

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA-ENERGÍA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN TANQUE AGITADOR DE 160 M³ DE
CAPACIDAD PARA LIXIVIACIÓN DE ORO. CONSORCIO
MINERO HORIZONTE S.A”**

**TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL
PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

JOSEPH MANUEL CERVANTES GARCÉS

Callao, febrero, 2018

PERÚ

DEDICATORIA

A mi madre, siempre preocupada porque este todo correcto y nunca nos falte lo primordial para los suyos.

A mi padre, por ser muy responsable con su familia y sea el lado ameno de la casa.

A mi hermana, por enseñarme a valorar a la naturaleza y su creación.

A Nancy, por enseñarme a ver la bondad del ser humano.

AGRADECIMIENTO

Este proyecto es el resultado del esfuerzo de varias personas. A mis padres quienes a lo largo de toda mi vida han apoyado y motivado mi formación académica, creyeron en mí en todo momento y no dudaron de mis habilidades. También a mi hermana que me transmitía alegría y conocimiento cuando es necesario.

A mis dos acompañantes de traspasadas:
Ñata y Pitufu, a Nancy por darme ánimos y
serenidad cuando a veces flaqueaba. A mi
asesor por guiarme en este informe con las
pautas necesarias para poder finiquitarlo y
finalmente un eterno agradecimiento a esta
universidad la cual abrió abre sus puertas a
jóvenes como yo, preparándonos para un
futuro competitivo y formándonos como
personas de bien.

ÍNDICE DE CONTENIDO

PÁG.

INTRODUCCIÓN	9
I. OBJETIVOS	10
1.1 Objetivo general	10
1.2 Objetivos específicos.....	10
II. ORGANIZACIÓN DE LA EMPRESA O INSTITUCIÓN	11
2.1 Estructura orgánica de la empresa.....	11
2.2 Descripción de las funciones realizadas por departamentos	11
III. ACTIVIDADES DESARROLLADAS POR LA EMPRESA.....	13
IV. DESCRIPCIÓN DETALLADA DEL PROYECTO DE INGENIERÍA.....	15
4.1 Descripción del Tema.....	15
4.2 Antecedentes	17
4.2.1 Nacionales	17
4.2.2 Internacionales	17
4.3 Planteamiento del Problema.....	19
4.4 Justificación.....	19
4.4.1 Justificación tecnológica.....	19
4.4.2 Justificación económica.....	20
4.5 Marco teórico	20

4.5.1	Fundamentos.....	20
A.	Principios del diseño mecánico.....	20
➤	Tipos de diseños.....	21
	Diseño original o innovación.....	21
	Diseño adaptativo o síntesis.....	21
	Diseño de variantes.....	21
➤	Fases del diseño.....	22
➤	Metodología del diseño.....	22
B.	Lixiviación.....	23
➤	Lixiviantes.....	24
➤	Lixiviación del oro.....	25
➤	Lixiviación por agitación.....	25
C.	Agitación.....	26
➤	Tipos de flujo.....	26
	Flujo axial.....	26

Flujo radial	26
➤ Aplicación de la agitación en el proceso de producción	27
Homogeneización de un fluido	28
Suspensión de un sólido en un líquido.....	28
Emulsión de dos fluidos insolubles.....	29
Inyección de gas en un fluido.....	29
Intercambio térmico entre un fluido y superficie de enfriamiento....	30
Fermentación.....	30
Cristalización.....	31
Hidrogenación	31
D. Agitadores	32
➤ Configuración	32
➤ Impulsores	33
Impulsores de palas	33
Impulsores de hélice.....	34

Impulsores de turbina	34
➤ Prevención de vórtices - Deflectores	35
➤ Tanques de almacenamiento	37
Tipos de tanques de almacenamiento	38
Cargas que influyen en el tanque	38
➤ Sistema de transmisión	39
Reductor de velocidad.....	40
Eje de transmisión	40
Acoplamiento eje - reductor.....	41
Esfuerzos que influyen en el agitador	41
4.5.2 Marco Normativo.....	42
4.5.3 Definiciones de términos básicos.....	43
4.6 Fases del proyecto	47
4.6.1 Antecedentes del proyecto	47
A. Ubicación	47

B.	Condiciones meteorológicas	47
C.	Área de lixiviación	48
4.6.2	Selección del diseño	48
A.	Especificaciones de diseño.....	48
B.	Alternativas de diseño	49
C.	Selección de solución.....	50
4.6.3	Diseño de componentes.....	52
A.	Diseño del tanque.....	52
➤	Cuerpo del tanque (Shell).....	52
	Selección de Material	52
	Diseño de la forma	53
	Cálculo del espesor de pared.....	57
	Forma constructiva de la pared	59
➤	Fondo del tanque	60
	Forma constructiva del fondo.....	61

➤ Anillos atiesadores	63
Forma constructiva del anillo – pared	65
➤ Conexiones	66
➤ Análisis de estabilidad del tanque	67
Acción sísmica	67
Acción eólica.....	80
Acción nival y pluvial	84
Seguridad del tanque contra la compresión	85
Seguridad del tanque contra deslizamiento	88
B. Diseño del agitador	89
➤ Corroboración del impulsor.....	89
➤ Cálculo de la potencia requerida	92
Números adimensionales	96
➤ Diseño del eje	98
Cálculo por resistencia	99

Cálculo por deflexión.....	101
Cálculo por torsión.....	102
➤ Diseño del acoplamiento eje central – reductor	103
Acople A	104
Acople B.....	106
Tornillos de fijación	108
➤ Diseño del reductor	111
Cálculo de la primera etapa.....	114
Cálculo de la segunda etapa	116
Cálculo de ejes	118
4.6.4 Corroboración del agitador mediante FEM.....	124
V. EVALUACIÓN TÉCNICO - ECONÓMICO.....	129
5.1 Costos estimados de piezas	129
VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	131
6.1 Conclusiones	131
6.2 Recomendaciones	133

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	134
VIII. ANEXOS Y PLANOS	138
ANEXO A: Propiedades de los Aceros	138
ANEXO B: Diagrama de Número de potencia y Número de Reynolds para impulsores comunes.....	141
ANEXO C: Guía de referencia para tornillos.....	142
ANEXO D: Geometría de canales chaveteros según DIN 6885.....	144

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Organigrama de la empresa.

Figura 4.1. Modelo descriptivo lineal del diseño.

Figura 4.2. Clasificación de métodos en ingeniería del diseño.

Figura 4.3. Campos de velocidades en depósito de Agitación - Flujo Axial y Radial.

Figura 4.4. Homogeneización de dos fluidos.

Figura 4.5. La agitación permite mantener los sólidos en suspensión.

Figura 4.6. Dispersión de tres fluidos insolubles.

Figura 4.7. El gas pasa a través del eje hacia el fluido agitado.

Figura 4.8. La agitación permite temperaturas homogéneas en todo el tanque.

Figuras 4.9. Microorganismos suspendidos a través de la agitación.

Figura 4.10. Cristales suspendidos en el proceso de información.

Figura 4.11. Adición de hidrógeno a través del eje agitador.

Figura 4.12. Esquema general de un agitador.

Figura 4.13. Impulsores de palas.

Figura 4.14. Impulsores de hélice.

Figura 4.15. Impulsores de turbina.

Figura 4.16. Agitador descentrado.

Figura 4.17. Agitador con entrada lateral.

Figura 4.18. Agitador con entrada lateral.

Figura 4.19. Diagrama de cuerpo libre del agitador.

Figura 4.20. Semejanzas geométricas para diversos tipos de impulsores.

Figura 4.21. Típicas juntas verticales y horizontales para el cuerpo del tanque.

Figura 4.22. Arriba. Junta del fondo con las paredes del tanque. Abajo. Juntas usuales en el fondo.

Figura 4.23. Distribución de planchas de fondo, sin fondo anular.

Figura 4.24. Esquema para hallar el módulo de sección del conjunto.

Figura 4.25. Junta de anillo atiesador y la pared del casco (tipo b).

Figura 4.26. Conexiones comunes en tanques de almacenamiento.

Figura 4.27. Representación de los modos de vibración para sismo horizontal.

Figura 4.28. Zonas sísmicas del Perú.

Figura 4.29. Gráfica de coeficiente C_i .

Figura 4.30. Esquema de verificación contra el vuelco para tanques sin anclar.

Figura 4.31. Diagrama para selección de impulsor.

Figura 4.32. Impulsor MIL®.

Figura 4.33. Esquema de caudales presente en agitadores.

Figura 4.34. Tipo de velocidades lineales en agitadores.

Figura 4.35. D.C.L del eje.

Figura 4.36. Esquema inicial del acople.

Figura 4.37. Pantalla de entrada – Módulo “Key”- KISSsoft.

Figura 4.38. Definición de a_0 , D_1 , D_2 .

Figura 4.39. Pantalla de resultado consistente – Acople A.

Figura 4.40. Pantalla de resultado consistente – Acople B.

Figura 4.41. Pantalla de entrada – Módulo “Bolts”- KISSsoft.

Figura 4.42. Pantalla de entrada – Módulo “Bolts”- KISSsoft.

Figura 4.43. Pantalla de resultado consistente – Junta atornillada.

Figura 4.44. Pantalla de entrada – Módulo “Bevel and Hypoid Gears”- Basic data
– KISSsoft.

Figura 4.45. Pantalla de entrada – Módulo “Bevel and Hypoid Gears”- Rating – KISSsoft.

Figura 4.46. Pantalla de resultado consistente – Engranaje cónico.

Figura 4.47. Pantalla de entrada – Módulo “Cylindrical Gear Pair”- Basic data – KISSsoft.

Figura 4.48. Pantalla de entrada – Módulo “Cylindrical Gear Pair”- Rating – KISSsoft.

Figura 4.49. Pantalla de resultado consistente – Engranaje cilíndrico.

Figura 4.50. Esquema de aplicación de carga – Eje de entrada.

Figura 4.51. Pantalla de resultado consistente – Eje de entrada.

Figura 4.52. Esquema de aplicación de carga – Eje intermedio.

Figura 4.53. Pantalla de resultado consistente – Eje intermedio.

Figura 4.54. Esquema de aplicación de carga – Eje de salida.

Figura 4.55. Pantalla de resultado consistente – Eje de salida.

Figura 4.56. Ubicación de fuerzas y mallado.

Figura 4.57. Ubicación del esfuerzo máximo.

Figura 4.58. Ubicación del desplazamiento máximo.

Figura 4.59. Ubicación del factor de seguridad mínimo.

Figura 4.60. Velocidades críticas del impulsor.

Figura 8.1. Propiedades del acero DIN 17CrNi6.

Figura 8.2. Propiedades del acero DIN 17CrNi6.

Figura 8.3. Propiedades del acero AISI 1045.

Figura 8.4. Diagrama de Número de potencia y Número de Reynolds para a impulsores comunes.

Figura 8.5. Guía de referencia para tornillos.

Figura 8.6. Guía de referencia para tornillos.

Figura 8.7. Geometría de chavetas según DIN 6885.

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Tabla de descripción de trabajos.

Tabla 4.1. Clasificación de la lixiviación por métodos de operación.

Tabla 4.2. Tipos de lixiviantes para algunos minerales comunes.

Tabla 4.3. Condiciones meteorológicas de la zona del proyecto.

Tabla 4.4. Parámetros de entrada para el diseño.

Tabla 4.5. Cuadro comparativo de composición química.

Tabla 4.6. Cuadro comparativo de propiedades mecánicas.

Tabla 4.7. Formato de planchas comerciales para espesores de 2-20 mm.

Tabla 4.8. Cuadro resumen – Dimensiones del tanque.

Tabla 4.9. Calculo del módulo de sección – medidas en mm.

Tabla 4.10. Valor de F_a en función de la clase de sitio.

Tabla 4.11. Valor de F_v en función de la clase de sitio.

Tabla 4.12. Factor de Importancia I y clasificación SUG.

Tabla 4.13. Factor de modificación de respuesta para métodos ASD.

Tabla 4.14. Factor de modificación de respuesta para métodos ASD.

Tabla 4.15. Escala de agitación en recipientes de almacenamiento.

Tabla 4.16. N_p y N_q característicos para diversos tipos de impulsores.

Tabla 4.17. Propiedades Mecánicas – AISI 4140.

Tabla 4.18. Datos de entrada – Acople A.

Tabla 4.19. Datos de entrada – Acople B.

Tabla 4.20. Datos de entrada – Unión de acoplamiento atornillada.

Tabla 4.21. Datos de entrada – 1ra reducción – Juego cónico.

Tabla 4.22. Datos de entrada – 2da reducción – Juego cilíndrico.

Tabla 4.23. Datos de fuerzas y torques en engranajes.

Tabla 5.1. Datos de costo estimados.

INTRODUCCIÓN

En los últimos años el sector minero ha jugado un papel preponderante para el crecimiento económico del país, es por ello que el óptimo funcionamiento de equipos mineros es primordial para mantener una producción continua y rentable.

En vista que la tecnología local se limita a la reparación de equipos de importación, este informe quiere demostrar es posible el diseño de un equipo para minería, en base a normas vigentes, que sea económico y confiable a través de la validación con métodos computacionales. Este diseño se hizo como requerimiento del departamento de Producción de la empresa Consorcio Minero Horizonte S.A., por la necesidad de incrementar la producción de procesamiento de oro.

En este proyecto se realizó los cálculos necesarios para el dimensionamiento de un tanque agitador. Para ello, se iniciará explicando los diversos tipos de agitadores, sus componentes y sus diversas aplicaciones. A continuación, se definirá los parámetros de diseño a través de los datos de entrada. Luego se definirá la metodología a emplear, después se calculará la estructura del tanque en base a la norma API 650. A continuación, se hallará la potencia de agitación y se definirá el sistema de transmisión del equipo apoyado con el uso de software especializado en transmisiones. Posteriormente el agitador será validado mediante el uso de FEM. Finalmente se analizará los objetivos logrados y se comentará y sustentará el porqué de las decisiones tomadas para cada parte del tanque agitador.

I. OBJETIVOS

1.1 Objetivo general

- Diseñar un tanque agitador de minerales de 160 m^3 de capacidad, que permitirá el incremento de la cantidad de procesamiento de lixiviación del oro.

1.2 Objetivos específicos

- Determinar los parámetros básicos para realizar el diseño del tanque agitador.
- Determinar la metodología adecuada en el diseño del tanque agitador.
- Diseñar el tanque de almacenamiento.
- Diseñar el sistema de transmisión del agitador, apoyado con el software KISSsoft.
- Validar los cálculos del agitador con FEM por medio del software INVENTOR.

II. ORGANIZACIÓN DE LA EMPRESA O INSTITUCIÓN

2.1 Estructura orgánica de la empresa



Figura 2.1. Organigrama de la empresa.

2.2 Descripción de las funciones realizadas por departamentos

Gerencia General: Se encarga desde el aspecto comercial de captar, hacer seguimiento y mantener cuentas de los clientes. Desde el aspecto financiero es la que supervisa las cobranzas, autoriza los pagos a proveedores, autoriza los pagos a trabajadores y hace seguimiento y control de los estados financieros. Además, desde el aspecto administrativo revisa, decide y autoriza órdenes de compra, elabora y revisa cotizaciones a clientes y aprueba las capacitaciones del personal.

Administración: Se encarga desde el punto de vista comercial de gestionar cobranzas y elaborar facturas. Financieramente se encarga de mantener y controlar la caja chica, elaborar órdenes de pago electrónicamente y controlar documentación para contabilidad. Administrativamente elabora plantillas, liquidaciones y todo lo que respecta a los trabajadores, gestiona y da trámites a facturas de los proveedores, supervisar el trabajo de logística (mensajero).

Ingeniería: El cargo que desempeño en AB ENGRANAJES es el de Analista en el Área de Ingeniería. Mi labor consiste en visionar la factibilidad de los requerimientos del cliente, estimar tiempos de mecanizado para posterior cotización y planificar el mapa de procesos que seguirá el pedido. Además, diseñar y desarrollar los proyectos que se requiera, como también crear modelos CAD de elementos que serán utilizados en las máquinas CNC (centro de mecanizado y corte por electroerosión). Otro aspecto que se me ha encomendado es el de proporcionar los parámetros para el control dimensional de los trabajos finalizados (parámetros para control de calidad).

Supervisión de Producción: En el aspecto operativo se encarga de planificar, programar, organizar y hacer seguimiento a las órdenes de trabajo. También supervisar el cumplimiento de los tiempos de maquinado y control de calidad de las piezas en elaboración. Además, supervisar el mantenimiento básico de las máquinas (lubricación). En el aspecto de seguridad participa activamente en los

procedimientos y simulacros de seguridad y vela por el uso de equipos de protección personal de los trabajadores (EPP).

III. ACTIVIDADES DESARROLLADAS POR LA EMPRESA

AB ENGRANAJES es una empresa de ingeniería y manufactura con más de 40 años de experiencia, que desarrolla soluciones de ingeniería aplicada bajo altos estándares de calidad a sectores productivos como el minero y la industria alimentaria.

AB ENGRANAJES ofrece servicios de fabricación, recuperación y rectificación de partes y piezas, proyectos de ingeniería, mantenimiento integral de equipos y componentes tales como: Cajas reductoras, winches, bombas centrifugas y todo lo que respecta a los sistemas de transmisión de potencia. También matrices de corte, moldes de inyección, moldes de soplado, troqueles y componentes relacionados a la industria alimentaria. Dado que es una empresa manufacturera, AB ENGRANAJES cuenta con un equipo humano altamente capacitado y especializado, además de tecnologías y procesos de última generación que garantiza la óptima fabricación de sus productos.

El departamento de Ingeniería se encarga de analizar la factibilidad de las necesidades de los clientes, también se ocupa en el cálculo y diseños de los sistemas de transmisión o sus componentes mediante ingeniería inversa o también desarrollarlo como un nuevo proyecto.

Otro de los campos que desarrolla el área de Ingeniería es el de modelado con el uso de software CAD de componentes mecánicos para su posterior uso en equipos CNC. Finalmente es el que proporciona los parámetros de medición que son usados en el control de calidad de los trabajos que se realizan.

Como parte del departamento de Ingeniería he tenido la oportunidad de desarrollar todo lo mencionado anteriormente en diversos proyectos, todo esto bajo el cargo de analista de Ingeniería. Algunos de estos son:

Tabla 3.1. Tabla de descripción de trabajos.

Cliente	Descripción del trabajo realizado	Año
Consortio Minero Horizonte	Reparación de reductores FALK de agitadores	2016
Cía. de Minas Buenaventura	Reparación de reductores FLENDER de molino	2016
Cía. Minera Milpo	Fabricación de contra ejes para molinos	2017
Cía. Minera Santa Luisa	Fabricación de transmisión - bomba WARMAN	2017
Petrex	Fabricación de transmisiones para grúas	2015
Concar	Fabricación de reductores para vagones	2015
Explomin	Fabricación de reductores para excavadoras	2016
Nestlé	Fabricación de etiquetadoras de chocolate	2017
Metalpren	Reparación completa de punzadoras	2016
Tumi	Fabricación de reductores para sector pesquero	2016

IV. DESCRIPCIÓN DETALLADA DEL PROYECTO DE INGENIERÍA

4.1 Descripción del Tema

En la actualidad la actividad minera es uno de los ejes de nuestra economía. Esta aporta aproximadamente un 20% de los ingresos fiscales, siendo uno de los más destacados el oro (sexto a nivel mundial, primero a nivel latinoamericano).

Debido a esto es primordial el desarrollo de tecnología local que vaya de la mano con el auge minero, por lo que el estudio de maquinaria para el uso en el sector minero es fundamental.

El uso de maquinaria de importación es lo más común en el medio local, pero no se tiene en cuenta que estos ingenios están hechos para uso de condiciones ambientales estándar y las condiciones del medio local difiere (alturas mayores a 1500 msnm, condiciones meteorológicas propias de la zona, etc.), por lo que un diseño en base a la realidad local es necesario para obtener una mejor eficiencia mecánica de la maquinaria. También los costos de flete y los tiempos de entrega son puntos a tener en cuenta a la hora de adquirir un equipo minero.

La unidad minera Culebrillas, perteneciente al Consorcio Minero Horizonte, se encuentra ubicada en la provincia de Pataz, región La Libertad a 2750 m.s.n.m; este yacimiento aurífero tiene proyectada su producción en 750 TMD (toneladas

métricas por día). En la actualidad su producción llega a 200 TMD con un valor de oro de 15 g/TMS y para lograr su objetivo siempre están en constante exploración y habilitación de recursos mineros, además de adquirir equipos constantemente.

Una de las etapas fundamentales en el procesamiento del oro es la lixiviación. Este proceso separa el oro, que forma parte de la pulpa, a través de una reacción química, por lo que esta parte dentro de la planta cuenta con 6 tanques de 16'x16' para el procesamiento de 2900 ft^3 de pulpa por cada tanque agitador. El requerimiento que presenta esta unidad minera es que, por la necesidad de aumentar su capacidad de producción (el flujo de alimentación pasaría de 20,5 m^3/h a 27,15 m^3/h), se requiere la fabricación de un tanque de mayor capacidad de almacenamiento de pulpa.

De allí nace el planeamiento y elaboración de ese informe, cuyo fin es cubrir la necesidad de ofrecerles el diseño de un tanque agitador de mayor tamaño, con el uso de un impulsor, que ellos ya disponen en su almacén, el cual tendrá una capacidad de almacenaje de 5650 ft^3 (160 m^3). Este tipo de equipo requiere una evaluación estructural ya que su falla podría detener la producción, lo cual sería catastrófico por el impacto económico que acarrearía.

4.2 Antecedentes

4.2.1 Nacionales

Arata (2012), en su tesis titulada: “Optimización de la gestión operacional en Consorcio Minero Horizonte S.A.”, cuyo objetivo principal fue identificar en los cambios factibles en los indicadores operacionales y en los procedimientos que intervienen en el proceso de producción, que puedan mejorar los resultados de las operaciones mineras; concluyó que con un reaprendizaje y asesoría técnica permanente se mejora la calidad y reduce los costos de los procesos productivos. Además, mediante el uso de la metodología CMP se optimiza al personal debido a que los motiva y los compromete más con la empresa, les permite sugerir mejoras y adaptarse a nuevas situaciones.

Si bien la investigación no hace referencia al tema principal de este trabajo, el cual es el diseño, la presente tesis nos permitió conocer la situación actual de la empresa, sus procesos operacionales, sobre todo en planta, y darnos una idea de cómo se maneja a nivel macro la producción de oro en el Consorcio Minero Horizonte.

4.2.2 Internacionales

Castillo (2013), en su tesis titulada: “Diseño y cálculo de un agitador de fluidos”, cuyo objetivo principal fue conocer los tipos y características principales de los agitadores de fluidos, sus diversas aplicaciones en la industria; concluyó que, si

bien era difícil aproximarse a un diseño óptimo, debido al gran número de variables y al comportamiento complejo de los fluidos, fue posible aproximarse de buena manera al producto requerido.

La presente tesis permitió apreciar que las variables relevantes al momento de diseñar, involucran la potencia de motor adecuada, diámetro de eje y la selección adecuada de impulsor. Esta última está relacionada con el tipo de fluido a agitar por sus propiedades físicas y químicas. También se puede observar que los diseños de agitadores importados se perciben más sofisticados a lo que se ofrece en su localidad (Chile), principalmente debido al prestigio alcanzado por experiencia, pero es posible lograr la elaboración de un diseño funcional y a un costo mucho menor.

Ricaurte (2016), en su tesis titulada: “Diseño y simulación de un tanque mezclador de 10 000 gal para la elaboración de aceites lubricantes”, cuyo objetivo principal fue el de diseñar un tanque mezclador para aceites lubricantes que cumpla el estándar API 650; concluyó que, basándose en la normativa API 650 y el uso de un modelo computacional para la estructura, se pudo diseñar un equipo de 10 000 de capacidad nominal que pueda satisfacer la necesidad del cliente; además de ser un equipo funcionalmente correcto y económico.

La presente tesis permitió conocer la forma de diseñar la estructura del tanque agitador en base a la normativa API 650, su fabricación y su análisis mediante modelos computacional (FEM), además de observar la forma de calcular el

sistema de agitación del equipo. Aunque el flujo por agitar es distinto a lo que se estudia en este informe, se puede entablar una similitud a la hora de desarrollar nuestro equipo.

4.3 Planteamiento del Problema

¿Cómo diseñar el tanque agitador para lixiviación de oro, que satisfaga la necesidad de aumento de producción de la unidad minera Culebrillas, perteneciente al Consorcio Minero Horizonte?

4.4 Justificación

4.4.1 Justificación tecnológica.

Según (Espinoza, 2014), enunció: “que se justifica tecnológicamente cuando se satisface las necesidades sociales, que pueden ser:

- Soluciones que permiten mejorar su nivel de vida.
- Soluciones que mejoran la ecología
- Soluciones que permiten mejorar el sistema productivo “. (p. 71)

El presente informe se justifica tecnológicamente ya que busca resolver la necesidad de aumentar la capacidad de lixiviación de oro de la unidad minera, a través de un agitador con dimensiones de tanque de 6 m x 6 m que tendrá una capacidad de almacenamiento de 160 m^3 de pulpa.

4.4.2 Justificación económica.

Este informe se puede justificar económicamente debido a los siguiente:

En primer lugar, porque los costes de maquinaria en el mercado externo son elevados debido al flete y por el renombre que han ganado las empresas desarrolladoras de estos equipos en la industria, además que el tiempo de espera para entrega es elevado, lo que resulta poco rentable.

En segundo lugar, porque al diseñar este equipo localmente, se toma en consideración las condiciones ambientales y meteorológicas del sitio asegurando un sistema pensado exclusivamente en la zona que se va a desarrollar (Culebrillas), previniendo que se sobredimensione el equipo y aumente su costo.

4.5 Marco teórico

4.5.1 Fundamentos.

A. *Principios del diseño mecánico*

El diseño se entiende como el desarrollo de una estructura o un sistema que sea portador de características deseadas (particularmente, funciones) y que logra básicamente por la transformación de información sobre condiciones, necesidades, demandas, requisitos y exigencias, en la descripción de una estructura capaz de satisfacer esas demandas, que pueden incluir no solo los deseos del cliente, sino también requisitos de todo el ciclo de vida, esto es, de todos los estados intermedios por los que pasa el producto. (Bern, 2014, p. 18)

En el diseño mecánico se hace uso de ciencias puras tales como matemática, física, química, ciencias de los materiales y algunas de sus derivaciones, también se apoya en la actualidad con los sistemas computarizados CAD-CAM en

conjunto con softwares ingenieriles que elaboran FEA y otros métodos numéricos, permitiendo un ahorro importante de tiempo. Finalmente, el conocimiento, experiencia y creatividad por parte del diseñador y de su equipo técnico, son usados a la hora de discernir una solución posible para el requerimiento del cliente.

➤ **Tipos de diseños**

(Carbonell, 2015) afirmo que el diseño se puede clasificar en tres tipos:

Diseño original o innovación

Origina nuevas soluciones para una tarea dada que termina con una invención patentable. Requiere la reestructuración del entorno, un cambio de paradigma

Diseño adaptativo o síntesis

Se adapta un sistema o tecnología conocida a una tarea cambiante o se evoluciona de forma significativa a un nuevo subsistema. No requiere una amplia reestructuración del medio

Diseño de variantes

Involucra el cambio de parámetros (tamaño, geometría, materiales, parámetros de control, etc.). Modifica el desempeño, pero sin cambiar la configuración

En lo que respecta al presente informe, el tipo de diseño que se uso es del tipo diseño de variantes, ya que la configuración inicial en líneas generales, con respecto a los tanques que se encuentran actualmente, se mantiene y se busca aumentar la capacidad de almacenamiento.

➤ **Fases del diseño**

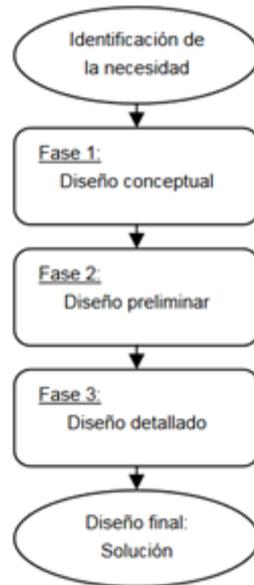


Figura 4.1. Modelo descriptivo lineal del diseño.

Fuente: Diseño conceptual de productos asistido por ordenador, Bern, 2014.

➤ **Metodología del diseño**

Existe diversos métodos para elaborar un diseño eficaz, cada uno da más preponderancia a un aspecto requerido del diseño sobre los otros, pero todos son válidos. En la figura 1, se observa una clasificación de los métodos; dentro de cada nombre se puede agrupar diversos métodos (por ejemplo, el método de Taguchi, la DSM, el método de montajes inteligentes, etc. dentro de la solapa diseño robusto). Se recomienda revisar bibliografía especializada para profundizar el tema.

