas teniendo como prioridad asemejar la forma del dispositivo al modelo HPB-24 tipo Armco. Las sujeciones entre las partes del mecanismo se realizaron por uniones empernadas.

3.1 PARTES DEL MECANISMO DE IZAJE

A continuación se identifican las partes del mecanismo puesto en obra y se describen cada una de estas partes:



ITEM	DESCRIPCION	CANT
1	PEDESTAL	01
2	TAPA O CARCASA	01
3	TUERCA O NUEZ DE IZAJE	01
4	RODAMIENTO AXIAL DE BOLAS	02
5	PROTECTOR DEL EJE SEMIROSCADO	01
6	VOLANTE DE ACCIONAMIENTO	01
7	GRASERA	01
8	PERNOS ALLEN M10X40	03
9	PERNO HEXAGONAL Ø3/8"x3/4"	04
10	PERNO HEXAGONAL Ø5/8"x2-1/2"	04
11	TUERCA HEXAGONAL 5/8"	04

Figura 3.1 Identificación de partes del diseño del mecanismo de izaje HPB-24.

3.1.1 Pedestal

Es la base o el soporte de las demás partes del mecanismo, se encuentra anclado a la estructura civil sobre una placa metálica mediante pernos de ajuste. Fue fabricado con dos planchas de $\frac{1}{2}$ pulgada de acero estructural ASTM A-36 para la base inferior y superior, cuatro cartelas de acero ASTM A-36 para rigidizar el conjunto y un tubo de acero SAE 1010 sin costura, Schedule N°40 de 5 pulgadas, para el cuerpo central. La unión entre las planchas y el tubo se realizó con soldadura por electrodo revestido E-6011 (punto azul). Cada base tiene perforaciones pasantes para el ajuste mediante pernos, y un agujero central para el paso libre del eje semi-roscado.

3.1.2 Tapa o Carcasa

Es el elemento cobertor de las partes que transforman el movimiento giratorio a movimiento lineal, tales como la nuez de izaje y los rodamientos. Fabricada por fundición de acero con molde, maquinada con espesores variables de 1 pulgada para el anillo base, $\frac{3}{4}$ de pulgada para el cuerpo y $\frac{1}{2}$ pulgada para el anillo de cabeza. El anillo base consta de 4 agujeros de $\frac{5}{8}$ de pulgada para la unión empernada con el pedestal.

3.1.3 Tuerca o Nuez de Izaje

Es la parte que, mediante el accionamiento directo de la volante, transforma el movimiento giratorio en movimiento lineal, la parte transmisora de potencia con el eje semi-roscado. Fue fabricado por fundición de bronce SAE-64 (material

aceptable para la obra), unido mediante pernos a la volante. El roscado interior trabaja con los dientes del eje conector roscado, transformando el movimiento giratorio en movimiento axial (apertura y cierre de la compuerta).

3.1.4 Volante de Accionamiento

Es la parte sobre la cual el operador ejerce la fuerza necesaria para izar la compuerta. Esta unida a la nuez mediante pernos. Fabricada por fundición de acero con molde, de circunferencia y tres brazos de unión maquinadas en 1 pulgada de diámetro, con un agujero en la parte central para el pase libre del eje semi-roscado. Tiene un diámetro de 24 pulgadas, típica del modelo HPB-24 Armco.

3.1.5 Protector de Eje

Se utiliza como cobertor del eje semi-roscado en la apertura de la compuerta, con la finalidad de protegerlo de partículas indeseables presentes en el medio circundante. Fabricado por dos discos de espesor $\frac{1}{4}$ de pulgada (tapa y anillo con agujeros de unión a la volante) y un tubo de acero sin costura Schedule N°40 de 3 pulgadas de diámetro, se le aplicó dos cortes longitudinales para definir la posición de apertura o cierre de la compuerta.

3.1.6 Rodamientos

Elementos rodantes que soportan la carga axial y que disminuyen considerablemente la fricción entre la nuez y el pedestal a tal punto de prácticamente eliminarla. Fueron seleccionadas según dimensiones y carga

mediante el catálogo en línea de la página de SKF del Perú, lubricados por grasa, se eligieron del tipo axiales de bolas de la serie 51118, debido a las dimensiones de la nuez. De acero duro (alto contenido de carbono) con un recubrimiento exterior de cromo que le brinda un buen acabado y dureza superficial, de dimensiones regidas por normas internacionales ISO.

3.1.7 Grasera

Es un dispositivo utilizado para lubricar los rodamientos mediante grasa. Localizado en la parte exterior de la carcasa y unida hacia ella mediante rosca, será de acero inoxidable debido a las condiciones de la intemperie de la zona de trabajo. La inyección de grasa se realiza mediante una pistola cargada con grasa.

3.1.8 Pernos, Arandelas y Tuercas

Elementos de sujeción entre las partes estructurales del mecanismo. Se presentan dos tipos de pernos utilizados durante la fabricación del mecanismo: pernos con cabeza hexagonal y tuercas hexagonales para la unión entre carcasa y pedestal y para la unión entre protector y volante; también, pernos con cabeza tipo Allen para unir la volante con la nuez de izaje.

Entre las partes del mecanismo de izaje también se debe considerar al:

3.1.9 Eje semi-roscado

Barra sólida de acero SAE 1045 de 1 ½ pulgadas de diámetro con una parte

lisa y la otra parte roscada. Este elemento se encuentra directamente unido a la compuerta por el extremo de la parte lisa mediante un pasador metálico, permitiendo únicamente el desplazamiento vertical del eje y de la compuerta.



Figura 3.2 Partes del mecanismo de izaje.



Figura 3.3 Eje semi-roscado.

3.2 ANALISIS DE LOS PARAMETROS EMPLEADOS PARA LA FABRICACION

Se consideraron los parámetros de diseño requeridos por las bases del proyecto que también corresponden a las normativas internacionales empleadas en la fabricación de compuertas hidráulicas y sus mecanismos de izaje (ver anexo A.2), los mismos que regirán el rediseño del mecanismo.

3.2.1 Parámetros de Dimensionado: Debido a que el sistema de izaje a emplear es de tipo Armco modelo HPB-24 (según ET) se restringen las dimensiones generales para el mecanismo según el manual Armco:

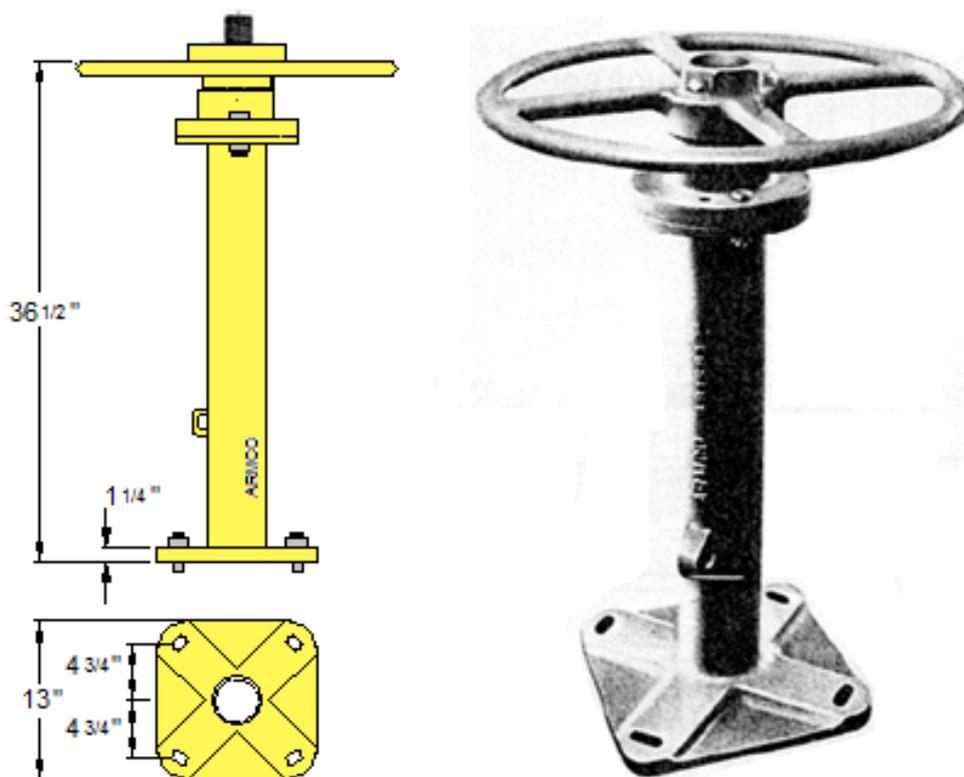


Figura 3.4 Dimensiones generales del mecanismo.

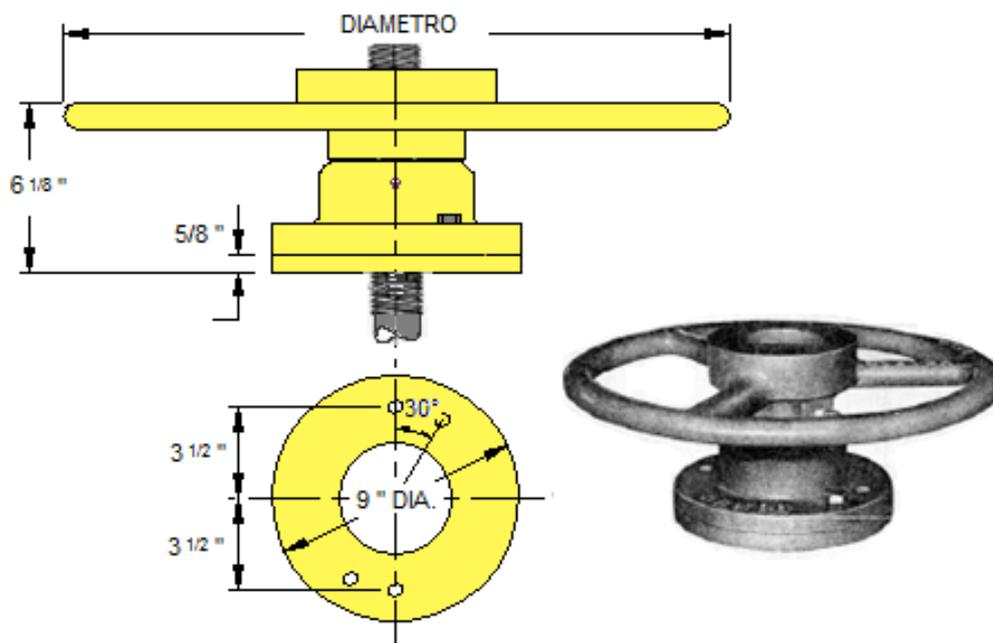


Figura 3.5 Dimensiones generales de la zona superior.

3.2.2 Parámetros de Operación: La carga máxima aplicada a la volante según ET de la Obra tiene ser de 25 kilogramos-fuerza. Llevando este valor a la Tabla 3.1 (para mecanismos tipo HPB-24 – Manual Armco) la carga de operación máxima de la volante F_{mo} será 40 libras-fuerza, equivalente a 18,2 kilogramos-fuerza.

Tabla 3.1 Capacidades de izaje para sistema de izaje HPB-24.

Diámetro de la volante	Diámetro nominal del eje semi-roscado	Vueltas de la volante para desplazar la compuerta 1"	Capacidad en libras-fuerza			
			Fuerza de operación de la volante 25 lb-f		Fuerza de operación de la volante 40 lb-f	
			Tornillo de izaje de hierro fundido	Tornillo de izaje de bronce	Tornillo de izaje de hierro fundido	Tornillo de izaje de bronce
24"	1 1/8"	2 1/2	2000	2260	3200	3610
	1 1/2"	2	1550	1720	2450	2750
	2"	2	1300	1450	2050	2320

Fuente: Manual Armco.

Carga de operación máxima: $F_{mo} = 40 \text{ lb} = 18,2 \text{ kg}$

3.2.3 Carga de Izaje: Para determinar la carga de izaje se necesita conocer la fuerza máxima de accionamiento F_a de la compuerta. Este valor está en función al peso de la compuerta y las fuerzas de fricción que se producen en la operación. Estos valores fueron calculados previamente en el análisis de la compuerta deslizante de 0,9 m x 0,9 m, y son los siguientes:

Peso de la compuerta:	$P_{\text{comp}} = 286 \text{ kgf} \langle \rangle 2,8041 \text{ KN}$
Empuje de Arquímedes:	$E_{\text{arq}} = 0,3829 \text{ KN}$
Fuerza de fricción en las ruedas:	$F_r = 0,153 \text{ KN}$
Fuerza de fricción en los sellos:	$F_{fs} = 0,6269 \text{ KN}$
Fuerza hidrodinámica máxima:	$F_h = 1,4099 \text{ KN}$



Figura 3.6 Compuerta deslizante de 0,9 m x 0,9 m.

Entonces, la fuerza de accionamiento de la compuerta resulta de la siguiente fórmula:

$$F_a = P - E_{arq} + [1,25 \cdot (F_r + F_{fs} + F_h)]$$

$$F_a = 5,1696 \text{ KN}$$

Según parámetros de diseño, el mecanismo se diseñará para izar hasta el 120% de la capacidad de carga cuando el nivel de agua esté en su nivel máximo.

Por tanto:

$$F_{a'} = 1,2 \cdot 5,1696 = 6,2 \text{ KN}$$

Donde: $F_{a'}$: Fuerza máxima de accionamiento al 120% del total.

3.3 DISPOSICION IN SITUM DEL SISTEMA DE IZAJE

La siguiente figura muestra la disposición del sistema de izaje montado en el canal desripiador de la obra:



Figura 3.7 Montaje en obra del sistema de izaje en el canal desripiador.

CAPÍTULO IV

REDISEÑO DEL MECANISMO DE IZAJE

El rediseño condujo a la modificación de todas las partes del mecanismo, sustentadas con fórmulas de Diseño Mecánico de los libros citados en la Bibliografía y con el soporte del software de diseño Solidworks2013, para el modelado y el cálculo de la estructura fija del mecanismo. En cuanto a la forma adoptada por el mecanismo, se tomó como punto de partida al modelado del diseño inicial que fue desarrollado similar al presentado en el manual Armco.

Las unidades de medida a emplear en los cálculos serán tomadas en base al Sistema Legal de Unidades de Medida del Perú (SLUMP) mediante la ley 23560 dada el 31 de Diciembre de 1992, que incluye totalmente al Sistema Internacional de Unidades (SI), adoptado por casi la totalidad de países en el mundo. Las unidades básicas del Sistema Internacional son:

Tabla 4.1 Unidades fundamentales del SI.

Ítem	Magnitudes Físicas	Unidades	Símbolo
1	Longitud	Metro	m
2	Masa	Kilogramo	kg
3	Tiempo	Segundo	s
4	Intensidad de corriente eléctrica	Ampere	A
5	Temperatura termodinámica	Kelvin	K
6	Intensidad luminosa	Candela	cd
7	Cantidad de sustancia	Mol	mol

Fuente: <http://www.indecopi.gob.pe/>

4.1 CARACTERISTICAS PRINCIPALES DEL MECANISMO REDISEÑADO

Este sub-capítulo podría tratarse como “las principales modificaciones y/o mejoras realizadas al mecanismo”.

Inicialmente, como ya es sabido, el mecanismo era muy robusto para la condición de carga de izaje existente en el sistema. El sobredimensionado de estas partes condujo a un análisis para determinar hasta qué grado se debería reducir la cantidad de material, para obtener un modelo más ligero y de menor costo de fabricación (ver figura 4.21).

La pista exterior del rodamiento axial inferior únicamente se encontraba apoyada sobre la superficie del pedestal, no tenía alojamiento para ser fijado a él. En el nuevo diseño se planificó el maquinado de un agujero en el pedestal como alojamiento para fijar la pista externa del rodamiento inferior y darle la presión adecuada al transferir potencia (ver figura 4.9).

En cuanto a la lubricación del diseño previo, los rodamientos se rellenaron de grasa antes de fijar la carcasa al pedestal, y luego de la unión se aplicó una capa adicional de lubricante con una pistola de grasa por la grasera. Al no tener sellos mecánicos que contengan la grasa, la película de este lubricante con el tiempo y uso perderá volumen, estando expuesta a contaminación. Para evitar ambos efectos, el rediseño cuenta con un sello de nitrilo con labio guardapolvo ubicado en la parte superior de la carcasa y con un sello de nitrilo localizado en la placa superior del pedestal. Con ello se asegura la hermeticidad del sistema de lubricación (función de sellado), además de posibles ingresos de partículas

contaminantes hacia el mismo (labio guardapolvo). Estos sellos constan de alojamientos propios maquinados en la carcasa y en el pedestal. El rediseño también contempla un agujero de alivio cuyo tapón es un tornillo de fijación sin cabeza con ajuste tipo Allen, ubicado del otro lado del agujero de la grasera.

El pedestal y la carcasa se unían mediante cuatro pernos, con una ligera holgura en los agujeros pasantes, no pudiendo tener la certeza de que tan eficiente sea el ajuste entre ambos para poder evitar posibles desalineamientos dentro del sistema. La nueva unión pedestal-carcasa contempla dos pines de alineamiento para evitar posibles movimientos del conjunto respecto al pedestal, con lo cual se aseguran las posiciones de las demás partes internas del mecanismo, una vez ya alineadas.

4.2 TRANSMISIÓN DE POTENCIA EN EL MECANISMO

Para el izaje de la compuerta se tendrá el eje sólido del diseño (con una parte lisa y la otra roscada, las mismas dimensiones del original). Este eje se une a la compuerta en el extremo de la parte lisa con una horquilla de acero inoxidable y al mecanismo mediante el acople de la rosca del eje y la rosca interna de la nuez o tuerca de izaje. La transmisión de potencia se da al girar la volante que se fijará a la nuez mediante 4 pernos, produciendo el desplazamiento vertical del eje (en ambos sentidos) que conecta la compuerta.

4.3 PARÁMETROS DE DISEÑO

4.3.1 Carga de Izaje

Viene a ser la fuerza de accionamiento para elevar la compuerta. Este valor está en función al peso de la compuerta, peso del eje semi-roscado y las fuerzas de fricción que se producen durante la operación. Para nuestro caso, dicho valor considerando todos los parámetros adicionales por rozamiento es:

$$F_a = 5,1696 \text{ KN}$$

Según ET, el mecanismo se diseñará para izar hasta el 120% de la capacidad de carga cuando el nivel de agua esté en su nivel máximo. Por tanto:

$$F_{a'} = 1,2 \cdot 5,1696 = 6,2 \text{ KN}$$

4.3.2 Fuerza Máxima de Operación en la Volante

La carga máxima aplicada a la volante según ET la obra debe ser de 25 kilogramos-fuerza. Comparando este valor con los de la tabla 3.1 se tendrá que la carga de operación máxima de la volante será 40 libras, equivalente a 18,2 kilogramos o 178 Newton.

De la tabla 3.1:

$$F_{mo} = 40 \text{ lbf} = 178 \text{ N}$$

4.4 CÁLCULO DEL EJE SEMI-ROSCADO

Según las ET de la obra (ver Anexo A.1), el material a emplear para el eje de transmisión de potencia será de acero SAE 1045.

4.4.1 Propiedades Mecánicas del Material

Tabla 4.2 Propiedades mecánicas del acero SAE 1045.

Material: Acero SAE 1045			
Propiedad mecánica	Símbolo	Valor	Unidad
Peso específico (a 20°C)	γ_a	7870	N/m ³
Esfuerzo de fluencia	S_y	496	MPa
Esfuerzo de rotura	S_u	662	MPa

Fuente: Design of Hydraulic Gates (Anexo A.2).

Por ET se considera que:

$$\sigma_{adm-t} = 0,5 \cdot S_y = 248 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm-c} = 0,33 \cdot S_y = 163,7 \text{ MPa}$$

4.4.2 Dimensionado de la Rosca

Carga a elevar o descender: $W = F_{a'} = 6,2 \text{ KN}$

Factor de concentración de esfuerzos (k_f) en el tornillo: Se considera la raíz de la rosca Acme aproximada a la de una rosca UN. Entonces:

Tabla 4.3 Factores de concentración k_f de esfuerzos en pernos.

Tipo de rosca	Recocido		Tratado térmicamente (templado y revenido)	
	Laminada	Mecanizada	Laminada	Mecanizada
Unified National Standard con raíces planas	2,2	2,8	3,0	3,8
Unified National Standard con raíces redondeadas	1,4	1,8	2,6	3,3

Como se requiere dureza en los dientes del eje semi-roscado, de la tabla se obtiene (valor crítico):

$$k_f = 3,8$$

Esfuerzo Normal en el Tornillo:

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d_r^2} \cdot k_f \leq \sigma_{adm-t}$$

$$\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \sigma_{adm-t}} \cdot k_f \leq d_r^2$$

$$d_r(\text{minimo}) = 11\text{mm} \approx 0,5 \text{ pulg}$$

|

De la figura 2.3 se tiene que para roscas Acme: $D = d_r + p$

Considerando un caso crítico en el que: $d_r = p$

Se tiene que: $D(\text{mínimo}) = 1\text{pulg}$

De lo señalado y de la tabla 3.1 se tomará como diámetro exterior del eje semi-roscado a:

Diámetro de la parte lisa: $D_v = 1\frac{1}{2}$ pulg.