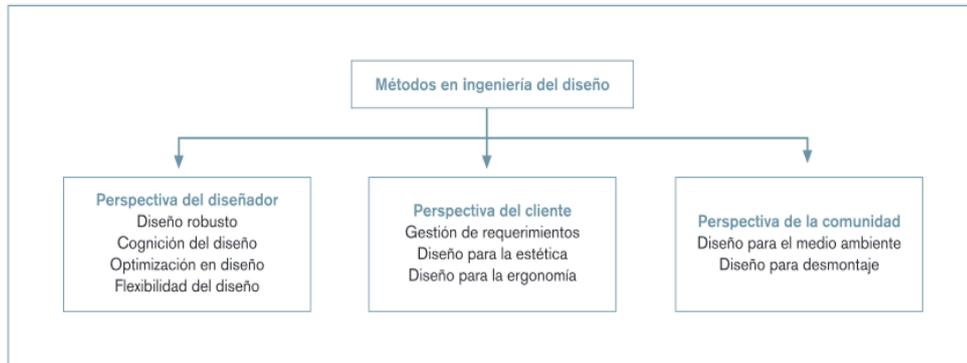


Figura 4.2. Clasificación de métodos en ingeniería del diseño.

Fuente: Métodos y metodologías en el ámbito del diseño industrial, Iserte, Espinosa, & Domínguez, 2012

(Iserte, Espinosa, & Domínguez, 2012) afirman:

Observamos, a raíz del estudio, que no existe un método o procedimiento único, por lo que nos encontramos ante un sistema abierto que, como todas las metodologías, queda expuesto a las necesidades y posibilidades de los diseñadores e investigadores. Es el diseñador en último lugar quien debe decidir y planificar para cada proyecto, aquellas metodologías que le serán de utilidad y cómo las aplicará para conseguir el fin buscado. No es de extrañar que para una determinada aplicación se necesite usar uno o varios métodos que presenten mayores fortalezas en un determinado campo. (p. 43)

B. Lixiviación

Cuando los métodos mecánicos de separación no pueden asegurar un valor óptimo metálico de un mineral, la alternativa es la lixiviación, ya sea como complemento o como proceso general. La mayor parte del proceso de lixiviación es la preparación de la alimentación por medio del chancado, triturado y en algunos casos pre-concentración y calcinado. La separación se realiza normalmente creando un tiempo de retención para los químicos que penetran la alimentación.

Las operaciones de vertedero y de apilamiento son típicamente de bajo costo de inversión, pero de alto costo en productos químicos. La recuperación es normalmente baja (bajo el 60%). Los métodos de agitación (concurrente o de contracorriente), son de alta inversión, pero se paga por su alta recuperación. (Metso Minerals, 2011, p. 5:41)

Tabla 4.1. Clasificación de la lixiviación por métodos de operación.

Lixiviación por métodos	Calibre de alimentación típico	Tiempo típico de retención
Vertederos de escombros	1500 mm (60")	10 años
Por apilamiento	150 mm (6")	1 año
Por agitación (grueso)	200 micrones (malla 65)	2-24 horas
Por agitación (fino)	10 micrones	5-10 minutos

Fuente: Basics in Minerals Processing, Metso Minerals, 2011

➤ **Lixiviantes**

“Sustancia química (cianuro, tiourea, ácido) que tiene la propiedad de disolver selectivamente uno o más elementos presentes en una roca o mineral”.

(Glosarios de términos especializados, 2013)

Tabla 4.2. Tipos de lixiviantes para algunos minerales comunes.

Tipo de mineral	Lixiviante	Calibre típico de partícula	Tiempo típico de retención
Mineral de Cobre (óxido)	H ₂ SO ₄	9 mm / 3/8 in	5 días
Mineral de Oro	NaCN	200 micrones / malla 65	4 - 24 horas
Concentrado de Oro	NaCN	45 micrones / malla 325	10 - 72 horas
Ilmenita	H ₂ SO ₄	75 micrones / malla 200	0,5 hora
Mineral de Níquel (laterita)	H ₂ SO ₄	150 micrones / malla 100	2 horas
Mineral de Plata	NaCN	200 micrones / malla 65	72 horas
Mineral de Uranio	H ₂ SO ₄	150 micrones / malla 100	16 - 48 horas
Mineral de Uranio	Na ₂ CO ₃	150 micrones / malla 100	90 horas

Fuente: Basics in Minerals Processing, Metso Minerals, 2011

El lixivante típico para el oro es el cianuro de sodio. La reacción de lixiviación se da mediante la ecuación:



Conocida como la ecuación de Elsner.

Es importante que el cianuro este en contacto lo más antes posible. Si se adiciona durante la molienda se gana eficiencia y por ende mejora la recuperación. La concentración de cianuro varía de acuerdo a la calidad del mineral, pero están entre 0,2 y 0,5 g/L. Sin embargo, si el mineral contiene cianicidas, la concentración puede llegar a 1 g/L. (Jurado, 2017)

➤ **Lixiviación del oro**

El enriquecimiento por medio de lixiviación es utilizado principalmente para la recuperación de oro, por lo general en combinación con pre-separación por gravedad. Si el oro grueso libre es liberado durante la reducción de tamaño, esta fracción (1mm - típico), se recupera en espirales de gravedad. Si se encuentran fracciones más finas de oro libre, se puede aplicar la tecnología de centrífuga. En forma alternativa, al procesar un mineral que contenga solamente metal de oro, se utiliza frecuentemente la lixiviación por medio de absorción de carbón. (Metso Minerals, 2011, p. 5:43)

➤ **Lixiviación por agitación.**

(Jurado, 2017) afirma:

Es uno de los métodos más empleados, sobre todo para minerales de alta ley de oro e incluso para concentrados obtenidos de un proceso de flotación.

Algunos puntos que requiere este proceso son:

- Para trabajar los minerales auríferos en tanques de agitación, se requiere que tenga oro liberable a molienda fina (mínimo malla 200).
- Debe contener en baja proporciones, aquellos elementos que consumen cianuro y compiten con el oro, llamados “cianicidas”, como por ejemplo Ag, Sb, Fe, Zn, y Cu. Estos elementos ocasionan que el consumo de cianuro sea mayor.
- No debe contener material carbonáceo, pues se absorberían los metales preciosos que entran en la solución.
- Normalmente se inyecta oxígeno, del medio ambiente, en los tanques de agitación. Si el oxígeno es escaso, la disolución de oro es lenta; por otro lado, si es excesivo conlleva a un mayor consumo de cianuro y soda caustica y no aumenta la extracción.

C. Agitación

(Metso Minerals, 2011) manifiesta: “La agitación es la técnica de crear movimientos circulatorios sobre un fluido que se encuentra contenido en un recipiente, que se utiliza para:

- Mezclado moderado (en floculación)
- Mezclado estándar (disolución, suspensión de sólidos, almacenamiento, lixiviación y condicionamiento.
- Mezclado intensivo (frotación y depuración)” (p. 8:22)

➤ **Tipos de flujo**

Flujo axial

Este tipo de flujo se desprende de las palas del impulsor aproximadamente a 45° y por lo tanto presenta recirculación, luego retorna hasta la zona central de las palas, creando un campo de flujo de ida y vuelta paralelo al eje de giro.

Se presenta con un Reynolds de entre 200 a 600, y se transforma en flujo radial cuando el número de Reynolds disminuye. Los agitadores de flujo axial incluyen a todos los que tienen palas que forman un ángulo menor de 90° con el plano perpendicular al eje. Las hélices y turbinas de palas o aspas inclinadas son las más representativas de este tipo de agitadores.

Existen dos rangos básicos de velocidades de giro: de 1150 a 1750 rpm con transmisión directa, y de 350 a 420 rpm con transmisión por engranajes. Para la suspensión de sólidos es habitual utilizar las unidades de transmisión por engranajes, mientras que para reacciones o dispersiones rápidas son más apropiadas las unidades de alta velocidad. (Castillo, 2013, p. 12)

Flujo radial

“Este tipo de flujo se genera perpendicular al eje del impulsor en dirección radial tangencial” (Optimización de Procesos y Tecnología S.A.S, 2017)

Los impulsores que generan comúnmente este tipo de flujo son los de palas planas... El flujo que se genera se puede usar para cualquier Reynolds y proporcionan alta velocidad tangencial, aunque baja capacidad de impulsión.

En la mayoría de los procesos industriales de mezclado se busca que la capacidad de impulsión sea lo mayor posible, mientras que la velocidad tangencial no constituye un factor de importancia y por lo tanto se prefiere evitar. (Castillo, 2013, p. 12)

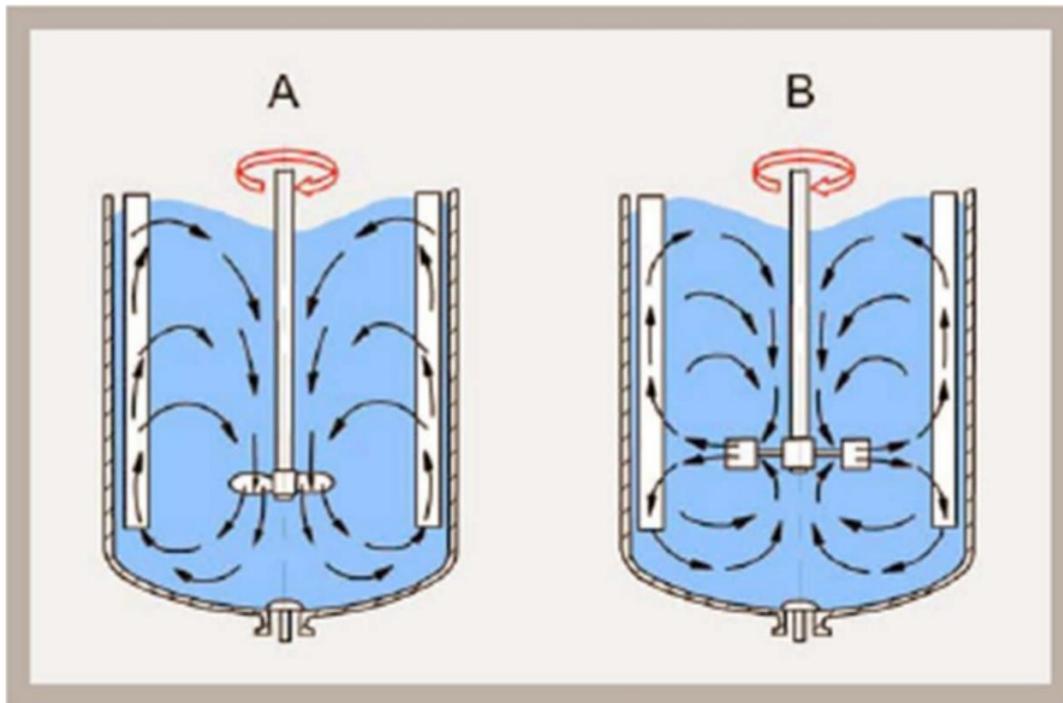


Figura 4.3. Campos de velocidades en depósito de Agitación - Flujo Axial (A) y Radial (B).

Fuente: Agitación en Fluidos Newtonianos, Collahuazo y Maldonado, 2012

➤ **Aplicación de la agitación en el proceso de producción**

(Castillo, 2013) manifiesta:

La agitación en los procesos productivos puede ser utilizada para diversos fines y dependerá de cual o cuales sean estos para el tipo de proceso a emplear. Entre estas aplicaciones se mencionan las siguientes:

Homogeneización de un fluido

Se define como la mezcla de fluidos solubles, cuyos objetivos principales son lograr el equilibrio de gradiente de temperatura y de gradiente de concentración. Se utiliza entre otras cosas para la neutralización de ácidos/base, diluir disoluciones de alta concentración, mezcla de fluidos con temperaturas distintas y distribución de polímeros en suspensión para floculación. (p. 9)

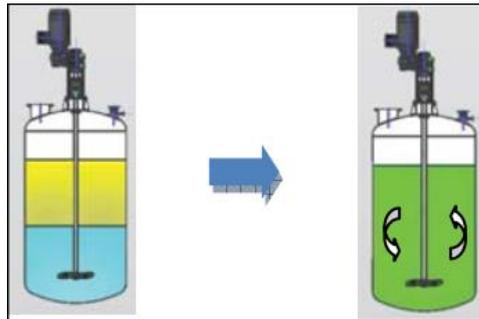


Figura 4.4. Homogeneización de dos fluidos.

Fuente: Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos, Castillo Uribe, 2013

Suspensión de un sólido en un líquido

Consiste en la distribución de un sólido disperso en un fluido cuyo objetivo es mantener los sólidos en suspensión, conseguir una distribución homogénea y disolver sólidos. El agitador permite mantener en suspensión partículas sólidas en la totalidad del líquido. La capacidad de suspensión de un agitador varía en función de la densidad y viscosidad del fluido y de la densidad, concentración y tamaño de las partículas del sólido. Se utiliza en procesos de cristalización y para obtener reacciones entre un líquido y sólido con catalizador. (p. 9)

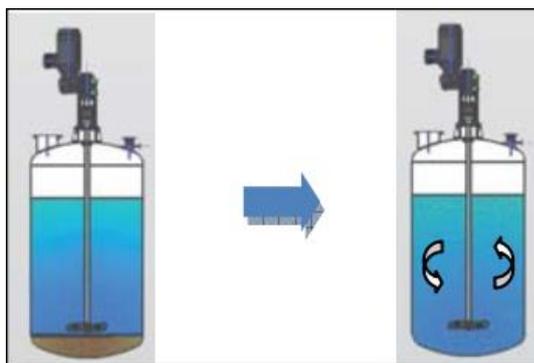


Figura 4.5. La agitación permite mantener los sólidos en suspensión.

Fuente: Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos, Castillo Uribe, 2013

Emulsión de dos fluidos insolubles

Consiste en la dispersión de un fluido en otro fluido, siendo éstos insolubles o inmiscibles entre sí. Su objetivo es aumentar la superficie específica de uno de los fluidos. Se utiliza en procesos de emulsión-polimerización en suspensión, polimerización en emulsión y extracción líquido-líquido. (p. 10)

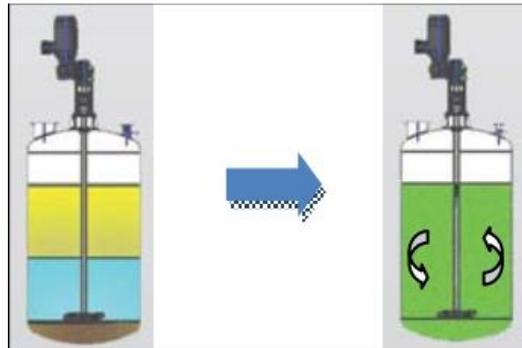


Figura 4.6. Dispersión de tres fluidos insolubles.

Fuente: Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos, Castillo Uribe, 2013

Inyección de gas en un fluido

Consiste en la dispersión de un gas en un fluido. Se utiliza para obtener reacciones entre un gas y un líquido, fermentaciones aerobias, realizar aportes de oxígeno en estanques aireados.

Las reacciones gas-líquido requieren normalmente la máxima área interfacial que se consigue con burbujas pequeñas que se logran fundamentalmente con un nivel de agitación intenso. (p. 10)

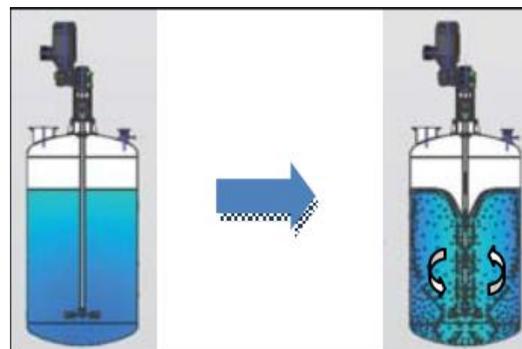


Figura 4.7. El gas pasa a través del eje hacia el fluido agitado.

Fuente: Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos, Castillo Uribe, 2013

Intercambio térmico entre un fluido y superficie de enfriamiento

Consiste en el intercambio de calor entre fluido y superficie de fluidos a distinta temperatura, permite eliminar el calor de reacción y es posible lograr la disminución de la viscosidad de un fluido gracias al calentamiento. Permite a su vez lograr que la temperatura sea homogénea en todo el producto. Con la agitación se consiguen coeficientes de transmisión más elevados que solo con convección natural con lo que es posible el ahorro de superficie de intercambio térmico. (p. 11)

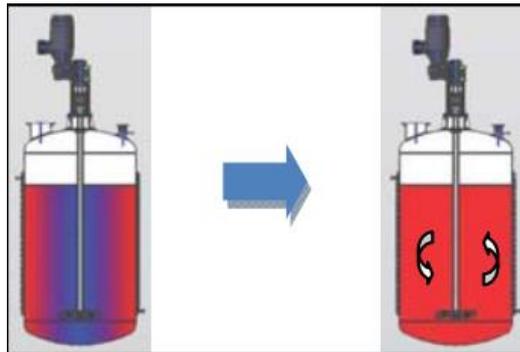


Figura 4.8. La agitación permite temperaturas homogéneas en todo el estanque.

Fuente: Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos, Castillo, 2013

Fermentación

Es un proceso biológico con presencia o ausencia de oxígeno (aerobias o anaerobias). La agitación en la fermentación consiste en asegurar la suspensión homogénea de los microorganismos en el medio que contiene los nutrientes. En dichos procesos también suele ser muy importante el control de la temperatura, pH, incorporación de oxígeno en fermentaciones aerobias y eliminación de los gases formados en las anaerobias. (p. 11)

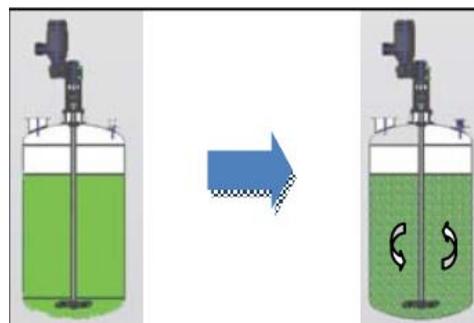


Figura 4.9. Microorganismos suspendidos a través de la agitación.

Fuente: Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos, Castillo, 2013

Cristalización

“La cristalización se emplea con el fin de purificar una sustancia sólida. La agitación debe ser suficientemente enérgica para mantener los cristales en suspensión, pero suficientemente suave para no romper los cristales” (Castillo, 2013, p. 12).

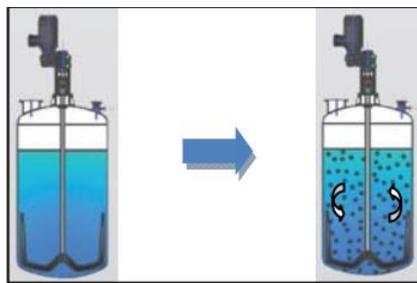


Figura 4.10. Cristales suspendidos en el proceso de agitación.

Fuente: Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos, Castillo Uribe, 2013

Hidrogenación

La hidrogenación tiene aplicaciones en la industria farmacéutica, química y alimentaria. Se fabrican desde hidrogenadores piloto hasta equipos industriales de 20 m³. La entrada de hidrógeno se puede realizar externamente al agitador o a través de un eje hueco, aprovechando la aspiración de una turbina especialmente diseñada para éste fin. (Castillo, 2013, p. 12)

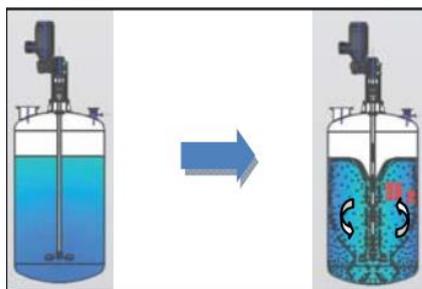


Figura 4.11. Adición de hidrógeno a través del eje agitador.

Fuente: Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos, Castillo Uribe, 2013

D. Agitadores

“Un agitador es un equipo que, en líneas generales, genera movimiento circulatorio dentro de algún tipo de contenedor o estanque el cual puede ser cerrado o abierto” (Castillo, 2013).

➤ **Configuración**

La configuración de estos equipos varía dependiendo el fluido por agitar, las dimensiones del tanque, el tipo de flujo del fluido, etc.; pero en líneas generales presenta esta configuración:

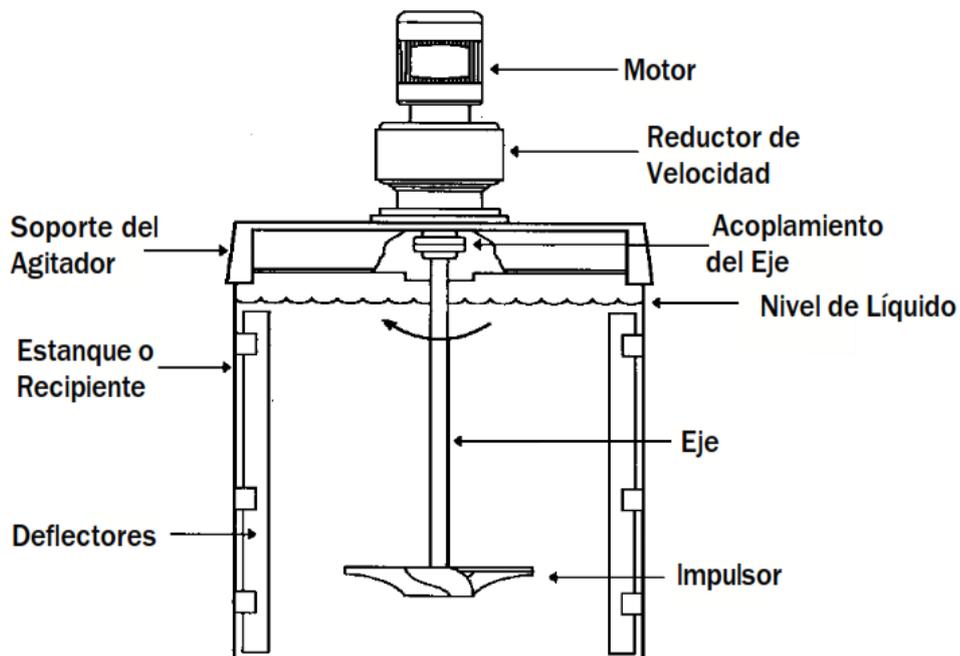


Figura 4.12. Esquema general de un agitador.

Fuente: Basics in Minerals Processing, Metso Minerals, 2011

➤ Impulsores

El impulsor es el encargado de mover el fluido; consta de láminas o alabes los cuales poseen una geometría especial que es fundamental para el desplazamiento del fluido. Los materiales con los cuales están hechos va acorde a los esfuerzos que deberá soportar. Normalmente son a base de una aleación metálica y se distinguen principalmente tres tipos: de palas, de hélice y de turbina.

Impulsores de palas

Para problemas sencillos, un agitador eficaz está formado por una paleta plana, que gira sobre un eje vertical ... Las paletas giran a velocidades bajas o moderadas en el centro del tanque, impulsando al líquido radial y tangencialmente, sin que exista movimiento vertical respecto del agitador, a menos que las paletas estén inclinadas. Las corrientes de líquido que se originan se dirigen hacia la pared del tanque y después siguen hacia arriba o hacia abajo ...

Los agitadores industriales de paletas giran a una velocidad comprendida entre 20 y 150 rpm ... A velocidades muy bajas, un agitador de paletas produce una agitación suave, en un tanque sin placas deflectoras o contracorrientes, las cuales son necesarias para velocidades elevadas. (McCabe & Smith, 2011, p. 254)

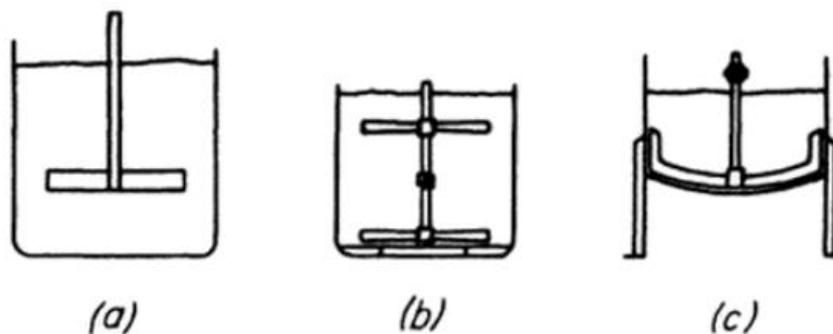


Figura 4.13. Impulsores de palas: (a) Palas planas. (b) Palas inclinadas. (c) Pala tipo ancla.

Fuente: Operaciones básicas de ingeniería química. Volumen 1, Mc Cabe y Smith, 2011

Impulsores de hélice

El flujo que genera un impulsor de hélice es axial, trabaja a altas velocidades y se utiliza para líquidos de baja viscosidad. Las hélices pequeñas pueden girar utilizando transmisión directa a una velocidad que varía entre 1150 y 1750 rpm; las hélices grandes pueden girar entre 400 y 800 rpm.

Las corrientes de flujo, que parten del impulsor, se mueven a través del líquido en una dirección determinada hasta que chocan con el fondo o las paredes del estanque. La columna de fluido axial que produce es altamente turbulenta, generando remolinos de líquido que abandonan el impulsor, arrastrando el líquido estancado. Las placas de este impulsor cortan el líquido, debido a la persistencia de las corrientes de flujo, siendo muy eficaces en estanques de gran tamaño. Para tanques extraordinariamente grandes (1500 m^3 aprox.) se usan impulsores dobles. Un impulsor con paso de hélice igual a 1 se dice que tiene un paso cuadrado (McCabe & Smith, 2011).

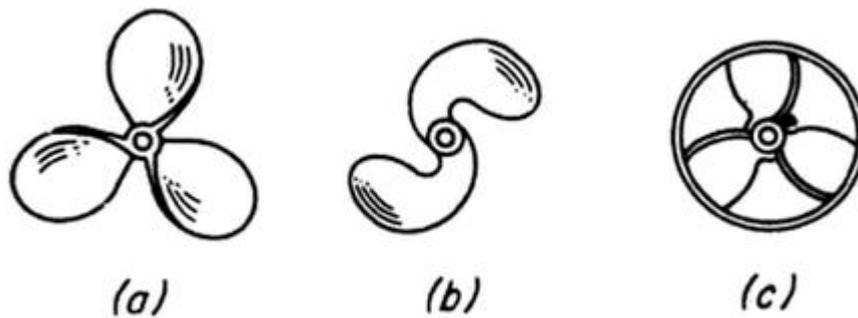


Figura 4.14. Impulsores de hélice: (a) Normal de 3. (b) De chuchilla. (c) Protegida.

Fuente: Operaciones básicas de ingeniería química. Volumen 1, Mc Cabe y Smith, 2011

Impulsores de turbina

... La mayor parte de ellos se asemejan a agitadores de múltiples y cortas paletas, que giran a velocidades elevadas sobre un eje que va montado centralmente dentro del tanque. Las aspas pueden ser rectas o curvas, inclinadas o verticales. El rodete puede ser abierto, semicerrado o cerrado. El diámetro del rodete es menor que en el caso de los impulsores de paletas, siendo del orden del 30% al 50 % del diámetro del tanque. (McCabe & Smith, 2011, p. 255)

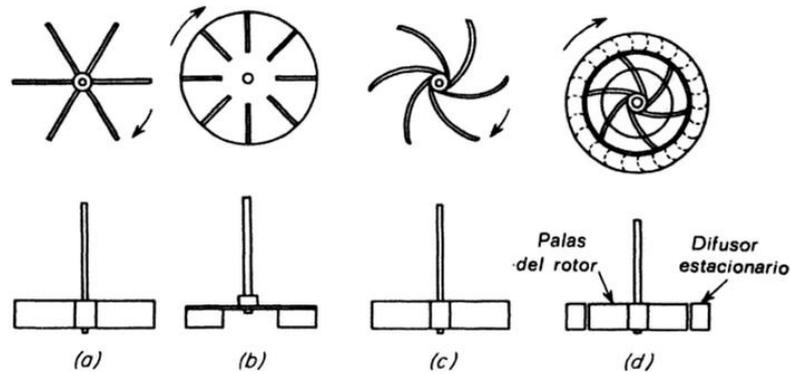


Figura 4.15. Impulsores de turbina: (a) Abierto de aspas verticales. (b) De disco. (c) De aspas verticales curvas. (d) Cerrado de aspas curvas con un anillo difusor.

Fuente: Operaciones básicas de ingeniería química. Volumen 1, Mc Cabe y Smith, 2011.

➤ Prevención de vórtices - Deflectores

(McCabe & Smith, 2011) sostienen:

Al agitar el fluido, las componentes tangenciales generadas inducen la formación de vórtices y remolinos que son contraproducentes para nuestro equipo...

Estas formaciones deben ser eliminadas por medio de algunos de los siguientes métodos: en tanques de pequeño tamaño se dispone el rodete separado del centro del tanque, según indica la Figura 4.15. El eje se mueve así alejado de la línea que pasa por el centro del tanque, inclinándose después según un plano perpendicular a la dirección del movimiento.

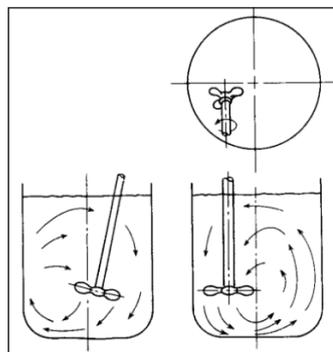


Figura 4.16. Agitador descentrado.

Fuente: Operaciones básicas de ingeniería química. Volumen 1, Mc Cabe y Smith, 2011.

En los tanques de mayor tamaño, el agitador puede montarse en la parte lateral del tanque, con el eje en un plano horizontal, pero formando un cierto ángulo con el radio, según se indica en la Figura 4.16.

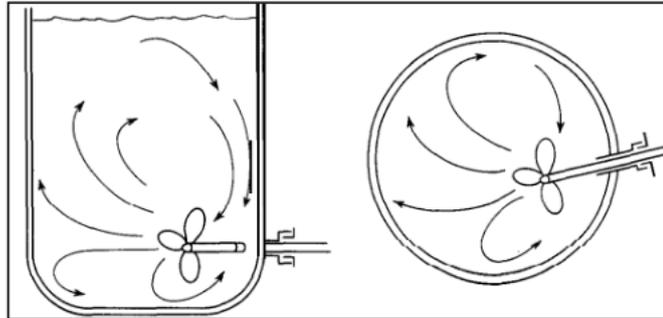


Figura 4.17. Agitador con entrada lateral.

Fuente: Operaciones básicas de ingeniería química. Volumen 1, Mc Cabe y Smith, 2011

En los tanques de gran tamaño, con agitadores verticales, el método más conveniente de reducir los remolinos es instalar placas deflectoras, que impiden el flujo rotacional sin afectar al flujo radial y longitudinal.

Un método sencillo y eficaz de destruir los remolinos, se consigue instalando placas verticales perpendiculares a la pared del tanque. En la Figura 4.17. se representan placas deflectoras de este tipo, y el tipo de flujo a que dan lugar. Excepto en tanques muy grandes, son suficientes cuatro placas deflectoras, para evitar los remolinos y la formación de vórtice. (p. 257,258)

“Estas placas también son conocidos como baffles. La anchura de los deflectores depende del diseño del rodete y la viscosidad del fluido. Algunas veces estos suelen tener un ángulo de inclinación con respecto al eje del tanque” (Ricaurte, 2016, p. 10).

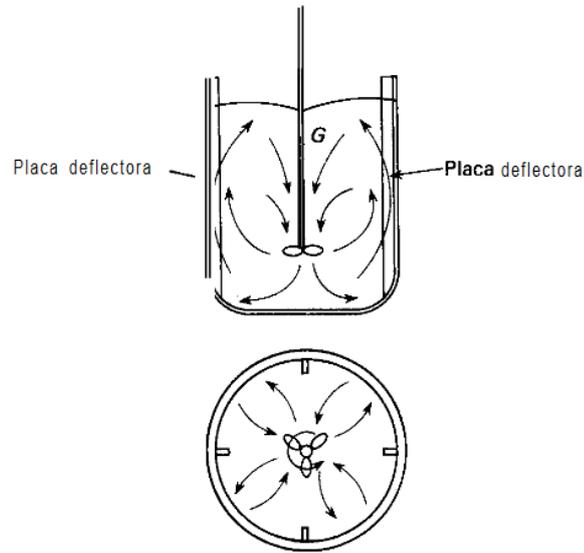


Figura 4.18. Agitador con entrada lateral.

Fuente: Operaciones básicas de ingeniería química. Volumen 1, Mc Cabe y Smith, 2011

➤ **Tanques de almacenamiento**

“Los tanques de almacenamiento son depósitos de acero diseñados para contener o procesar fluidos, generalmente a presión atmosférica o presión interna relativamente baja” (Granja Petrolífera Corp, 2010).

Lo más típico es que trabajen sin (o muy poca) presión, lo cual los deslinda de los recipientes a presión. Son normalmente construidos en base de componentes metálicos como acero al carbono o acero inoxidable, dependiendo de la necesidad.

Tipos de tanques de almacenamiento

(Carhuancho, Espejo, & Valerio, 2010) sostuvo su división así:

Por su construcción:

- *Empernados*: Son construidos en plantas de producción donde cuya actividad sea temporal y se necesite el desmantelamiento, que debe ser de un fácil proceso.
- *Soldados*: Estos tanques son de mayor capacidad de almacenamiento, además de tener la gran ventaja de que las juntas de las planchas soldadas son permanentes, esto nos quiere decir que evita fugas, que se producirían en los tanques unidos a pernos.

Por su capacidad:

- *Cilíndricos horizontales*: Generalmente son de volúmenes relativamente bajos, debido a que presentan problemas por fallas de corte y flexión. Por lo general, se usan para almacenar volúmenes pequeños.
- *Cilíndricos verticales*: Estos permiten almacenar grandes cantidades volumétricas con un costo bajo. Con la limitante que solo se pueden usar a presión atmosférica o presiones internas relativamente pequeñas.

Cargas que influyen en el tanque

Carga muerta (D_L): “Es la fuerza debida al peso propio de los elementos a considerar” (Estrada, 2016, p. 7).

Carga viva: “Es la fuerza ejercida por cuerpos externos, tales como: nieve, lluvia, viento, personas y/o objetos en tránsito, etc.” (Estrada, 2016, p. 7). En base a la norma API 650 se pueden considerar las siguientes cargas en la estructura del tanque.

- *Carga de prueba hidrostática (H_T)*: Es la carga originada por el llenado de agua para la prueba hidrostática. Esta prueba sirve para evaluar alguna imperfección de fabricación.
- *Carga hidrostática (F)*: Es la carga debido al llenado con el fluido que almacena el tanque. Para nuestro estudio se refiere al concentrado de oro (pulpa).
- *Cargas por agitación (L)*: Son las cargas que aparecen por el funcionamiento del agitador.
- *Carga eólica (W)*: Es la carga ocasionada por la acción del viento. Los puntos a considerar para esta carga son la velocidad del viento de la zona y las directrices de diseño de la norma API 650.
- *Carga sísmica (E)*: Son las cargas fortuitas y dinámicas que aparecen por la acción de un movimiento telúrico. Se referirá a los parámetros telúricos de la zona y lo estipulado en la normativa API 650.
- *Carga pluvial*: Es la carga producida por la acción de la lluvia.
- *Carga nival (S)*: Esta carga se concibe por la acción de la nieve.

➤ **Sistema de transmisión**

El sistema de transmisión está compuesto por el reductor de velocidad, el eje central de transmisión y el acoplamiento eje – reductor. Estos elementos junto con el motor componen el agitador mecánico propiamente dicho.

Reductor de velocidad

Es un mecanismo que está compuesto por engranajes, ejes, sellos, etc. Su función es la de reducir la velocidad, la cual es proporcionado por un agente motriz, a una cantidad determinada. Al realizar esto, se consigue en la salida un torque de mayor proporción que el otorgado por el agente motriz.

La eficiencia de este equipo depende mucho de la configuración de los engranajes.

Esta mayor eficiencia está fundamentada en el diseño de engranajes, con las últimas tecnologías de cálculo, dientes corregidos, elementos finitos y se tienen en cuenta la mayor cantidad de factores que influyen para lograr un diseño óptimo (coeficiente de corrección del perfil, desviaciones de la circunferencia primitiva y de cabeza, juego de fondo efectivo, factor de seguridad contra el “pitting”, calidad de dentado, tolerancias de espesores de diente, cálculo de la evolvente, etc.), la utilización de aceros de alta aleación, tratamientos térmicos controlados, tipo y calidad de rodamientos, calculados para soportar las cargas axiales y radiales con mejor eficiencia y larga vida útil (> 200000 horas).

Todas estas mejoras técnicas permiten establecer una pérdida del 1,5% por cada tren de engranajes, que permiten al combinarse llegar a relaciones, por ejemplo 100/1 con una eficiencia del 95.5% al combinar tres parejas en un mismo reductor.

Las consideraciones anteriores nos llevan a comprender, porque es importante, optar por un mecanismo (reductor), con las mejores características de torque, potencia, relación, aplicación, lubricante, factor de servicio, etc., y nos conduce a un diseño óptimo de la transmisión, que contribuirá a elevar la eficiencia del sistema y minimizar las pérdidas de energía y potencia. (Transmisiones Ltda., 2016, p. 84-86)

Eje de transmisión

Es el elemento de máquina que sirve de soporte a otros elementos (engranajes, acoples, poleas, etc.) y siempre gira con ellos. Se fijan con ellos por medio de agentes de sujeción como son chavetas, pasadores, pines, ranuras estriadas, etc.

Para el agitador, servirá como soporte para el impulsor y para transmitir la potencia mecánica proporcionado por el agente motriz, a través del reductor.

Acoplamiento eje - reductor

Son elementos mecánicos cuya función consiste en unir o prologar líneas de transmisión de ejes sean estas líneas paralelas o no, las cuales llevan el par torsor y la energía mecánica. Existe diversos tipos, pero en líneas generales se clasifican en tres tipos: rígidos, flexible y articulados. En este informe se escogerá la opción más económica, fácil manufactura y que cumpla con el correcto funcionamiento del equipo.

Esfuerzos que influyen en el agitador

El proceso de la agitación somete al agitador y sus partes a soportar la acción de variados esfuerzos y cargas exteriores. Estas solicitaciones determinarán los tamaños y dimensiones adecuados de los elementos que lo componen.

- *Compresión:* Al poner el agitador en funcionamiento, este ejerce un empuje sobre el fluido, generándose un esfuerzo axial cuyo sentido resulta contrario al flujo del fluido y en la dirección del eje de rotación.
- *Tracción:* Esfuerzo al que es sometido el eje del agitador por el peso propio del impulsor. El esfuerzo axial es absorbido por tracción o compresión por el eje, donde los machones y sus pernos deben ser capaces de soportar dichos esfuerzos.
- *Torsión:* Al girar el agitador se producen esfuerzos perpendiculares a las palas los que genera un momento par sobre el eje.
- *Pandeo:* El eje se encuentra fijo unido al machón del reductor con un extremo del eje, provocando en su extremo libre un esfuerzo de pandeo al producirse el giro. (Castillo, 2013, p. 33)

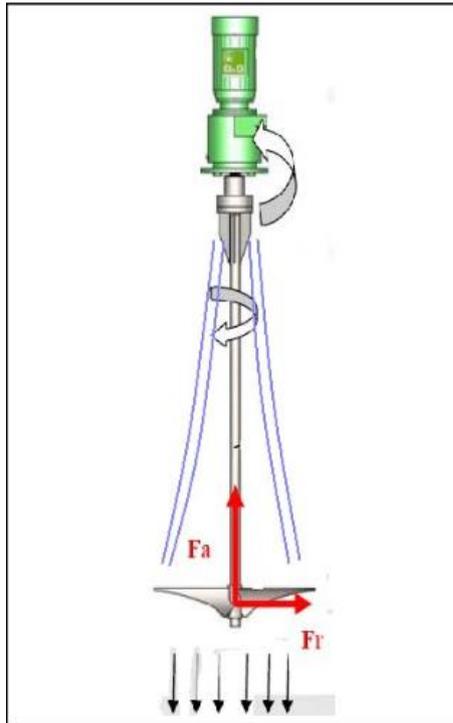


Figura 4.19. Diagrama de cuerpo libre del agitador.

Fuente: Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos, Castillo Uribe, 2013

4.5.2 Marco Normativo.

- ANSI / AGMA 1012-G05 (2005). *Gear Nomenclature, Definition of Terms with Symbols.*
- ANSI / AGMA 2101-D04 (2004). *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth.*
- ANSI / AGMA 6113-B16 (2016). *Standard for Industrial Enclosed Gear Drives (Metric).*
- ANSI / AGMA 6101-E08 (2008). *Design and Selection of Components for Enclosed Gear Drives (Metric Edition).*
- API 650 12th Edition (2013). *Welded Tanks for Oil Storage.*
- DIN 743:2012. *Calculation of load capacity of shafts and axles.*
- NORMA TÉCNICA E0.30 (2016): *Diseño Sismorresistente*

4.5.3 Definiciones de términos básicos.

- **Análisis modal:** Es el método para hallar las frecuencias naturales y modos de vibrar del objeto a analizar. Puede ser hallado mediante FEM o experimentación.
- **Ángulo de presión:** Es el ángulo que se forma entre una tangente al perfil del diente y una línea radial al engranaje que se intersecta en el diámetro de paso. Medidas estándar son de 14,5°, 20°, 22,5°, 25° y 30° aunque el más comercial es el de 20°. Si dos engranajes trabajan juntos entonces su ángulo de presión debe ser el mismo.
- **Cementación:** La carburización o también conocido como cementación es el proceso por el cual se enriquece la capa superficial de la pieza con carbono para así dejar el núcleo blando y dúctil. Se emplea para endurecer superficialmente piezas de acero al bajo carbono (0,08% a 0,25% aprox.).
- **CAM (Computer-Aided Manufacturing):** Son los programas que sirven para manufactura, sobre todo el mecanizado CNC. Este uso los modelos de los programas CAD para generar trayectorias de mecanizado.
- **CAD (Computer-Aided Design):** Son programas informáticos que ayudan al diseño de estructuras o piezas mecánicas. Estas piezas se pueden visualizar e incluso usar para simulación antes de fabricarlos.
- **Densidad relativa:** Se da a entender por densidad relativa a la comparación de la densidad de una sustancia con respecto a otra.

Habitualmente para sólidos, la densidad con la que se le compara es el agua en ciertas condiciones (4°C ,1 atm).

- **Diámetro de paso:** El diámetro de paso o diámetro primitivo es el diámetro característico para cálculos de aspectos geométricos en las ruedas dentadas que deriva del producto del módulo y el número de dientes.
- **Eficiencia:** Es la magnitud en la cual un elemento mecánica entrega su máximo rendimiento.
- **Esfuerzo de contacto (S_c):** Son los esfuerzos que aparecen cuando dos cuerpos entre en contacto continuo de manera puntual o en una línea de acción. Con referencia a los dientes de engranajes que tratamos en esta investigación se trata de esfuerzos de contacto del tipo convexo-convexo.
- **Esfuerzo a la flexión (S_f):** El esfuerzo a la flexión es el que parece cuando se aplica una fuerza perpendicular al diente de engranaje a lo largo de su eje longitudinal. En esta investigación esas fuerzas hacen considerar a los dientes de engranaje como si fueran una viga en voladizo y se les aplicara una carga puntual en el extremo.
- **Factor de seguridad:** Es un valor adimensional que se emplea para asegurar el diseño contra condiciones inciertas. Si el valor es mayor que 1, entonces el diseño es correcto. Mientras más alto sea este valor, más seguro es el diseño, pero lo vuelve más costoso por lo que el diseñador en base a su experiencia lo delimitará y le dará el balance adecuado.

- **Factor de servicio:** Es un valor adimensional que considera la posibilidad de variaciones de carga, vibraciones, choques, cambios de velocidad, cargas pico, etc. Cuantifica las particulares condiciones de trabajo de la máquina y le da un valor agregado al objeto analizado. Para el presente informe se seguirá los lineamientos estipulados por AGMA.
- **FEM (Finite element method):** Es un método matemático que separa un modelo en partes y cada una se le aplica ecuaciones diferenciales relacionadas con la física. Este método está pensado para ser usado por una computadora y está relacionado estrechamente con los programas CAD.
- **Módulo (Engranajes):** Se define el módulo como la relación entre el diámetro de paso expresado en milímetros y el número de dientes de un engranaje. Este número nos da las características del tamaño del diente y parámetros para fabricación.
- **Número de malla:** La granulometría o número de malla es la distribución del tamaño de grano de un material. Es un número característico en procesos de cribado y denota el tamaño de partícula que puede pasar por la malla. El número de malla representa la cantidad de hilos cruzados, en forma vertical y horizontal, por pulgada cuadrada.
- **Perfil de referencia:** Consta de cuatro parámetros que son: el addendum, el dedendum, la holgura y el radio de fondo. Estos definen la altura del diente.

- **Potencia mecánica:** Es la cantidad de trabajo realizado en un intervalo de tiempo. La potencia mecánica es transmitida desde un elemento generador como, por ejemplo, un motor al mecanismo accionado mediante contacto.
- **Precarga:** Es la fuerza que existe entre dos partes acopladas por medio de una unión atornillada. Es de gran importancia porque la junta puede quedar o muy floja o muy ajustada.
- **Razón de contacto:** Es un número adimensional que nos indica la cantidad promedio de dientes están engranados un instante dado. Mientras más alto sea el valor, la transmisión será más uniforme.
- **Torque:** El torque o par torsor se puede definir como la medida de cuanto actúa una fuerza en un objeto para que este rote en un eje. La potencia que se genera por el par torsor es proporcional a la velocidad de rotación del eje de transmisión. El torque se expresa en Newton-metro (N.m).
- **Torque de apriete:** Es el momento torsor requerido para que una junta atornillada trabaje debidamente. Si se ajusta con una cantidad elevada puede llevar al tornillo a fallar por sobrepasar su límite elástico.
- **Tratamiento térmico:** Son los procesos por el cual un elemento de maquinaria es sometido bajo condiciones de temperatura, tiempo, presión. Algunas veces interfiere otros elementos químicos o físicos. La finalidad es conferirle al elemento mejores propiedades mecánicas.

4.6 Fases del proyecto

4.6.1 Antecedentes del proyecto

A. Ubicación

La unidad de producción Culebrillas perteneciente al Consorcio Minero Horizonte se encuentra ubicada dentro de la localidad de Culebrillas y Atunpata, en el distrito de Parcoy, provincia de Pataz y región de La Libertad; con elevación de área entre 2390 m.s.n.m y 2750 m.s.n.m y entre las coordenadas según UTM PSAD 56 – Zona 18: 9'117,400 N y 225,500 E.

B. Condiciones meteorológicas

Estos datos mostrados están en base al plan de cierre de la unidad y datos de estudio para el proyecto. Estas condiciones indicadas en la Tabla 4.3. serán utilizados como referentes para las variables de diseño, en la evaluación estructural, de ser requerido.

Tabla 4.3. Condiciones meteorológicas de la zona del proyecto.

Datos meteorológicos de la zona		
Parámetro	Valor	Unidad
Presión atmosférica	73	kPa
Temperatura mínima	12,3	C°
Temperatura máxima	17,7	C°
Zona sísmica	2	---
Velocidad de viento	77	km/h
Precipitación media anual	640,9	mm
Carga pluvial	0,4	KPa
Carga nival	0,2	KPa

C. *Área de lixiviación*

El área de lixiviación cuenta con 6 tanques agitadores de 2900 ft^3 de capacidad nominal. Sobre estos existe una plataforma (estructura metálica), la cual soporta el sistema de transmisión para agitación de cada tanque.

4.6.2 Selección del diseño

A. *Especificaciones de diseño*

Se elaboró una propuesta de diseño en base a los datos proporcionados por la Unidad Minera Culebrillas, según la tabla Tabla 4.4.

Tabla 4.4. Parámetros de entrada para el diseño.

Parámetro	Valor	Unidad
Densidad de fluido	1450	kg/m ³
Viscosidad máxima	12	cP
Impulsor: Tipo MIL® (ø)	72	in
Unidades en el circuito	6	---
Volumen efectivo de cada unidad (actual)	2900	ft ³
Flujo entre unidades (actual)	20,5	m ³ /h
Flujo entre unidades (proyectado)	27,15	m ³ /h

Además, se tomó en cuenta las siguientes características, algunas requeridas por el cliente:

- Dimensiones del espacio (suelo): 10 m x 10 m.
- Se debe tener en cuenta las condiciones meteorológicas de la zona.
- El tanque debe presentar protección a la corrosión.

- El tanque requerirá entradas en la pared para manhole, rebose, etc.
- El uso de impulsor tipo hélice MIL® de diámetro 72 in (proporcionado por el cliente).
- Todos los componentes del equipo deberán ser normados.
- Los materiales deben estar disponibles en el mercado local.

B. Alternativas de diseño

Se realizará el estudio de alternativas del equipo dividiéndolo en tres apartados:

- Conjunto tanque de almacenamiento – eje de transmisión.
 - Material: Para evitar la corrosión se tiene dos alternativas: acero inoxidable y acero al carbono con uso de recubrimiento anticorrosivo.
 - Techo: Para este tipo de fluido, el techo puede tener tres opciones: techo fijo, flotante o sin techo.
 - Fondo: Para este apartado hay estas soluciones: fondo esférico y fondo plano.
 - Eje de transmisión: Aquí se puede optar por tres alternativas: excéntrico, lateral y concéntrico.
- Sistema de transmisión
 - Configuración: Esta puede ser: transmisión directa, transmisión con reductor de velocidad de “x” etapas, transmisión con reductor de velocidad simple y bandas y poleas.

- Montaje: El tipo de montaje puede ser: paralelo u ortogonal.

➤ Acoplamiento

- Configuración: En este punto podemos optar por estas opciones: rígido embridado, rígido con estrías de involuta, flexible.
- Material: Para evitar la corrosión se tiene dos alternativas: acero inoxidable y acero al carbono con uso de recubrimiento anticorrosivo.

C. Selección de solución

➤ Conjunto tanque de almacenamiento – eje de transmisión.

- Material: El acero inoxidable se presenta como la alternativa idónea en este caso, debido al ahorro de recubrimiento anticorrosivo y la no consideración de sobre espesor por corrosión en el diseño de las planchas. Pero el acero inoxidable requiere más espesor de pared para soportar la misma presión que un acero al carbono, su costo es mucho mayor y su maniobrabilidad para manufactura es más dificultoso. Por lo tanto, se optó por el acero al carbono con imprimante anticorrosivo.
- Techo: Debido a que la pulpa requiere captar oxígeno y esta trabaja bajo presión atmosférica, el uso de algún tipo de techo elevaría el costo del equipo innecesariamente. Se escogió el diseño de techo libre.
- Fondo: Para tanques agitadores de dimensiones grandes el uso de fondo plano es lo más adecuado, debido a su facilidad de ensamble, de manufactura y costo menor. Por esto se eligió esta opción.

- Eje de transmisión: La ubicación del eje de transmisión en posición lateral o excéntrica con referencia al tanque es muy conveniente para evitar la aparición de vórtices, pero este tipo de configuraciones se estila normalmente para recipientes pequeños y puede provocar tensiones elevadas sobre el eje. El uso de un eje de transmisión concéntrico al tanque es típico para agitadores (sobre todo en tamaños grandes), pero obliga a usar deflectores para evitar los vórtices. Se eligió el modelo concéntrico.

➤ Sistema de transmisión

- Configuración: La conexión directa al eje de transmisión requeriría un motor de bajas revoluciones, pero un motor de varios polos es más costoso; además es muy difícil encontrar un motor a esa velocidad. Una transmisión de reductor simple (una etapa – tipo sinfín corona) con fajas y poleas sería más práctica con respecto a diseño y facilidad de montaje, pero es poco eficiente energéticamente esta configuración, por lo que necesitaría un motor de potencia mayor a la necesaria y el consumo energético en uso aumentaría. Por eso se optó por una transmisión de varias etapas, ya que es más eficiente y se puede llegar a la velocidad requerida (45,5 rpm) sin requerir un gran motor.
- Montaje: Ambos montajes son válidos, pero por un tema de espacio, facilidad de inspección y montaje se optó por la de tipo ortogonal.

➤ Acoplamiento

- Configuración: En este punto podemos optar por estas opciones: rígido embreado, rígido con estrías de involuta, flexible.
- Material: Debido a que este elemento es de menores dimensiones, la diferencia de costos no es mucha con referencia al de acero al carbono con recubrimiento. Se escogió acero inoxidable.

4.6.3 Diseño de componentes

A. *Diseño del tanque*

➤ **Cuerpo del tanque (Shell)**

Selección de Material

El estándar API 650 - Sección 4.4 señala diversos materiales A.S.T.M que deben ser usados para situaciones que se encuentren dentro de las limitaciones indicadas. En contraste el mercado local solo comercializa algunos de estos materiales, los cuales se comparó sus características:

Tabla 4.5. Cuadro comparativo de composición química.

Material	Composición química (%)				
	C	Mn	P	S	Si
A283 Gr. C	0,24	0,9	0,035	0,04	0,4
A36	0,25	---	0,04	0,05	0,4
A131 Gr. A	0,21	0,52	0,035	0,035	0,5

Fuente: ASTM A283 Gr. C, ASTM A36 & ASTM A131 Gr. A – 01, 2001

Al observar su composición química se puede calcular la soldabilidad de estos mediante el uso del parámetro carbono equivalente (C.E):

$$C.E = C + Si/24 + Mn/6 + Ni/40 + Cr/5 + Mo/4 + V/4$$

- A283 Gr. C = $0,24 + 0,4/24 + 0,9/6 = 0,40 \%$
- A36 = $0,25 + 0,4/24 = 0,27 \%$
- A131 Gr. A = $0,21 + 0,5/24 + 0,52/6 = 0,32 \%$

De esto se deduce que el material que tiene mejor soldabilidad es el A36.

Además, se comparó las propiedades mecánicas de los materiales en la Tabla 4.6

Tabla 4.6. Cuadro comparativo de propiedades mecánicas.

Material	Esfuerzo de fluencia σ_f (Mpa)	Esfuerzo de tracción σ_t (Mpa)
A283 Gr. C	205	380-515
A36	250	400-550
A131 Gr. A	235	400-520

Fuentes: ASTM A283 Gr. C, ASTM A36 & ASTM A131 Gr. A – 01, 2001

Se observa que los tres tienen propiedades similares, aunque al acero A36 tiene una resistencia ligeramente mayor. Por lo tanto, escogeremos el acero A36.

Diseño de la forma

Para determinar el volumen efectivo del nuevo tanque, se usará el flujo entre unidades actual, el flujo proyectado y el tiempo de residencia en el circuito de lixiviación. El volumen efectivo de cada unidad es 2900 ft^3 , al ser 6 unidades el

volumen total efectivo del circuito es 17400 ft³ (492,7 m³). El flujo entre los tanques de almacenamiento actualmente es de 20,5 m³/h por lo que el tiempo de retención en el circuito es:

$$t_{ret} = Vol_{Tef}/Q_{cir} = 492,7 / 20,5 = 24 \quad (\text{Ec.4.2})$$

Donde:

- Vol_{Tef} = Volumen total efectivo de la pulpa (m³)
- Q_{cir} = Flujo de circulación de la pulpa en el circuito (m³/h)
- t_{ret} = Tiempo de retención de la pulpa en el circuito (h)

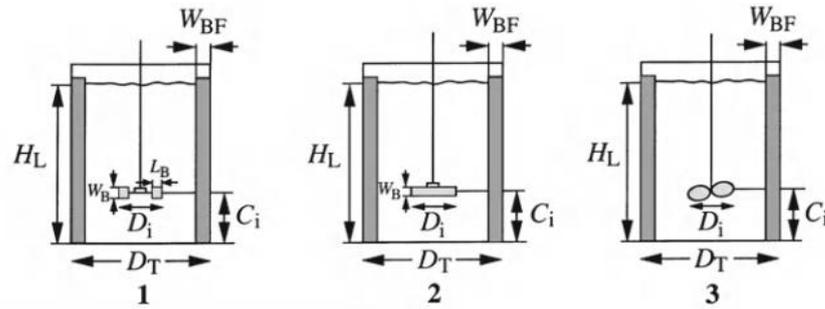
El tiempo de retención es de 24 horas, entonces calculando el volumen total efectivo con el flujo proyectado de 27,15 m³/h:

$$t_{ret} = Vol^*_{Tef}/Q^*_{cir} = 27,15 \times 24 = 651,6 \approx 652 \text{ m}^3$$

Luego el volumen efectivo del nuevo tanque de almacenamiento es:

$$652 \text{ m}^3 - 492,7 \text{ m}^3 = 159,3 \text{ m}^3 \approx 160 \text{ m}^3$$

La bibliografía en lo que respecta a tanques agitadores señala como punto de partida la relación de diámetro/altura del tanque en 1:1; por ejemplo, (Doran, 2013) establece el siguiente esquema:



Impeller	D_i/D_T	H_L/D_T	C_i/D_T	Baffles	
				W_{BF}/D_T	Number
1. Rushton turbine $W_B/D_i = 0.2$, $L_B/D_i = 0.25$	0.33	1	0.33	0.1	4
2. Pitched-blade turbine $W_B/D_i = 0.125$, 6 blades, 45°, downward pumping	0.33	1	0.33	0.1	4
3. Marine propeller 3 blades, pitch = D_i	0.33	1	0.33	0.1	4

Figura 4.20. Semejanzas geométricas para diversos tipos de impulsores.

Fuente: Bioprocess Engineering Principles, Doran, 2013

En la figura 4.19. podemos observar algunas relaciones geométricas para diversas partes de un tanque agitador. Luego, es posible determinar las dimensiones aproximadas del tanque:

$$V_{ol} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times H_L; \text{ pero } H_L = D \rightarrow V_{ol} = \frac{\pi \times D^3}{4} \quad (\text{Ec.4.3})$$

Donde:

- V_{ol} = Volumen efectivo del fluido en el tanque (m^3)
- D = Diámetro del tanque (m)
- H_L = Altura del fluido en el tanque (m)

De donde resulta un diámetro de 5,88 m. Este diámetro genera un perímetro de 18,47 m, pero las planchas de acero disponibles en el mercado local tienen las siguientes características:

Tabla 4.7. Formato de planchas comerciales para espesores de 2-20 mm.