Diámetro de la parte roscada: $D_t = 1\frac{1}{2}$ pulg.

Tabla 4.4 Tornillo con Rosca Acme.

Tornillo		Tuerca o Nuez		N	P	h	d _m
D	d _r	D	D _r				
1 1/4	1,0300	1,2700	1,0500	5	0,2000	0,1100	1,1500
1 3/8	1,1050	1,3950	1,1250	4	0,2500	0,1350	1,2500
1 1/2	1,2300	1,5200	1,2500	4	0,2500	0,1350	1,3750
1 3/4	1,4800	1,7700	1,5000	4	0,2500	0,1350	1,6250
2	1,7300	2,0200	1,7500	4	0,2500	0,1350	1,8750

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas I – F. Alva.

De la tabla 4.4 se tiene que:

D: Diámetro mayor de la Nuez.	$D = 1,52'' = 38,6 \text{ mm}$
D_r : Diámetro menor de la Nuez.	$D_r = 1,25'' = 31,75 \text{ mm}$
d: Diámetro exterior del Tornillo.	$d = 1,5'' = 38,1 \text{ mm}$
d_r : Diámetro de raíz del Tornillo.	$d_r = 1,23'' = 31,242 \text{ mm}$
N: Número de Hilos por pulgada.	$N = 4$
p: Paso de la Rosca del Tornillo.	$p = 0,125'' = 3,175 \text{ mm}$
h: Altura de la Rosca del Tornillo.	$h = 0,135'' = 3,429 \text{ mm}$
d_m : Diámetro medio del Tornillo.	$d_m = 1,375'' = 34,925 \text{ mm}$
b: Espesor en la raíz de la Rosca.	$b = 0,087'' = 2,23 \text{ mm}$

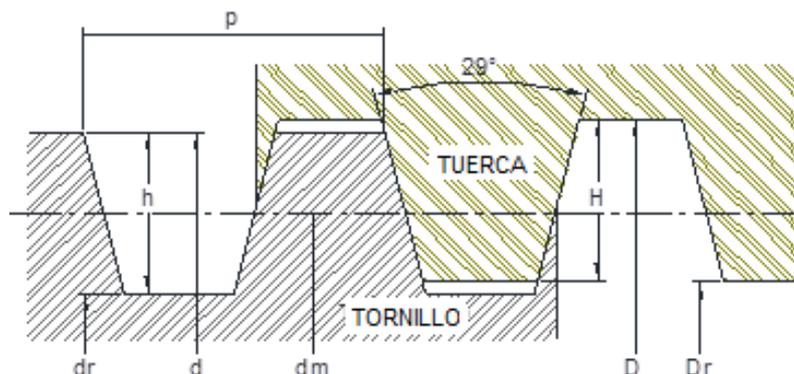


Figura 4.1 Dimensiones del tornillo Acme y de la tuerca de izaje.

Para definir el paso y el número de hilos por pulgada de la rosca se tiene la siguiente fórmula y los datos de la tabla 3.1 y de la tabla 4.4:

$$l = N \cdot p$$

Para el sistema HPB-24, por cada dos vueltas de la manivela la compuerta se eleva 1 pulgada. De la tabla 3.1, el avance l será 0,5 pulg. De la fórmula y de la tabla 4.3 se tienen dos opciones: si $p=0,25$ entonces $N=2$ ó si $N=4$ entonces $p=0,125$. Se elegirá la primera opción (menor cantidad de entradas, menor costo, menor maquinado).

Entonces se tienen los siguientes valores:

$$p = 0,25 \text{ pulg} = 6,35\text{mm}$$

$$N = 2 \text{ hilos}$$

λ : Angulo de avance.

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{l}{\pi \cdot d_m} \approx 6,6^\circ$$

4.4.3 Justificación de la Operatividad del Tornillo

Esfuerzo de Aplastamiento en las Roscas:

$$\sigma_a = \frac{W}{\pi \cdot d_m \cdot h \cdot N} = 8,24 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

Esfuerzo de Flexión en las Roscas:

$$\sigma_f = \frac{3 \cdot W \cdot h}{\pi \cdot d_m \cdot N \cdot b^2} = 58,45 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

Esfuerzo de Corte en las Roscas del Tornillo:

$$\tau = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot d_r \cdot N \cdot b} = 21,245 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

Esfuerzo Normal en el Tornillo:

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d_r^2} = 8,08 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

4.4.4 Longitudes de las Partes Roscada y Lisa

De acuerdo a la ubicación, apertura y cierre de la compuerta y del mecanismo de izaje, el eje tendrá las siguientes dimensiones en milímetros:



Figura 4.2 Dimensiones generales del eje semi-rosado.

4.5 CÁLCULO DE LA TUERCA O NUEZ DE IZAJE

El manual Armco recomienda que la nuez de izaje sea fabricada de bronce de aluminio ASTM B-148.

4.5.1 Propiedades Mecánicas del Material

Esta aleación combina alto esfuerzo mecánico con alta ductilidad y bajo coeficiente de fricción. Su uso principal se encuentra en la manufactura de las nueces de izaje para ejes roscados.

Tabla 4.5 Propiedades mecánicas del bronce de aluminio ASTM B-148.

Material: Bronce de aluminio ASTM B-148			
Propiedad mecánica	Símbolo	Valor	Unidad
Peso específico (a 20°C)	γ_b	~8800	N/m ³
Esfuerzo de fluencia	S_y	207	MPa
Esfuerzo de rotura	S_u	517	MPa

Fuente: Design of Hydraulic Gates (Anexo A.2).

Por ET se considera que:

$$\sigma_{\text{adm-t}} = 0,5 \cdot S_y = 103,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{adm-c}} = 0,33 \cdot S_y = 68,31 \text{ MPa}$$

4.5.2 Dimensionado de la Rosca Interna

Se encuentra contemplada en la tabla 4.3, así como en la figura 4.1.

4.5.3 Dimensionado Exterior

La tuerca de bronce adopta una forma cilíndrica hueca roscada internamente, con una brida en la superficie exterior que asienta a los rodamientos axiales para soportar la carga axial generada durante la operación del mecanismo.

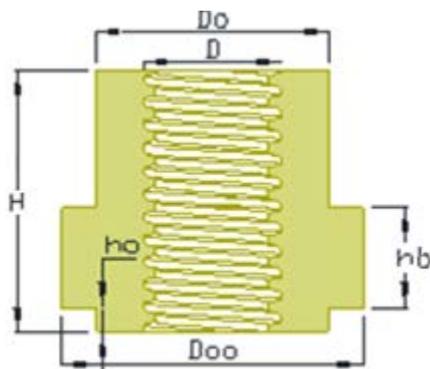


Figura 4.3 Nuez de Bronce.

- *Diámetro exterior del tubo (D_o):* Reemplazando los valores hallados en el presente capítulo en la siguiente fórmula, resulta:

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot (D_o^2 - D^2)}$$

$$D_o = 49,67 \text{ mm}$$

- *Diámetro de la brida (D_{oo}):* Reemplazando los valores ya conocidos resulta:

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot (D_{oo}^2 - D_o^2)}$$

$$D_{oo} = 58,69\text{mm}$$

- *Espesor de la brida (h_b):*

$$h_b = 0,5 \cdot D = 19,3\text{mm}$$

- *Altura de la nuez (H):*

$$H = N \cdot p$$

Para el cálculo, se considerará como 10 al número de hilos (N). Este valor es el máximo valor preferido para los cálculos.

$$H = 63,5\text{mm}$$

- *Altura h_o :* Se toma en base a la pista interna del rodamiento axial, para el asentamiento hacia la brida de la tuerca.

4.5.4 Justificación de la Operatividad de la Nuez

- *Esfuerzo normal en la tuerca:*

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot D^2} = 5,3 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm-t}$$

- *Esfuerzo de corte en las roscas de la tuerca:*

$$\tau = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot b} = 17,2 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm-c}$$

4.6 CÁLCULO DE LA VOLANTE DE ACCIONAMIENTO

Datos de entrada:

- α : Angulo entre los flancos normal al filete. $\alpha = 14,5^\circ$
- d_v : Diámetro de la volante. $d_v = 24 \text{ pulg} \approx 610 \text{ mm}$
- d_c : Diámetro medio del collar. $d_c = 44,15 \text{ mm}$

Tabla 4.6 Coeficientes de fricción (f) de pares roscados.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0,15 – 0,25	0,15 – 0,23	0,15 – 0,19	0,15 -0,25
Acero, aceite para máquina	0,11 – 0,17	0,10 – 0,16	0,10 – 0,15	0,11 – 0,17
Bronce	0,08 – 0,12	0,04 – 0,06	-	0,06 – 0,09

De la tabla 4.6:

- f: Coeficiente de fricción entre el tornillo de acero y la tuerca de bronce. $f = 0,23$

Tabla 4.7 Coeficientes de fricción (f_c) de collarines de empuje

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0,12	0,17
Acero duro sobre hierro fundido	0,09	0,15
Acero suave sobre bronce	0,08	0,10
Acero duro sobre bronce	0,06	0,08

Los rodamientos axiales de bolas al interior del mecanismo actúan como collarines de empuje. Debido a las características que presentan los rodamientos, se considera:

- f_c : Coeficiente de fricción entre el collarín y la superficie de apoyo. $f_c \cong 0$

- *Torque Máximo aplicado a la Volante:*

$$T_{\max} = F_{m0} \cdot \frac{d_v}{2} = 54,29 \text{ KN} - \text{mm}$$

- *Torque Necesario para Elevar la Carga:*

$$T_R = \frac{W \cdot d_m \cdot (\cos \alpha \cdot \tan \lambda + f)}{2 \cdot (\cos \alpha - f \cdot \tan \lambda)} + \frac{d_c \cdot f_c \cdot W}{2}$$

$$T_R = 39,33 \text{ KN} - \text{mm} \leq T_{\max}$$

- *Torque Necesario para Descender la Carga:*

$$T_L = \frac{W \cdot d_m \cdot (f - \cos \alpha \cdot \tan \lambda)}{2 \cdot (\cos \alpha + f \cdot \tan \lambda)} + \frac{d_c \cdot f_c \cdot W}{2}$$

$$T_L = 12,84 \text{ KN} - \text{mm} \leq T_{\max}$$

4.7 CÁLCULO DE LOS PERNOS DE UNIÓN

Para homogenizar la selección de pernos de unión, se eligieron del Anexo A.8 los pernos de clase SAE 8.8 (usualmente seleccionado por el tipo de material y tratamientos térmicos aplicados), según información del siguiente cuadro de dimensiones, propiedades mecánicas y material:

Tabla 4.8 Características del perno clase 8.8

Clase	Tamaño	Carga de Prueba S_p (MPa)	Límite de Fluencia S_y (MPa)	Límite de Rotura S_u (MPa)	Material
8.8	Hasta M36	600	660	830	Acero de mediano y bajo carbono, Tratado y revenido.

Fuente: Diseño de elementos de máquinas I – F. Alva.

4.7.1 Unión Carcasa - Pedestal

El manual Armco nos da algunas pautas de esta unión: el diámetro de los agujeros pasantes es de 5/8 pulgadas, espaciados en un ángulo de barrido de 30°, contabilizando 12 agujeros en total. Al tener una única carga actuante (carga axial) se desarrollarán cálculos para reducir dicha cantidad de agujeros, partiendo del valor base de cuatro agujeros (cuatro pernos que conformarán la unión) y considerando un diámetro inicial de 12 milímetros.

De la tabla 3.1:

Carga máxima de izaje: 2750 lbf \leftrightarrow 12,26 KN \rightarrow *Carga a soportar por 4 pernos (tracción).*

Entonces: Carga por 1 perno = $F_{t-1p} = 3065,63$ N

De la tabla 2.1, para carga normal:

Factor de seguridad = FDS = 6

De la ecuación de Factor de seguridad: $FDS = \frac{S_y}{S_d}$

Reemplazando de tabla 2.1 y tabla 4.8: $S_d = 110$ Mpa

El esfuerzo de diseño se calcula por la siguiente ecuación:

$$S_d = \frac{F_{t-1p}}{A_s} \rightarrow 110 \text{ MPa} = \frac{3065,63 \text{ N}}{A_s}$$

Reemplazando: $A_s = 27,87 \text{ mm}^2$

Comparando con el valor en el Anexo A.7: $A_s = 27,87 \text{ mm}^2 \leq 83,24 \text{ mm}^2$

Conclusión: La unión carcasa-pedestal se realizará con 4 pernos y tuercas hexagonales M12 de clase 8.8.

4.7.2 Unión Volante – Nuez

Esta unión estará sometida a esfuerzos cortantes. Se iniciará el análisis tomando cuatro pernos de 4 milímetros de diámetro tipo Allen para la sujeción entre partes.

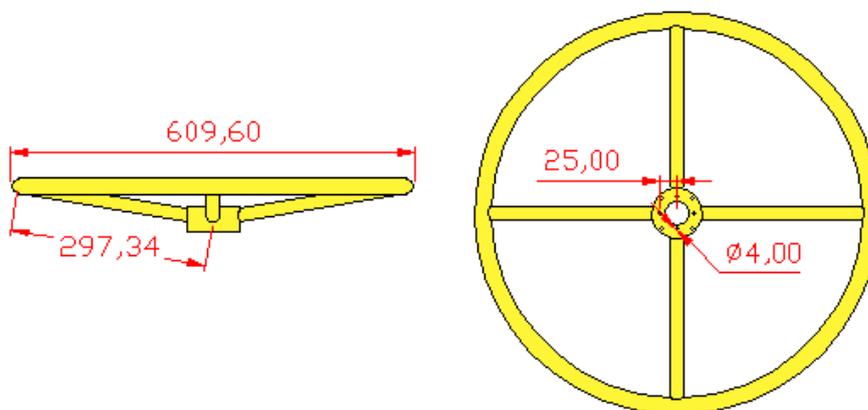


Figura 4.4 Dimensiones generales de la volante y del agujero de unión con la nuez de izaje.

De la tabla 3.1:

Carga de accionamiento de la volante según Armco: 40 lbf <> 178,5 N

De la figura 4.4: Longitud del brazo: ~300 milímetros.

Entonces el torque de accionamiento de la volante τ_{av} será:

$$\tau_{av} = 178,5 \text{ N} \cdot 300 \text{ mm} = 53,55 \text{ KN} - \text{mm}$$

Por otro lado, el torque también se puede calcular de la siguiente manera:

$$\tau_{av} = F_{s-4p} \cdot 25 \text{ mm} = 53,55 \text{ KN} - \text{mm}$$

$$F_{s-4p} = 2,142 \text{ KN}$$

Entonces la carga por cada perno será: $F_{s-1p} = 535,5 \text{ N}$

De la tabla 2.1, para carga normal:

$$\text{Factor de seguridad} = \text{FDS} = 6$$

De la ecuación de Factor de seguridad: $\text{FDS} = \frac{S_y}{S_d}$

Reemplazando de tabla 2.1 y tabla 4.8: $S_d = 110 \text{ MPa}$

El esfuerzo de diseño se calcula por la siguiente ecuación:

$$S_d = \frac{F_{s-1p}}{A_s} \rightarrow 110 \text{ MPa} = \frac{535,5 \text{ N}}{A_s}$$

Reemplazando: $A_s = 4,87 \text{ mm}^2$

Comparando con el Anexo A.7: $A_s = 4,87 \text{ mm}^2 \leq 8,65 \text{ mm}^2$

Conclusión: La unión volante - nuez de izaje se realizará con 4 pernos tipo allen M4 clase 8.8.

4.7.3 Unión Protector de Eje - Volante

Al actuar como protector o tapa, en esta unión no se consideran fuerzas de tensión ni de corte, por lo que no requiere de cálculos para justificar la resistencia de los pernos elegidos. Al no tener restricciones, la selección de los pernos será en

base a características similares a los ya empleados: se tomarán 4 pernos de cabeza hexagonal M6 clase 8.8.

4.8 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos se fabrican en una gran variedad de tipos, formas y dimensiones. Cada tipo de rodamiento presenta propiedades y características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una determinada aplicación.

La consideración más importante en la selección de un rodamiento es escoger aquel que permita a la máquina o mecanismo en la cual se instala, un funcionamiento satisfactorio.

Para facilitar el proceso de selección y lograr la determinación del rodamiento más apropiado para una tarea, se deben considerar diversos factores y contrastarlos entre sí:

1. Espacio disponible.
2. Magnitud, dirección y sentido de la carga.
3. Desalineación.
4. Velocidad.
5. Nivel de ruido.
6. Rigidez.
7. Montaje y desmontaje.

4.8.1 Funciones de los Rodamientos: Los rodamientos a seleccionar para el mecanismo de izaje tipo HPB-24 deben cumplir dos funciones esenciales:

- Soportar y mantener el alineamiento del eje semi-roscado, permitiendo el giro de la tuerca de izaje con un mínimo de fricción.
- Soportar cargas axiales.

4.8.2 Selección del Tipo: La compuerta tiene un desplazamiento lineal vertical en sentido ascendente y descendente que genera cargas axiales en el conjunto tuerca de izaje – volante durante el giro respecto al eje semi-roscado, dada esta exigencia, se seleccionarán dos rodamientos de tipo axiales de bolas de simple efecto, instalados uno en posición contraria al otro. Asimismo, la selección del rodamiento se encuentra limitada a las dimensiones del alojamiento de la carcasa, por lo que el diámetro del alojamiento será el factor decisivo en la selección.

4.8.3 Rodamientos Axiales de Bolas de Simple Efecto: En este tipo de rodamientos, las bolas están alojadas en una jaula portabolas dispuesta entre una arandela ajustada en el alojamiento de la carcasa y una arandela ajustada al eje. Es desmontable, siendo su montaje muy simple, ya que los componentes se pueden montar por separado. El ángulo de contacto es de 90° , debiendo el plano de rodamiento ser perfectamente perpendicular al eje de rotación.



Figura 4.5 Componentes del rodamiento axial de bolas: (A) Arandela de eje, (B) elementos rodantes y jaula, (C) arandela de alojamiento.

Este tipo de rodamientos puede soportar cargas axiales en un sentido; a su vez, no resulta apropiado para operar a elevadas velocidades. Para asegurar el guiado de las bolas en sus caminos de rodadura, deben estar solicitados permanentemente por una carga axial mínima o precarga.



Figura 4.6 Vista de corte isométrica del rodamiento.

4.8.4 Parámetros de Selección

- *Calculo de la capacidad estática del rodamiento (Co):* Las ET de la obra atribuyen un factor de seguridad mínimo de 5 para la selección del rodamiento.

Como dato se tiene la fuerza de accionamiento de la compuerta:

S_o : Factor de seguridad estático. $S_o = 5$

P_o : Carga Estática Equivalente. $P_o = 6,2 \text{ KN}$

$$C_o = S_o \cdot P_o = 31 \text{ KN}$$

- *Dimensiones de la nuez de izaje:* Se tiene de dato el valor hallado del diámetro exterior del tubo de la nuez D_o , de 49,67 milímetros. Este valor es el mínimo requerido para el diámetro interno de la pista del rodamiento (en la siguiente figura se identifica como "d").

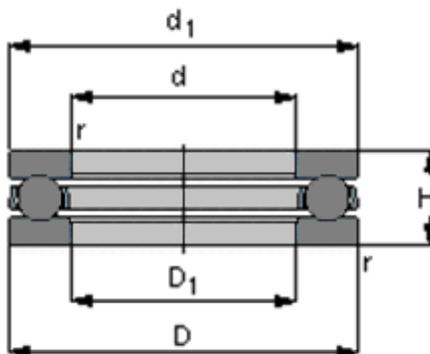


Figura 4.7 Vista de corte para dimensionado del rodamiento.

4.8.5 Tolerancias de Ajuste

Para la precisión dimensional, ISO prescribe tolerancias y límites de errores permisibles para las dimensiones principales (diámetros interior y exterior, ancho y rebordes redondeados), necesarias para el montaje de rodamientos sobre árboles y alojamientos de soportes.

El ajuste del rodamiento exige unas tolerancias estrechas para garantizar un correcto funcionamiento. La tolerancia del árbol sobre el cual va montado el rodamiento, así como la del alojamiento cilíndrico en el soporte ya se encuentran considerados en el catálogo de productos SKF, del cual se tendrá el apoyo para la selección del rodamiento más adecuado.

4.8.6 Selección del Rodamiento

Con todas estas consideraciones elegimos el rodamiento más adecuado. La selección del rodamiento se realizará con ayuda de la página virtual de SKF, la cual

nos mostrará todas las bondades del diseño del rodamiento elegido, regidas por la norma ISO.

Considerando el tipo de rodamiento elegido, así como los parámetros de selección, el rodamiento a emplear será:

Tabla 4.9 Rodamientos axiales de bolas de simple efecto.