Formato de planchas Acero ASTM A36	
Ancho (mm)	Largo (mm)
1200	2400
1500	2400
1500	3000
1500	6000
2400	6000

Fuente: Abastecimientos Industriales del Sur S.A.C

Analizando para un mejor uso del material se optó por escoger dos planchas 1500x6000 (mm) y tres planchas 1500x2400 (mm), esto nos da un perímetro de 19,2 m. Luego con este perímetro se recalculó el diámetro, resultando 6,11 m.

Por convención los tanques de almacenamiento son denotados por números enteros: 15'x15', 20'x20', etc. (en sistema inglés) o 4x4 (m), 6x6 (m), etc. (sistema métrico). Debido a esto y porque la suma del ancho de las planchas calza exactamente 6m, la medida de tanque se definirá como 6x6 (m). Al definir el diámetro del tanque a 6 m se redefinió la altura del fluido en el tanque en 5,65 m. Estas dimensiones nos da una relación D_t/H_L de 1,06 , que es una cifra aceptable.

La norma API 650 establece que se debe tener un margen libre como seguridad de sobrellenado, además de un espacio entre el nivel del líquido y el techo, pero esto no se tuvo en cuenta por ausencia de este (sin techo). El volumen libre representa el 6% del volumen efectivo del tanque. Las dimensiones del tanque quedan así:

Tabla 4.8. Cuadro resumen – Dimensiones del tanque.

Dimensiones generales del tanque	
Diámetro	6 m
Altura del fluido	5,65 m
Altura del tanque	6 m
Volumen efectivo	160 m ³
Volumen real	169,65 m ³

Cálculo del espesor de pared

Según API 650, las paredes del tanque deben cumplir principalmente estas características:

- Para diámetros de tanque menores que 15 m, el espesor será como mínimo 5mm.
- El espesor seleccionado para cada nivel deberá ser el mayor entre el espesor calculado por prueba hidrostática y el espesor de diseño.
- El espesor será calculado sobre la base de que el tanque está lleno a un nivel H_L (Altura de fluido), cuya gravedad específica es conocida.

API 650 propone dos valores para el cálculo: el esfuerzo máximo permisible de diseño del producto y el esfuerzo máximo permisible de la prueba hidrostática.

$$S_d = \min\left[\frac{2}{3}\sigma_f, \frac{2}{5}\sigma_t\right] \wedge S_t = \min\left[\frac{3}{4}\sigma_f, \frac{3}{7}\sigma_t\right] \quad (\text{Ec.4.4})$$

Donde:

- S_d = Esfuerzo máximo permisible de diseño, sin considerar C.A
- S_t = Esfuerzo máximo permisible de la prb. hidrostática, con C.A

Luego se obtiene $S_d = 160$ MPa y $S_t = 171$ MPa

Cálculo por el método de 1 pie

Este método solo es aplicable para tanques con diámetros menores a 60 m. Este método calcula el espesor requerido, a un pie (0,3m) por encima del fondo del nivel a encontrar. De las ecuaciones 4.5a y 4.5b se escogerá el mayor valor:

$$t_d = \frac{4,9D(H-0,3)G}{S_d} + C.A \quad \wedge \quad t_t = \frac{4,9D(H-0,3)}{S_t} \quad (\text{Ec.4.5a}) \text{ y } (\text{Ec.4.5b})$$

Donde:

- t_d = Espesor de diseño de la pared (mm), sin considerar C.A
- t_t = Espesor de la prueba hidrostática (mm), considerando C.A
- D = Diámetro del tanque (m)
- H = Altura del fluido en el tanque (m)

- G = Gravedad específica del fluido
- $C.A$ = Corrosión admisible

La C.A usada será de 1,5 mm, ya que esa cantidad se usó para los demás tanques del circuito. Luego se reemplazó los valores en la fórmula resultando:

$$t_d = 3 \text{ mm} \quad \text{y} \quad t_t = 0,9 \text{ mm}$$

Ya que el estándar no permite espesores menores a 5 mm se usó esta medida, pero comercialmente este espesor no cuenta con muchos formatos, por lo que se escogió el espesor de 6 mm. Como el espesor de diseño para la sección (virola) más crítica es 3mm, entonces las siguientes virolas tendrán el mismo valor (6 mm).

Forma constructiva de la pared

El tanque deberá ser diseñado de tal forma que todos los cordones de soldadura sean verticales, horizontales y paralelos para el cuerpo. Para la pared se emplea junta a tope sin bisel o con bisel de diversos tipos, algunos más sofisticadas que otras, que dependerán del espesor a usar. Estas deben ser de penetración y fusión completa, como se muestra en la Figura 4.20. En este caso usaremos soldadura de bisel V en un solo lado para la junta horizontal y vertical.

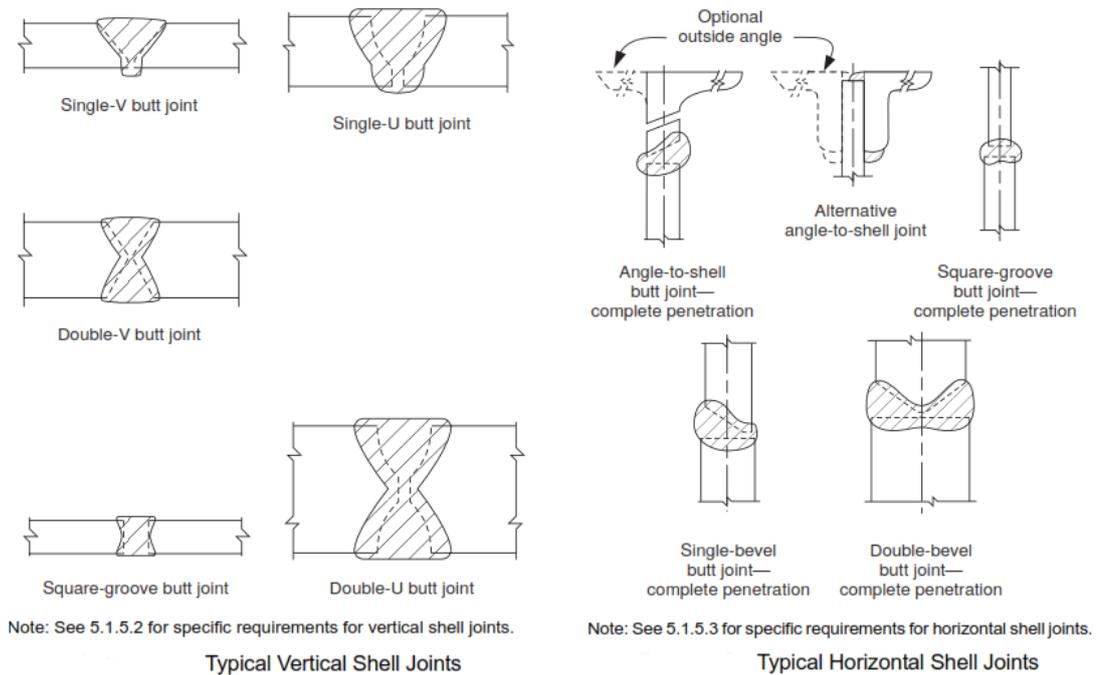


Figura 4.21. Típicas juntas verticales y horizontales para el cuerpo del tanque.

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

➤ Fondo del tanque

La norma API 650 señala que las placas de fondo deben cumplir estas características:

- El fondo debe estar soportado por una base de hormigón o asfalto, ya que esta soportará el peso del producto.
- Si el diámetro del tanque es mayor a 30 m se hará uso de placa anular.
- Generalmente son hechos con placas que son de menor espesor que las del cuerpo, debido a que su uso es el de confinar el fluido para que no se

filtre y son insensibles a la presión hidrostática del fluido. El espesor mínimo es de 6 mm.

- El fondo tiene que ser de mayor medida que el diámetro exterior del tanque, al menos 50 mm fuera del filete de soldadura que hace de unión del cuerpo y el fondo del tanque.

En base a lo anterior, API 650 recomienda contrastar el espesor de prueba hidrostática de la primera virola y el espesor mínimo requerido para el fondo. Debido a que el espesor por prueba hidrostática es menor que el mínimo se optó por el espesor de 6 mm.

Forma constructiva del fondo

La unión de placas se hace por medio de dos formas: junta solapada con soldadura por filete y junta a tope con soldadura de penetración total. Se optó por la primera opción por su facilidad de construcción y mayor economía. Notar que los filetes en la parte interior del tanque son necesarios, aparte de servir como unión de la pared con el fondo, para evitar la sedimentación del fluido en las esquinas.

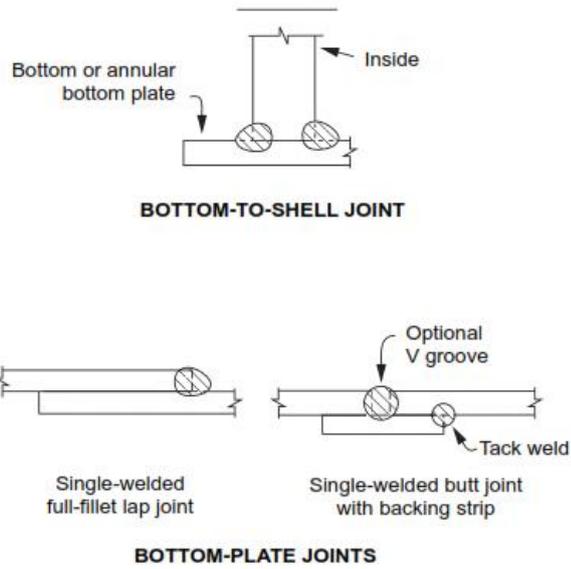


Figura 4.22. Arriba. Junta del fondo con las paredes del tanque. Abajo. Juntas usuales en el fondo.

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

Distribución de chapas:

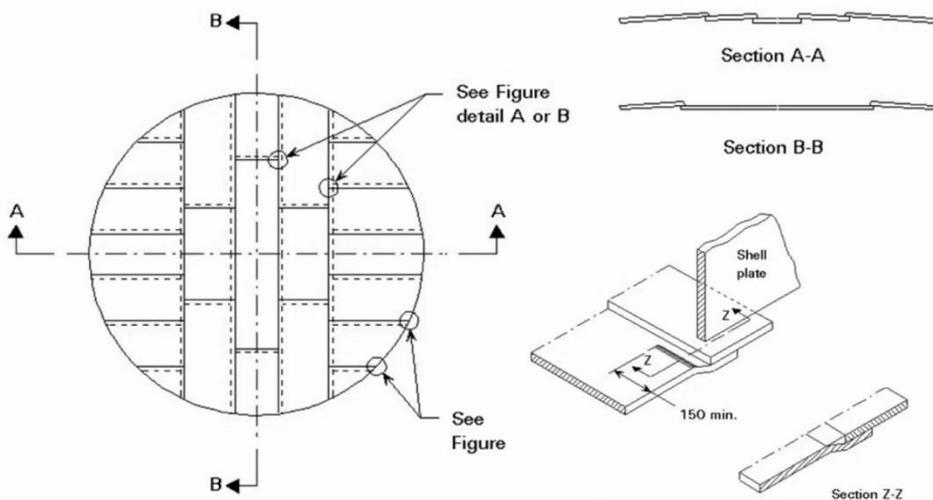


Figura 4.23. Distribución de planchas de fondo, sin fondo anular.

Fuente: Arveng Training & Engineering, 2016

➤ **Anillos atiesadores**

Los tanques sin techo para mantener su redondez deben llevar obligatoriamente anillos atiesadores, de preferencia en su parte externa, ya que está expuesto a cargas de viento. Estos anillos son perfiles estructurales normalmente y el perfil mínimo usado es el de 65x65x6 mm. El módulo de sección debe de tener como mínimo el siguiente valor:

$$Z_{min} = \frac{D^2 \times H_2}{17} \times \left(\frac{V}{190} \right)^2 \quad (\text{Ec.4.6})$$

Donde:

- Z_{min} = El módulo de sección mínimo requerido (cm^3)
- H_2 = Altura total del tanque (m)
- V = Velocidad de diseño del viento (km/h)
- D = Diámetro del tanque (m)

Para este caso el $Z_{min} = 8,1 \text{ cm}^3$, entonces se escogerá un perfil L 75x75x6, y se calculó el módulo de sección del conjunto (perfil + pared de la carcasa --- configuración b) para corroborar si es satisfactorio:

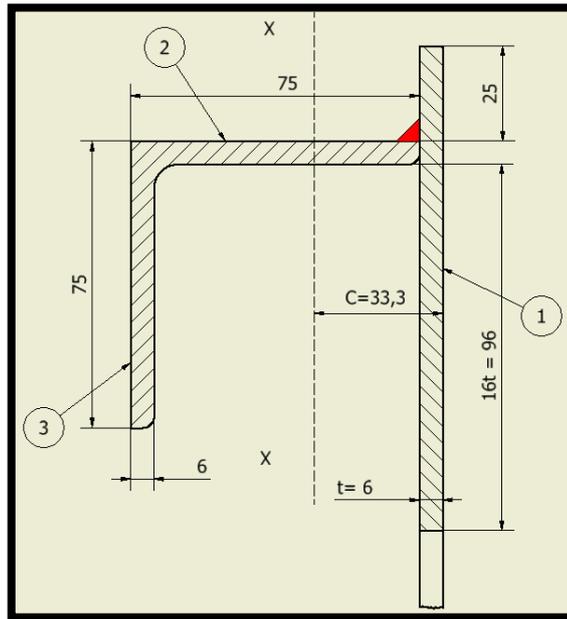


Figura 4.24. Esquema para hallar el módulo de sección del conjunto.

Tabla 4.9. Calculo del módulo de sección – medidas en mm.

	Sección 1	Sección 2	Sección 3	
A	762	414	450	1626
Y	3	40,5	78	$C = \Sigma M / \Sigma A = 33,3$
M=A*Y	2286	16767	35100	54153
h= C - Y 	30,3	7,2	44,7	
A*h²	699584,58	21461,76	899140,5	1620186,84
I_{sección}	2286	164254,5	1350	
I_x	701870,58	185716,26	900490,5	1788077,34

El módulo de sección $\Sigma I_x / C$ resultó un valor de $53,7 \text{ cm}^3$, lo cual es satisfactorio.

Luego se observó la altura máxima que puede tener el tanque sin usar un anillo intermedio atiesador, mediante la fórmula:

$$H_1 = 9,47t + \left(\frac{t}{D}\right)^{3/2} \times \left(\frac{V}{190}\right)^2 \quad (\text{Ec.4.7})$$

Donde:

- H_1 = Distancia vertical entre el atiesador superior y anillo intermedio (m)
- V = Velocidad de diseño del viento (km/h)
- t = Espesor del tanque (mm)
- D = Diámetro del tanque (m)

Resultando $H_1 = 57$ m, lo que muestra que para estas condiciones de viento no requiere un anillo intermedio.

Forma constructiva del anillo – pared

La forma de unión del anillo atiesador con la pared del tanque se puede realizar dependiendo de qué perfil se escoja como atiesador. En la Figura 4.24. se observa el tipo escogido. Se debe tomar en cuenta que la pared del casco se suma a la sección del perfil para contribuir con la inercia y otorgar rigidez.

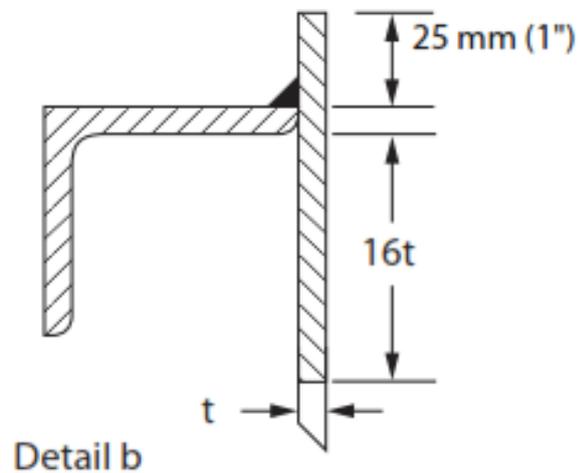


Figura 4.25. Junta de anillo atiesador y la pared del casco (tipo b).

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

➤ Conexiones

Estos elementos son comunes en todos los tanques. Algunos tanques de almacenamiento requieren más componentes que otros, dependiendo del trabajo que se realice en el equipo. Los más comunes son:

- Entrada de producto (inlet)
- Salida de producto (outlet)
- Drenaje (sump)
- Entrada de hombre (manhole)

Debido a que solo están influidos por la acción atmosférica y la columna de líquido del fluido, estos elementos no se calculan, se seleccionan. La norma API

650 otorga todos los parámetros necesarios para seleccionar cualquier tipo de conexión. Los más comunes se muestran en la Figura 4.25.

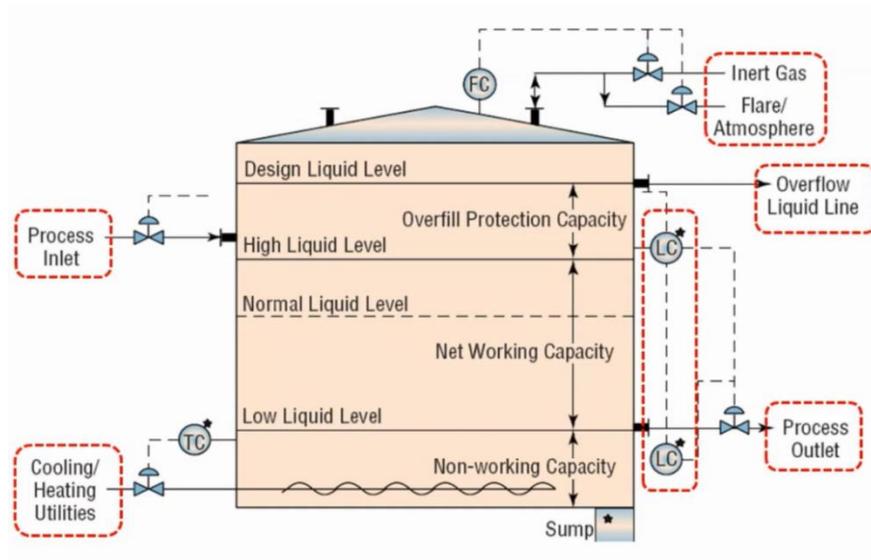


Figura 4.26. Conexiones comunes en tanques de almacenamiento.

Fuente: Arveng Training & Engineering, 2016

➤ **Análisis de estabilidad del tanque**

Acción sísmica

La acción sísmica tiene un gran impacto en la estructura del tanque. Los movimientos sísmicos provocan dos acciones en el tanque:

- Una parte del fluido se moverá en el mismo periodo que la estructura. Esta es conocida como la componente impulsiva.
- Otra parte del fluido se moverá con un periodo de intensidad mayor. Esta es conocida como la componente convectiva.

Estos movimientos ocasionan que el conjunto se vuelva inestable. Cada una de estos movimientos tendrá su propio periodo, aceleración y fuerza que generarán un momento de volcadura con respecto al fondo del tanque. Estos efectos tienen que contrarrestarse en el diseño del tanque.

La norma API 650 para el diseño sísmico tiene un apartado exclusivo en el apéndice E, el cual está basado en la metodología ASD (Allowable Stress Design), que se usa para el diseño de estructuras, y el método del cortante basal que se extrae de la norma ASCE7.

Cálculo por cortante basal

El método de cortante basal considera la carga sísmica como un equivalente de fuerzas laterales, en la cual está involucrada la componente impulsiva (V_i) y convectiva (V_c). La ecuación extraída de la norma API 650 es:

$$V = \sqrt{V_i^2 + V_c^2} \quad (\text{Ec.4.8})$$

$$V_i = A_i(W_s + W_r + W_f + W_i) \quad (\text{Ec.4.9})$$

$$V_c = A_c W_c \quad (\text{Ec.4.10})$$

Donde:

- W_s = Peso de la carcasa (N)

- W_r = Peso del techo (N)
- W_f = Peso del piso (N)
- W_i = Peso de la componente impulsiva (N)
- W_c = Peso de la componente convectiva (N)
- V = Fuerza total cortante en la base del tanque (N)
- A_i y A_c = Aceleración de la componente impulsiva y convectiva

Estos dos modos de vibración se pueden observar en la Figura 4.26.

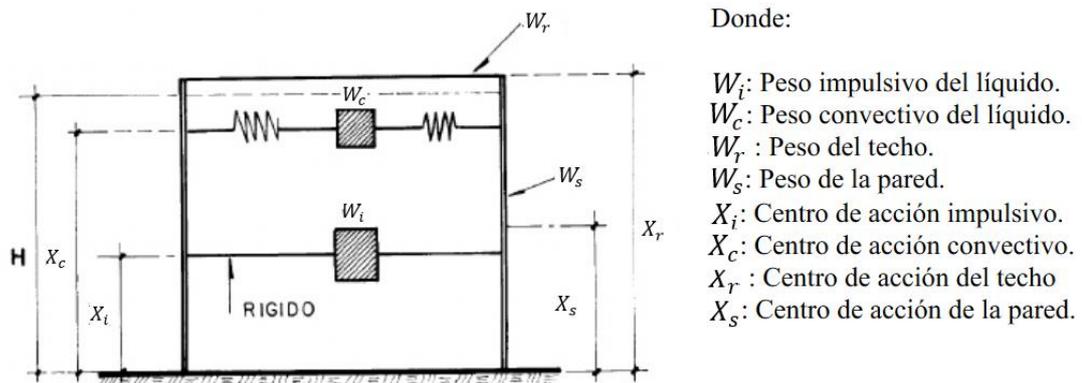


Figura 4.27. Representación de los modos de vibración para sismo horizontal.

Fuente: Cálculo de tanques por API 650, Molina, 2013

El momento sísmico en la base del tanque se define mediante la siguiente ecuación:

$$M_{rw} = \sqrt{[A_i (X_i W_i + X_s W_s + X_r W_r)]^2 + [A_c (X_c W_c)]^2} \text{ N.m} \quad (\text{Ec.4.11})$$

Es necesario los valores de aceleración impulsiva y convectiva, por lo que se pasará a hallarlo. Estos valores se definen mediante las siguientes ecuaciones:

$$A_i = 2,5QF_aS_p \left(\frac{I}{R_{wi}} \right) \quad (\text{Ec.4.12})$$

$$A_c = 2,5KQF_aS_p \frac{T_S T_L}{T_c^2} \left(\frac{I}{R_{wc}} \right) \quad (\text{Ec.4.13})$$

Ahora se calculará cada factor de las ecuaciones de las aceleraciones.

Parámetro del movimiento del suelo

Para sitios que no se encuentran dentro de la norma ASCE7, como lo es el Perú, se recurre normativas locales. En el Perú se debe consultar la Norma Técnica E0.30: Diseño Sismorresistente del Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE).

En esta se puede extraer el valor conocido como Factor de Zona. Según los datos proporcionado por la U.P Culebrillas y por la ubicación del proyecto, le corresponde un Factor de Zona de 0,25; luego la normativa API 650 señala que este valor se toma como la aceleración pico del terreno S_p .

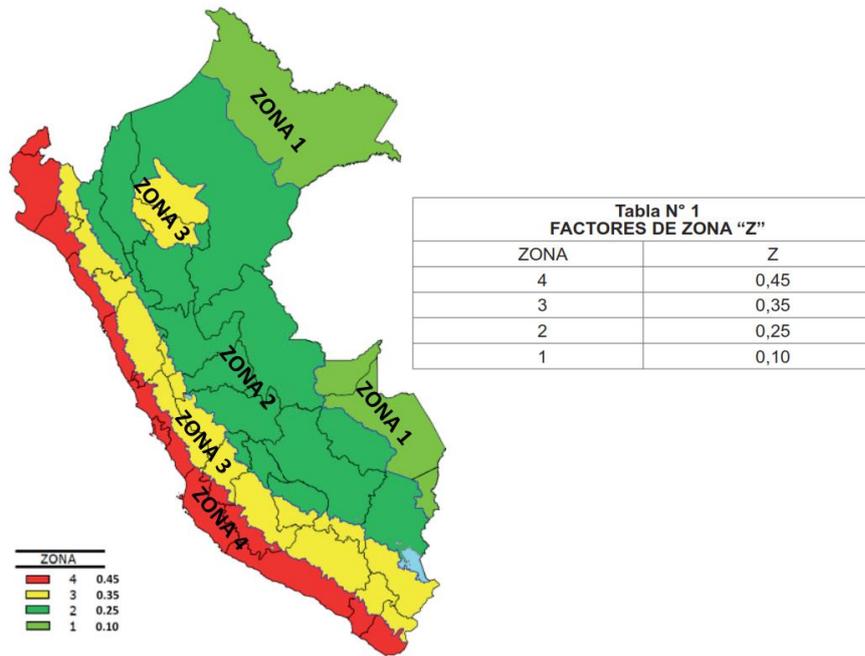


Figura 4.28. Zonas sísmicas del Perú.

Fuente: Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento, 2016

Con este valor se puede calcular los parámetros S_s y S_1

$$S_s = 2,5S_p \quad \wedge \quad S_1 = 1,25S_p \quad (\text{Ec.4.14a}) \text{ y } (\text{Ec.4.14b})$$

Donde:

- S_s = Parámetro de máxima aceleración sísmica, 5% amortiguada, de periodos cortos (0,2 s) asociada al periodo impulsivo
- S_1 = Parámetro de máxima aceleración sísmica, 5% amortiguada, de periodos de 1 s asociada al periodo convectivo.

Los valores obtenidos son $S_s = 0,625$ y $S_1 = 0,3125$. Pero estos parámetros se deben contrastar con la clase de terreno del sitio. Según API 650 son seis tipos y para nuestro caso contrastando con datos geotécnicos del U.P Culebrillas se determina que le corresponde un tipo C. Con esto se obtendrá los coeficientes de sitio con respecto a la aceleración F_a y la velocidad F_v respectivamente.

Tabla 4.10. Valor de F_a en función de la clase de sitio.

Site Class	Mapped Maximum Considered Earthquake Spectral Response Accelerations at Short Periods				
	$S_s \leq 0.25$	$S_s = 0.50$	$S_s = 0.75$	$S_s = 1.0$	$S_s \geq 1.25$
A	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
B	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
C	1.2	1.2	1.1	1.0	1.0
D	1.6	1.4	1.2	1.1	1.0
E	2.5	1.7	1.2	0.9	0.9
F	a	a	a	a	a

^aSite-specific geotechnical investigation and dynamic site response analysis is required.

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

Tabla 4.11. Valor de F_v en función de la clase de sitio.

Site Class	Mapped Maximum Considered Earthquake Spectral Response Accelerations at 1 Sec Periods				
	$S_1 \leq 0.1$	$S_1 = 0.2$	$S_1 = 0.3$	$S_1 = 0.4$	$S_1 \geq 0.5$
A	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
B	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
C	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3
D	2.4	2.0	1.8	1.6	1.5
E	3.5	3.2	2.8	2.4	2.4
F	a	a	a	a	a

^aSite-specific geotechnical investigation and dynamic site response analysis is required.

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

Luego, se obtiene $F_a = 1,15$ y $F_v = 1,4875$

Periodo estructural de vibración

El periodo natural estructural también contiene dos componentes:

El *periodo natural impulsivo* (T_i) es el periodo de parte del fluido que vibrará junto con la estructura.

$$T_i = \frac{1}{\sqrt{2000}} \times \frac{C_i H}{\sqrt{t_u/D}} \times \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (\text{Ec.4.15})$$

Donde:

- C_i = coeficiente de periodo impulsivo (Figura 4.28.) en base de H/D
- H = Altura de diseño (m)
- E = Módulo de Young del material del cuerpo del tanque (MPa)
- t_u = espesor equivalente del cuerpo del tanque (mm)
- ρ = densidad del fluido (kg/m^3)

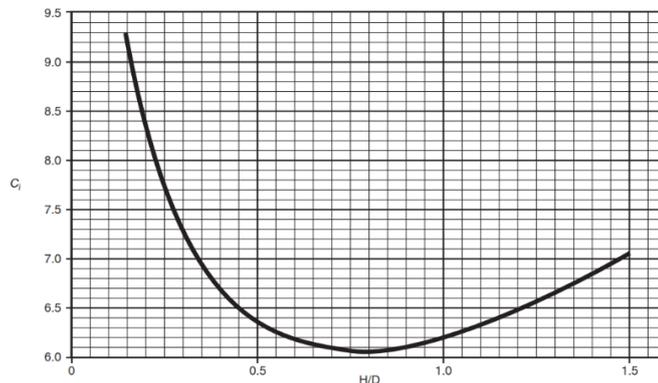


Figura 4.29. Gráfica de coeficiente C_i .