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Códigos de velocidad		Masa	Designación
d	D	H	C	C ₀	Velocidad de referencia	La limitación de velocidad	kg	-
mm			kN		r / min			
40	68	19	46,8	106	3800	5300	0,27	51208
40	78	26	61,8	122	3000	4300	0,53	51308
40	90	36	112	224	2400	3400	1,1	51408
45	65	14	26,5	69,5	4500	6300	0,15	51109
45	73	20	39	86,5	3600	5000	0,32	51209
45	85	28	76,1	153	2800	4000	0,66	51309
45	100	39	130	265	2200	3000	1,42	51409
50	70	14	27	75	4300	6300	0,16	51110
50	78	22	49,4	116	3400	4500	0,37	51210
50	95	31	88,4	190	2600	3600	0,94	51310
50	110	43	159	340	2000	2800	2	51410
55	78	16	30,7	85	3800	5300	0,24	51111
55	90	25	61,8	146	2800	4000	0,59	51211
55	105	35	104	224	2200	3200	1,3	51311
55	120	48	195	400	1800	2400	2,55	51411
60	85	17	41,6	122	3600	5000	0,3	51112
60	95	26	62,4	150	2800	3800	0,65	51212
60	110	35	101	224	2200	3000	1,35	51312
60	130	51	199	430	1600	2200	3,1	51412 M
65	90	18	37,7	108	3400	4800	0,33	51113
65	100	27	63,7	163	2600	3600	0,78	51213
65	115	36	106	240	2000	3000	1,5	51313
65	140	56	216	490	1500	2200	4	51413 M
70	95	18	40,3	120	3400	4500	0,35	51114
70	105	27	65	173	2600	3600	0,79	51214
70	125	40	135	320	1900	2600	2	51314
70	150	60	234	550	1400	2000	5	51414 M
75	100	19	44,2	146	3200	4300	0,4	51115
75	110	27	67,6	183	2400	3400	0,83	51215
75	135	44	163	390	1700	2400	2,6	51315

Fuente: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/index.html>

Este rodamiento cuya serie es 51111 cumple con la capacidad de carga C₀, así como con la dimensión de referencia dada por la nuez de izaje D₀.

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Códigos de velocidad		Masa	Designación
d	D	H	C	C ₀	Velocidad de referencia	La limitación de velocidad	kg	-
55	78	16	30,7	85	3800	5300	0,24	51111

Figura 4.8 Rodamiento Axial de Bolas Serie 51111.

4.9 SECUENCIA DE DIMENSIONADO DE LAS PARTES DEL MECANISMO

Para nuestro caso, la carga máxima de izaje para el mecanismo es prácticamente la mitad de la capacidad total de carga considerada en el manual Armco, por lo que se buscó reducir las dimensiones de las partes internas por debajo de los considerados en el diseño inicial.

El dimensionado del mecanismo tiene origen en las figuras del capítulo III (3.4 y 3.5) extraídas del manual Armco, que dimensionan preliminarmente las bases planas del pedestal, la altura final del mismo y el diámetro exterior de la volante de accionamiento. Es así que los valores de partida son:

- Lado de base cuadrada: 13 pulg <> 330,2 mm
- Altura total del pedestal: 31 pulg <> 787,4 mm
- Diámetro de la base superior: 9 pulg <> 228,6 mm
- Diámetro de la volante: 24 pulg <> 609,6 mm

Para homogenizar las bases del pedestal, ambas serán fabricadas con plancha estructural de 12 milímetros de espesor.

La base superior del pedestal tendrá una triple función: como asiento de la carcasa y las demás partes, unido mediante cuatro pernos a la carcasa; tendrá alojado la pista o arandela de alojamiento del rodamiento axial inferior, maquinado con un diámetro exterior de 85 milímetros y profundidad de 5 milímetros (definido por las dimensiones del rodamiento seleccionado, serie 51111) y, por último, alojará al sello mecánico inferior, con un diámetro exterior de 62 milímetros y una profundidad de 5 milímetros (dadas las dimensiones del sello elegido, Anexo A.12). El tubo o cuerpo del pedestal será de 3 pulgadas de diámetro nominal Schedule N° 40 y se definió en base al diámetro exterior del eje semi-roscado, al diámetro exterior del acople mecánico, a la posición de los rodamientos para el montaje y a la rigidez que pueda alcanzar para mantener estable la estructura durante el reposo y la operación del mecanismo.

Para el eje semi-roscado se utilizó el diámetro exterior del diseño de 1 ½ pulgadas, valor que fue considerado en un inicio debido a las recomendaciones de las ET (planos), con ello también se dimensionó el diámetro interior de la nuez de izaje. Por fórmulas aplicadas según la carga a izar, asimismo, considerando las dimensiones de los pernos de sujeción con la volante, los rodamientos y los sellos mecánicos se definieron las medidas de la nuez.

Las dimensiones de la carcasa surgen como consecuencia de las dimensiones de las partes ya definidas (pedestal, nuez, rodamientos, sellos) y con algunas consideraciones del manual Armco (figura 3.5).

Los cambios aplicados a todas las partes mencionadas ocasionaron la disminución de la altura total del mecanismo (figura 3.4). Por exigencias del manual Armco (figuras 3.4 y 3.5), para alcanzar la altura recomendada de la volante respecto a la base inferior del pedestal se le otorga una angulación de 10° (respecto a un plano horizontal imaginario) a los arriostres o brazos de la volante, cuyos ejes se hallaban paralelos al plano de la superficie del piso de concreto, para recuperar la altura perdida. Consecuentemente, este nuevo diseño brindará una mayor estabilidad y rigidez a la volante, con el aumento de un arriostre y según la dirección de la carga aplicada por los brazos del operador que posee una posición inercial angulada.

Para finalizar el dimensionado de partes, las dimensiones del protector del eje están restringidas por el desplazamiento vertical del eje semi-roscado, el diámetro del eje, los pernos de unión de la brida del protector con la volante y por la función que desempeña en el mecanismo. Entonces, la fabricación se desarrollará con tubo redondo electrosoldado de 2 pulgadas de diámetro exterior. El ligero espesor de tubo permite realizar cortes longitudinales en este, que servirán como visor para determinar la posición de la compuerta según el desplazamiento vertical ascendente y descendente del eje semi-roscado.

4.10 MODELADO Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE LAS PARTES QUE SOPORTAN LA CARGA DE IZAJE

El pedestal, la nuez y el eje fueron modelados y analizados en Solidworks2013, obteniendo los siguientes resultados:

4.10.1 Modelado y Análisis del Pedestal:

Modelado: En la figura 4.9 el pedestal evidencia el maquinado de un alojamiento para el rodamiento inferior y dos agujeros pequeños para los pines de alineamiento con la carcasa.

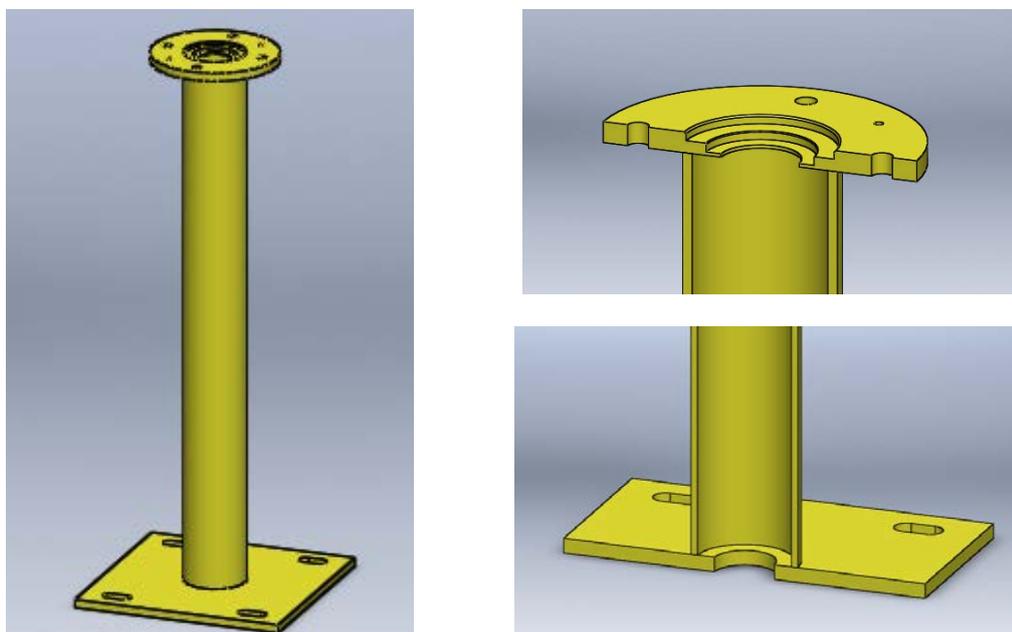


Figura 4.9 Vista isométrica y vista de corte isométrica del pedestal.

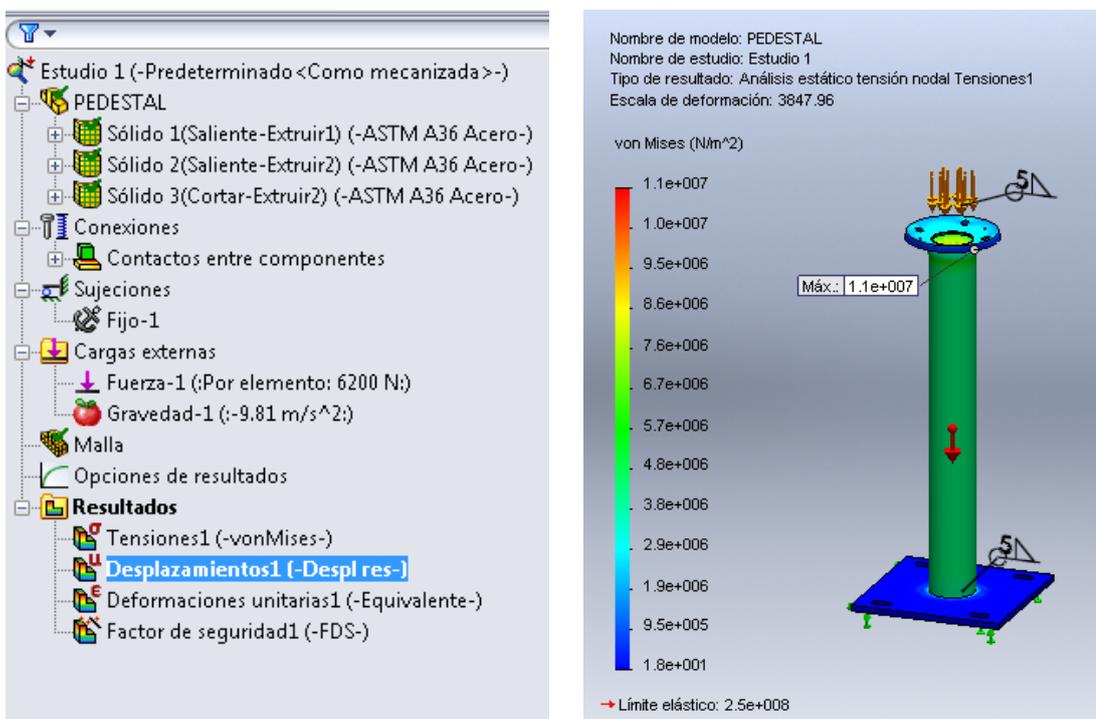
Análisis en Solidworks2013: Simulado por análisis estático con una carga aplicada de 6200 N. La imagen superior izquierda de la figura 4.10 muestra el material y la carga sometida.

Resultados obtenidos:

- *Análisis de esfuerzos:* El esfuerzo máximo de $0,11e+008 \text{ N/m}^2$ se encuentra en la zona de unión del tubo y la placa superior. El límite de elasticidad del

material es $2,5e+008$ N/m². La figura superior derecha 4.10 muestra la deformación del pedestal a una escala de 3848:1.

- *Análisis de desplazamiento estático:* El mayor desplazamiento generado en la placa superior sería 0,02mm, tal como indica la figura inferior izquierda 4.10.
- *Análisis de factor de seguridad:* El valor de factor de seguridad mínimo será 17,28 y se localiza en la placa superior, en la zona de apoyo del rodamiento.



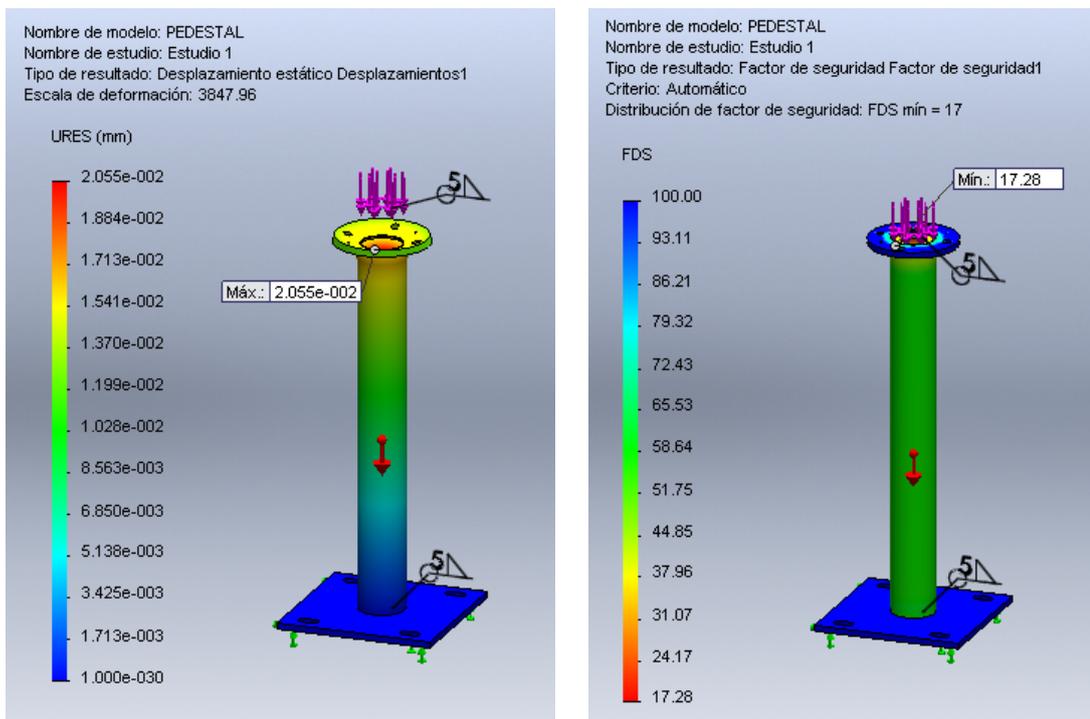


Figura 4.10 Análisis del pedestal en SW-13.

4.10.2 Modelado y Análisis de la Nuez

Modelado: La nuez de izaje tendrá la siguiente apariencia:

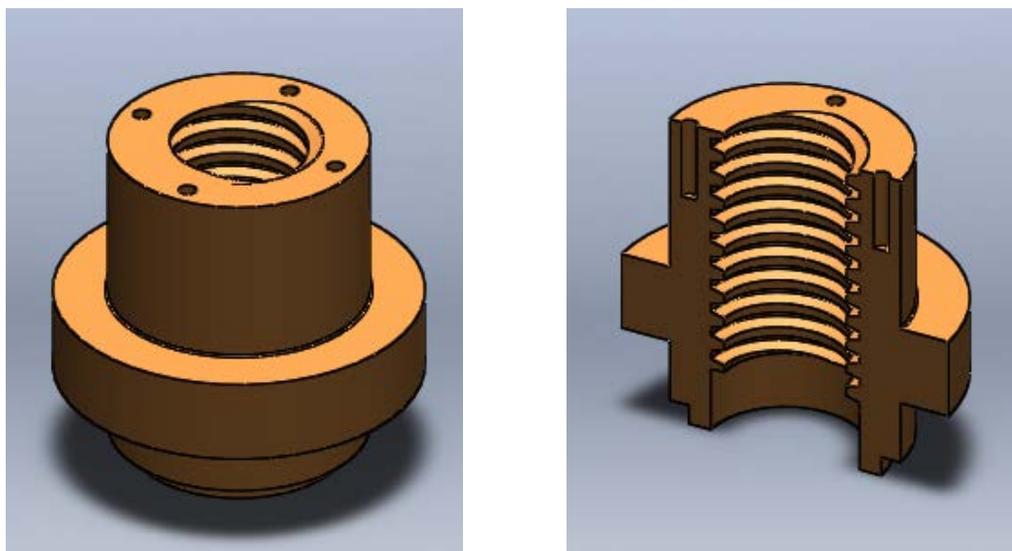


Figura 4.11 Vista isométrica y vista de corte isométrica de la nuez de izaje.

Análisis en Solidworks2013: Por análisis estático, con la carga aplicada en sentido axial a la superficie roscada y con sujeción en la parte inferior de la brida. La imagen superior izquierda indica el material y la carga aplicada de 6200 N.

Resultados obtenidos:

- *Análisis de esfuerzos:* El esfuerzo máximo de $0,27e+008 \text{ N/m}^2$ se halló en el radio de curvatura de la parte superior de la brida. El límite de elasticidad del material es de $2,75e+008 \text{ N/m}^2$. A una escala de deformación de 1825:1 la nuez de izaje se deformaría tal como muestra la figura superior derecha 4.12.
- *Análisis de desplazamiento estático:* La carga aplicada origina un desplazamiento máximo de 0,0048mm que a una escala de deformación de 1825:1 es apreciado como se observa en la figura inferior izquierda 4.12.
- *Análisis de factor de seguridad:* El factor de seguridad mínimo en la nuez será 10,14 y se evidenció en el radio de curvatura de la parte superior de la brida.

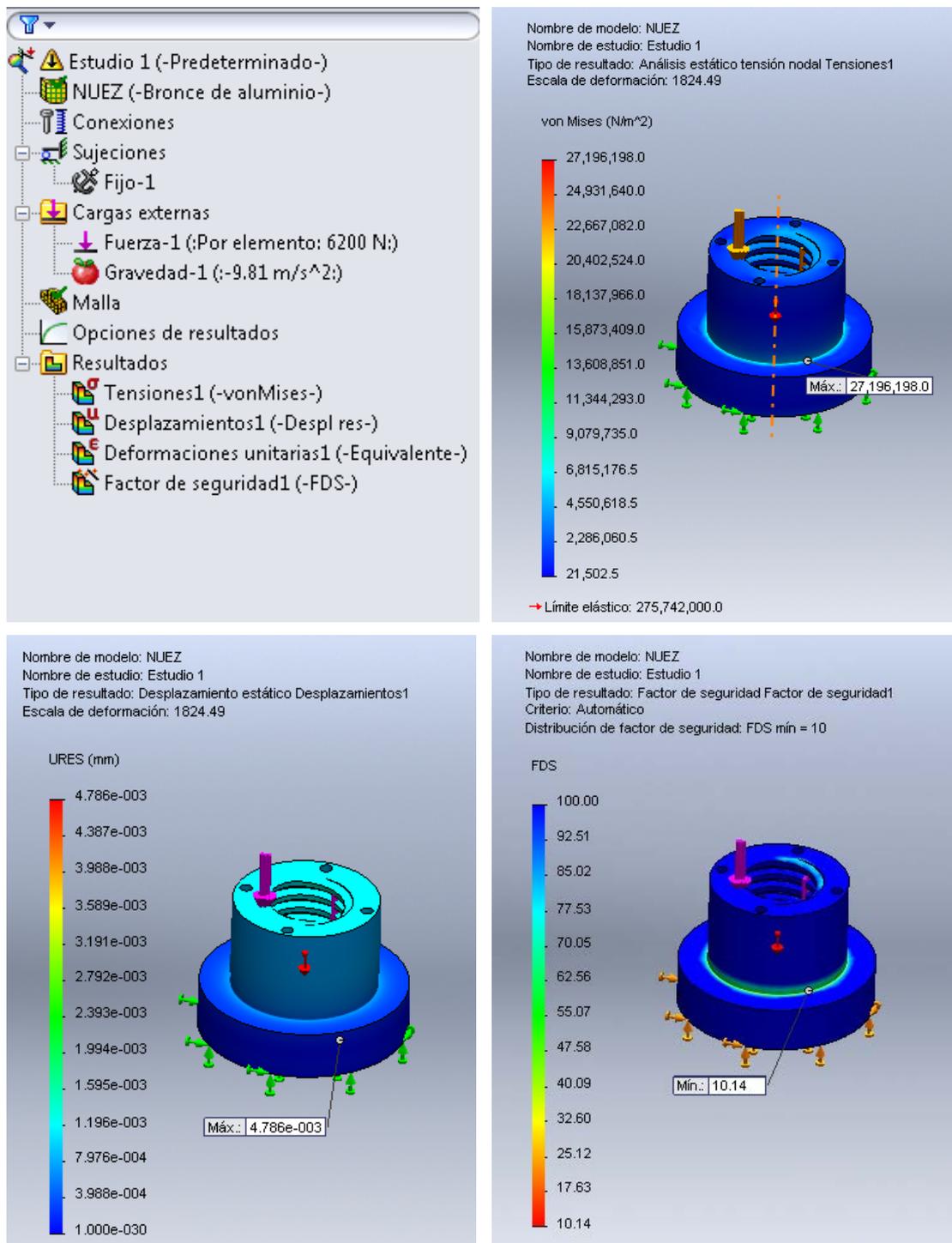


Figura 4.12 Análisis de la nuez de izaje en SW-13.