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

El *periodo convectivo (chapoteo)* (T_c) es el periodo de mayor intensidad de la otra parte de fluido que no vibra junto con la estructura; K_s es el coeficiente del periodo de chapoteo.

$$T_c = 1,8K_s\sqrt{D} \quad (\text{Ec.4.16a})$$

$$K_s = \frac{0,578}{\sqrt{\tanh\left(\frac{3,68H}{D}\right)}} \quad (\text{Ec.4.16b})$$

De donde se obtiene $T_i = 0,065$ s y $T_c = 2,55$ s

Grupo de uso sísmico (SUG)

Esta clasificación otorga un valor a la estructura en base al peligro que acarrearía una falla de esta y su importancia. Son tres valores:

- SUG III: Son aquellos esenciales su funcionamiento durante y posterior al terremoto.
- SUG II: Son aquellos que almacenan material que puede representar un peligro público sustancial y carecen de controles secundarios para evitar la exposición pública, o aquellos tanques que brindan servicio directo a las instalaciones principales.
- SUG I: Son aquellos que no caen en la categoría III y II.

Debido a que la exposición de la pulpa puede presentar cierto riesgo a las personas por su contenido de cianuro, el tanque se situará en la categoría II.

A continuación, se puede deducir el Factor de Importancia I en base al SUG.

Tabla 4.12. Factor de Importancia I y clasificación SUG.

Seismic Use Group	I
I	1.0
II	1.25
III	1.5

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

Aceleraciones espectrales de diseño

Las aceleraciones que se nombra en las ecuaciones (Ec.4.12) y (Ec.4.13) requiere de los valores anteriormente hallados y también de los valores R_{wi} , R_{wc} , T_L , Q , K . El periodo de transición más prolongado (T_L) se calcula en base a la normativa ASCE7, pero para lugares que no se encuentran en la norma, como el Perú, API 650 establece un periodo de 4 s. El Factor Q es el factor de escalado de terremotos máximo, este factor es de $2/3$ para lugares que se encuentran en la norma ASCE7 y para otros lugares se puede usar el valor de 1. El valor K es el coeficiente de ajuste de aceleración espectral, a menos que no se especifique su valor se puede tomar como 1,5. Los factores de modificación de repuesta inductiva (R_{wi}) y convectiva (R_{wc}) se pueden encontrar en la Tabla 4.13.

Tabla 4.13. Factor de modificación de respuesta para métodos ASD.

Anchorage system	R_{wi} (impulsive)	R_{wc} (convective)
Self-anchored	3.5	2
Mechanically-anchored	4	2

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

Luego los valores A_i y A_c son: 0,2567 y 0,4289 respectivamente.

Donde:

- $R_{wi} = 3,5$
- $R_{wc} = 2$
- $T_L = 4$
- $Q = 1$
- $K = 1,5$
- $I = 1,25$
- $T_s = (F_v S_1 / F_a S_s) = 0,6467 \text{ s}$

Peso efectivo del producto

Los pesos efectivos W_i y W_c puede ser determinados a través del peso total del producto W_p en las ecuaciones 4.17 y 4.18. El peso total del producto se halla como sigue:

$$W_p = \rho V_{ol} g = \rho \frac{\pi D^2}{4} H g = 2272363,68 \text{ N}$$

$$W_i = \frac{\tanh(0,866 \frac{D}{H})}{0,866 \frac{D}{H}} W_p; \text{Si } D/H \geq 1,33 \quad (\text{Ec.4.17a})$$

$$W_i = \left[1 - 0,218 \frac{D}{H} \right] W_p; \text{Si } D/H < 1,33 \quad (\text{Ec.4.17b})$$

$$W_c = 0,23 \frac{D}{H} \tanh\left(\frac{3,67H}{D}\right) W_p \quad (\text{Ec.4.18})$$

Donde:

- H = Altura del fluido (m)
- D = Diámetro del tanque (m)
- ρ = densidad del fluido (kg/m^3)
- g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

Luego se obtiene $W_i = 1746301,435 \text{ N}$ y $W_c = 553915,38 \text{ N}$

Centro de acción para las fuerzas laterales efectivas

Estos se pueden observar en la Figura 4.26 y se puede calcular de la siguiente manera:

$$X_i = 0,375H; \text{Si } D/H \geq 1,33 \vee X_i = \left[0,5 - 0,094 \frac{D}{H} \right] H; \text{Si } D/H < 1,33 \quad (\text{Ec.4.19})$$

$$X_c = \left[1 - \frac{\cosh\left(\frac{3,67H}{D}\right) - 1}{\frac{3,67H}{D} \sinh\left(\frac{3,67H}{D}\right)} \right] H \quad (\text{Ec.4.20})$$

De donde se obtiene $X_i = 2,261 \text{ m}$ y $X_c = 4,115 \text{ m}$

Finalmente, se puede encontrar el momento sísmico M_{rw} de la ecuación 4.11

$$M_{rw} = 1439225,46 \text{ N.m}$$

Anclaje

Ahora, para corroborar si el tanque requiere anclaje mecánico o se puede auto soportar, se determinó mediante la siguiente expresión:

$$J = \frac{M_{rw}}{D^2[w_t(1-0,4A_v)+w_a-0,4w_{int}]} \quad (\text{Ec.4.21})$$

Donde:

- A_v = coeficiente de aceleración vertical
- w_t = carga del carcasa y techo actuando en la base del tanque (N/m)
- w_a = resistencia de elevación en la región anular (N/m)
- w_{int} = carga de elevación debido a la presión interna (N/m)

El valor de w_t se puede deducir de la siguiente ecuación:

$$w_t = \frac{W_s}{\pi D} + w_{rs} \quad (\text{Ec.4.22})$$

Donde:

- W_s = Peso total de la carcasa y accesorios (N)
- w_{rs} = Carga del techo actuando en la carcasa (N/m)

- $D =$ Diámetro del tanque (m)

El valor de w_a se halla de la siguiente ecuación:

$$w_a = 99t_a\sqrt{F_yHG_e} \quad (\text{Ec.4.23})$$

Donde:

- $t_a =$ Espesor de planchas de fondo (mm)
- $F_y =$ Esfuerzo de fluencia mínimo de las placas de fondo (MPa)
- $G_e =$ Gravedad específica efectiva influido por A_v , $G_e = G(1 - 0,4A_v)$

El valor de A_v si no se especifica, se puede asumir como cero; al no contener presión interna, w_{int} se toma como cero y como el tanque no posee techo el valor w_{rs} es cero. Luego el valor de $w_t = 2940,467$ N/m y $w_a = 26882,19$ N/m. El criterio de anclaje se puede observar de la Tabla 4.14.

Tabla 4.14. Factor de modificación de respuesta para métodos ASD.

Anchorage Ratio J	Criteria
$J \leq 0.785$	No calculated uplift under the design seismic overturning moment. The tank is self-anchored.
$0.785 < J \leq 1.54$	Tank is uplifting, but the tank is stable for the design load providing the shell compression requirements are satisfied. Tank is self-anchored.
$J > 1.54$	Tank is not stable and cannot be self-anchored for the design load. Modify the annular ring if $L < 0.035D$ is not controlling or add mechanical anchorage.

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

Finalmente el valor de $J = 1,34$, lo cual determina que el tanque no requiere anclaje mecánico.

Acción eólica

El diseño debe lograr una estabilidad total. El viento genera un momento de volteo que su mayor influencia será en las partes superiores del tanque. La velocidad promedio de la zona es de 77 km/h, pero se asumirá una velocidad eólica de diseño de 80 km/h, Luego, la presión que se ejerce sobre las paredes del tanque es:

$$P = 0,86 \times \left(\frac{V}{190}\right)^2 \text{ kPa} \quad (\text{Ec.4.24})$$

Donde V es la velocidad de diseño, luego $P = 0,15 \text{ kPa}$.

Luego el área proyectada del tanque para esta presión es:

$$A_p = D \times H = 6 \times 6 = 36 \text{ m}^2$$

Finalmente, la fuerza ejercida es:

$$F_t = P \times A_p = 0,15 \times 36 = 5,49 \text{ kN}$$

Para determinar si el tanque necesita anclaje, la norma establece cumplir dos criterios:

Viento + Presión interna vs Peso tanque

$$0,6M_w + M_{Pi} < M_{DL}/1,5 + M_{DLR} \quad (\text{Ec.4.25})$$

Viento + Presión interna vs Peso tanque + Fluido

$$M_w + 0,4M_{Pi} < (M_{DL} + M_F)/2 + M_{DLR} \quad (\text{Ec.4.26})$$

Viento (horizontal) + Presión interna vs Peso tanque

$$M_{ws} + 0,4M_{Pi} < M_{DL}/1,5 + M_{DLR} \quad (\text{Ec.4.27})$$

Donde:

- M_w = Momento de vuelco de la presión de viento (N.m)
- M_{Pi} = Momento por acción de la presión interna (N.m)
- M_{DL} = Momento por acción del peso del casquete (N.m)
- M_{DLR} = Momento por acción del peso del techo (N.m)
- M_F = Momento por el peso del líquido (N.m)

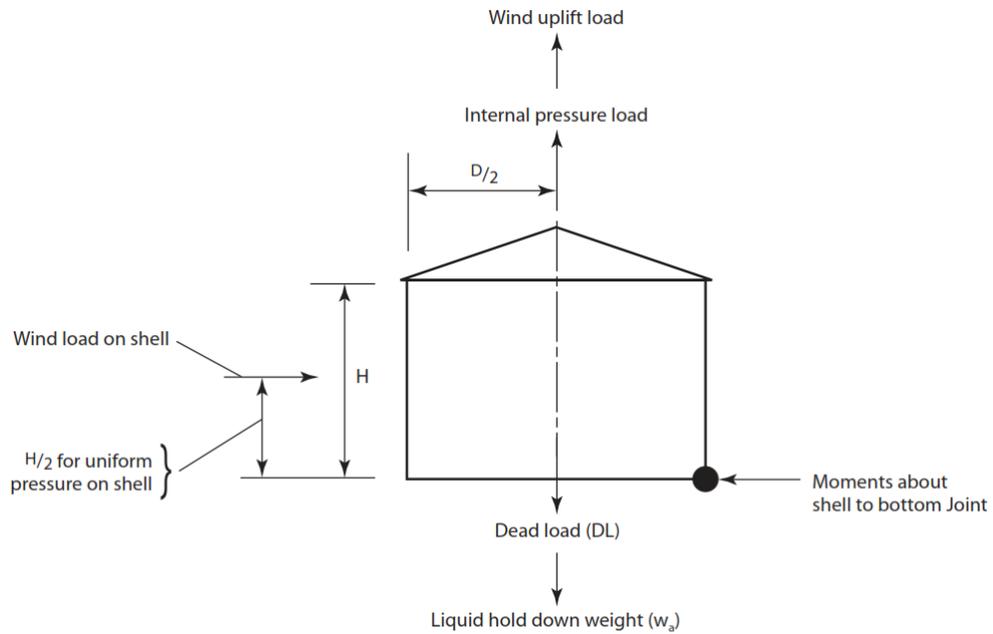


Figura 4.30. Esquema de verificación contra el vuelco para tanques sin anclar.

Fuente: API 650 12th Edition, 2013

Luego se calcularía los momentos en base a la Figura 4.29.

El momento por acción de viento presenta componentes verticales y horizontales, pero al no tener techo la componente vertical se descarta. Luego el momento será:

$$M_w = M_{ws} + M_{wr}; \text{ como } M_{wr} = 0 \Rightarrow M_w = M_{ws}$$

$$M_w = F_t (H/2) = 5,49 \times 3 = 16,47 \text{ kN.m}$$

El momento por acción de la presión interna se desprecia, ya que es inexistente en este caso.

El momento por peso del tanque consta del peso de la carcasa y el techo del tanque. Como no presenta techo este caso, no se toma en cuenta el término. Luego, la masa del casquete es 5650 kg (hallado mediante software CAD Inventor) y el momento generado es:

$$M_{DL} = m_s g(D/2) = 5650 \times 9,81 \times 3 = 166,28 \text{ kN.m}$$

El momento por el peso del líquido se obtiene de la expresión w_L que se obtiene del menor de los valores de las siguientes expresiones:

$$w_L = 70t_b\sqrt{F_{by}GH} \text{ N/m} \quad (\text{Ec.4.28a})$$

$$w_L = 70,4HD \text{ N/m} \quad (\text{Ec.4.28b})$$

Donde:

- w_L = Peso del fluido equivalente de la circunferencia de la carcasa (N/m)
- F_{by} = Esfuerzo de fluencia mínimo de las placas de fondo (MPa)
- H = Altura del fluido (m)
- G = Gravedad específica del fluido o 0,7 equivalente, el menor valor
- D = Diámetro del tanque (m)
- t_b = Espesor requerido de las placas de fondo, sin considerar C.A (mm)

Luego se obtiene de (Ec.4.28a) y (Ec.4.28b): 13206,6 N/m y 2386,56 N/m respectivamente. A continuación, se halla la fuerza en el perímetro del casquete:

$$2p = \pi D; \text{ Luego } w_a = w_L 2p = 2386,56 \times 18,85 = 44,98 \text{ kN}$$

Finalmente, el momento por la acción del fluido es de:

$$M_F = w_a(D/2) = 14,18 \times 3 = 134,96 \text{ kN.m}$$

Ahora se resuelve los criterios de las ecuaciones 4.25, 4.26 y 4.27:

$$0,6 \times 16,47 + 0 < (166,28/1,5) + 0 \rightarrow 9,88 < 110,85 \dots\dots \text{Cumple!}$$

$$16,47 + 0 < (166,28 + 134,96)/2 + 0 \rightarrow 16,47 < 150,62 \dots\dots \text{Cumple!}$$

$$16,47 + 0 < (166,28/1,5) + 0 \rightarrow 16,47 < 110,85 \dots\dots \text{Cumple!}$$

Por lo que se deduce que el tanque no requiere pernos de anclaje.

Acción nival y pluvial

Dado que este equipo no cuenta con techo, la acción nival y acción pluvial solo influye en las paredes del tanque (carcasa) y al ser de poca magnitud (0,2 kPa y 0,4 kPa respectivamente), similar a la carga eólica; estas son despreciables por lo que no se tomarán en cuenta.

Seguridad del tanque contra la compresión

Para conocer si el esfuerzo de compresión afecta al tanque, debido al almacenamiento del fluido, y si es seguro, se puede hallar mediante la siguiente ecuación, que se usa para tanques auto soportados con $0,785 < J \leq 1,54$:

$$\sigma_c = \left(\frac{w_t(1+0,4A_p)+w_a}{0,607-0,18667[J]^{2,3}} - w_a \right) \frac{1}{1000t_s} \quad (\text{Ec.4.29})$$

Donde:

- t_s = Espesor del nivel más profundo de la carcasa, sin C.A (mm)
- σ_c = Esfuerzo de compresión longitudinal máximo de la carcasa (MPa)

De donde $\sigma_c = 16$ MPa. Luego el esfuerzo de compresión máximo permisible se encuentra bajo la siguiente expresión:

$$F_c = \frac{83t_s}{2,5D} + 7,5\sqrt{GH}; \text{ Si } GH D^2/t^2 < 44 \quad (\text{Ec.4.30a})$$

$$F_c = 83t_s/D; \text{ Si } GH D^2/t^2 \geq 44 \quad (\text{Ec.4.30b})$$

Donde:

- F_c = Esfuerzo de compresión longitudinal permisible de la carcasa (MPa)
- t = Espesor del nivel analizado de la carcasa (mm)

Ya que en nuestro caso t es igual en todos los niveles (6 mm), el valor de $GH D^2/t^2$ es constante (8,192). Luego el valor de $F_c = 54,66$ MPa.

Como el valor de $F_c > \sigma_c$, entonces el tanque es seguro por compresión.

Para conocer si es seguro por compresión durante un sismo se puede calcular mediante sus componentes impulsiva y convectiva:

$$N_i = 5,22A_iGD^2 \left[\frac{Y}{0,75D} - 0,5 \left(\frac{Y}{0,75} \right)^2 \right]; \text{ Si } D/H \geq 1,33 \wedge Y < 4,5 \quad (\text{Ec.4.31a})$$

$$N_i = 2,6A_iGD^2; \text{ Si } D/H < 1,33 \wedge Y \geq 4,5 \quad (\text{Ec.4.31b})$$

$$N_c = \frac{1,85A_cGD^2 \cosh\left[\frac{3,68(H-Y)}{D}\right]}{\cosh\left[\frac{3,68H}{D}\right]} \quad (\text{Ec.4.32})$$

Donde:

- N_i = Fuerza impulsiva en la superficie de la carcasa (N/mm)
- N_c = Fuerza convectiva en la superficie de la carcasa (N/mm)
- Y = Distancia de la superficie del fluido al punto a analizar (m)

Como el punto más crítico de compresión se podría dar en el fondo del tanque el valor de Y se igualó a H , luego como $D/H = 1,06$ se toma la ecuación 4.31b y junto con la ecuación 4.32, se determinó los valores de $N_i = 34,84$ N/mm y $N_c = 2,59$ N/mm. El esfuerzo de compresión durante un sismo se encuentra bajo la siguiente expresión:

$$\sigma_T = \sigma_h \pm \sigma_s = \frac{N_h \pm \sqrt{N_i^2 + N_c^2 + (A_v N_h / 2,5)^2}}{t} \quad (\text{Ec.4.33})$$

Donde:

- σ_T = Esfuerzo combinado total en la carcasa (MPa)
- σ_s = Esfuerzo combinado debido a fuerza convectiva e inductiva (MPa)
- σ_h = Esfuerzo hidrostático del fluido en la carcasa (MPa)
- N_h = Fuerza hidrostática del fluido en la superficie de la carcasa (N/mm)

El valor N_h se deduce de la siguiente expresión : $N_h = 2,6(H - 1)DG = 227,92$ N/mm y como para este caso de estudio $A_v = 0$. Para el valor de σ_T se tomará el mayor valor, finalmente $\sigma_T = 43,81$ MPa.

Para contrastar si este valor es seguro, el método ASD propone contrastar contra el esfuerzo de diseño aumentado un 33% o el esfuerzo de fluencia mínimo disminuido un 20%, en el de fenómenos sísmicos. El menor de estos dos esfuerzos será el esfuerzo combinado total admisible. Luego:

$$1,33S_d = 212,8 \text{ MPa} \wedge 0,8S_y = 200 \text{ MPa} = (\text{menor})$$

Contrastando el valor de 200 MPa contra σ_T , este es menor por lo que el tanque es seguro.

Seguridad del tanque contra deslizamiento

Para que el tanque sea seguro contra la acción deslizante de la base del tanque con la superficie de alojamiento, durante un sismo, se debe confrontar la fuerza cortante en la base contra la fuerza resistente al deslizamiento. Se debe cumplir:

$$V_s > V$$

Donde:

- V_s = Fuerza resistente al deslizamiento por sismo (N)
- V = Fuerza total cortante en la base del tanque (N) (Ec.4.8)

El valor de la (Ec.4.8) se puede determinar de las expresiones (Ec.4.9) y (Ec.4.10) de donde se obtiene:

$$V_i = 584511,659 \text{ N} \quad \text{y} \quad V_c = 237574,306 \text{ N}$$

Luego:

$$V = \sqrt{V_i^2 + V_c^2} = 630948,04 \text{ N}$$

$$V_s = 0,4(W_s + W_r + W_f + W_p)(1 - 0,4A_v) = 1121233,87 \text{ N}$$

Por lo que se observa, el tanque es estable para el deslizamiento por sismo.

B. Diseño del agitador

Ya con las dimensiones del tanque definidas, podemos tener una aproximación de los componentes restantes del tanque agitador, observando la Figura 4.19. de donde se obtiene:

- Número de deflectores = 4
- Ancho de deflector = 600 mm
- Espacio entre el casquete y el deflector = 12 mm
- Distancia del fondo del tanque al impulsor = 1800 mm

➤ Corroboración del impulsor

Ya que la U.P prefiere que se utilice los impulsores que tienen en su almacén, se pasará a corroborar si este modelo es satisfactorio para el diseño. Para hacer esto recurriremos a un diagrama propuesto por la compañía Mixing Expert. Esta gráfica por un lado tiene la viscosidad del fluido y por otro lado el volumen almacenado, al interceptarlo se obtiene el tipo de impulsor adecuado.

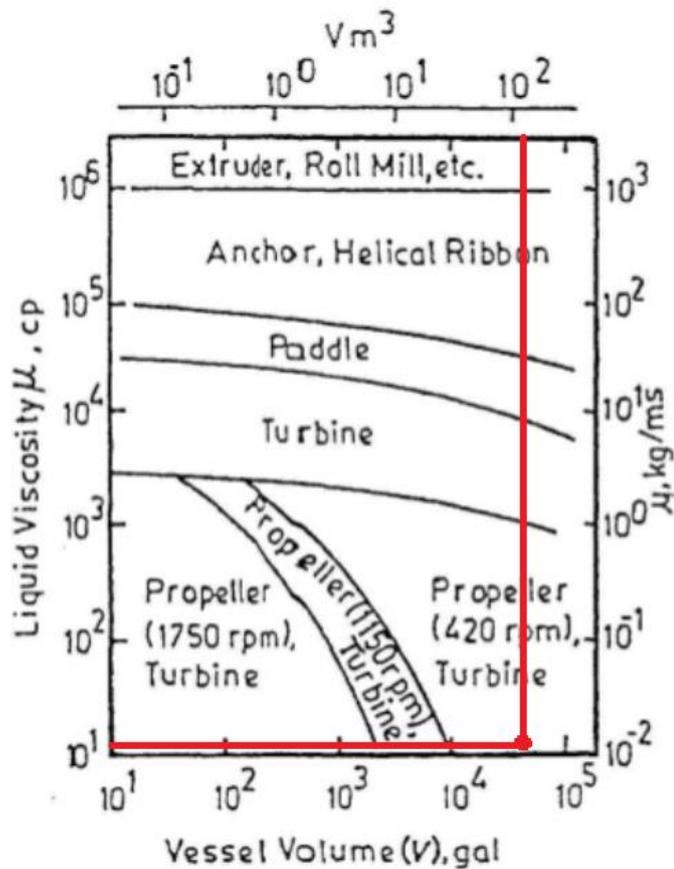


Figura 4.31. Diagrama para selección de impulsor.

Fuente: Mixing Expert, 2012

Según la gráfica, los impulsores idóneos para el trabajo que se requiere son: impulsor de hélice e impulsor tipo turbina. Por otra parte, el impulsor que se dispone es del tipo MIL® de la compañía Metso de diámetro 72 in, el cual verificando con el fabricante presenta estas características:

- Impulsor tipo hélice, con diseño hidráulico para reducir las pérdidas producidas por la turbulencia, algo común en otros impulsores de hélice.
- De bajo poder, peso y corte
- Alto grado de flujo axial, permitiendo una alta posición – fuera del fondo del estanque.

- Acero dulce o inoxidable. Cubierto con goma para abrasión y corrosión
- Se puede ubicar cerca del nivel de líquido ($1/4$ diámetro en proporción), sin causar un vórtice serio. (Metso Minerals, 2011, p. 8:22)

Para tanques agitadores, la relación geométrica entre el diámetro del impulsor y el diámetro del tanque (D_i/D_T) puede tener estos valores: 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; siendo la relación entre el diámetro del impulsor MIL® y el tanque = 0,32; lo cual es aceptable.

Por lo que indica la gráfica, la concordancia geométrica con el tanque y las características de fábrica, el impulsor MIL® puede ser usado en el diseño.



Figura 4.32. Impulsor MIL® - Foto Referencial.

Fuente: Brochure Metso Minerals,2008

➤ **Cálculo de la potencia requerida**

Ya que el equipo requiere que sea eficaz, la agitación debe llegar a todas las zonas del tanque y evitar la turbulencia del fluido. Toda esto sumado a la resistencia del fluido a ser arrastrado requiere el consumo de energía, por eso es importante cuantificar la cantidad de potencia necesaria para lograr esto. La potencia requerida está en función de varios parámetros.

$$P_M = f(d, D, H, \mu, \rho, \omega) \quad (\text{Ec.4.34})$$

Donde:

- d = Diámetro del impulsor (m)
- D = Diámetro del tanque (m)
- H = Altura del fluido (m)
- μ = Viscosidad dinámica del fluido (Pa.s)
- ρ = Densidad del fluido (kg/m^3)
- ω = Velocidad angular del impulsor (rad/s)

De los parámetros mencionados anteriormente nos faltaría definir la velocidad angular del impulsor. Para hallarlo primero definimos la velocidad media del fluido, el caudal de bombeo, el caudal inducido y el caudal total.

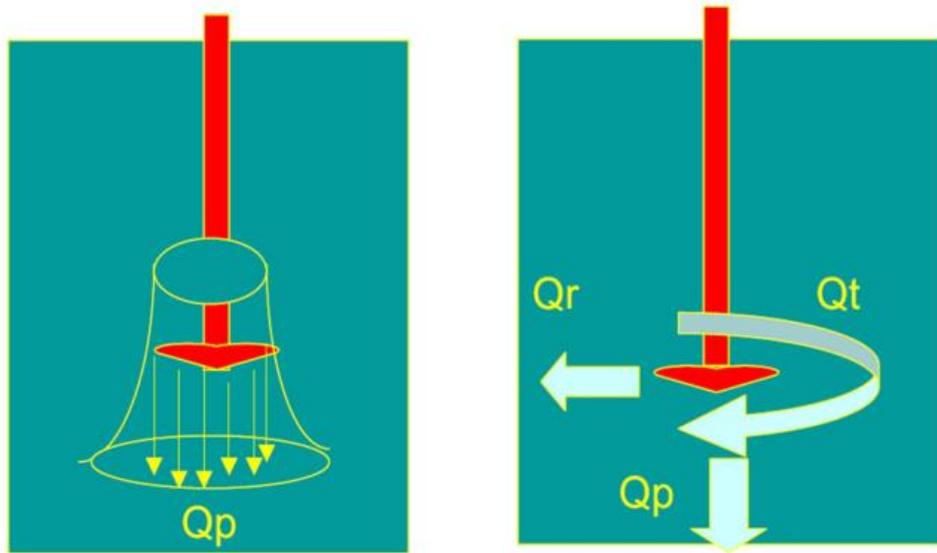


Figura 4.33. Esquema de caudales presente en agitadores.

Fuente: Sistemas de dosificación y mezcla, 2014

El caudal de bombeo (Q_p) es el generado por el impulsor principalmente, es sobre todo axial. El inducido (Q_r) es el generado radialmente también por el impulsor y es mucho menor al generado axialmente. El caudal total (Q_t) es la suma de ambos. La velocidad media del fluido se puede hallar mediante el caudal de bombeo y el área transversal del tanque.

$$v_m = \frac{Q_P}{A_T} \quad (\text{Ec.4.53})$$

Donde:

- v_m = Velocidad media del fluido (m/s)
- Q_P = Caudal de bombeo del impulsor (m^3/s)
- A_T = Área de la sección del transversal del tanque (m^2)

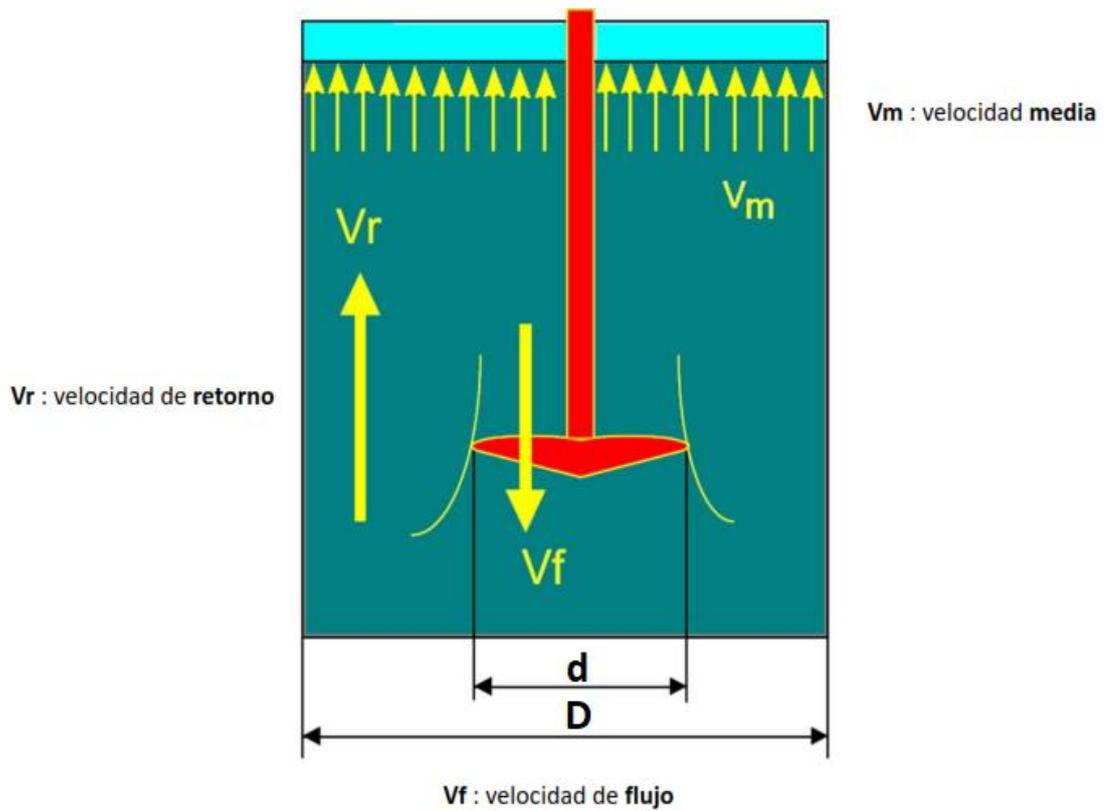


Figura 4.34. Tipo de velocidades lineales en agitadores.