4.10.3 Análisis del Eje Semi-roscado:

Modelado: Este eje consta de una parte roscada y otra lisa. Ambas estarán unidas mediante un acople mecánico, por facilidad de maquinado y para el mantenimiento del mecanismo. Según recomendaciones de diseño (del libro 1 de la Bibliografía), este eje debe ser analizado como columna esbelta larga, considerando el cierre de la compuerta donde existen fuerzas de compresión actuantes en el eje que probablemente puedan conducir al pandeo del mismo.

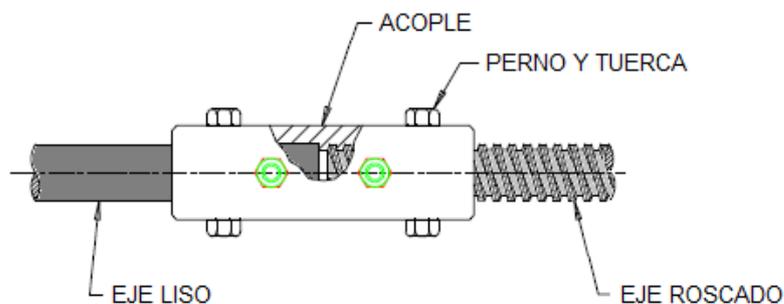


Figura 4.13 Acople mecánico entre el eje liso y el eje roscado.

Análisis por Pandeo: El análisis por pandeo realizado en el eje muestra en la imagen superior izquierda (figura 4.14) el material del eje, se consideró para este análisis la carga máxima dada por la capacidad (tabla 3.1) de 2750 libras, equivalente a 12232,6 Newton. Las sujeciones consideradas fueron: fijo en la parte inferior del eje y desplazamiento axial de 900 milímetros sobre cara cilíndrica en la parte superior del eje.

Resultado obtenido: El resultado del análisis señala que a una carga de 2750 libras se genera un factor de carga de $9,3315 \times 10^{-5}$. Este valor, al hallarse entre 0 y 1 evidencia un pandeo previsto (ver Anexo A.11), es decir, las cargas aplicadas superan las cargas críticas calculadas.

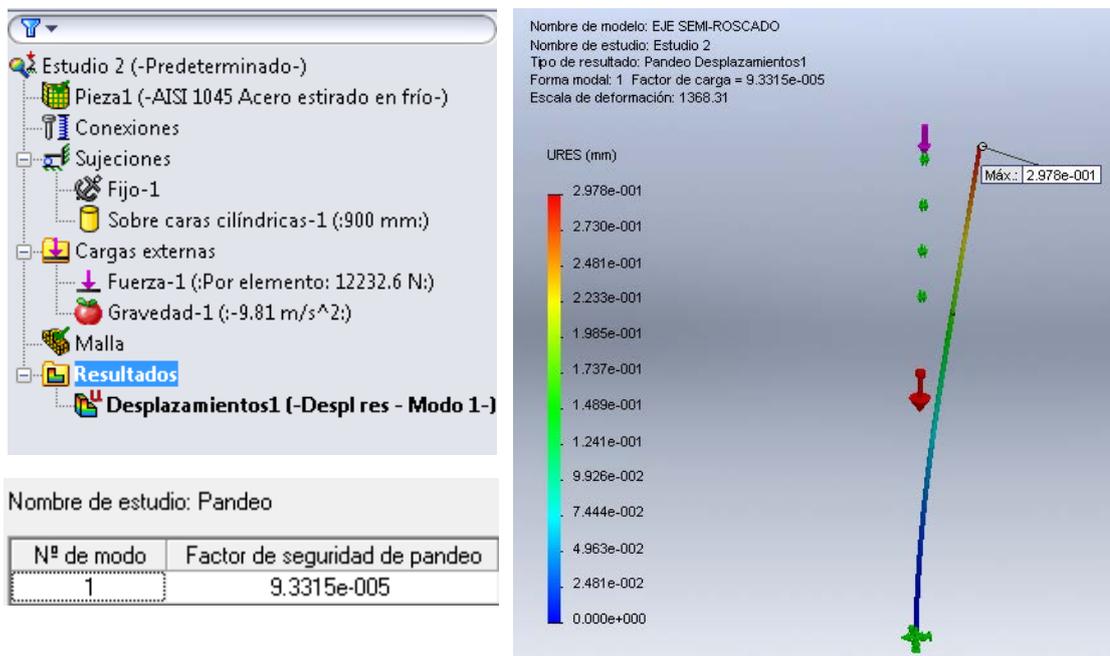


Figura 4.14 Análisis de pandeo del eje semi-roscado.

Conclusión: Se espera el pandeo del eje.

Del manual de diseño de Waterman Industries se obtuvo la siguiente tabla que muestra valores recomendados para colocar guías a determinadas distancias del desarrollo de la longitud del eje semi-roscado, para evitar el pandeo:

Tabla 4.10 Espacio máximo recomendado entre guías (unidades en pulgadas).

L/R 200		D: Diámetro, E: Espaciado, S: Sólido, T: Roscado														
D	¾ S	¾ T	1 S	1 T	1 ¼ S	1 ¼ T	1 ½ S	1 ½ T	2 S	2 T	2 ½ S	2 ½ T	3 S	3 T		
E	43 ¾	34 ¾	50	41	56 ¼	47 ¼	62 ½	53 ½	75	66	100	91	125	116	150	141

Fuente: Waterman Gate Lift Operators and Accessories.

De la tabla 4.10 obtenemos los valores recomendados, tanto para eje liso como para eje roscado:

$$E = 66 \text{ pulg } \langle \rangle 1674,4 \text{ mm } \textit{(para eje roscado)}$$

$$E = 75 \text{ pulg } \langle \rangle 1905 \text{ mm } \textit{(para eje liso)}$$

Dada la disposición del mecanismo en la obra civil se recomendaría instalar una sola guía, para evitar el pandeo del eje:

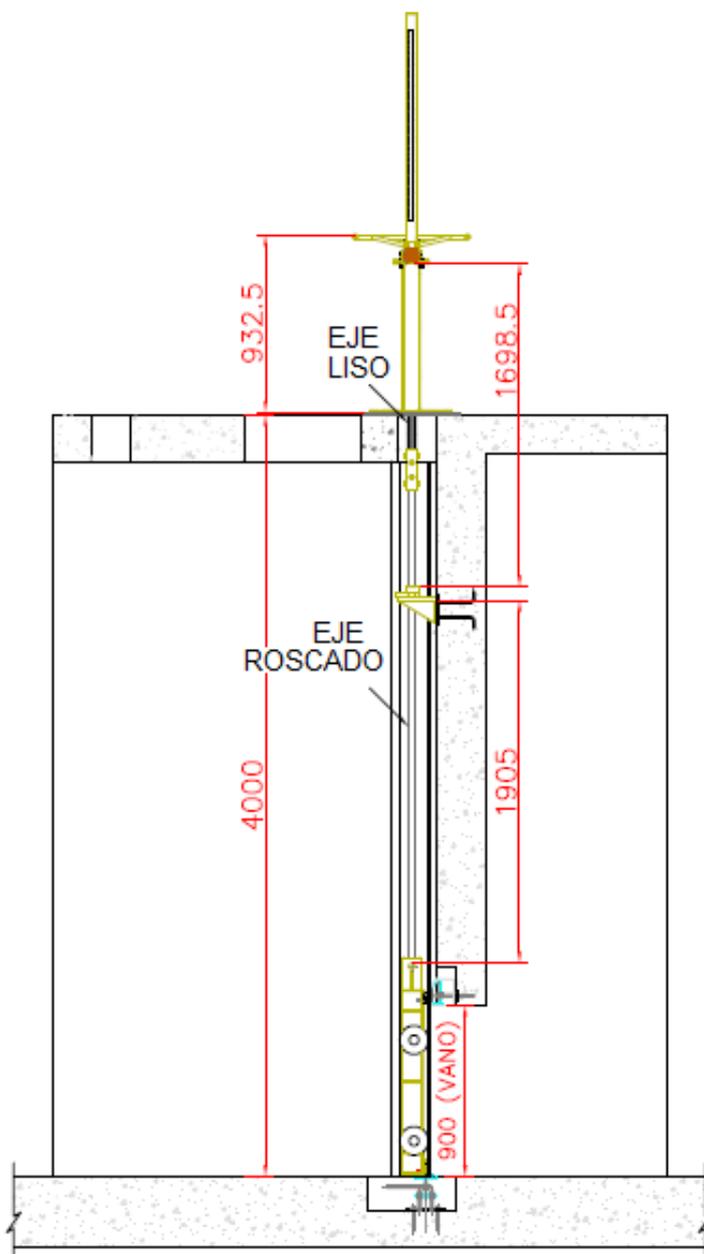


Figura 4.15 Ubicación de la guía en la obra.

4.11 MODELADO DE LAS PARTES COMPLEMENTARIAS

El modelado de las partes no afectadas directamente por la carga aplicada se observa a continuación:

Modelado de la volante: La volante poseerá angulación en los brazos similar a la posición adoptada por los brazos del operador.

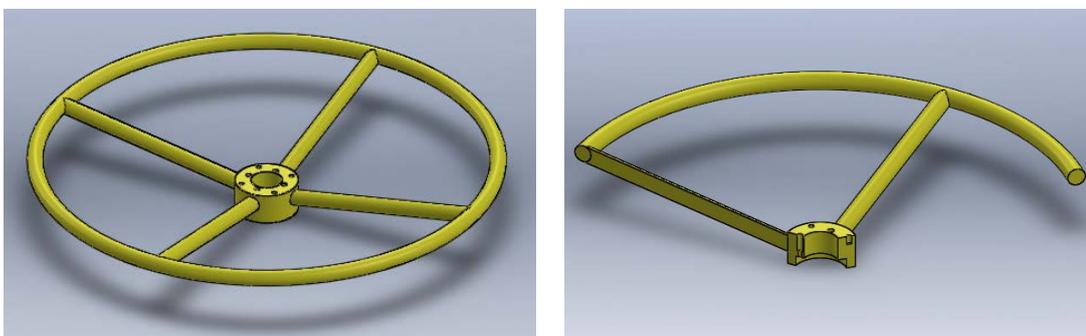


Figura 4.16 Vista isométrica y vista de corte isométrica de la volante.

Modelado de la carcasa: Será maquinada para alojar el rodamiento superior y el sello mecánico. Posee dos agujeros en la superficie inferior de la brida para el alineamiento con el pedestal, por los pines. Tendrá agujeros pasantes en la superficie lateral, para la lubricación y alivio (figura 4.17).

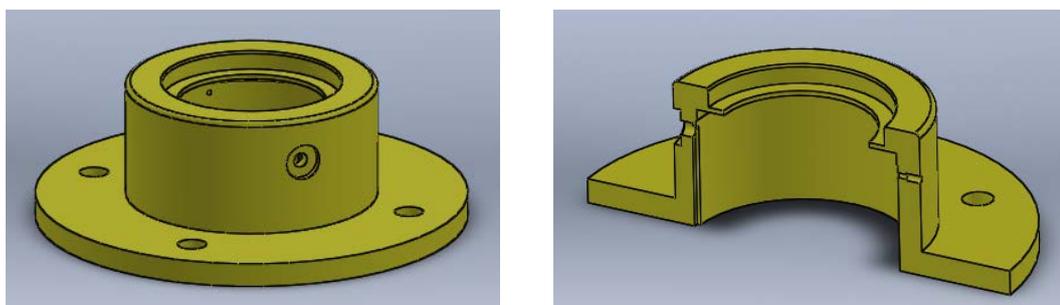


Figura 4.17 Vista isométrica y vista de corte isométrica de la carcasa.

Modelado del protector de eje: Se aprecian los extremos del protector y cortes longitudinales en el cuerpo, para visualizar la posición de la compuerta.

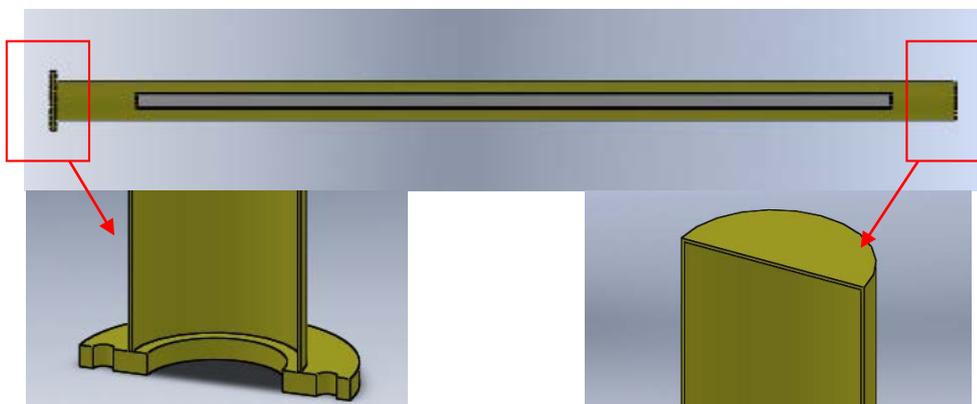


Figura 4.18 Vista isométrica y vista de corte isométrica del protector de eje.

4.12 MODELADO DEL ENSAMBLE FINAL

Finalmente, el mecanismo ensamblado tendrá la siguiente forma:

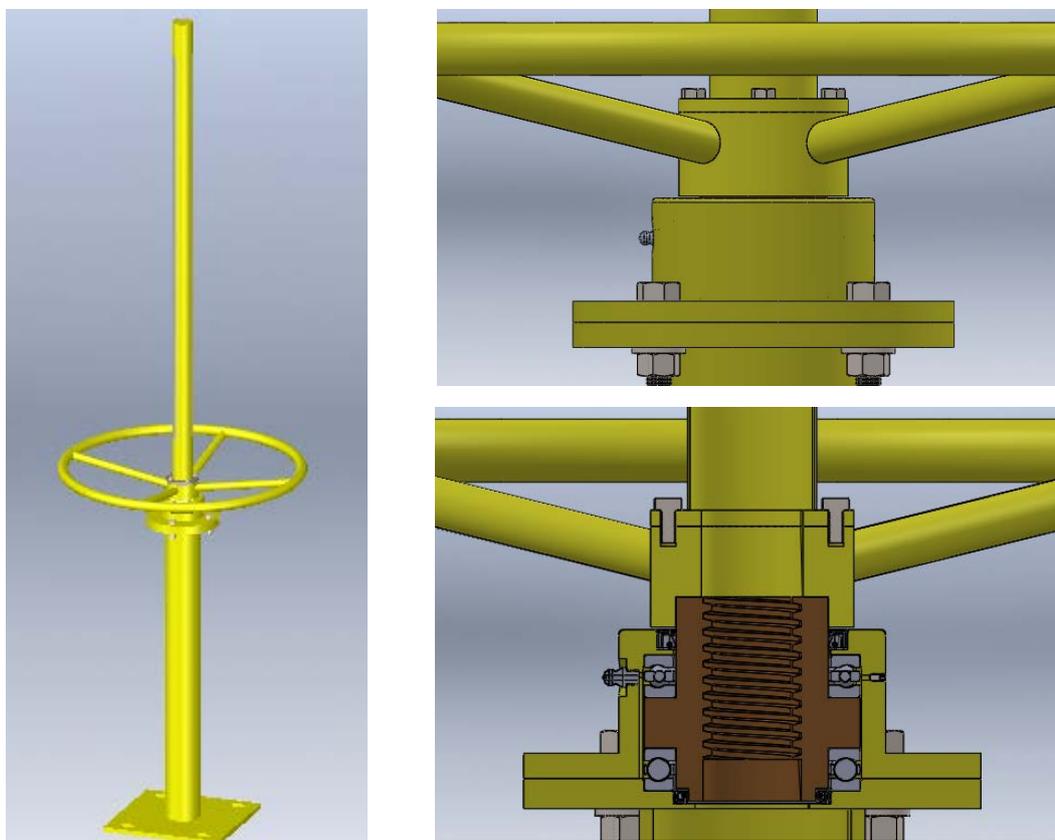


Figura 4.19 Vista isométrica y vista de corte del mecanismo de izaje.

4.13 COMPARATIVO ENTRE EL DISEÑO Y EL REDISEÑO

El comparativo entre ambos diseños se hará de manera simplificada, fuera de los aspectos técnicos mencionados anteriormente.

4.13.1 Comparativo visual

Exteriormente, es evidente la diferencia entre ambos mecanismos, tal y como muestra la siguiente figura:

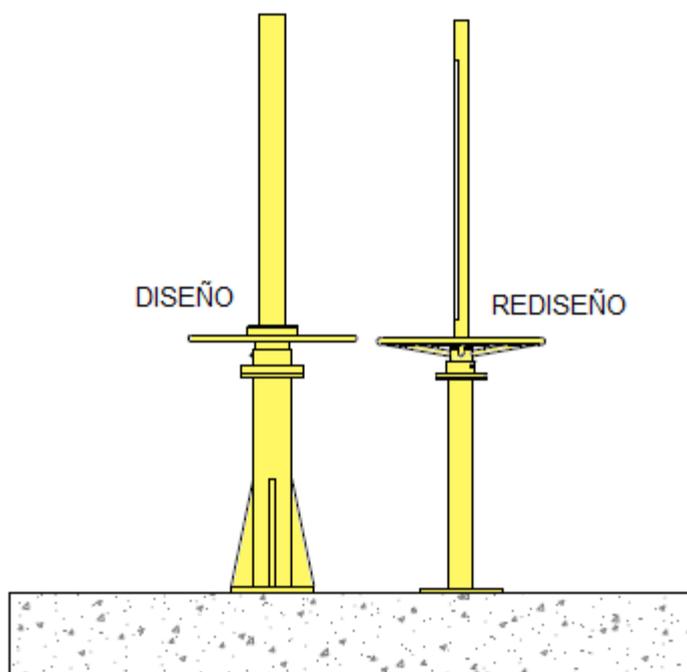


Figura 4.20 Paralelo visual entre los mecanismos.

Se aprecia cuan robusto resultó el mecanismo en el diseño o, mejor dicho, es notorio el aligeramiento que se consigue con el rediseño. Visualmente en la figura 4.20, existen variaciones en las dimensiones generales de ambos diseños. En la figura 4.21 se resaltan las dimensiones generales de ambos mecanismos:

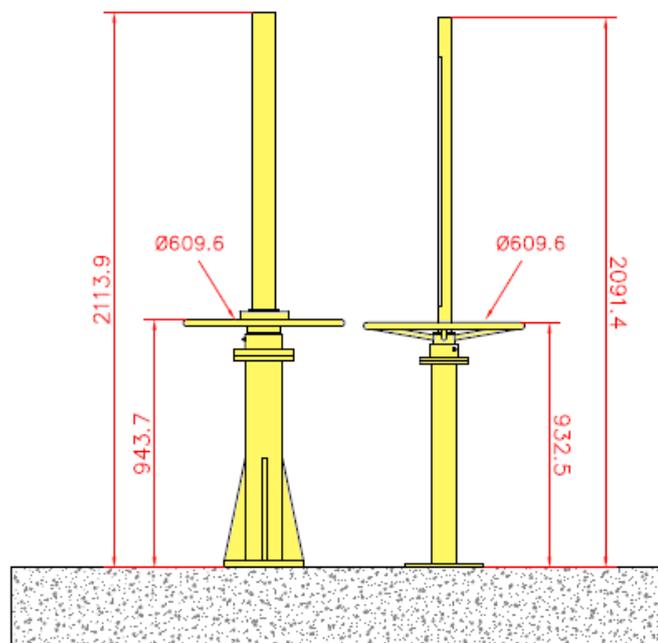


Figura 4.21 Comparativo de dimensiones exteriores.

4.13.2 Comparativo de Masas

La reducción de masa resulta considerable. El mecanismo diseñado tiene una masa total de 95,51 kilogramos, mientras que el mecanismo rediseñado se calcula una masa igual a 34,22 kilogramos. A continuación se muestran dos tablas que contienen las masas por elementos de ambos mecanismos:

Tabla 4.11 Masas de las partes del mecanismo diseñado.

Mecanismo Diseñado				
Item	Descripción	Cantidad	Masa (kg)	Masa Total (kg)
1	Pedestal	1	45.19	45.19
2	Carcasa	1	7.57	7.57
3	Nuez	1	5.87	5.87
4	Volante	1	18.61	18.61
5	Protector de eje	1	16.65	16.65
6	Rodamiento	2	0.76	1.52
7	Grasera	1	0.00	0.00
8	Pernería	-	0.10	0.10
Masa Total del Mecanismo (kg):				95.51

La masa total de 95,51 kilogramos se sustenta con la siguiente imagen, obtenida en el cálculo realizado en SW-13:

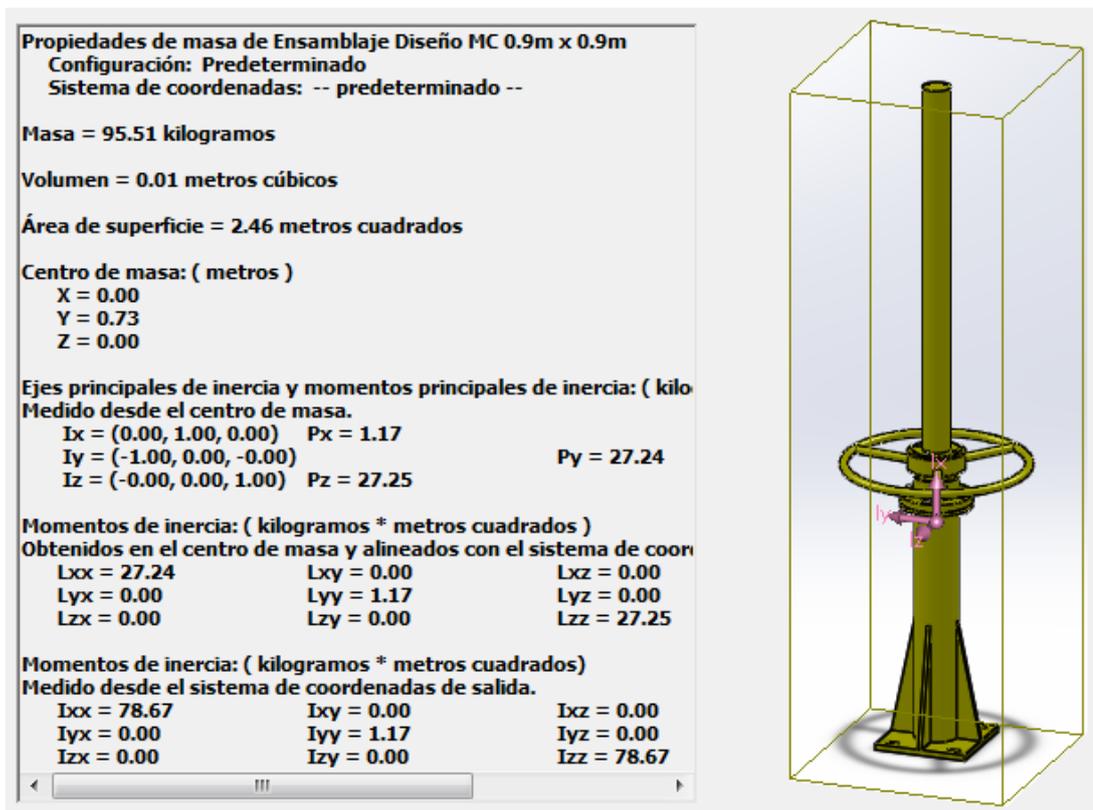


Figura 4.22 Resultados de masa del diseño analizado en SW-13.

Tabla 4.12 Masas de las partes del mecanismo rediseñado.

Mecanismo Rediseñado				
Item	Descripción	Cantidad	Masa (kg)	Masa Total (kg)
1	Pedestal	1	18.43	18.43
2	Carcasa	1	2.5	2.5
3	Nuez	1	1.47	1.47
4	Volante	1	9.58	9.58
5	Protector de eje	1	1.56	1.56
6	Rodamiento	2	0.31	0.62
7	Grasera	1	0.00	0.00
8	Retén AS	1	0.01	0.01
9	Retén S	1	0.00	0.00
10	Pin	2	0.00	0.00
11	Pernería	-	0.05	0.05
Masa Total del Mecanismo (kg):				34.22

La masa total de 34,22 kilogramos se sustenta con la siguiente figura, obtenida en el cálculo realizado en SW-13:

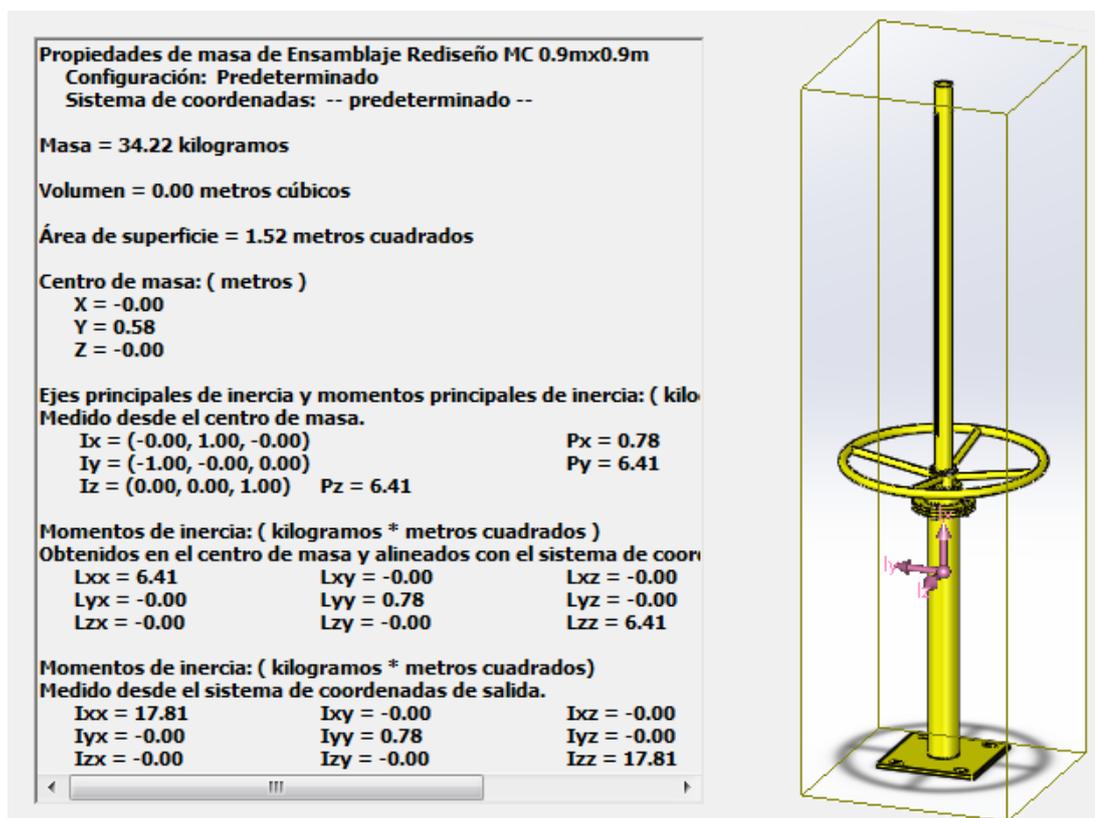


Figura 4.23 Resultados de masa del rediseño analizado en SW-13.

CONCLUSIONES

1. Con el rediseño se logró reducir un valor porcentual equivalente a 64,17% de masa respecto al mecanismo inicial, lo cual significa tener un modelo más ligero (menor masa), seguro (los factores de seguridad de las partes se encuentran por encima de 6), eficiente (la transferencia de potencia es directa), de fácil manejo (de fácil apertura y cierre por la fuerza del operador), de vida prolongada (el diseño contempla la buena práctica de mantenimiento preventivo de las partes giratorias) y con menores costos tanto en la fabricación como para el transporte hacia la zona de operación.
2. Se concluye que la nuez de izaje y el eje semiroscado forman un conjunto autobloqueante, es decir, cuando la compuerta se encuentra en una posición ajena al de cierre total, la compuerta mantendrá dicha posición y no cederá por la acción gravitatoria. Esta condición lo da el par roscado transmisor de potencia, ya que el coeficiente de fricción del par roscado es mayor a la tangente del ángulo de avance de la rosca (ecuación 2.10).
3. La lubricación de las partes giratorias del mecanismo se realizará con grasa, por su buen comportamiento en condiciones de velocidades de giro bajas, por trabajar con elevadas cargas y por tener larga duración, condiciones que se adecúan a lo exigido en obra para este mecanismo.
4. Resulta necesaria la adición del acople en la unión de la parte lisa y la parte roscada del eje transmisor de potencia para facilitar el mantenimiento del mecanismo. Al retirar el acople se retira solo la parte roscada del eje,

simplificando el desarmado del mecanismo para su inspección y mantenimiento.

5. Es imprescindible la fabricación y montaje de una guía soporte que sea ubicada teniendo la consideración dimensional (distancias) dada en la tabla 4.10, para evitar el probable pandeo del eje semi-roscado.

6. Si bien el mecanismo pudo aun ser más ligero, durante el re-cálculo de las partes internas surgieron nuevos parámetros limitantes como los pernos de unión entre partes, que demandaron un mayor espesor de pared de la nuez y de la volante para el maquinado de los agujeros roscados; el eje semi-roscado y su acople, que delimitaron el espesor del tubo para el pedestal; los sellos mecánicos que modificaron la estructura de la nuez para hermetizar la zona cargada con grasa.

RECOMENDACIONES

1. Las posiciones de apertura y cierre total de la compuerta deben ser definidas en obra luego de la instalación del mecanismo. Para ello se delimitarán (en una prueba en la misma obra) el inicio y el final del desplazamiento de la compuerta y se marcarán ambas posiciones en el visor de posición del protector del eje, y se apuntalará un disco delgado en la parte superior del eje ya instalado y en posición vertical para ubicar la posición de la compuerta.
2. Se recomienda verificar diariamente la posición a la cual se encuentra la compuerta, para evitar posibles atascamientos o problemas por incremento del caudal del río. Durante el cierre total de la compuerta es conveniente disminuir la velocidad de giro de la volante, para no generar problemas en el eje semi-roscado por compresión.
3. Si se detecta atascamiento durante el descenso de la compuerta en una posición ajena al de asentamiento (verificar indicador de posición), inmediatamente se tiene que detener la volante, verificando posibles ingresos de agentes externos en el canal (piedras por ejemplo).
4. Se debe establecer un periodo de tiempo adecuado para el mantenimiento de las partes giratorias del mecanismo, para prolongar la vida útil del mismo. Este período normalmente fluctúa entre 4 a 6 meses en este tipo de dispositivos.

5. Recubrir las partes estructurales con pinturas epóxicas, luego de una buena limpieza superficial (granallado o arenado), para protegerlas del medio ambiente corrosivo.

BIBLIOGRAFÍA

1. Design of Hydraulics Gates

Paulo C. F. Erbisti

A. A. Balkema Publishers, 2004 – 351 páginas

2. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

Richard G. Budynas & J. Keith Nisbett

McGraw-Hill Interamericana, Octava Edición 2008 – 1060 páginas

3. Diseño de Elementos de Máquinas

Robert L. Mott

Pearson Education, Cuarta Edición 2006 – 930 páginas

4. Diseño de Elementos de Máquinas I

Fortunato Alva Dávila

Grupo Universitario, Primera Edición 2002 – 371 páginas

5. Solidworks Simulation

Sergio Gómez González

Alfaomega Grupo Editor, 2010 – 474 páginas

REFERENCIAS

6. Manual: Armco Gates for Irrigation and other Low-Head for Application
Armco Metal Products Division, 1980 – 36 páginas

7. Catálogo: Waterman Gate Lift Operators and Accesories
Waterman Industries – 62 páginas

8. Catálogo: Lifts and Lift Accessories
Hydro Gate – 21 páginas

9. Catálogo: Fierro Tradi S.A.
Tradi S.A., 7ma Edición – 175 páginas

10. Catálogo: Retenes de aceite y grasa
Lidering S.A. – 22 páginas

11. Páginas de internet:
 - ✓ <http://www.gbi-fijaciones.cl/catalogo/tornillos/roscas.htm>
(Tipos de rosca – 2.1.1 Normas y definiciones de roscas).
 - ✓ http://www.indecopi.gob.pe/0/modulos/JER/JER_Interna.aspx?ARE=0&PFL=13&JER=348
(Sistema Legal de Unidades de Medidas del Perú).
 - ✓ <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/index.html>
(Selección de rodamientos axiales de bolas).

PLANOS

Se tienen los listados de planos del diseño y rediseño:

P.1 Planos de diseño del mecanismo.

Se adjuntan los siguientes planos desarrollados para la fabricación del mecanismo puesto en obra:

N° Plano	Título
P1-01-A	Mecanismo de izaje HPB-24 (diseño)
P1-01-B	Dimensionado de partes

P.2 Planos del rediseño del mecanismo.

Se obtuvieron como resultado del rediseño al mecanismo de izaje los siguientes planos de fabricación:

N° Plano	Título
P2-01-A	Mecanismo de izaje HPB-24 (rediseño)
P2-01-B	Partes del mecanismo
P2-02	Pedestal
P2-03	Tapa o carcasa
P2-04	Tuerca o nuez de izaje
P2-05	Volante
P2-06	Protector de eje

ANEXOS

A.1 Manual ARMCO – Sistema de Izaje HPB-24

ARMCO HANDWHEEL LIFTS Models HB-18, HB-24 and HB-30

Armco Models HB-18, HB-24 and HB-30 can be furnished with bronze or cast iron lift nuts. In either case, all contact surfaces of the nut are machined. The

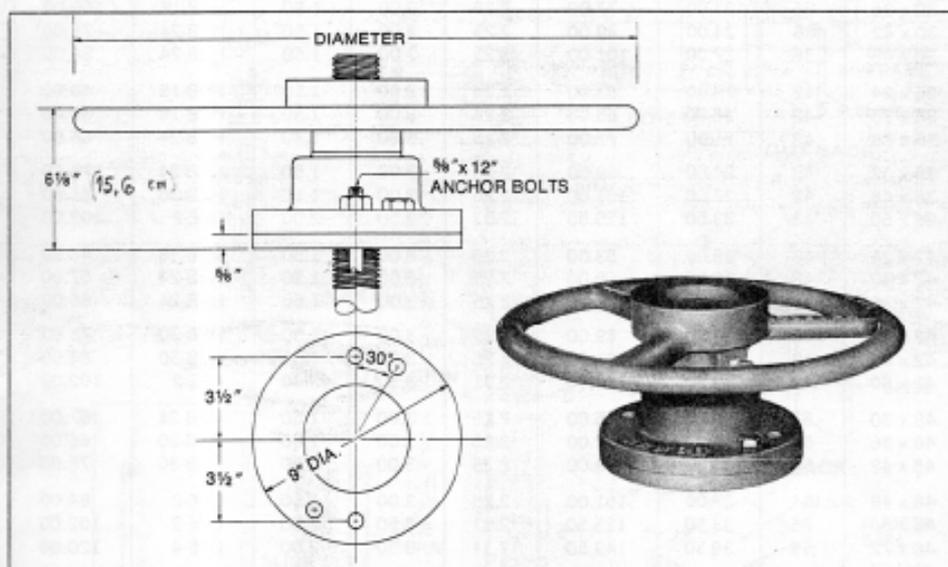
flange nut with bearings is contained within a machined cast iron housing and base. Handwheels are cast iron and are easily removable, as they are fastened to the lift nut with two set screws.

These lifts are supplied with permanently lubricated ball bearings to take the thrust developed in opening and closing the gate. One of these bearings is placed below the flange on the lift nut and the other above. A threaded cast iron stop nut is furnished with each lift.

The base of the lift can be

bolted to the frame of a self-contained gate or to a wall bracket. Anchor bolts may also be furnished to attach the lift to a concrete floor; however, the HPB lift is normally used for such an installation as it places the handwheel at a more desirable location for easy operation.

Stem covers are recommended for most installations. An integral cast adaptor on top of the handwheel is tapped for a standard pipe cover. A gate position indicator is recommended for those installations where the gate is not readily visible.



Handwheel Diameter	Nominal Threaded Stem Diameter	Turns of Handwheel to Move Gate 1'	Capacity in Pounds			
			25-Pound Pull		40-Pound Pull	
			Cast Iron Lift Nut	Bronze Lift Nut	Cast Iron Lift Nut	Bronze Lift Nut
18" 45,7 cm	1 1/4"	2 1/2	1500	1690	2460	2710
	1 1/2"	2	1150	1290	1850	2070
	2"	2	950	1090	1550	1740
24" 61 cm	1 1/4"	2 1/2	2000	2260	3200	3610
	1 1/2"	2	1550	1720	2450	2750
	2"	2	1300	1450	2050	2320
30" 76,2 cm	1 1/4"	2 1/2	2500	2820	4000	4510
	1 1/2"	2	1900	2150	3050	3440
	2"	2	1600	1810	2600	2900

Note: Lift capacities may exceed stem capacities.

ARMCO RESERVES THE RIGHT TO MAKE MINOR CHANGES IN DIMENSIONS WITHOUT PRIOR NOTICE

ARMCO PEDESTAL BASE HANDWHEEL LIFTS Models HPB-18, HPB-24 and HPB-30

Armco Models HPB-18, HPB-24 and HPB-30 can be furnished with bronze or cast iron lift nuts. In either case, all contact surfaces of the nut are machined. The flanged nut with bearings is contained within a machined cast iron housing which bolts to the top of the cast iron pedestal. Handwheels are cast iron and are easily removable, as they are fastened to the lift nut with two

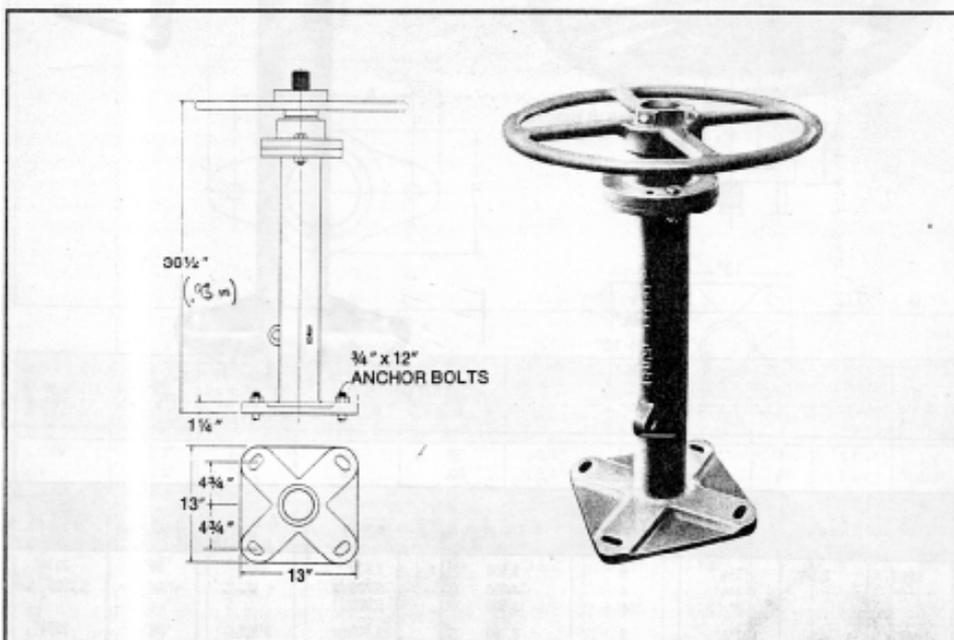
setscrews.

These lifts are supplied with ball bearings to take the thrust developed in opening and closing the gate. One of these bearings is placed below the flange on the lift nut and the other above. A threaded cast iron stop nut is furnished with each lift.

Anchor bolts are available for attaching the cast iron pedestal to a concrete platform or the ped-

estal can be bolted to a wall bracket.

Stem covers are recommended for most installations. An integral cast adaptor on top of the handwheel is tapped for a standard pipe cover. A gate position indicator is recommended for those installations where the gate is not readily visible.