Fuente: Sistemas de dosificación y mezcla, 2014

Ahora se hará uso de un valor llamado “Escala de agitación”, la cual clasifica el fluido agitado según el trabajo a realizar y la intensidad de agitación. Esta tabla ayuda a cuantificar o al menos describir la intensidad de agitación y otorgarle una escala característica.

Tabla 4.15. Escala de agitación en recipientes de almacenamiento.

ESCALA DE AGITACIÓN			
Escala de agitación	Velocidad media (m/s)	Descripción	Aplicaciones Típicas
1 2	0,03 0,06	Sin puntos muertos superficie plana, tiempos de mezcla largos.	Tanques de almacenamiento: mezcla suave de líquidos miscibles. Tanques de retención con largos tiempos de retención.
3 4 5 6	0,09 0,12 0,15 0,18	Los niveles 3-6 son característicos de la mayoría de las aplicaciones de industria química. Ondulación de la superficie a baja viscosidad. Tiempos de mezcla más cortos. Agitación leve a moderada.	La mayoría de los trabajos de mezcla. Tanques de retención y neutralización con tiempos de retención promedio. Aplicaciones fáciles de transferencia de calor. Reactores no críticos.
7 8 9 10	0,21 0,24 0,27 0,30	Los niveles 7-10 son característicos de las aplicaciones que requieren alto nivel de fluidez. Tiempos de mezcla cortos. Aumenta la baja viscosidad de la superficie	Reactores críticos. Neutralización y mezcladores rápidos con tiempo de retención corto. Buena transferencia de calor

Fuente: Cleveland Mixer,2017

Se puede observar valores de 1 al 10, donde los números más bajos indican una agitación ligera y números más altos son para equipos con agitación más intensa y crítica. Lo común para equipos como los tanques agitadores para lixiviación es que tengan una escala de agitación baja y por la descripción que se indica en la Tabla 4.15 se escogerá una escala de agitación 2, esta proporciona una velocidad media de 0,06 m/s. Luego resolviendo la ecuación 4.53 se obtiene una caudal de bombeo de 1,723 m³/s.

Números adimensionales

Ya que se trata de un fluido se requiere usar expresiones adimensionales característicos de la hidráulica. Se utilizó el número de Reynolds (caracteriza el movimiento del fluido), el número de potencia (caracteriza fuerzas de rozamiento sobre un área y las fuerzas de inercia) y el número de flujo (cantidad de caudal que atraviesa el plano del impulsor).

$$Nq = \frac{Q_p}{d^3 \omega} \quad (\text{Número de flujo})$$

$$Re = \frac{\omega d^2 \rho}{\mu} \quad (\text{Número de Reynolds})$$

$$Np = \frac{P_M}{\omega^3 d^5 \rho} \quad (\text{Número de potencia})$$

Algunos autores como Shah (2012), propone valores de N_p y N_q , dependiendo del tipo de impulsor a usar como se muestra en la Tabla 4.16.

Tabla 4.16. N_p y N_q característicos para diversos tipos de impulsores.

Type	No. baffles	N_p	N_q
Propeller	0	0.3	
Propeller	3-8	0.33-0.37	0.40-0.55
Turbine, vertical blade	0	0.93-1.08	0.33-0.34
Turbine, vertical blade	4	3-5	0.70-0.85
Pitched turbine, 45°	0	0.7	0.3
Pitched turbine, 45°	4	1.30-1.40	0.60-0.87
Anchor	0	0.28	

Fuente: Process Engineering: Agitation & Mixing, 2012

Se toma el valor de $N_q = 0,40$ como punto inicial, luego se calcula la velocidad angular del impulsor en base a la expresión del número de flujo (Nq) de donde $\omega = 0,72$ rev/s. A continuación, calculamos el número de Reynolds de donde resulta: $Re = 2,84 \times 10^5$. Con este valor recurriremos a una gráfica que compara el número de Reynolds contra el número de potencia (**Ver ANEXO B**), la cual tiene curvas para distintos tipos de impulsores. Escogemos la curva 2 (impulsor tipo hélice con 4 deflectores) y el N_p resultante es 0,37 .

Si tomamos $N_q = 0,55$; la velocidad resulta $\omega = 0,51$ rev./s y el número de Reynolds resulta: $Re = 2,07 \times 10^5$. Este valor de Re arroja también la cantidad de $N_p = 0,37$; por lo que tomaremos este valor. Luego ya que ambos números

de flujo son compatibles con el número de potencia, se tomó el valor que arroja la potencia de bombeo mayor (caso más desfavorable). Luego:

$$\omega = 0,72 \rightarrow P_M = 3,9 \text{ Kw} \wedge \omega = 0,51 \rightarrow P_M = 1,8 \text{ Kw}$$

Por lo que se consideró una $P_M \approx 4 \text{ Kw}$ y $\omega = 0,72 \text{ rps.} = 43,2 \text{ rpm.}$

➤ **Diseño del eje**

Para desarrollar el eje necesitamos hacer un D.C.L de este, en el actúan: las fuerzas tangenciales que actúan en las aspas del impulsor por acción del movimiento del fluido, la deflexión originada por el movimiento del eje y fuerza axial por el empuje. El empuje se puede menospreciar, ya que será contrarrestado por el peso del eje y el impulsor y el resto de fuerza de tracción resultante será asimilado por los pernos con el acople de eje - reductor. La potencia de bombeo se puede expresar en función del torque y la velocidad angular:

$$P_M = T\omega \rightarrow T = 884,2 \text{ N.m} \quad (\text{Ec.4.54})$$

El momento torsor se puede expresar en función de fuerza por la distancia del brazo torsor al centro del impulsor:

$$T = F \left(\frac{d}{2} \right) \rightarrow F = 884,2 \text{ N.m} / 0,914 \text{ m} = 483,5 \text{ N} \quad (\text{Ec.4.55})$$

Esta fuerza tangencial resultante también genera flexión en el eje, ya que el eje actúa como una viga en voladizo, luego el D.C.L final del eje se puede observar en la Figura 4.35.

El momento flector se puede hallar de la siguiente expresión:

$$M = FL_s \rightarrow F = 483,5 N(4,7 m) = 2272,4 N.m \quad (\text{Ec.4.56})$$

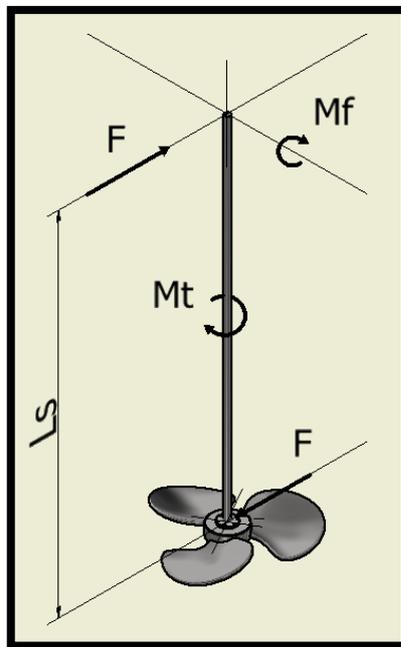


Figura 4.35. D.C.L del eje.

Cálculo por resistencia

Luego se diseñará el eje en base al enunciado propuesto por ASME, el cual deriva del teorema de distorsión de Von Mises, para un eje sólido:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{\left(K_m M + \frac{\alpha F d}{8}\right)^2 + (K_t T)^2} \quad (\text{Ec.4.57})$$

Donde:

- S_d = Esfuerzo de diseño (N/m²)
- α = Factor de carga axial
- K_m = Factor de carga por momento flector
- K_t = Factor de carga por torsión
- M = Momento flector (N.m)
- T = Momento torsor (N.m)
- F = Carga axial (N)
- d = Diámetro del eje (m)

El esfuerzo de diseño se toma del menor valor de $S_d = 0,3S_y$ v $S_d = 0,18S_u$.

Si el eje tiene canales chaveteros o roscas, el S_d se reduce al 75%. Las características del acero (AISI 4140) se puede observar en la tabla 4.17

Tabla 4.17. Propiedades Mecánicas – AISI 4140.

Diámetro	Esfuerzo de fluencia S_y (MPa)	Esfuerzo de tracción S_u (MPa)
Hasta 16 mm	835	1030 - 1250
De 16 a 40 mm	715	930 - 1130
De 40 a 100 mm	595	830 - 1030
De 100 a 160 mm	530	730 - 900

Fuente: Aceros Bohler Perú, 2017

Luego el valor de $S_d = 98,5 \text{ MPa} \equiv 98,5 * 10^6 \text{ N/m}^2$ y el valor de diámetro del eje resulta $d = 63 \text{ mm}$.

Cálculo por deflexión

La deflexión máxima para una carga determinada se puede obtener de la siguiente expresión:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{FL_s^3}{3EI} \quad (\text{Ec.4.58})$$

Donde:

- $y_{m\acute{a}x}$ = Deflexión máxima (m)
- L_s = Longitud del eje (m)
- F = Fuerza (N)
- E = Módulo de elasticidad ($206 \times 10^9 \text{ N/m}^2$)
- I = Momento de inercia (m^4)

Se toma el diámetro de eje como 80 mm (diámetro comercial), según lo calculado por resistencia, de lo cual resulta en $y_{m\acute{a}x} = 40 \text{ mm}$; este valor no es admisible ya que, para este tipo de trabajos, la desviación permisible es de 1,5 mm por metro lineal. La deflexión máxima para esta longitud del eje es 7,1 mm; entonces se recalculará para un diámetro que satisfaga esta premisa (7 mm).

$$y_{\text{máx}} = \frac{FL_s^3}{3EI} \rightarrow d = \left(\frac{64FL_s^3}{3E\pi y_{\text{máx}}} \right)^{0,25}$$

De donde se obtiene $d = 123,5$ mm. Se tomará el valor de 125 mm.

Cálculo por torsión

Ahora se inspeccionará el eje por deformación torsional, se puede hallar por medio de la ecuación 4.59:

$$\theta_{\text{máx}} = \frac{TL_s}{GJ} \quad (\text{Ec.4.59})$$

Donde:

- $\theta_{\text{máx}}$ = Torsión máxima (rad)
- L_s = Longitud del eje (m)
- T = Torque (N.m)
- G = Módulo de corte (80×10^9 N/m²)
- J = Momento de inercia polar (m⁴)

El ángulo de torsión máximo resulta en $0,002$ rad, lo cual es satisfactorio ampliamente para el tipo de trabajo. ($\theta \leq 0,056$ rad/m).

➤ **Diseño del acoplamiento eje central – reductor**

Para el diseño del acoplamiento se eligió una junta rígida embrizada. Se adaptó al diámetro del eje de salida del reductor y el diámetro del eje central. Para el buje del lado del eje central se usó un buje embrizado simple con canal chavetero y agujero interior cónico. Para el lado del reductor se usó un buje embrizado, pero con diámetro cónico partido; esto asegura un ajuste seguro y alineado.

Se calculó la capacidad de transmitir el torque y tienen el factor de seguridad adecuado. La carga axial producto del peso del eje, el impulsor y el peso del acoplamiento en sí, serán asumidos por los pernos que unen ambas juntas embrizadas. Ambos elementos serán calculados mediante el software KISSsoft.

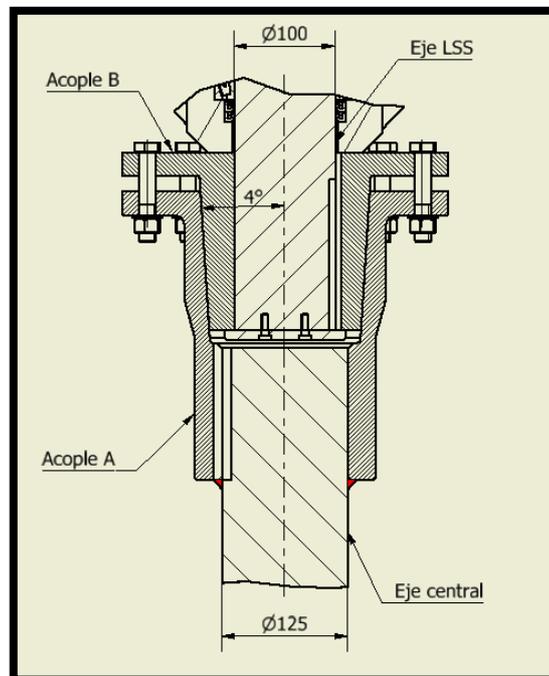


Figura 4.36. Esquema inicial del acople.

Acople A

Este componente esta solo está sometido a torsión por parte del par torsor requerido por el impulsor. Se calculó si es factible el torque transmisible por unión del canal chavetero – chaveta.

Al iniciar el software, seleccionamos el módulo “Key”, cual es para uniones por chaveta, y tenemos lo siguiente:

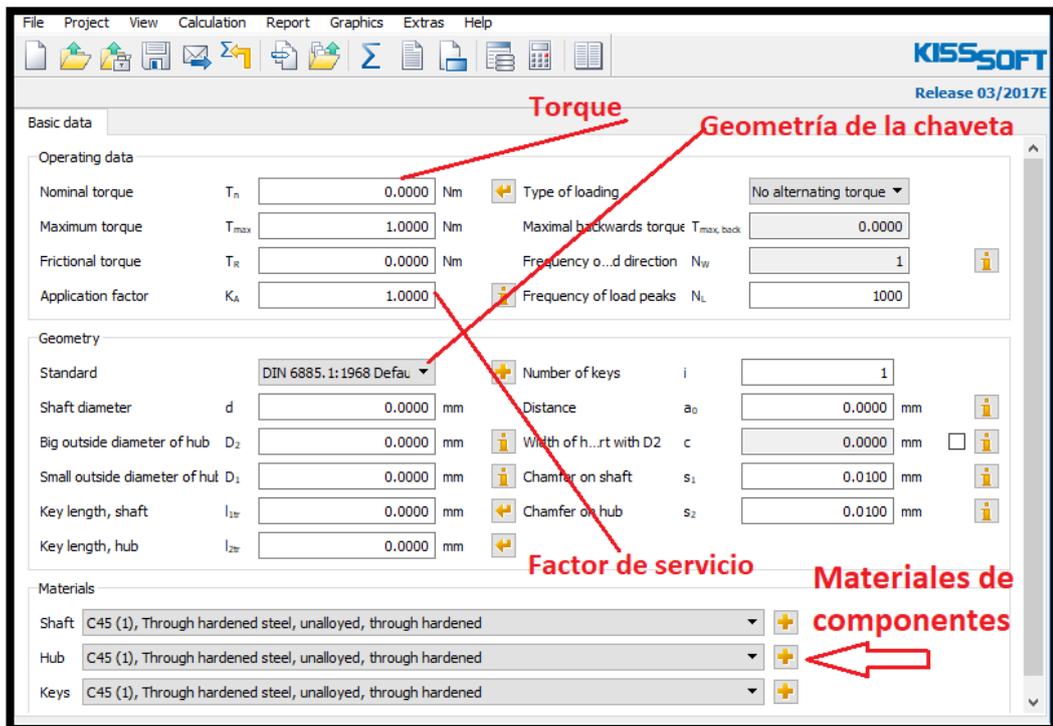


Figura 4.37. Pantalla de entrada – Módulo “Key”- KISSsoft.

En este módulo podemos elegir para el cálculo el tipo de geometría de la chaveta: según DIN 6885, ANSI B17.1 o usar una configuración propia. El cálculo de

torque transmisible se hará por medio de la norma DIN 6892-B. Se ingresará los datos que tenemos a continuación:

Tabla 4.18. Datos de entrada – Acople A.

Torque nominal	884,5 N.m	Diámetro menor del buje	180 mm
Diámetro de eje	125 mm	Diámetro mayor del buje	320 mm
Geometría chaveta	DIN 6885	Material Chaveta	AISI 1045
Número de chavetas	1	Material Eje	AISI 4140
Factor de servicio	2,5	Material Buje	AISI 1045
Cargas reversibles	0	Distancia c	148 mm

Los diámetros del buje serán asumidos, si satisfacen se mantendrán mientras que la distancia a_0 se halla mediante la norma DIN 6892-B.

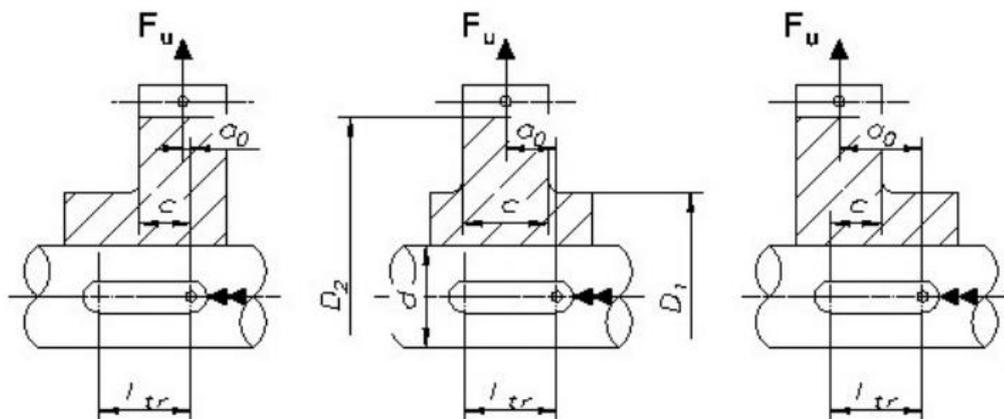


Figura 4.38. Definición de a_0 , D_1 , D_2 .

Fuente: DIN 6892-Method B, 2012

El software puede calcular la longitud mínima del canal para poder ser satisfactorio, pero por cuestión estética y de seguridad se aumentará la longitud que arroje el software. Luego con los datos ingresados se obtiene los siguiente:

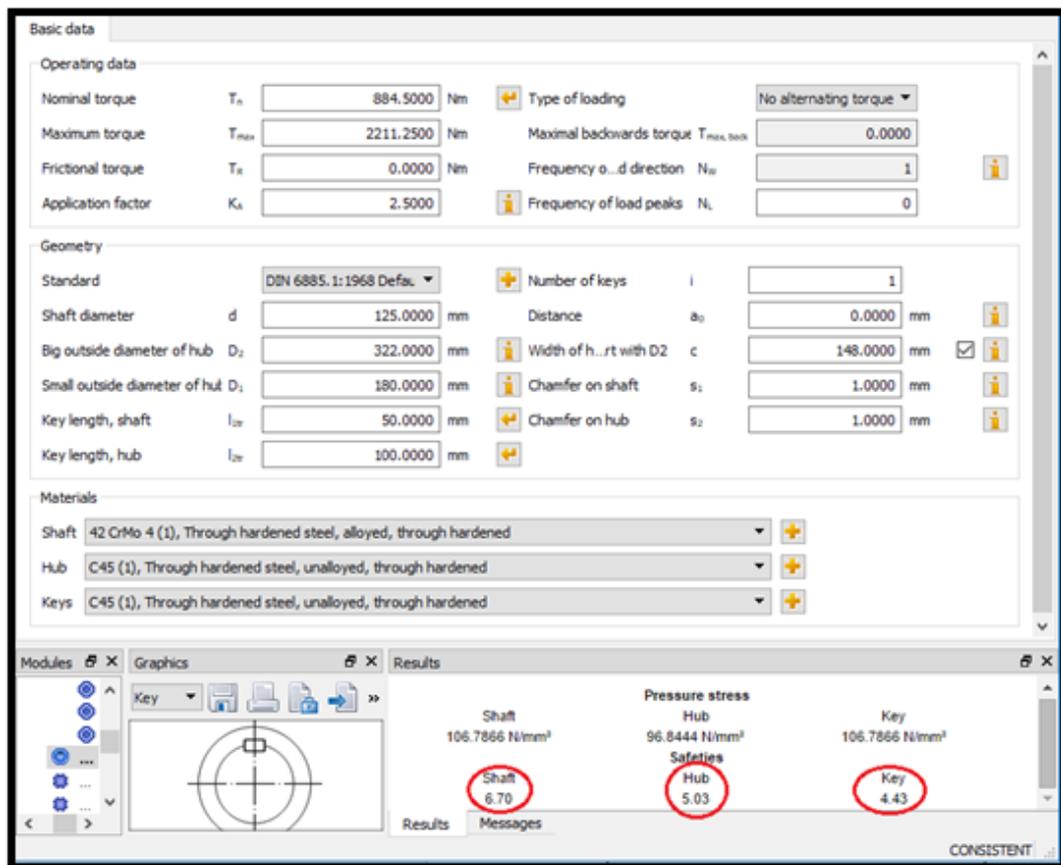


Figura 4.39. Pantalla de resultado consistente – Acople A.

Se puede apreciar que los resultados son consistentes (factor de seguridad mínimo de 4,43 por parte de la chaveta), por lo tanto, el diseño es satisfactorio.

Acople B

Este componente, igual que la parte A, esta solo está sometido a torsión por parte del par torsor requerido por el impulsor. Se calculó si es factible el torque transmisible por unión del canal chavetero – chaveta. El procedimiento es similar al anterior:

Tabla 4.19. Datos de entrada – Acople B.

Torque nominal	884,5 N.m	Diámetro menor del buje	150 mm
Diámetro de eje	100 mm	Diámetro mayor del buje	320 mm
Geometría chaveta	DIN 6885	Material Chaveta	AISI 1045
Número de chavetas	1	Material Eje	AISI 4140
Factor de servicio	2,5	Material Buje	AISI 1045
Cargas reversibles	0	Distancia c	90,5 mm

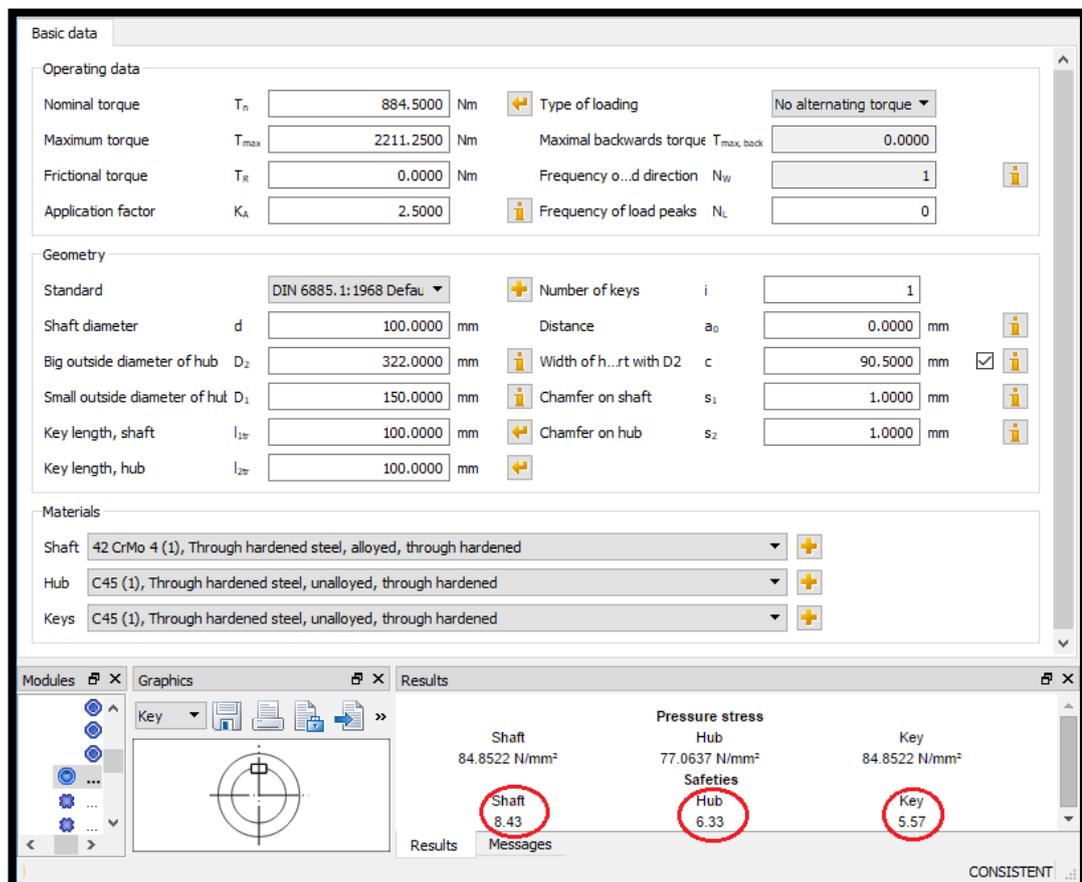


Figura 4.40. Pantalla de resultado consistente – Acople B.

El valor mínimo de seguridad es por parte de la chaveta (5,57), lo cual es suficiente. Por lo tanto, el diseño es satisfactorio.

Tornillos de fijación

Los tornillos son los que cargarán con toda la fuerza axial (peso del impulsor y del eje), estos unirán las dos partes del acople por lo que su diseño es de importancia. Se diseñará estos elementos con el módulo “Bolts” de KISSsoft.

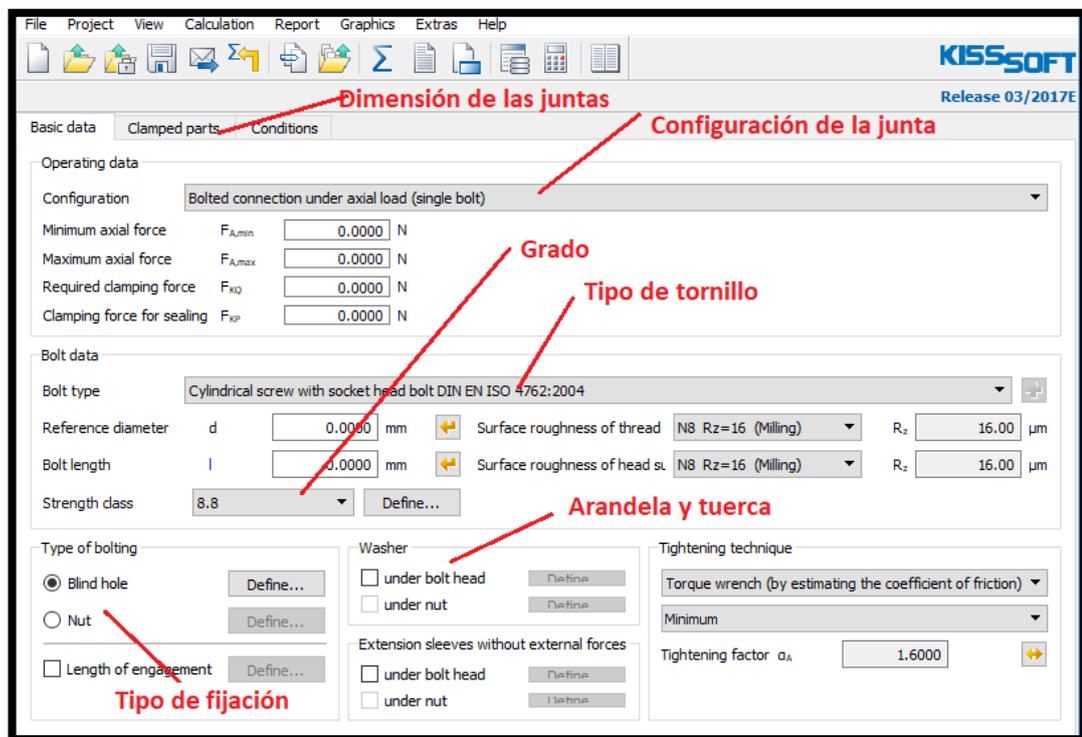


Figura 4.41. Pantalla de entrada – Módulo “Bolts”- KISSsoft.

Este módulo tiene varios parámetros de entrada, las entradas iniciales serán:

- Configuración: Se escogió: “Flange connection with torque and forces (multiples bolts)” – Unión embreada con torques y fuerzas (varios tornillos).

- Tipo de tornillo: Se usó: “Hexagon head screw with shank (A B) DIN EN ISO 4014:2001” – Tornillo hexagonal con varilla (A B), que son los tornillos que tiene su parte intermedia cilindrada.
- Grado: Se escogió: “Strength class: 8.8” – La clase 8.8 es métrica.
- Fijación: Se eligió “Nut” – Tuerca, ya que los agujeros de las bridas son pasantes. También se escogió el tipo de tuerca, la más común (ISO 4032).
- Grado: Se escogió: “Strength class: 8.8” – La clase 8.8 es métrica.
- Arandela: Se escogió que vaya bajo la tuerca, el tipo ISO 7089:2000.

La segunda pestaña, consta de las características de las bridas a ensamblar.