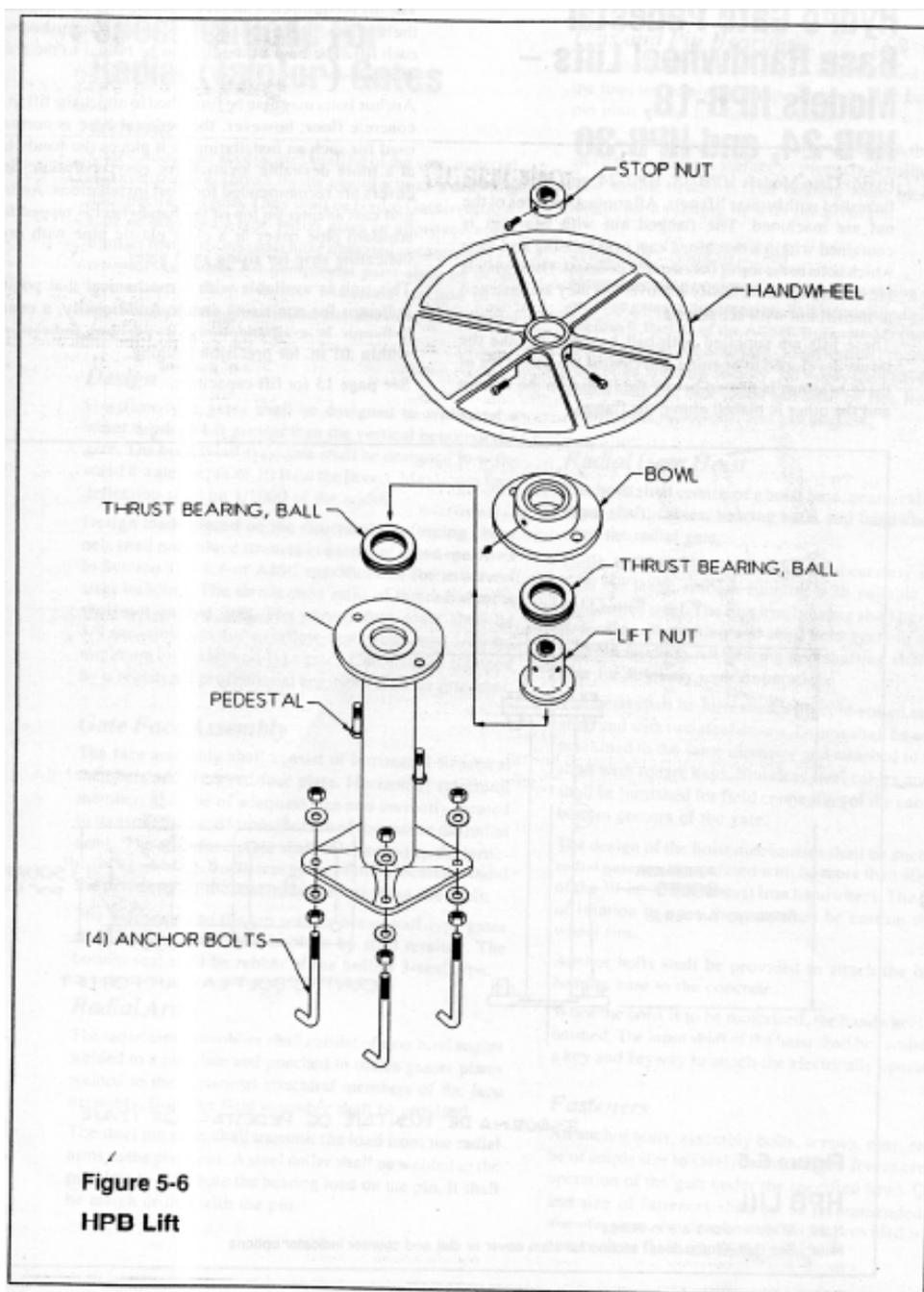


Figure 5-6
HPB Lift

A.2 Especificaciones Técnicas obra Bocatoma La Pinta.

Partes Empotradas

- Las partes empotradas para las Compuertas, Ataguías y Rejas, serán conformadas por elementos de acero curvos con nervaduras y riostras según se requiera y que sigan el alineamiento de las guías.
- Las guías a sellarse laterales, de solera y de dintel deberán ser de acero inoxidable en su contacto con los sellos, rectos en su planitud, libre de torceduras y dobleces, de tal modo que los sellos de jabe que se apoyen en ellas le provean hermeticidad.
- Las guías deben dimensionarse de forma que los sellos tengan un contacto efectivo en todo el rango de movimiento que tengan las hojas de compuerta manteniendo las tolerancias permitidas. Sin embargo en ningún caso estas superficies tendrán un ancho menor a 10 cm ni un espesor menor a 10 mm.
- Las partes empotradas contarán con pernos regulables para el montaje, de tal forma de asegurar su posición y nivelación antes del vaciado de concreto de 2da fase.
- Las partes empotradas y anclajes embutidos en el concreto de 1ra. Fase, será suministrado por el Contratista ejecutor de Obras Civiles pero forma parte del diseño del fabricantes del equipamiento hidromecánico. El fabricante suministrará las partes y anclajes a empotrarse en concreto de 2da fase, los cuales se unirán a los anclajes embutidos en concreto de 1ra fase por medio de soldadura.
- El fabricante preparará las instrucciones de montaje y definirá los alineamientos y tolerancias para el montaje in situ de las guías y superficies sellantes. Estas superficies deberán ser diseñadas y fabricadas para garantizar las tolerancias especificadas en el montaje, con respecto a variaciones en el alineamiento.
- Si los elementos a montarse no son lo suficientemente rígidos para el transporte, debe contar con apoyos intermedios para asegurar su rigidez.

Tolerancias

- Las tolerancias en los alineamientos serán referidas a las dimensiones relacionadas al eje de compuerta (línea de unión de los muñones para las compuertas radiales) y un plano de simetría perpendicular al eje.
- Las tolerancias en los alineamientos deben considerar por lo menos los puntos de medición que se estipulan a continuación. El fabricante deberá aceptar estas o presentar nuevas tolerancias para su aprobación.
 - Para las radiales, la desviación de las caras aguas arriba y abajo de las compuertas respecto a su arco verdadero no debe ser mayor o menor de 5 mm.
 - La desviación de las distancias entre las superficies de los sellos no debe ser mayor de 1.0 mm respecto a las dimensiones nominales.
 - El alineamiento del eje de los muñones uno con otro y con el eje de la compuerta no debe ser mayor de 0.5 mm.
 - Los alineamientos de los sellos y las superficies de apoyo de estos, relativos al eje de la compuerta y alineamiento de éstas no será mayor de 1.00 mm.

Diseños de los Mecanismos de Izaje

Generalidades

Esta parte corresponde a las especificaciones del diseño, fabricación y montaje de las diversas partes de los mecanismos de izaje.

- Tres compuertas Radiales del Barraje Móvil

- Dos Compuertas Planas Deslizantes para Captación
- Una Compuerta Plana Deslizante de Canal Desgravador
- Una Compuerta Plana Deslizante para Canal desripador
- Cuatro Rejillas
- Cuatro tableros de cierre (Atagulas), de dimensiones variables, según tipo de compuerta.

Los sistemas deberán considerar los mecanismos de izaje, elementos asociados y todos los accesorios requeridos para el montaje de los equipos y su correcto funcionamiento una vez instalados.

Descripción

En estas especificaciones, los sistemas de izaje requeridos se describen en términos generales, los mismos no tienen carácter limitativo.

- Las diversas partes de los mecanismos de izaje deben ser previstos para instalación a la intemperie.
- El mecanismo de izaje para cada una de las Compuertas Radiales, compuertas deslizantes y atagulas serán por accionamiento manual.
- Las capacidades de diseño de los mecanismos de izaje de las compuertas serán determinadas por el Proveedor y se seleccionarán para izar hasta el 120% de la capacidad de carga para cuando el nivel de agua este en su nivel máximo.
- Deberá tener capacidad para que la compuerta mantenga cualquier posición de abertura por periodo prolongado de tiempo.
- Los sistemas de izaje deberán estar en condiciones de operar inmediatamente después de un periodo de para de muchos meses.
- El diseño debe prever la ausencia de vibraciones del sistema cuando la compuerta este parcialmente abierta.
- El diseño de los mecanismos de izaje y su fabricación deberán permitir una operación segura de las compuertas bajo las más severas condiciones y tomar en cuenta que durante su operación no se ocasione daño físico a los operadores como consecuencia de una mala concepción del diseño. Deben diseñarse con los factores de seguridad necesarios sin que se introduzcan deformaciones de las fuerzas transmitidas para las condiciones de carga y operación especificada.

Cargas de Diseño y Velocidad

- Todos los elementos que compongan el sistema de izaje se diseñará para el 120% de las más severas combinaciones de carga siguiente:
 - Peso propio: Peso total de todos los elementos de izaje
 - Cargas vivas: carga por el peso propio de compuerta
 - Fuerzas de presión hidrostáticas: carga por máximos niveles de agua
 - Fuerzas de Fricción: Todas las fuerzas de fricción.
- Los elementos y mecanismos de izaje se diseñarán considerando la fuerza resultante que se origina cuando la compuerta está siendo izada, las cargas muertas y vivas que la experiencia aconseje pero no se permitirá tolerancias para considerar las fuerzas de aceleración y desaceleración.
- La fuerza máxima para operar estos mecanismo debe de ser de 25 Kg

Esfuerzos Permisibles

Para los elementos estructurales del sistema de izaje, los esfuerzos permisibles son los siguientes:

- En tracción o flexión, 50% del punto de fluencia
- En corte 33% del esfuerzo en el punto de fluencia
- Para los materiales que se utilizan en las partes mecánicas de los elementos de izaje, los esfuerzos permisibles no deberán ser superior al 20% del esfuerzo a la rotura del material que se utiliza.
- Para las condiciones de carga normal, la presión transmitida a la estructura de concreto de apoyo, no debe ser superior los 45 kg/cm².
- La carga unitaria de la cimentación de los pernos de anclaje en el concreto no debe superar los 10 kg/cm².
- Para el cálculo del torque en el sistema de izaje por cables, se considerará un diámetro de tambor de enrollamiento de 27 veces el diámetro del cable a usarse. El tipo de cable será extraflexible galvanizado para izaje del tipo 6x37 sección 6x41, WARRINGTON, según Federal Specification For Wire Rope, RR-P 5712 U.S.A.

Izaje de Compuertas

- Para cada una de las compuertas Radiales el Sistema de izaje manual, consistirá básicamente de dos tambores cilíndricos conectados a través de una transmisión a los acoplamientos respectivos de un reductor sin fin-corona y caja reductora. Sin fin-corona de engranajes rectos, la que recibirá el accionamiento manual por intermedio de una volante o manubrio. Los elementos de izaje serán conectados a cada compuerta por un sistema múltiple de cable. Cada elemento de izaje (cable) se conectará directamente al tambor cilíndrico y a una parte adecuada de la compuerta. No se permitirá traslapes ni conexiones en el cable de izaje.

La dirección de rotación para abrir la compuerta deberá ser indicada en la manivela de accionamiento.

Los sistemas de izaje deberán ser diseñados para operar la compuerta con la presión máxima especificada con una fuerza manual de 20 kg aplicada al dispositivo.

- Para cada una de las compuertas planas el Sistema de izaje consistirá básicamente con un conjunto de elementos mecánicos que se componen principalmente de un volante o manubrio que trasmite accionamiento manual a una caja de engranajes cambiando la dirección del movimiento axial de los ejes de transmisión, a uno transversal a los vástagos de izaje hacia arriba o hacia abajo permitiendo el izaje de la compuerta.

Izaje de Ataúlas

De madera:

- Será totalmente manual, mediante tecla. Para el barraje móvil se contempla un pórtico de apoyo para el izaje respectivo.

Especificaciones Técnicas para Fabricación y Montaje

Especificaciones Técnicas para la Fabricación

Las Estructuras

- Para la fabricación de estructuras se empleará

Los Rodamientos

Serán de bolas de la serie 173 según DIN 628, en los reductores de engranajes rectos y en los reductores del tipo SIN FIN-CORONA, rodamientos de rodillos cónicos de la serie 302, DIN 720.

Cajas de Reductores

Las cajas de los reductores, serán de acero fundido SAE 1020 acero laminado en planchas de calidad ASTM A36, soldados con soldadura E7018, según normas AWS. Los ejes de los engranajes serán de acero rolado de calidad SAE1045.

Ejes de Transmisión

Los ejes de transmisión y sincronización, tanto entre tambores de arrollamiento de cables, como entre reductores de izaje de compuertas deslizantes verticales serán de calidad SAE 1045 y los rodamientos que lo soportan serán del tipo oscilante de bolas, de la serie 10 K/H2 según DIN 630 y DIN 5415; tendrán manguito de montaje y soportes de la serie SN5 Según DIN 736. Estos conjuntos serán soportados por bases de acero anclados al piso, mediante pernos tipo Roof Bolt o placas de acero previamente ancladas al piso, antes de vaciar el concreto.

A dichas placas se soldarán las bases de las chumaceras donde luego, se sujetarán estos mediante pernos de acero galvanizado de calidad SAE 1035 o pernos 3.6 (Según DIN 267, hoja3)

El tambor

El tambor será de fierro fundido o de plancha de acero soldado débilmente desafiada, estará adecuadamente ranurado y torneado por el cable de izaje que se empleará, de tal forma que el cable no ocupe más de una capa o hilera en el tambor. Las ranuras del tambor serán cortadas de una pieza sólida redondeándose el espacio entre ranuras y estarán vistas por todo el cable de izaje requerido por la carrera total de la compuerta más un sobrante de 2 vueltas que quedarán en el tambor cuando la compuerta este en posición cerrada.

La fijación del cable al tambor será de manera que, si se desenvuelve todo el cable, esta fijación soportará la carga de diseño con un factor de seguridad de 4.

Protección Anticorrosiva

Las superficies metálicas entran libres de óxido y película de laminación antes de ser sometidos al pintado. Esto se logrará mediante el arenado con arenas secas proyectadas sobre todas las superficies con aire comprimido a una presión de 90 PSI a 120 PSI, luego se limpiarán con aire seco e inmediatamente se aplicará pintura anticorrosiva epóxica de imprimación de 4 mils para superficies en contacto con el agua y 2 mils /s para las que no están en contacto con el agua, posteriormente 10 mils para el acabado epóxico.

La pintura a emplearse será del tipo epóxica durapox o similar, tanto para el anticorrosivo como para el esmalte de acabado y solventes.

SISTEMA DE RECUBRIMIENTO.

Los sistemas de pintura empleados en las diversas ubicaciones tal y como se indican en la descripción de los sistemas son las siguientes:

SISTEMA DE RECUBRIMIENTO S-1:

Tipo de sistema de recubrimiento: superficies en contacto con el agua

Ubicación	: superficies exteriores de secciones de compuertas, partes empotradas, líneas de paso de agua.
Preparación de la superficie	: Limpieza con arenado al metal blanco según PSC SP10 perfil del arenado ("blast profile"): 0.05 mm

humedad de preferencia "O"Rings, tipo Packer, de sección circular, de material NEOPRENE, tipo BUNA 6 resistente a la hidrolina. Las bocinas contarán con un punto de engrase y canales interiores de distribución de grasa.

Ensamble y Montaje de Compuerta

- Las compuertas, junto con los sellos y guías, deberán ensamblarse y montarse de acuerdo con los detalles indicados en los planos aprobados.
- Una vez efectuado el montaje, la base de cada compuerta deberá tener el alineamiento de diseño y se deberá comprobar que el sello inferior se apoye uniformemente sobre la guía de solera, de la misma manera los sellos laterales y de dintel deben ajustarse uniformemente sobre las guías respectivas.

Montaje de Equipos de Izaje

El conjunto de elementos componentes del equipo de izaje y todos los accesorios, deberán ensamblarse o instalarse de acuerdo con los planos aprobados y las instrucciones del fabricante.

Pruebas de Funcionamiento

Terminado el montaje del equipamiento, se efectuarán pruebas de funcionamiento, deberán estar sujetas a pruebas de hermeticidad, deslizamientos sobre las guías sin atascamientos, comprobación del funcionamiento satisfactorio del equipo de izaje, haciendo funcionar los equipos para asegurar que se cumpla con los requerimientos de trabajo al que van a ser sometidos.

En caso de ser necesario el contratista deberá hacer los ajustes y correcciones hasta lograr lo antes dicho y las pruebas tendrán que repetirse hasta que los resultados sean satisfactorios a criterio de la supervisión.

Normas Técnicas

Todos los valores nominales, características, pruebas tipo y procedimientos para los equipos hidromecánicos, instrumentos, cables, conductores y otros elementos, deben cumplir con las previsiones y recomendaciones estipuladas en las Normas Técnicas. Se tomarán en cuenta las siguientes Normas

- Normas U.S.B.R. (U.S Bureau of Reclamation).
- Normas DIN 17904
- Normas H.I (Hydraulic Institute).
- Normas A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers).
- Normas AWWA.

Materiales a Utilizarse

Responden a diferentes normas técnicas del sistema inglés y del sistema métrico, tanto a importaciones como a fabricación nacional.

- Aceros estructurales: normas SAE, DIN, ASTM y AISI (U.S.A. y Alemania)
- Aceros hierros y bronce: Normas SAE y AISI de U.S.A.
- Rodamientos: Normas DIN de Alemania
- Cables de Acero: American Specification Of Steel Wire rope del tipo extra-flexible, con alma de fibra sintética del grupo 6x37 y clase 6x41, Warrington
- Soldaduras: Normas AWS de U.S.A.
- Cables Eléctricos, Tableros de mando y control y accesorios eléctricos en general responden a normas CEI.

La fabricación y Pruebas o Ensayos

La fabricación y pruebas destructivas y no destructivas, responden a normas ASTM y AWS de USA y DIN de Alemania (en cuanto a tolerancia).

Elaboración de Planos

Responden a normas DIN de Alemania (Sistema Métrico)

Los cálculos y sistemas de medidas se combinan y convierten en los sistemas métricos e inglés o americano.

- Pies, pulgadas, metro, decímetro y milímetro
- Libra, kilogramo, tonelada métrica
- Horas, minutos y segundos
- HP, kilowatts / segundo

Se deja establecido que la fabricación y colocación de las compuertas debe estar a cargo de una Empresa especializada en el ramo con experiencia y previa acreditación.

El Ejecutor, en base a las especificaciones técnicas, deberá elaborar el plano detallado constructivo, antes de su fabricación para su aprobación por la Supervisor.

El Contratista deberá presentar los planos completos de fabricación, ensamble, andaje, e instalación junto con las especificaciones detalladas y datos de los materiales, partes y otros accesorios que formen parte del equipo suministrado.

El Contratista suministrará los cálculos de diseño, planos de fabricación, certificados de calidad de los materiales, hojas de control, pruebas; para la aprobación del Supervisor.

- 09.01 Compuerta radial overflow de 4.27 x 2.00 m, tipo ARMCO o similar, con sistema de izaje Modelo 400 Hoist (barraje móvil)
- 09.02 Compuerta plana deslizante para orificio de 1.20 x 0.80 m tipo ARMCO o similar, modelo 10.00, con sistema de izaje HPB-30 (canal desgravador)
- 09.03 Compuerta plana deslizante para orificio de 0.90 x 0.90 m tipo ARMCO o similar, modelo 10.00, con sistema de izaje HPB-24 (canal desripador)
- 09.04 Compuerta plana deslizante para orificio de 1.50 x 1.50 m tipo ARMCO o similar, modelo 10.00, con sistema de izaje CPE-4 (captación)

a) Extensión del Trabajo

Comprende el suministro de la mano de obra, materiales y equipo y la ejecución de las operaciones necesarias para fabricar, pintar, transportar, instalar y probar los dispositivos de regulación y cierre en la bocatoma, de acuerdo a las dimensiones, forma, disposición, ubicación, niveles y requisitos de encaje mostrados en los planos o a lo ordenado por el Supervisor.

b) Ejecución

Las compuertas a ser suministradas bajo este ítem serán fabricadas, instaladas y probadas de acuerdo a las "Especificaciones Técnicas Equipo Hidromecánico" indicadas en el numeral 9.00 precedente.

c) Medición y Pago

A.3 Libro Design of Hydraulic Gates

Chapter 11

Gate Hoists

11.1 INTRODUCTION

Gates can be operated by the action of the reservoir pressure, by a fixed hoist or by a moving device. The first case includes the drum gates, bear-trap gates and sector gates, which do not have hoists and only require valves and inlet and discharge piping in the recess chamber. The fixed-type hoists use screw lifts, wire ropes, roller chains and hydraulic cylinders for operation of the gate and will be discussed in detail in this chapter. Movable hoisting devices are used mainly for operation of stoplogs and diversion gates. They also are used in the maintenance of the gate leaf and operating devices of spillway, intake and draft tube main gates. Among the more common are the hand or electric traveling hoists, overhead cranes, gantry cranes and wheel or tractor-mounted cranes.

The main function of a gate-operating device is to develop a large operating force with low power supply. The force is required to overcome the weight of the moving parts, the friction forces, the hydrodynamic forces and occasional or accidental loads. As a rule, the lifting height is small, it being sufficient to displace the gate to a position that no longer obstructs the free passage of the water. In spillway gates, the minimum lifting is defined as a function of the hydraulic profile determined by the maximum design flow, and the hoist must be able to lift the gate to a height where the gate bottom seal stays about 1 m above the water surface.

Electricity and internal combustion engines are the usual power sources for operation of gates. However, the latter as a rule have their use confined to emergency situations. The operating systems should, preferably, be provided with devices which allows for hand lifting of the gate by an operator in the event of power failure.

11.2 SCREW LIFTS

The hand operated screw lift has its use confined to small slide or fixed-wheel gates subjected to low head, and usually comprises a vertical threaded stem connected to the gate leaf and prevented from rotating, a stem lift nut and a mechanism that permits nut

rotation in the desired direction. The nut may be operated directly by a hand wheel, or indirectly, by means of bevel or worm gear systems (Fig. 11.1).

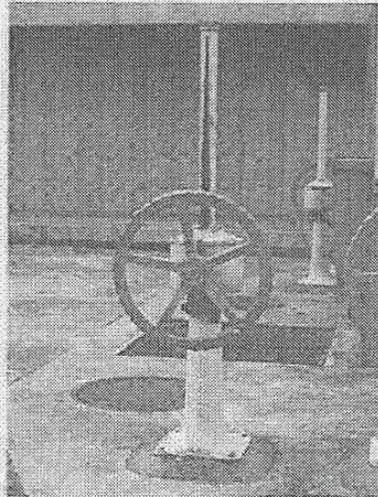


Fig. 11.1 Hand-operated screw-lift hoist

The nut has also a strut function and is usually supported on roller bearings. It has to be designed to support the gate and stem weights and the friction forces. In general, nuts are made of aluminum bronze, which presents good mechanical strength and a low friction coefficient. This mechanism is normally installed within a frame and mounted on a cast-iron pedestal screwed to the operating deck.

The stem is subjected to tensile stresses during lifting and to compressive stresses during lowering (in case of slide gates), and should be designed as a column. The stems can be made of SAE 4140 alloy steel or AISI 416 stainless steel and are provided with square or ACME threads, with lead equal to the pitch.

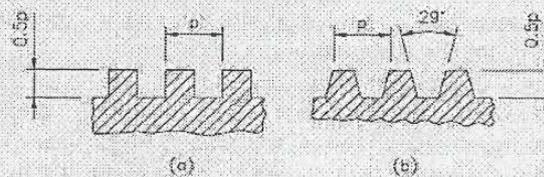


Fig. 11.2 Shapes of (a) square and (b) ACME threads

The screw lift may be driven by electric motors. Its operation is reliable, yet presents low efficiency and high cost when compared with wire rope hoists. Being self-locking, it cannot be used in installations where the gate closure is required under its own weight in the event of power failure. In motor driven screw lifts, a load limiter is

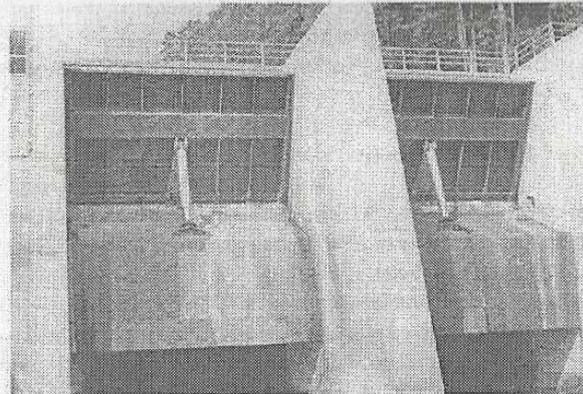


Fig. 11.25 Hydraulic hoists for the flap gates of the Sihlhofe dam (ZWAG)

11.7 HAND OPERATION

Mechanical and hydraulic hoisting systems should be provided with hand drives to permit the gate closure or opening, in case of power failure. In cable and chain hoists, the supply of power to the electrical circuit must be switched off before the hand drive is engaged to prevent accidents upon power return. Also, the brake should be released only after engaging the hand drive. Hand operation is made through hand wheels or cranks, with a radius of 30 to 40 cm, attached to the speed reducer input shaft. The average speed of crank operation should not exceed 1 m/s. Also, the power developed by the operator should be limited to:

- 100 N-m/s, in continuous operation;
- 150 N-m/s, in operations up to five minutes of duration.

Hydraulic systems are normally provided with a hand pump to supply oil under pressure and allow gate opening in case of power failure.

11.8 DESIGN CRITERIA

11.8.1 LOAD CAPACITY

Hoisting mechanisms are usually designed for operating capacity equal to or over 120 per cent of the maximum load corresponding to the most unfavorable combination of the forces acting on the gate.

11.8.2 OPERATING SPEED

Operating speeds are determined according to the type and purpose of the gate. In spillways, for example, opening and closure speeds of 0.15 to 0.60 m/min for segment gates and of 0.15 to 0.30 m/min for fixed-wheel gates are commonly used.

- For intake emergency gates, the following values are usually adopted:
- normal raising and lowering, with the unit at standstill: 1 to 2 m/min;
 - emergency closure, against maximum flow through the turbine: 4 to 8 m/min, with damping at the end of the stroke for speeds from 0.3 to 1 m/min.

11.8.3 SAFETY FACTORS

The mechanical components of hoists are dimensioned with a minimum safety factor of five, based on the ultimate strength of the material. For cast iron parts, a minimum safety factor equal to 10 is used.

Steel wire ropes are designed according to the type of loading and the minimum effective breaking strength indicated by the manufacturer. The DIN 19704 standard recommends adoption of the following safety factors:

Load case	Safety factor
Normal	6
Occasional	5
Exceptional	3

Steel wire ropes used in counterweight suspensions are designed with a safety factor of six, for any load case. Roller chains are designed with a minimum safety coefficient of five in relation to the material ultimate strength.

11.9 GATE POSITION MEASUREMENT

The position measurement of vertical lift gates actuated by screw lifts or pedestals can be made by means of a pointer attached to the top of the threaded stem, which displaces vertically along a graduated rule. The measurement is made on a scale of 1:1, that is, the pointer displacement is equal to the gate displacement. The poor visualization of tall rules limits its use to gates with heights up to 3 m.

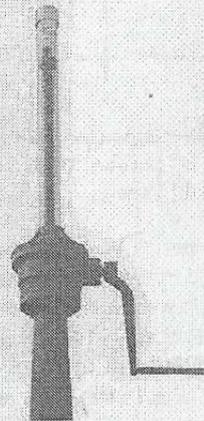


Fig. 11.26 Position indicator for pedestals (RODNEY HUNT)

Table 12.1 Rolled Steels for Structural Elements

Specification			Thickness range (mm)	Chemical composition (% max.)					Mechanical properties (MPa)		Typical applications
				C	Si	Mn	P	S	YS	TS	
ASTM	A 36		from 5 to 152.4	0.25/0.29	0.15/0.40	0.85/1.20	0.040	0.050	250	400	Low and average loaded structures
	A 283	Gr. D	from 5 to 152.4	-	-	-	0.040	0.050	230	415	
		RSt-37.2	from 5 to 75	0.17	-	-	0.050	0.050	235	340	
DIN	17100		from 5 to 75	0.22	-	-	0.050	0.050	275	410	
			from 5 to 19.1						345	480	
ASTM	A 441		from 19.1 to 38.1	0.22	0.40	0.85/1.25	0.040	0.050	315	460	Average and heavily loaded structures
			from 38.1 to 50.8						290	435	
DIN	17100	RRSt-52.3	from 5 to 150	0.22	0.55	1.60	0.040	0.045	325	490	
NTU	SAR-50	A	from 5 to 75	0.20	0.55	1.2/1.5	0.030	0.030	330	500	
	SAR-50	B	from 5 to 75	0.20	0.55	1.2/1.5	0.030	0.030	330	500	
	SAR-55		from 5 to 32	0.18	0.55	1.2/1.5	0.030	0.030	360	550	

Legend: NTU - USIMINAS Technical standards
YS - Yield strength; TS - Tensile strength

Table 12.2 Steels for Mechanical Parts

ASTM	Condition (a)	Chemical Composition (%) (b)							Mechanical Properties			Typical applications
		C	Mn	P max.	S max.	Ni	Cr	Mo	YS (MPa)	TS (MPa)	Brinell Hardness (c)	
1020	As rolled	1.18/0.23	0.3/0.6	0.04	0.05	-	-	-	331	448	143	Anchors, bolts and pins
1030	As rolled	0.28/0.34	0.6/0.9	0.04	0.05	-	-	-	345	552	179	
1040	As rolled	0.37/0.44	0.6/0.9	0.04	0.05	-	-	-	414	621	201	
1045	As rolled	0.43/0.50	0.6/0.9	0.04	0.05	-	-	-	496	662	215	
4320 (d)	C 930°C DOQ	0.17/0.22	0.45/0.65	0.04	0.04	1.65/2.0	0.4/0.6	0.2/0.3	669	1047	302	Heavily loaded mechanical parts and/or subjected to impact and heavy surface wear
1340 (d)	OQ 830°C T 650°C	0.38/0.43	1.6/1.9	0.04	0.04	-	-	-	748	817	241	
4140 (d)	OQ 840°C T 650°C	0.38/0.43	0.75/1.0	0.04	0.04	-	0.8/1.1	0.15/0.25	888	941	277	
4340 (d)	OQ 800°C T 650°C	0.38/0.43	0.6/0.8	0.04	0.04	1.65/2.0	0.7/0.9	0.2/0.3	935	1000	285	

Legend:

(a) C - Carburized; OQ - Oil quenched; DOQ - Double oil quenched; T - Tempered;

(b) Before heat treatment

(c) Core hardness after heat treatment

(d) ½" diameter, 2" long

YS - Yield strength; TS - Tensile strength

Table 12.5 Gray Cast Irons

Specification	Chemical composition, % (a)		Tensile strength (MPa)	Typical applications		
	P max.	S max.				
ASTM	30		207	Bearings, supports, cable hoist drums, floor stands, gate leaf and seat facings of small slide gates, gears and sheaves		
	A 48	40	276			
		50	345			
		Class A	0.75		0.15	145
	A 126	Class B	0.75		0.15	214
		Class C	0.75		0.15	283

Legend:

(a) carbon-content: from 1.7 to 5 per cent.

Table 12.6 Bronzes and Brass

Type	Specification	Nominal chemical composition (%)								Mechanical properties			Typical applications
		Cu	Sn	Pb	Zn	Fe	Al	Mn	YS (MPa)	TS (MPa)	Brinell hardness (500 kgf)		
High-lead tin bronzes	937	80	10	10						83	207	65	Bushings, guide shoes and seals for gates
	ASTM B 584	932	83	7	7	3				97	207	62	
		935	85	5	9	1				83	193	52	
Manganese bronzes	ASTM B 584	862	63	0.2 max.	0.2 max.	27	3	4	3	310	621	180	Worm gears
	ASTM B 22	863	60/68	0.2 max.	0.2 max.	rest	2/4		3/7.5	414	758	223	Self-lubricating bushings
Aluminum bronzes	954	85					4	11		207	517	150 (b)	Stem lift nuts
	ASTM B 148	955	81				4	11		276	621	190 (b)	
Naval brass	ASTM B 21	464	59/62	0.5/1	0.2 max.	rest	0.1 max.			138	345		Seal bolts

Legend:

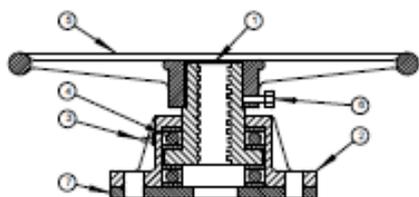
(a) Nickel content = 4 per cent;

(b) Load of 3000 kgf

rest = remainder; TS - Tensile strength; YS - Yield strength

A.4 Catálogo Waterman Gate Lift Operators and Accessories – Sistema de Izaje HPB-24

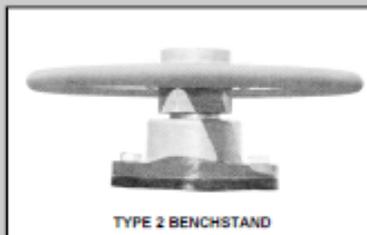
**TYPE 2
HANDWHEEL
OPERATOR**



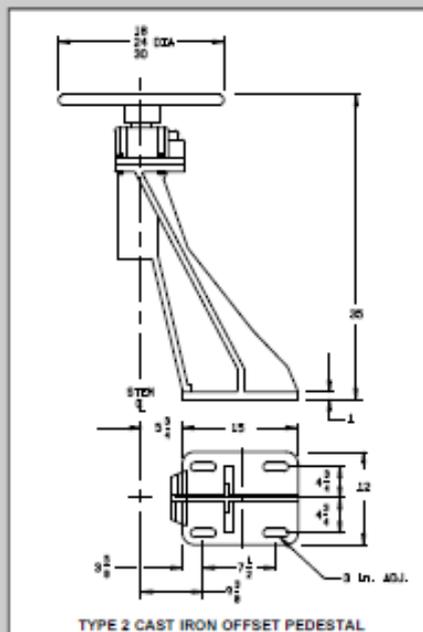
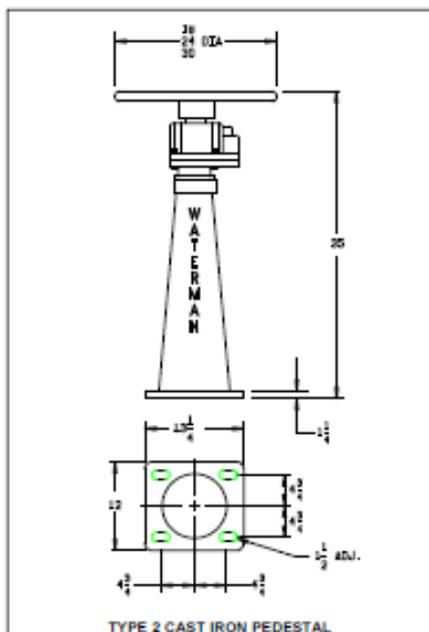
PARTS LIST	
No.	Name
1	Lift Nut
2	Lift Housing
3	Grease Fitting
4	Ball Bearing
5	Handwheel
6	Set Screw
7	Base Plate

TYPICAL SPECIFICATION

Handwheel Operators shall have a cast bronze lift nut machined to accurately mate with the operating stem. ball bearings shall be provided above and below the flange on the lift nut to take the thrust developed while opening and closing the gate. Bearings shall be housed in an enclosed weatherproof housing and shall be furnished with lubrication fittings. Each unit shall be fitted with a handwheel marked with direction of opening. Handwheels shall be of such diameter that handwheel pull shall not exceed 40 lb. on the rim. Handwheels shall be removable and shall be cast iron or fabricated steel. Protective stem covers may be mounted when required by the specifications.



TYPE 2 HANDWHEEL OPERATOR



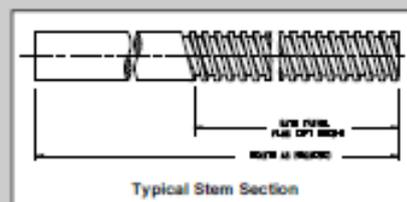
HANDWHEEL LIFT CAPACITIES						
LIFT	PULL (lbs.)	TORQUE (R-lbs.)	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
2-18	25	18.7	1550	1340	1420	1220
	40	30	2780	2550	2510	2150
2-24	25	25	2300	2180	1950	1500
	40	40	3800	3490	3130	2400
2-30	25	31.2	2970	2960	2450	1900
	40	50	4750	4730	3925	3025



ACCESSORIES

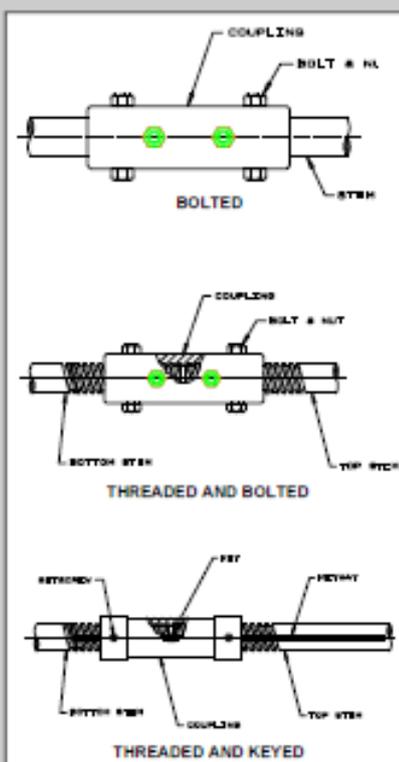
STEMS

- Mild Steel, 304 or 316 Stainless Steel, Bronze and Monel
- Sizes $\frac{1}{8}$ " through $2\frac{1}{2}$ "
- Rugged 29° Modified Stub Acme Threading
- 3 or 4 TPI Standard
- Sizes 3" to 6"
- Full Acme Threading
- 2 TPI Standard
- Right or Left Hand Operation
- Special Thread Types Available
- 63 Micro-Inch Finish Standard



STEM COUPLERS

- Mild Steel, 304 or 316 Stainless Steel, Bronze and Monel
- Bolted, Threaded & Bolted or Threaded & Keyed Connections
- Couplers are Always Designed to be Stronger than the Stem
- Use for ease of Stem Removal or where Stem Length Exceeds Bar Stock Length Availability.



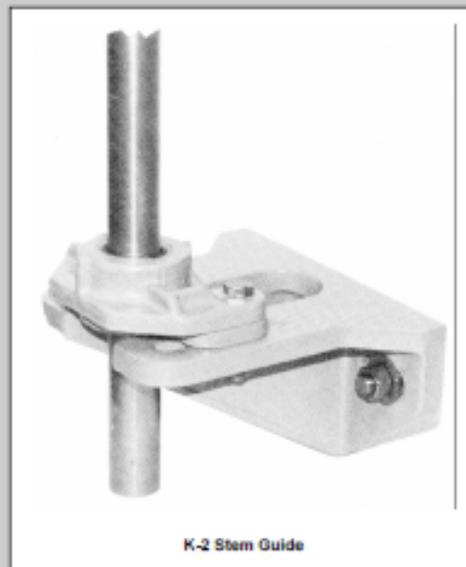
WATERMAN STEM GUIDES

FEATURES:

- Cast Iron or Fabricated Mild or Stainless Steel
- Plain or Bushed
- Metallic or Non-Metallic Bushings
- Solid or Split Types
- Reach from 2" to 48"
- For Stems Sized 1/8" to 6"
- Adjustable in 2 Directions
- Custom Guide Brackets are Available

TYPICAL SPECIFICATION:

Stem Guides shall be heavy cast iron (fabricated mild steel) (fabricated stainless steel) with bronze (non-metallic) bushings, and shall be mounted to heavy cast iron mounting brackets. Guides shall be adjustable in two directions and shall be so constructed that when properly spaced, they will hold the stem in alignment and still allow enough play to permit easy operation. Stem guides shall be spaced per the recommendations of the manufacturer, but in no case shall spacing exceed an l/r ratio of 200. Brackets shall be attached to the wall by anchor bolts of sufficient strength to prevent twisting or sagging under load.



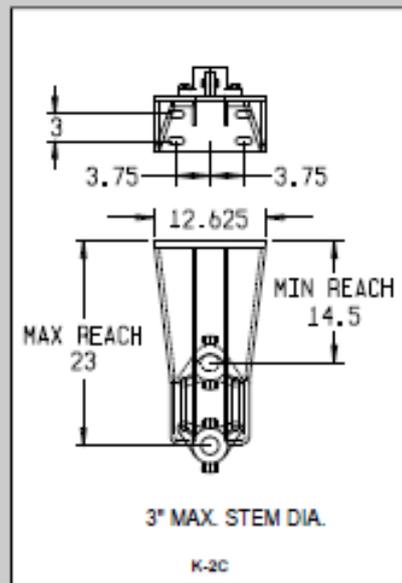
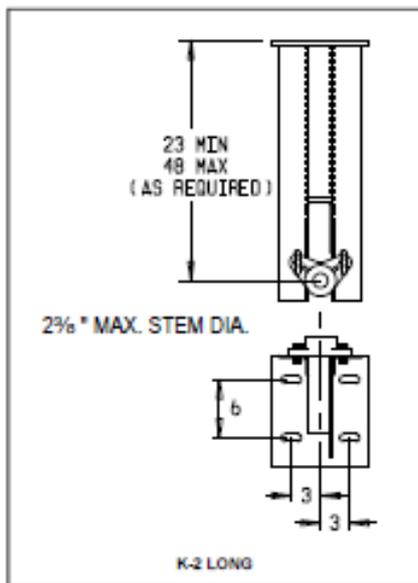
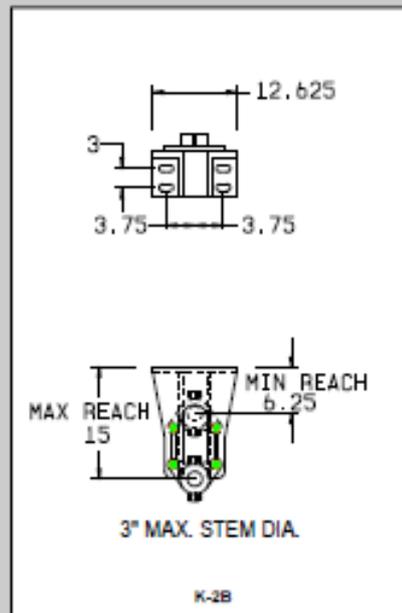
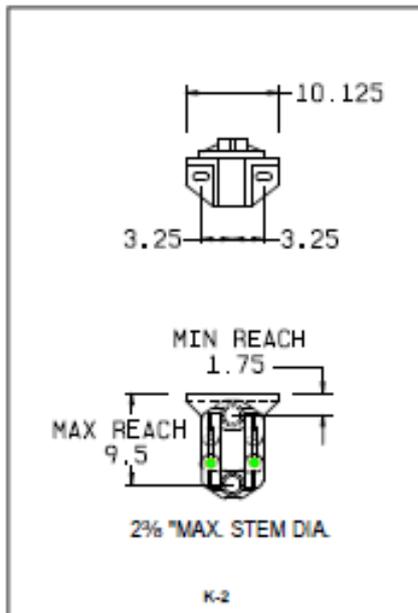
K-2 Stem Guide

MAXIMUM RECOMMENDED STEM GUIDE SPACING																
L/R 200																
Dia. (Inches)	3/8 S	3/8 T	1 S	1 T	1 1/8 S	1 1/8 T	1 1/4 S	1 1/4 T	1 1/2 S	1 1/2 T	2 S	2 T	2 1/2 S	2 1/2 T	3 S	3 T
Spacing (Inches)	43%	34%	50	41	56 1/4	47 1/4	62 1/2	53 1/2	75	66	100	91	125	116	150	141

S = Solid
T = Threaded



**WATERMAN STEM GUIDES
TYPICAL DIMENSIONS**



A.5 Catálogo Lifts and Lift Accessories

Hydro Gate

Fully Adjustable Stem Guides

Several different brackets are available for the fully adjustable stem guides. Brackets are selected based on stem diameter and projection required from the wall. Stem guide collars are available to match stem sizes and the brackets needed to achieve the proper projection.