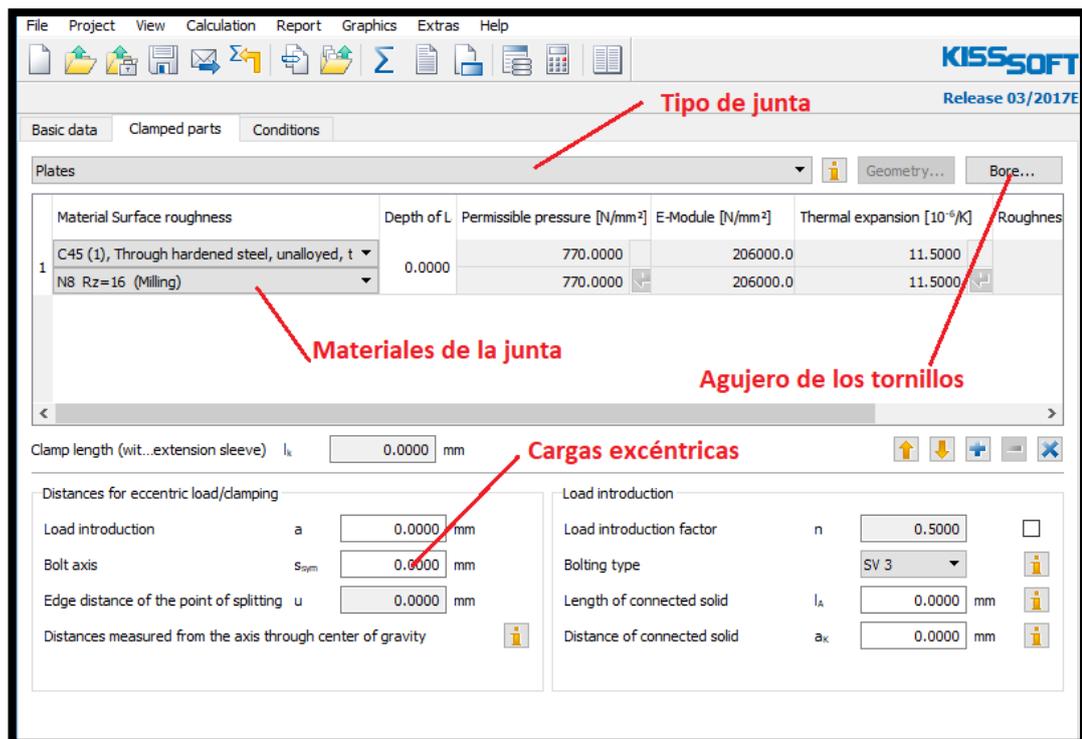


Figura 4.42. Pantalla de entrada – Módulo “Bolts”- KISSsoft.

Los datos de entrada se detallan en la Tabla 4.20.

Tabla 4.20. Datos de entrada – Unión de acoplamiento atornillada.

Momento torsor	884,5 N.m	Ancho de brida A	24 mm
Fuerza transversal	483,5 N	Ancho de brida B	24 mm
Fuerza axial	10085 N	Material Acople A	AISI 1045
Tipo de rosca	M16	Material Acople B	AISI 4140
Ø de paso de tornillos	273 mm	Carga excéntrica	0
Número de tornillos	6	Limite elástico usado	60%

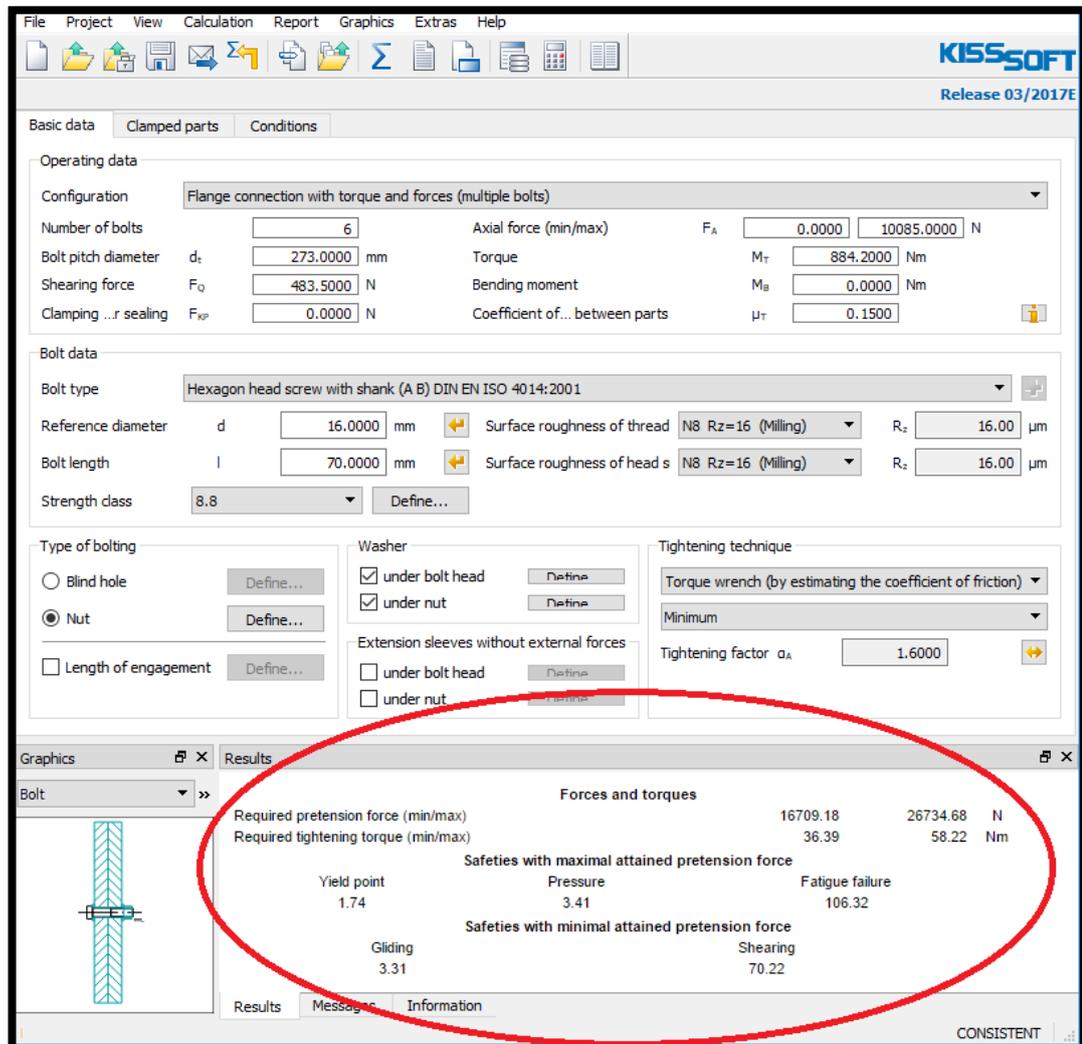


Figura 4.43. Pantalla de resultado consistente – Junta atornillada.

El resultado obtenido con un apriete mínimo de los tornillos nos da una seguridad contra deslizamiento de 3,31 y contra el cizallamiento de 70,2. Para un apriete máximo nos da factores de seguridad contra el punto de fluencia de 1,74; contra la presión de 3,34 y contra la falla por fatiga de 106,2. Todos estos datos son con el 60% de límite elástico permisible, lo cual es lo recomendable. (ANEXO C)

También da valores de precarga y torque para ajuste mínimos y máximos. En base a los resultados mostrado se concluye que el diseño es satisfactorio.

➤ **Diseño del reductor**

Toda máquina no es eficiente al 100%, siempre hay pérdidas debido a la fricción que se traduce en calor para el sistema. Debido a esto la potencia que requiere el reductor en la entrada, será mayor a la potencia requerida por el fluido. Se estimará estas pérdidas en cada etapa de la transmisión, según estos valores:

- Rodamientos: 99%
- Acoplamientos: 95%
- Engranajes: 97%

Ya que la velocidad a la entrada del reductor es de 470 rpm, se pensó en una reducción de dos etapas y como se desea que el motor se encuentra anclado a la misma base del reductor se decidió por una configuración de engranajes cónicos espirales de entrada y engranajes cilíndricos helicoidales a la salida.

Luego la potencia a la entrada del reductor será:

$$P_I = \frac{P_M}{n_{rod} \times n_{eng} \times n_{aco}} = \frac{4 \text{ kw}}{0,996 \times 0,972 \times 0,952} = 5 \text{ kw}$$

La velocidad de salida es 43,2 rpm y la de entrada es de 470, entonces la distribución de engranajes sería:

$$470 = \frac{12}{45} \times \frac{28}{81} = 43,3 \text{ rpm}$$

Se puede calcular dos modos de fallo en los engranajes, según AGMA: por fatiga superficial y por resistencia a la flexión. Estos limitan la potencia que puede transmitir los engranajes según el modo de falla a analizar:

$$P_{ay} = \left(\frac{\pi \omega_1 d_{w1}}{6 \times 10^7 K_o K_v} \right) \left(\frac{b m_t}{K_s} \right) \left(\frac{Y_J}{K_H K_B} \right) \left(\frac{\sigma_{FP} Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z} \right) \quad (\text{Ec. 4.60})$$

$$P_{az} = \left(\frac{\pi \omega_1 b}{6 \times 10^7} \right) \left(\frac{Z_I}{K_o K_v K_s K_H Z_R} \right) \left(\frac{d_{w1} \sigma_{HP} Z_N Z_W}{Z_E S_H Y_\theta Y_Z} \right)^2 \quad (\text{Ec. 4.61})$$

Donde:

- ω_1 = Velocidad angular del piñón (rpm)
- d_{w1} = Diámetro de trabajo (mm)
- b = Ancho de diente efectivo (mm)
- m_t = Módulo transversal

- K_o = Factor de sobrecarga (Factor de servicio)
- K_v = Factor dinámico
- K_s = Factor de tamaño
- K_H = Factor de distribución de carga
- K_B = Factor de espesor de aro del engranaje
- Y_j = Factor geométrico para flexión
- Y_N = Factor de ciclo de vida por flexión
- Y_Z = Factor de confiabilidad
- Y_θ = Factor de temperatura
- σ_{FP} = Esfuerzo admisible del material contra la flexión
- S_F = Factor de seguridad contra la flexión
- Z_I = Factor geométrico para el picado
- Z_R = Factor de condición geométrica para el picado
- Z_N = Factor de ciclo de vida por picado
- Z_W = Factor de relación de dureza para el picado
- σ_{HP} = Esfuerzo admisible del material contra el picado
- S_H = Factor de seguridad contra el picado

Como se observa son varios factores, todos detallados en la norma AGMA 2101 y la AGMA 2003, que están involucrados. Para simplificar esto se usó el software KISSsoft, esta vez con los módulos “Cylindrical Gear Pair” y “Bevel and Hypoid Gears”, se comenzó con la transmisión cónica:

Cálculo de la primera etapa

File Project View Calculation Report Graphics Extras Help

KISSSOFT
Release 03/2017E

Basic data Manufacturing Reference profile Tolerances Rating Factors

Configuration
Type: Standard, fig 1 (Tip, Pitch and Root apex in one point)

Geometry

Mean normal module m_{mn} 1.0000 mm

Outer pitch gear 2 d_{e2} 0.0000 mm

Pressure angle section α_n 20.0000 °

Gear 1 spur gear

Mean spiral angle gear 2 β_{m2} 0.0000 °

Addendum gear 2 β_{a2} 0.0000 °

Dedendum gear 2 β_{d2} 0.0000 °

Number of teeth z Gear 1: 0 Gear 2: 0

Facewidth b Gear 1: 0.0000 Gear 2: 0.0000 mm

Profile shift coefficient x'_{mn} Gear 1: 0.0000 Gear 2: 0.0000

Tooth thickness factor x'_{smn} Gear 1: 0.0000 Gear 2: 0.0000

Quality (ISO 17485) Q Gear 1: 6 Gear 2: 6

Shaft angle Σ 90.0000 °

Hypoid offset a 0.0000 mm

Material and lubrication

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥ 29 HRC Jominy J=12mm <HRC28

Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥ 29 HRC Jominy J=12mm <HRC28

Lubrication: Oil: ISO-VG 220 Oil bath lubrication

Figura 4.44. Pantalla de entrada – Módulo “Bevel and Hypoid Gears”- Basic data – KISSsoft.

File Project View Calculation Report Graphics Extras Help

KISSSOFT
Release 03/2017E

Basic data Manufacturing Reference profile Tolerances Rating Factors

Strength

Calculation method: Bevel gear AGMA 2003-C10

Calculation method for micropitting: No calculation

Calculation method tooth flank fracture: No calculation

Driving gear: Gear 1

Working flank gear 1: right flank

Operation: Drive side

Reference gear: Gear 1

Power P 0.0000 kW

Torque T_1 0.0000 Nm

Speed n_1 0.0000 1/min

Required service life H 20000.0000 h

Overload factor K_o 1.2500

Load spectrum

Single stage load (no load spectrum)

Consider load spectra

Frequency [%]	Power factor	Speed factor
1	100.000000	1.0000

Input: Power Factor

Figura 4.45. Pantalla de entrada – Módulo “Bevel and Hypoid Gears”- Rating – KISSsoft.

Tabla 4.21. Datos de entrada – 1ra reducción – Juego cónico.

Numero de dientes	12-48	Método de cálculo	AGMA 2003
Potencia	5 KW	Ángulo de espiral	35
Velocidad (entrada)	470 rpm	Ángulo de presión	20
Factor de servicio	2,5	Ancho de diente	40 mm
Tipo de cono	Fig. 3	Corrección de espesor	0,4225
Módulo	3,5	Factor de montaje	1,32

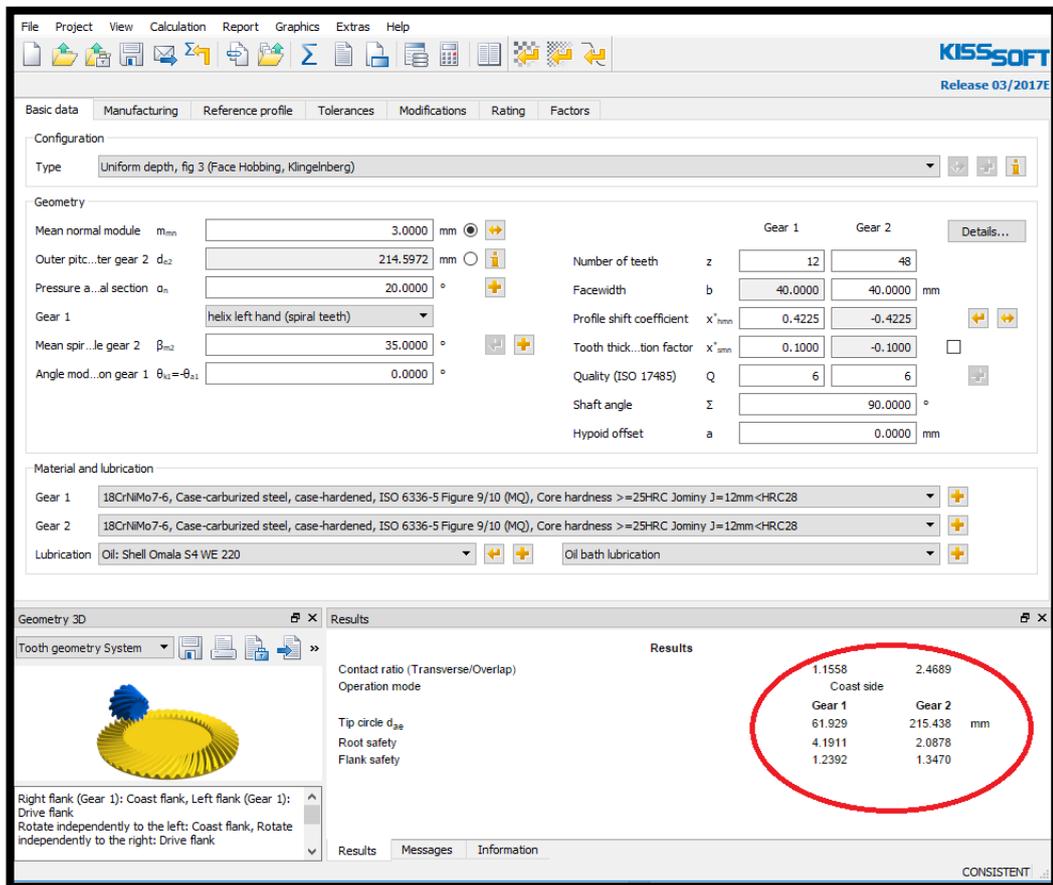


Figura 4.46. Pantalla de resultado consistente – Engranaje cónico.

El resultado arrojado por el software nos da un factor de seguridad contra flexión mínimo de 2,08 y contra el picado mínimo de 1,24; lo cual es satisfactorio.

Cálculo de la segunda etapa

Del mismo modo se trabajará esta vez en módulo “Cylindrical Gear Pair”

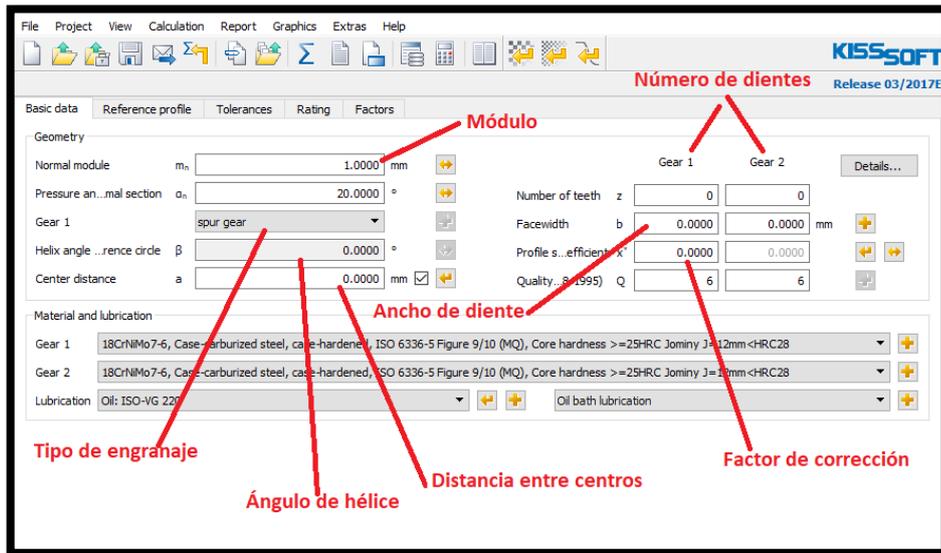


Figura 4.47. Pantalla de entrada – Módulo “Cylindrical Gear Pair”- Basic data – KISSsoft.

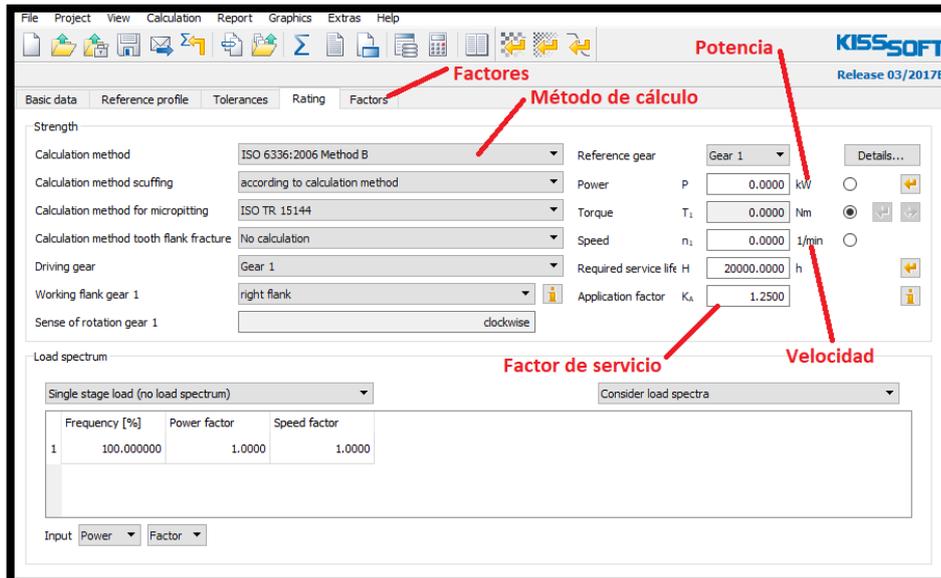


Figura 4.48. Pantalla de entrada – Módulo “Cylindrical Gear Pair”- Rating – KISSsoft.

Tabla 4.22. Datos de entrada – 2da reducción – Juego cilíndrico.

Numero de dientes	28-81	Método de cálculo	AGMA 2101
Potencia	5 KW	Ángulo de hélice	23
Velocidad (entrada)	117,5 rpm	Ángulo de presión	25
Factor de servicio	2,5	Ancho de diente (efectivo)	30 mm
Distancia entre centros	178 mm	Factor de corrección	0,16/-0,04
Módulo	3	Factor dinámico	1,04

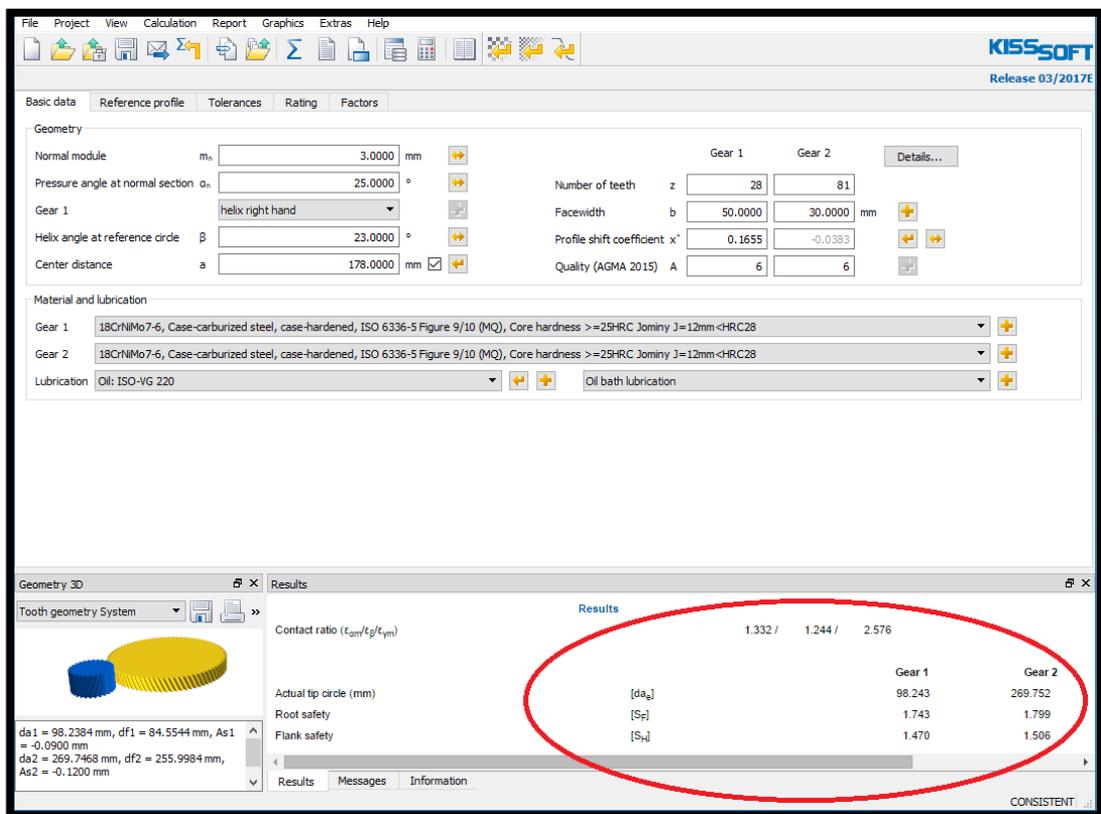


Figura 4.49. Pantalla de resultado consistente – Engranaje cilíndrico.

Se puede observar que se obtuvo un valor de seguridad mínimo contra la flexión de 1,80 y contra la picadura de 1,47; por lo tanto, es satisfactorio el diseño.

Para los engranajes calculados mediante el software, se utilizó acero de cementación, sus propiedades mecánicas se precisan en el **ANEXO A**.

El software ofrece muchas ventajas, ya que hace iteraciones de valores de manera rápida y calcula la resistencia de la configuración propuesta, ofrece datos para manufactura y parámetros de control de las piezas mecánicas. También ofrece vista CAD a escala real para poder ser usados en máquinas CNC mediante programación CAM.

Cálculo de ejes

El diseño de ejes para engranajes requiere los valores de fuerzas y torque de cada componente. Estos se pueden visualizar en la tabla 4.23.

Tabla 4.23. Datos de fuerzas y torques en engranajes.

Descripción	Fuerza axial	Fuerza radial	Fuerza tangencial	Torque
Piñón cónico Z = 12	- 2641,5 N	2777,2 N	4621,8 N	101,6 Nm
Engrane cónico Z = 48	2777,2 N	- 2641,5 N	4621,8 N	406,2 Nm
Piñón cilíndrico Z = 28	3543,1 N	4263,4 N	8329,1 N	380,8 Nm
Engrane cilíndrico Z = 81	3543,1 N	4263,4 N	8329,1 N	1101,7 Nm

Se puede observar que el torque en el punto del engranaje Z=81 es de 1101,7 Nm, lo cual es correcto porque el torque de bombeo es de 884,2 Nm. Luego estos datos son usados en la ecuación 4.57, que es la ecuación para ejes de la ASME. Luego los datos de diámetro mínimo son: 40 mm, 55 mm y 70 mm. A partir de

esos valores se adecua los diámetros aledaños de acuerdo a las necesidades (diámetro de rodamiento, reten, regulación axial, etc.)

El software KISSsoft en su módulo “Shaft calculation”, nos permite hallar los puntos críticos del eje, deflexiones, tiempo de vida y factores de seguridad en puntos a analizar. El software se apoya en los cálculos realizados anteriormente para los engranajes, tomando sus datos de cálculo y analizándolos en el eje.

Luego se separó en 3 partes los ejes a usar: el primero que solo llevaría al piñón cónico $Z=12$ (eje de entrada), luego el segundo con los engranajes $Z=48$ y $Z=28$ (eje intermedio) y finalmente el eje del engrane $Z=81$ (eje de salida).

Para el eje de entrada:

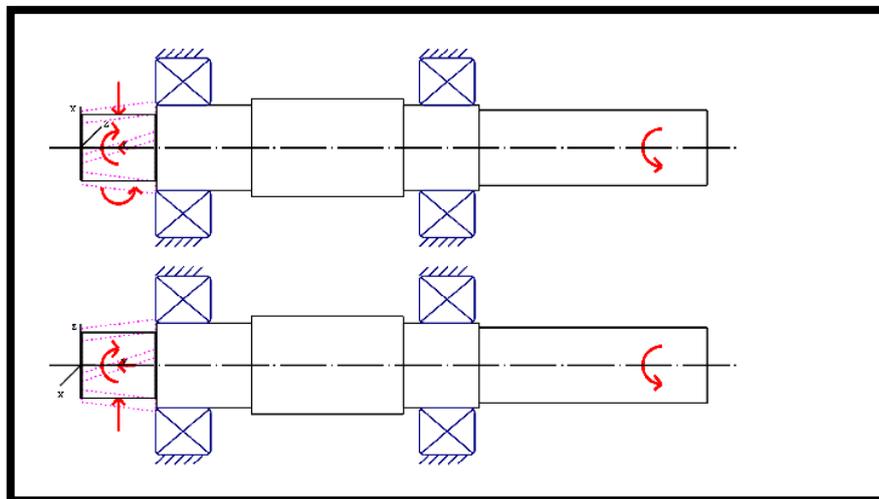


Figura 4.50. Esquema de aplicación de carga – Eje de entrada.