**Type B
Stem Guide**



Stem Guides

Hydro Gate stem guides are used to maintain the alignment of long stems and prevent buckling of the stem when closing the gate.

Stem guides must be placed on a center-to-center distance that will limit the L/r ratio (slenderness ratio) of the stem to 200 or less. Note that the threaded portion requires closer spacing due to the smaller cross section at the root of the thread.

**Type C
Stem Guide**



Base Plate Stem Guides

Many gate installations require support of the threaded portion of the stem. The base plate stem guide with bronze bushing collar is available for mounting underneath the lift. Adjustment is not required with this type of guide.

**Base Plate
Stem Guide**



A.6 Rosca Acme

Tornillo		Tuerca o Nuez		N	p	h	dm
d	dr	D	Dr				
1/4	0,1775	0,2600	0,1875	16	0,0625	0,0363	0,2188
5/16	0,2311	0,3225	0,2411	14	0,0714	0,0407	0,2768
3/8	0,2817	0,3850	0,2917	12	0,0833	0,0467	0,3333
7/16	0,3442	0,4475	0,3542	12	0,0833	0,0467	0,3958
1/2	0,4450	0,5100	0,4000	10	0,1000	0,0500	0,4500
5/8	0,4800	0,6450	0,5000	8	0,1250	0,0725	0,5625
3/4	0,5633	0,7700	0,5833	6	0,1667	0,0933	0,6667
7/8	0,6883	0,8950	0,7083	6	0,1667	0,0933	0,7917
1	0,7800	1,0200	0,8000	5	0,2000	0,1100	0,9000
1 1/8	0,9050	1,1450	0,9250	5	0,2000	0,1100	1,0250
1 1/4	1,0300	1,2700	1,0500	5	0,2000	0,1100	1,1500
1 3/8	1,1050	1,3950	1,1250	4	0,2500	0,1350	1,2500
1 1/2	1,2300	1,5200	1,2500	4	0,2500	0,1350	1,3750
1 3/4	1,4800	1,7700	1,5000	4	0,2500	0,1350	1,6250
2	1,7300	2,0200	1,7500	4	0,2500	0,1350	1,8750
2 1/4	1,8967	2,2700	1,9167	3	0,3333	0,1767	2,0833
2 1/2	2,1467	2,5200	2,1667	3	0,3333	0,1767	2,3333
2 3/4	2,3967	2,7700	2,4167	3	0,3333	0,1767	2,5833
3	2,4800	3,0200	2,5000	2	0,5000	0,2600	2,7500
3 1/2	2,9800	3,5200	3,0000	2	0,5000	0,2600	3,2500
4	3,4800	4,0200	3,5000	2	0,5000	0,2600	3,7500
4 1/2	3,9800	4,5200	4,0000	2	0,5000	0,2600	4,2500
5	4,4800	5,0200	4,5000	2	0,5000	0,2600	4,7500

Fuente: Diseño de elementos de máquinas I – F. Alva.

A.7 Áreas de esfuerzos de roscas métricas preferibles:

Paso Basto			Paso Medio		Paso Fino	
Designación	Paso (mm)	As (mm ²)	Designación (Diám x Paso)	As (mm ²)	Designación (Diám x Paso)	As (mm ²)
M4	0,7	8,65	M4	8,65	M4 x 0,5	9,69
M5	0,8	13,99	M5	13,99	M5 x 0,5	16,00
M6	1,0	19,84	M6	19,84	M6 x 0,5	23,87
M8	1,25	36,13	M8	36,13	M8 x 1,0	38,77
M10	1,5	57,26	M10	57,26	M10 x 1,0	63,98
M12	1,75	83,24	M12	83,24	M12 x 1,5	87,23
M16	2,0	155,1	M16	155,1	M16 x 1,5	166,0
M20	2,5	242,3	M20 x 2	255,9	M20 x 1,5	269,9
M24	3,0	348,9	M24 x 2	381,9	M24 x 1,5	399,0
M30	3,5	555,3	M30 x 2	618,0	M30 x 1,5	639,7
M36	4,0	555,3	M36 x 3	859,3	M36 x 1,5	936,9
M42	4,5	1111	M42 x 3	1199	M42 x 1,5	1291
M48	5,0	1462	M48 x 3	1596	M48 x 1,5	1701
			M56 x 4	2132	M56 x 2,0	2295
			M64 x 4	2837	M64 x 2,0	3024
			M72 x 4	3643	M72 x 2,0	3854
			M80 x 4	4549	M80 x 2,0	4785
			M96 x 4	5823	M96 x 2,0	6089
			M100 x 4	7254	M100 x 2,0	7551

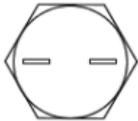
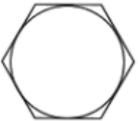
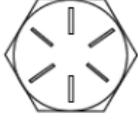
Fuente: Diseño de elementos de máquinas I – F. Alva.

A.8 Especificaciones métricas para pernos y tornillos:

Clase	Intervalo de tamaños (inclusive) (mm)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (MPa)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (MPa)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (MPa)	Características del acero
4.6	M5-M36	225	240	400	Medio o bajo carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Medio o bajo carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	Medio o bajo carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	Medio o bajo carbono, templado y revenido
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Medio o bajo carbono, templado y revenido
10.9	M5-M36	830	940	1040	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220	De aleación, templado y revenido

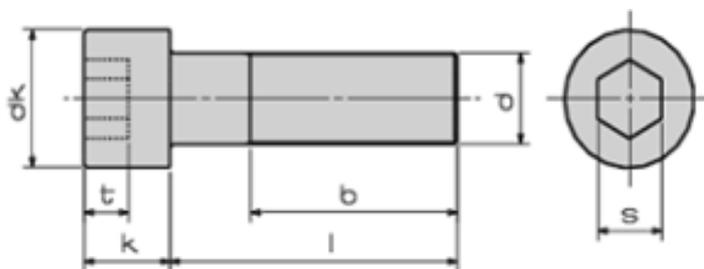
Fuente: *Diseño de elementos de máquinas I – F. Alva.*

A.9 Equivalencia de normas internacionales usadas para identificar el grado de dureza de los pernos:

SAE	DIN / ISO	ASTM
 <p>SAE GRADO 2 Acero de Bajo Carbono</p>	 <p>DIN Clase 5.8 Acero de Bajo Carbono</p>	 <p>A 394 Tipo 0</p>
 <p>SAE GRADO 5 Acero de Medio Carbono Tratado Térmicamente</p>	 <p>DIN Clase 8.8 Acero de Medio Carbono Tratado Térmicamente</p>	 <p>A 325 Tipo 1 Acero de Medio Carbono Tratado Térmicamente</p>
 <p>SAE GRADO 8 Acero de Medio Carbono Aleado Tratado Térmicamente</p>	 <p>DIN Clase 10.8 Acero de Medio Carbono Aleado Tratado Térmicamente</p>	 <p>A 495 Tipo 1 Acero de Medio Carbono Aleado Tratado Térmicamente</p>

Fuente: http://www.casadelperno.com/info_tec_pernos.html

A.10 Dimensiones de pernos Allen, norma DIN 912:



Métrica (d)	Longitud rosca (b)	Diámetro cabeza		Altura cabeza		Ancho llave			Profundidad (t min.)
		(dk max.)	(dk min.)	(k max.)	(k min.)	(s Nom.)	(s min.)	(s max.)	
M 3	18,0	5,5	5,32	3,0	2,86	2,5	2,52	2,58	1,3
M 4	20,0	7,0	6,78	4,0	3,82	3,0	3,02	3,08	2,0
M 5	22,0	8,5	8,28	5,0	4,82	4,0	4,02	4,095	2,5
M 6	24,0	10,0	9,78	6,0	5,7	5,0	5,02	5,14	3,0
M 8	28,0	13,0	12,73	8,0	7,64	6,0	6,025	6,14	3,5
M 10	32,0	16,0	15,73	10,0	9,64	8,0	8,025	8,175	4,0
M 12	36,0	18,0	17,73	12,0	11,57	10,0	10,025	10,175	5,0
M 14	40,0	21,0	20,67	14,0	13,57	12,0	12,032	12,212	6,0
M 16	44,0	24,0	23,67	16,0	15,57	14,0	14,032	14,212	7,0
M 20	52,0	30,0	29,67	20,0	19,48	17,0	17,05	17,23	8,0
M 24	60,0	36,0	35,61	24,0	23,48	19,0	19,065	19,275	10,0
M 27	66,0	40,0	39,61	27,0	26,48	19,0	19,065	19,275	12,0
M 30	72,0	45,0	44,61	30,0	29,48	22,0	22,065	22,275	13,5

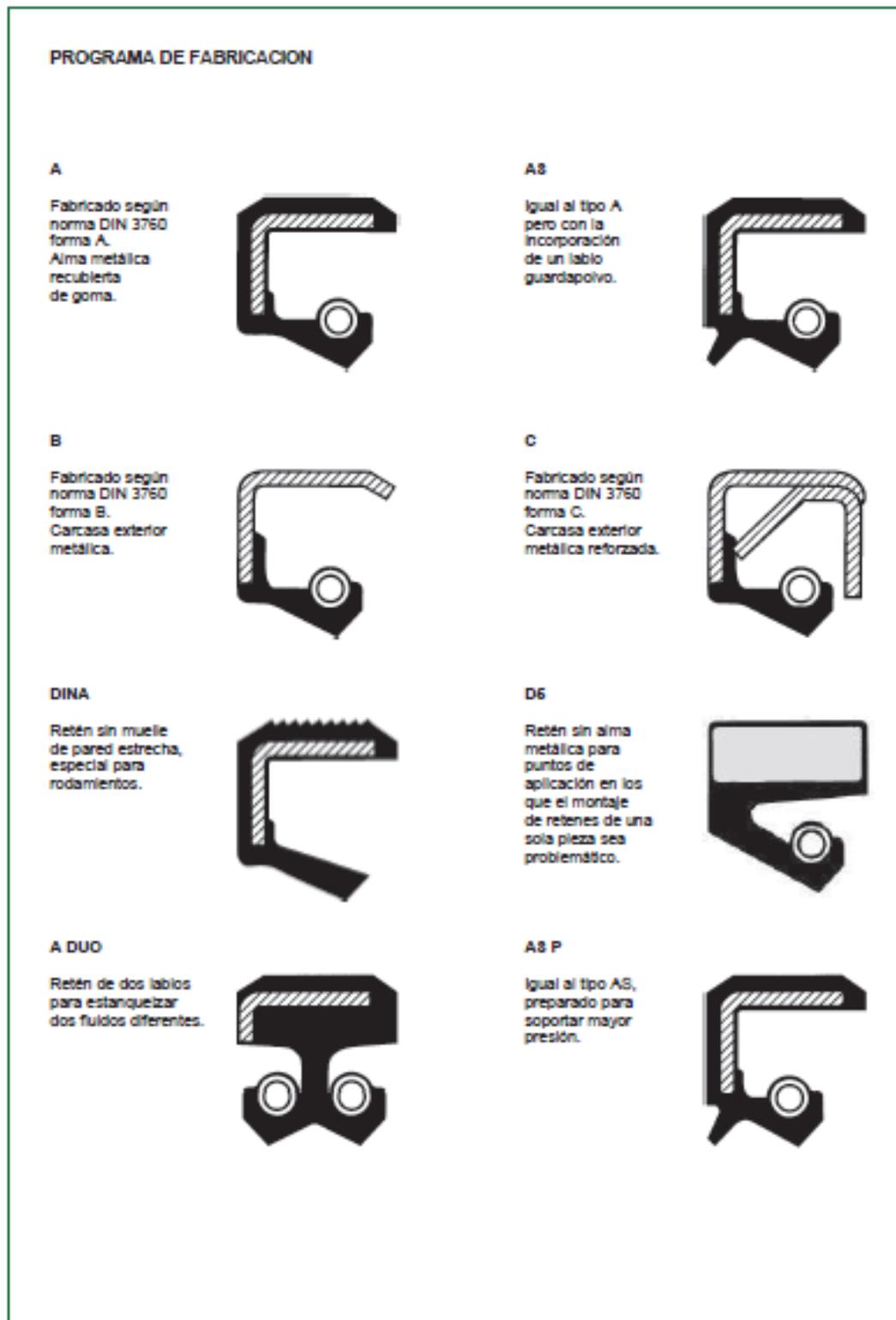
Fuente: <http://www.valvias.com/prontuario-rosca-tornillo-allen-din-912.php>

A.11 Factor de carga crítico de pandeo:

Valor BLF (Factor de seguridad)	Estado del pandeo	Notas
$1 < \text{BLF}$	Pandeo no previsto	Las cargas aplicadas son menos que las cargas críticas calculadas. No se espera el pandeo.
$0 < \text{BLF} < 1$	Pandeo previsto	Las cargas aplicadas superan las cargas críticas calculadas. Se espera el pandeo.
$\text{BLF} = 1$	Pandeo previsto	Las cargas aplicadas son exactamente iguales a las cargas críticas calculadas. Se espera el pandeo.
$\text{BLF} = -1$	Pandeo no previsto	El pandeo se produce cuando se deshacen todas las direcciones de las cargas aplicadas. Por ejemplo, si una barra se encuentra bajo el efecto de una carga de tracción, el BLF debe ser negativo. La barra no se pandeará.
$-1 < \text{BLF} < 0$	Pandeo no previsto	Se predice el pandeo si se invierten todas las cargas.
$\text{BLF} < -1$	Pandeo no previsto	No se predice el pandeo aún si se revierten todas las cargas.

Fuente: http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/AnalysisBackground/BucklingAnalysis/Buckling_Load_Factor.htm

A.12 Datos técnicos y dimensiones de sellos para aceite-grasa.



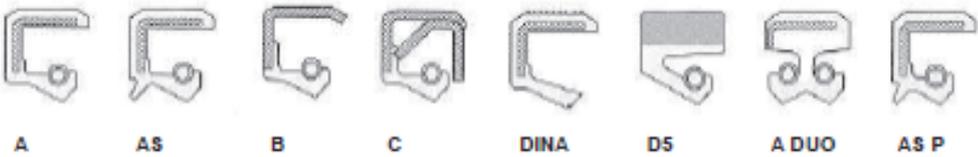
Fuente: Retenes de aceite y grasa – Lidering S.A.



Referencia	Ø Int.	Ø ext.	Altura	Material
A	55	70	8	NBR
A	55	70	8	FKM
AS	55	70	8	FKM
A	55	70	10	NBR
A	55	70	10	FKM
A	55	72	8	NBR
AS	55	72	8	NBR
A	55	72	8	FKM
AS	55	72	8	FKM
A	55	72	10	NBR
A	55	72	10	FKM
AS	55	72	10	FKM
A	55	75	10	NBR
A	55	75	10	FKM
A	55	75	12	NBR
A	55	75	12	FKM
AS	55	78	12	FKM
A	55	80	6	NBR
A	55	80	8	NBR
A	55	80	8	FKM
A	55	80	10	NBR
A	55	80	10	FKM
AS	55	80	10	FKM
A	55	85	8	NBR
AS	55	85	10	NBR
A	55	90	8	NBR
AS	55	90	8	NBR
A	55	90	10	NBR
A	55	90	10	FKM
A	55	100	12	NBR
A	55	100	13	NBR
AS	56	69	10	NBR
A	56	70	8	NBR
A	56	70	8	FKM
A	56	72	8	NBR
A	56	80	8	NBR
A	56	80	12	FKM
A	56	85	8	NBR
A	56	85	8	FKM
A	56	90	10	NBR
B	57	80	10	FKM
A	57,15	82,55	12,7	FKM
A	57,94	84,93	7,93	NBR
A	58	72	8	NBR
A	58	72	8	FKM
A	58	72	10	FKM
A	58	72	10	NBR
A	58	75	8	FKM
A	58	75	10	NBR

Referencia	Ø Int.	Ø ext.	Altura	Material
A	58	78	13	FKM
A	58	80	8	NBR
A	58	80	8	FKM
AS	58	80	9	FKM
A	58	80	10	NBR
AS	58	80	10	NBR
A	58	80	10	FKM
AS P	58	80	10	FKM
A	58	90	10	NBR
A	60	70	7	NBR
A	60	72	8	FKM
A	60	75	8	NBR
AS	60	75	8	NBR
A	60	75	8	FKM
AS	60	75	8	FKM
A	60	75	10	FKM
A	60	78	10	FKM
A	60	80	5	NBR
AS	60	80	7	NBR
AS P	60	80	7	FKM
A	60	80	8	NBR
A	60	80	8	FKM
A	60	80	8	FKM
AS	60	80	8	FKM
A	60	80	10	NBR
AS	60	80	10	NBR
A	60	80	10	FKM
AS	60	80	10	FKM
A DUO	60	80	10	NBR
A	60	80	12	NBR
A	60	80	12	FKM
AS	60	80	12	FKM
A	60	80	13	NBR
A	60	82	12	NBR
A	60	85	8	NBR
A	60	85	8	FKM
A	60	85	10	NBR
AS	60	85	10	NBR
A	60	85	10	FKM
AS	60	85	10	FKM
AS	60	85	12	NBR
A	60	90	8	NBR
A	60	90	8	FKM
A	60	90	10	NBR
A	60	90	10	FKM
AS	60	90	10	FKM
A	60	90	13	FKM
A	60	95	10	FKM
A	60	95	12	FKM
A	60	110	13	NBR

Fuente: Retenes de aceite y grasa – Lidering S.A.



Referencia	Ø Int.	Ø ext.	Altura	Material
A	47	58	6	FKM
A	47	80	10	FKM
A	47,53	69,85	12,7	FKM
AS	48	58	4	NBR
A	48	62	8	NBR
A	48	62	8	FKM
A	48	65	10	NBR
AS	48	65	10	NBR
A	48	65	10	FKM
AS	48	65	10	FKM
AS	48	68	10	NBR
B	48	68	10	FKM
AS	48	70	10	NBR
A	48	72	8	NBR
A	48	72	8	FKM
AS	48	72	8	FKM
A	48	72	10	NBR
A	48	72	10	FKM
AS	48	72	12	NBR
A	48	80	10	NBR
A	48	80	10	FKM
A	49	65	10	NBR
AS	49,2	76,2	12,7	NBR
B	49,22	69,85	9,52	NBR
DINA	50	58	4	NBR
A	50	60	7	FKM
A	50	62	5	NBR
DINA	50	62	5	NBR
A	50	62	7	FKM
A	50	62	10	NBR
A	50	65	8	NBR
AS	50	65	8	NBR
A	50	65	8	FKM
AS	50	65	8	FKM
A	50	65	10	NBR
A	50	68	8	NBR
AS	50	68	8	NBR
A	50	68	8	FKM
AS	50	68	8	FKM
A	50	68	10	NBR
AS	50	68	10	NBR
A	50	68	10	FKM
A	50	70	10	NBR
AS	50	70	10	NBR
A	50	70	10	FKM
A	50	70	12	FKM
AS P	50	72	7	NBR
AS	50	72	7	FKM
A	50	72	8	NBR

Referencia	Ø Int.	Ø ext.	Altura	Material
A	50	72	8	FKM
AS	50	72	8	FKM
A	50	72	10	NBR
AS	50	72	10	NBR
A	50	72	10	FKM
AS	50	72	10	FKM
AS	50	72	12	NBR
A	50	72	12	FKM
A DUO	50	72	14	NBR
B	50	75	10	FKM
AS	50	75	12	NBR
A	50	80	8	NBR
AS	50	80	8	NBR
A	50	80	8	FKM
AS	50	80	8	FKM
A	50	80	10	NBR
A	50	80	10	FKM
AS	50	80	13	FKM
AS	50	80	13	NBR
A	50	90	10	NBR
AS	50	90	10	NBR
A	50	90	10	FKM
A	50,8	63,5	6,35	FKM
A	50,8	69,85	9,52	FKM
A	52	62	8	NBR
A	52	62	8	FKM
A	52	68	8	NBR
A	52	68	8	FKM
A	52	69	10	FKM
A	52	72	8	NBR
A	52	72	8	FKM
AS	52	72	8	FKM
A	52	72	10	FKM
AS	52	72	12	NBR
A	52	75	12	NBR
A	52	75	12	FKM
A	52	85	10	NBR
A	53,97	79,37	12,7	FKM
A	54	70	12	FKM
A	54	72	12	FKM
A	54	74	8	NBR
AS	54	81	10	NBR
AS	54	85	10	NBR
A	54	85	10	FKM
A	54	90	10	FKM
A	54	90	13	NBR
A	54	90	13	FKM
DINA	55	63	5	NBR
A	55	68	8	FKM

Fuente: Retenes de aceite y grasa – Lidering S.A.