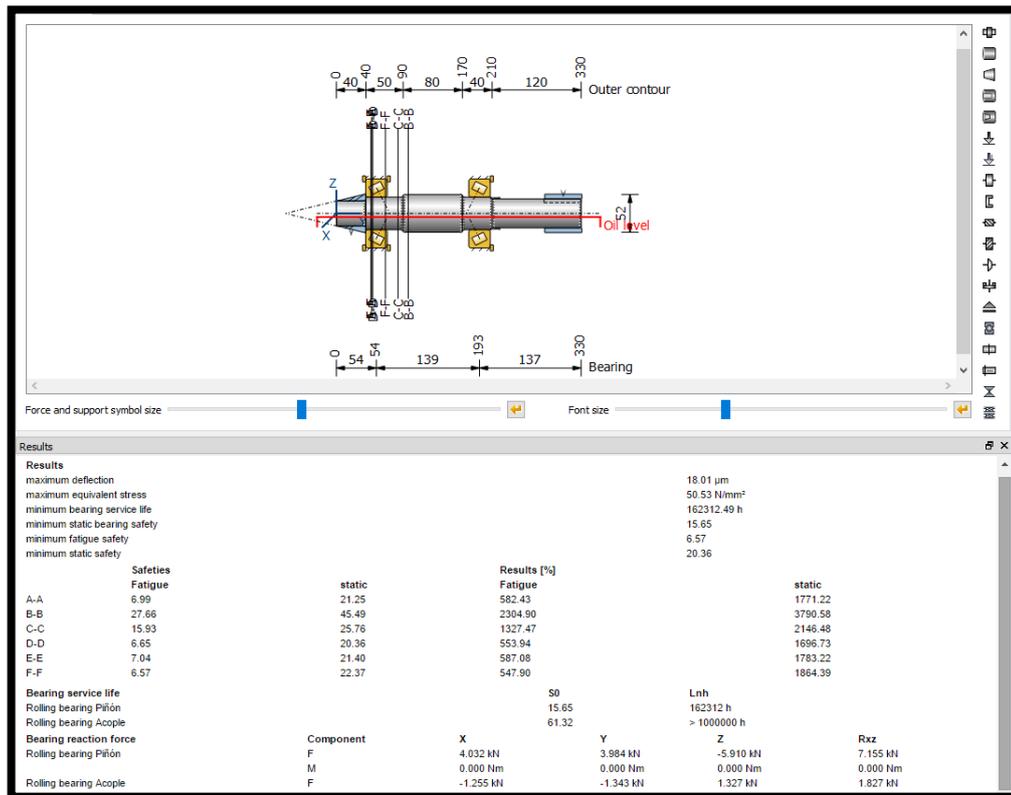


Figura 4.51. Pantalla de resultado consistente – Eje de entrada.

Como se puede observar, la deflexión máxima es de 0,018 mm y se da en el punto del engranaje cónico. El esfuerzo equivalente máxima es de 50,5 N/mm². Además, se analizó el factor de seguridad contra fatiga en varios puntos, siendo el punto F-F más crítico con 6,57 lo que lo hace muy seguro. Por otra parte, los rodamientos elegidos son del tipo rodillos cónicos modelo SKF T7FC 045/HN3QCL7C ya que este tipo de rodamientos soporta cargas axiales por ser engranajes cónicos espirales.

Para el eje intermedio:

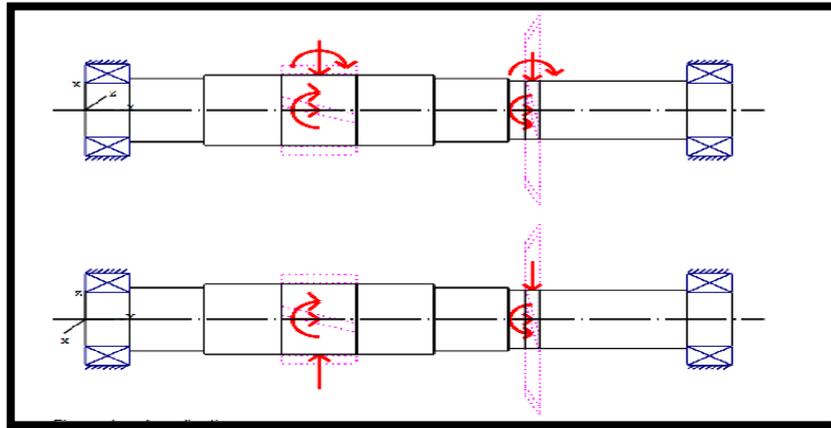


Figura 4.52. Esquema de aplicación de carga – Eje intermedio.

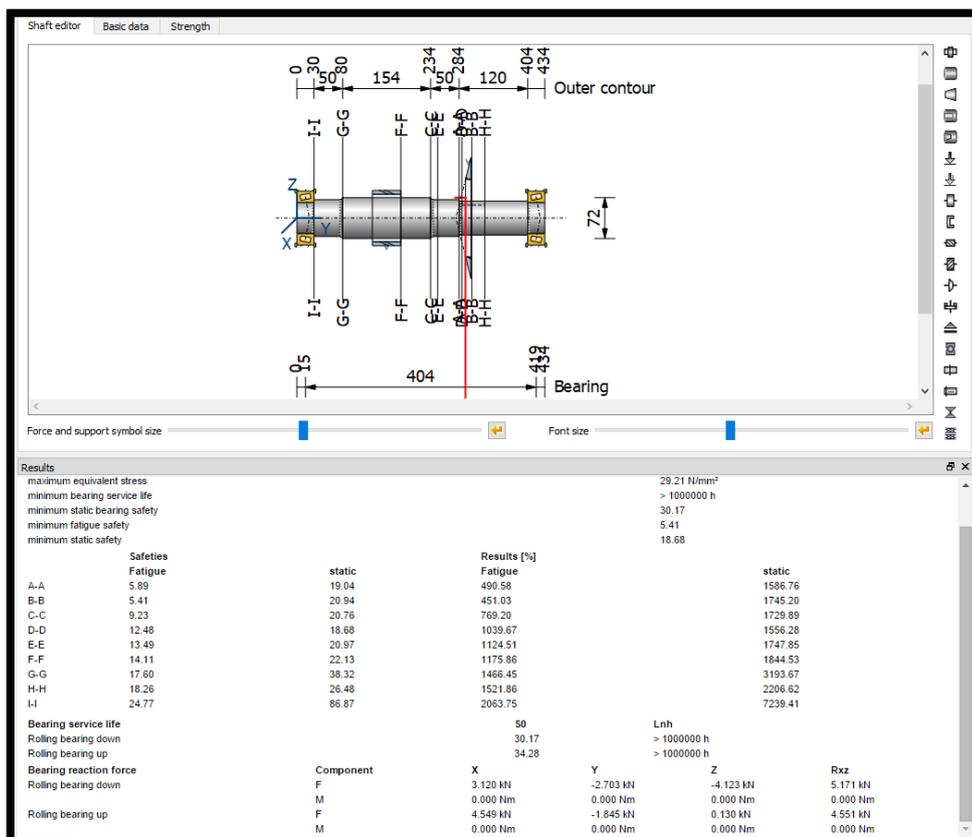


Figura 4.53. Pantalla de resultado consistente – Eje intermedio.

La deflexión máxima se da en el punto C-C y es de 0,046 mm. El esfuerzo equivalente máximo es de 29,21 N/mm². Luego de analizar el factor de seguridad por fatiga en diversos puntos, se encontró que el punto B-B es el más bajo con 5,4 pero aun así es una cantidad segura. Los rodamientos para este eje fueron SKF 33111/Q debido a que este tipo de rodamientos puede soportar las cargas axiales generadas por la inclinación de los dientes de los engranajes.

Para el eje de salida:

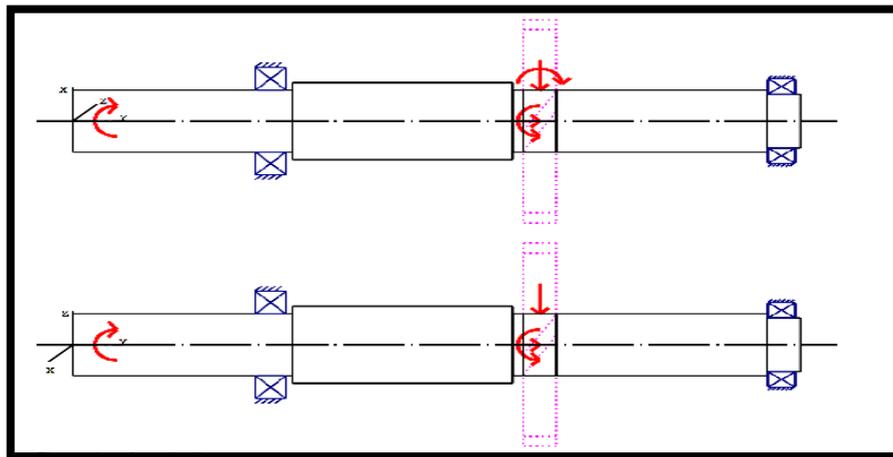


Figura 4.54. Esquema de aplicación de carga – Eje de salida.

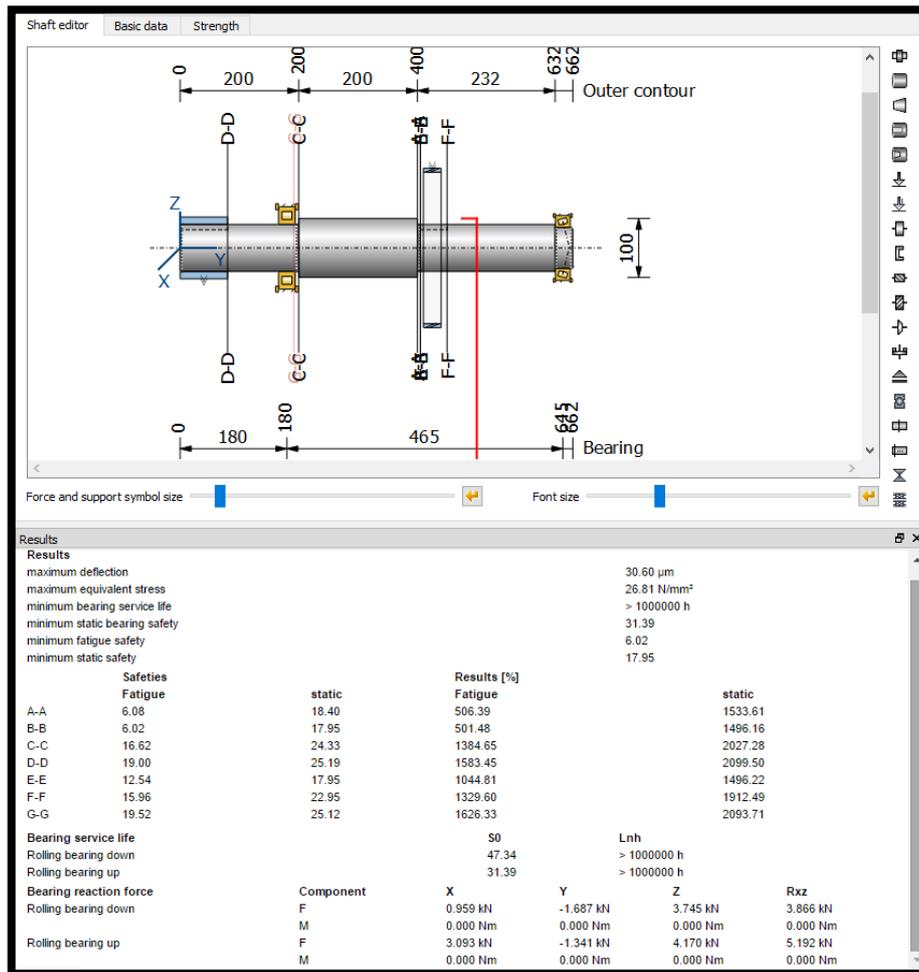


Figura 4.55. Pantalla de resultado consistente – Eje de salida.

En este caso la deflexión máxima es de 0,036 mm y ocurre en el punto del engrane y el factor de seguridad mínimo contra la fatiga también se da ahí con un valor de 6,02; lo cual lo hace un elemento seguro. Los rodamientos usados son de tipo cónico modelo SKF 30216 J2/Q que aseguran una buena transmisión de potencia.

Como se puede observar el software simplifica mucho el trabajo de diseño, siempre y cuando se tenga los conocimientos previos y la normativa bien definidos.

4.6.4 Corroboración del agitador mediante FEM

Se realizó un modelado de las partes con el software INVENTOR, luego de esto se usó el módulo “Environments” para calcular y corroborar el comportamiento del eje frente a las cargas que se le imponga, utilizando el módulo de análisis estático y luego se observó dinámicamente el eje usando el módulo de análisis modal. Las fuerzas impuestas son el momento torsor $T= 884,5 \text{ N.m}$, la fuerza $F= 483,5 \text{ N}$ en el extremo que causa deflexión y la carga axial debido al peso muerto. A continuación, se realiza las restricciones debidas, se hace el enmallado del agitador y se ejecuta el análisis. Lo que se obtiene son los esfuerzos equivalentes (Von –Misses), las deformaciones totales, factor de seguridad y mediante el análisis modal la primera velocidad crítica.

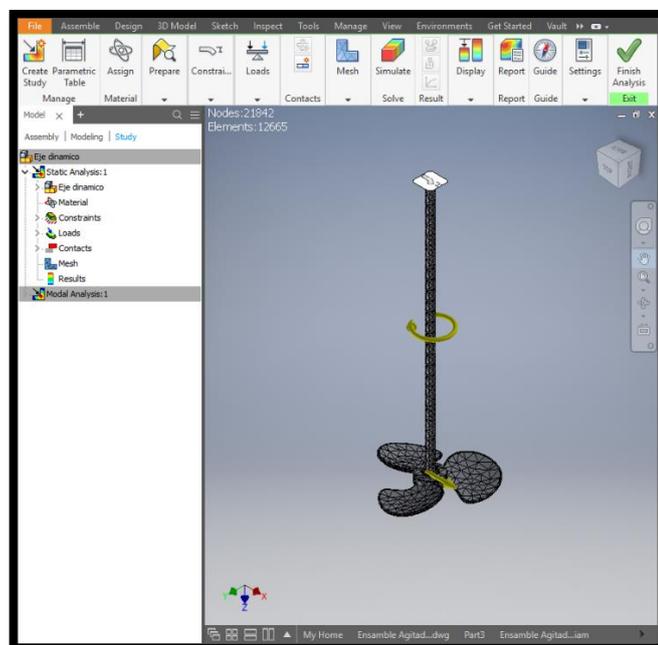


Figura 4.56. Ubicación de fuerzas y mallado.

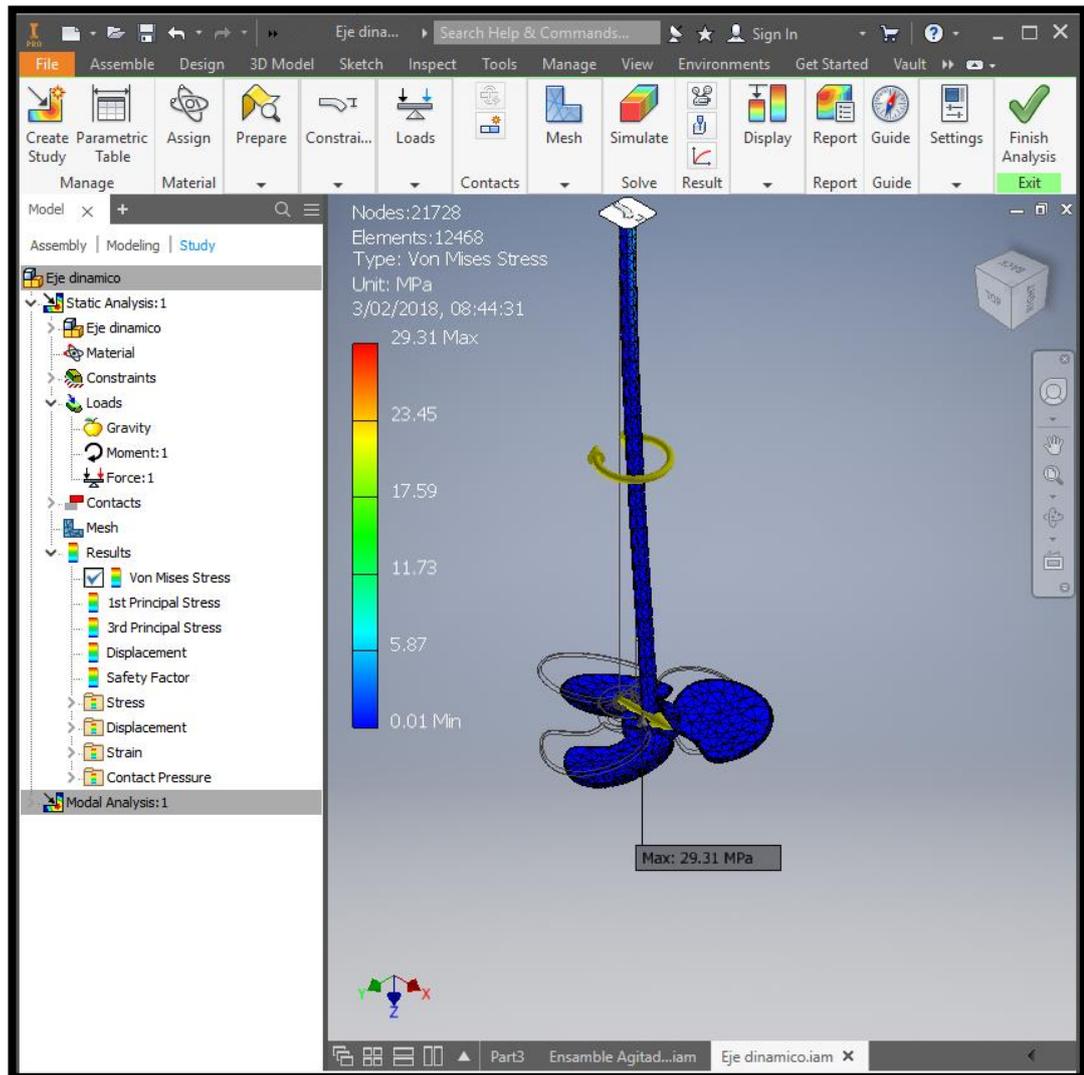


Figura 4.57. Ubicación del esfuerzo máximo.

Según el análisis, el valor del esfuerzo máximo es de 29,31 MPa ubicado en la parte baja, que para el acero AISI 4140 (esfuerzo de fluencia de 530 MPa) está muy por debajo del límite de fluencia. Por ende, se demuestra que el eje es resistente y seguro.

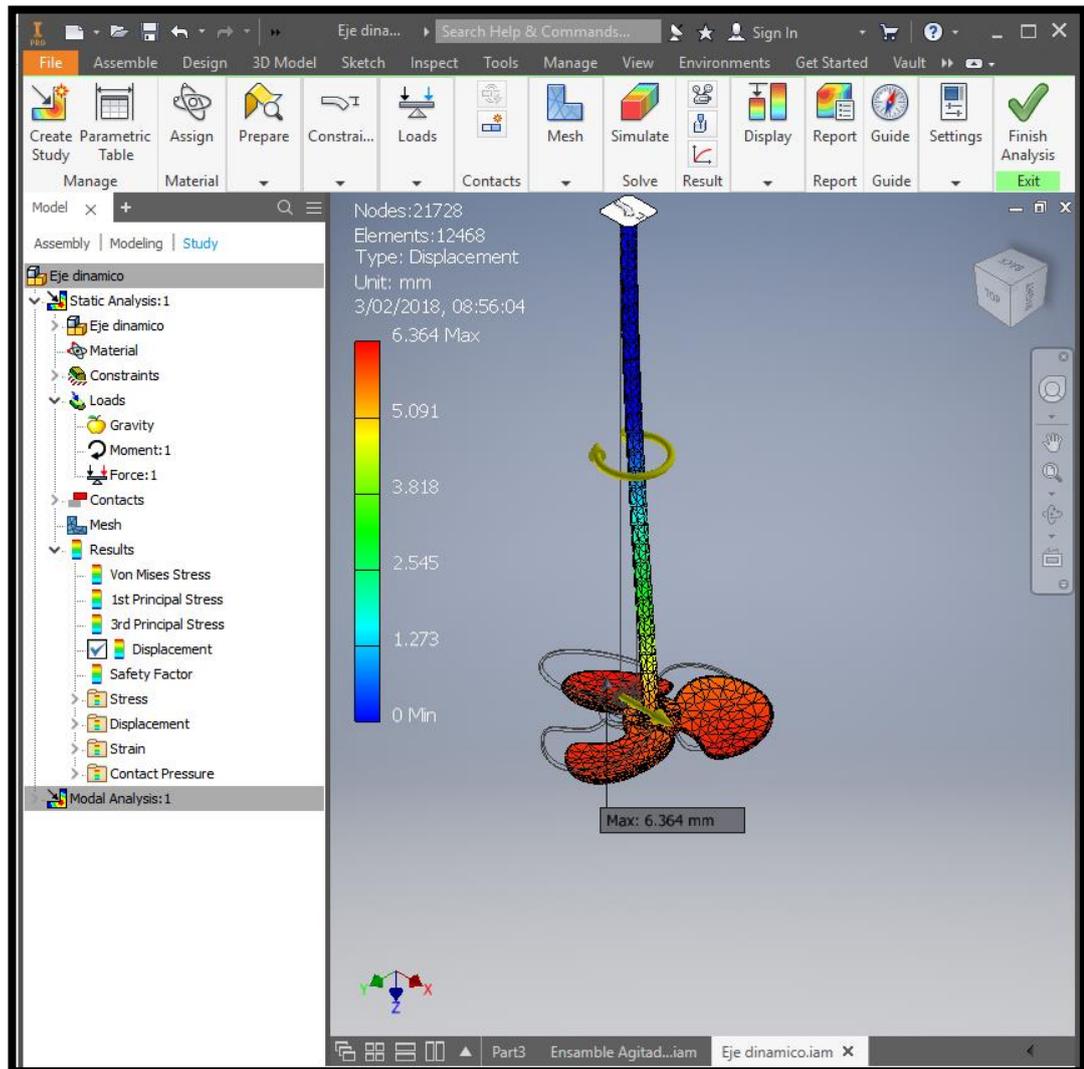


Figura 4.58. Ubicación del desplazamiento máximo.

La deformación máxima se ubica en la parte donde se encuentra el impulsor; el valor indicado es de 6,34 mm, muy cerca del valor estimado en el cálculo (7 mm) lo cual es aceptable ya el valor de operación aceptable está estipulado en 1,5 mm de desviación por metro lineal.

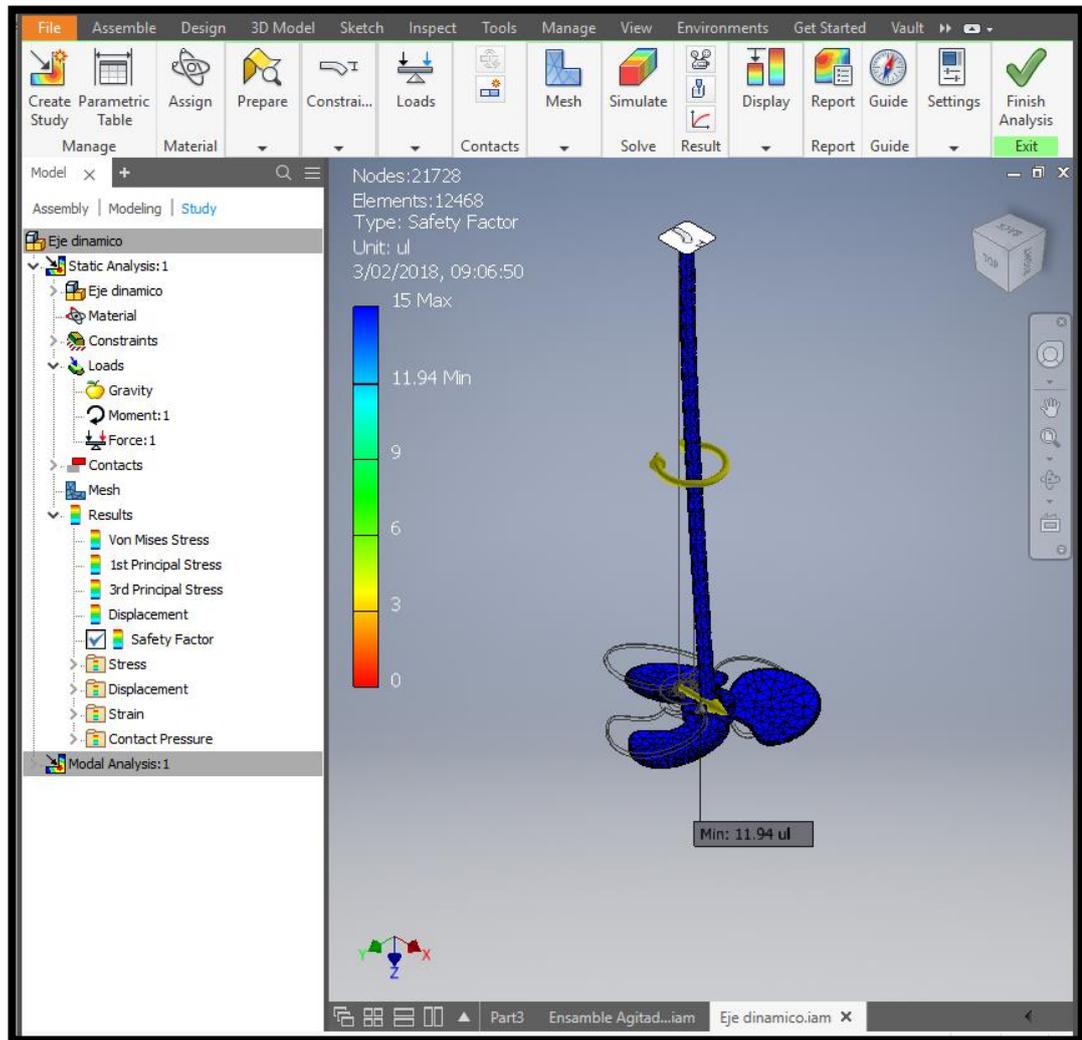


Figura 4.59. Ubicación del factor de seguridad mínimo.

Se puede observar que el factor de seguridad mínimo se encuentra en la parte del impulsor y es de 11,94. Debido a esto confirma que el diseño es seguro y resistente.

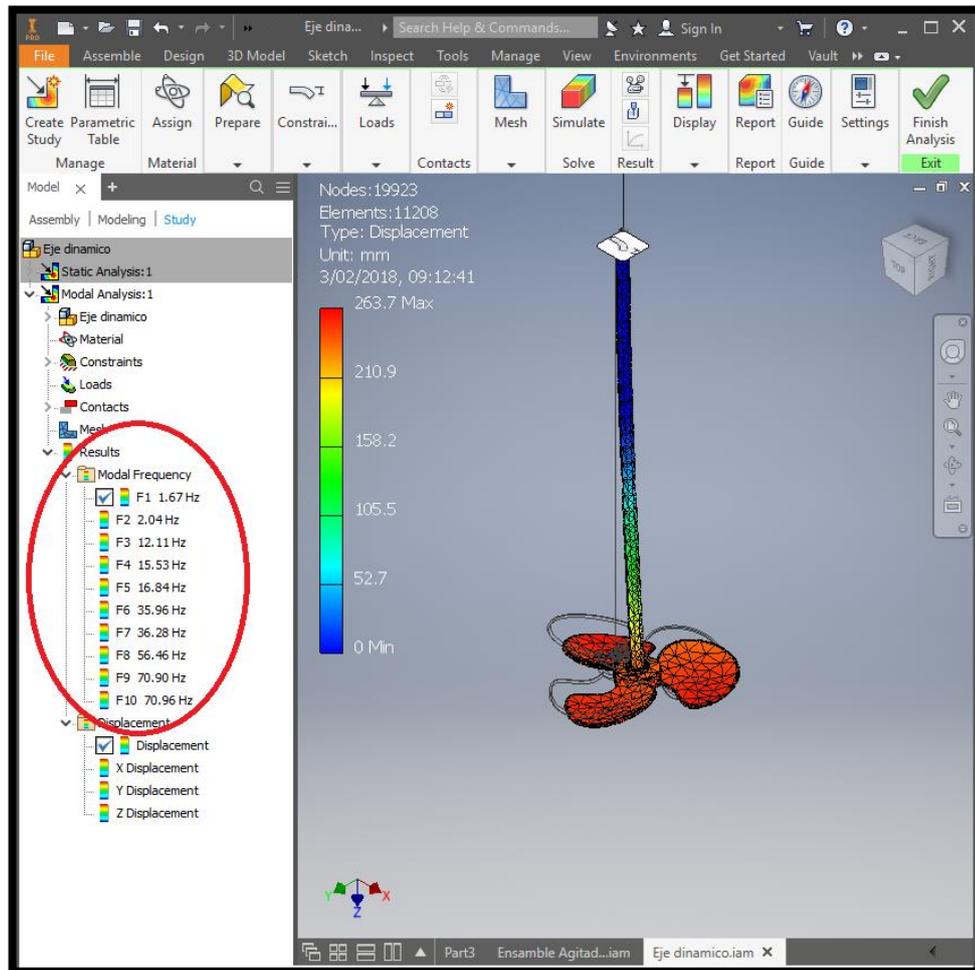


Figura 4.60. Velocidades críticas del impulsor.

Para evitar que el agitador se vuelva dinámicamente inestable se realizó el análisis de velocidad crítica. Como se visualiza la frecuencia natural o primera velocidad crítica se da a 1,67 Hz lo cual es equivalente a 100,2 rpm. El criterio es evitar operaciones cercanas a la velocidad crítica. Como nuestra velocidad de operación es de 43,2 rpm, se concluye que el agitador no debe girar en el intervalo de 80 rpm a 120 rpm ya que la zona libre de resonancia es $\pm 20\%$ la velocidad crítica.

V. EVALUACIÓN TÉCNICO - ECONÓMICO

Ya que el proyecto está debidamente planteado, es preciso realizar una evaluación del costo del equipo. El objetivo de este capítulo es dar un monto tentativo del material, mano de obra y logística. Se aspira a que la información vertida en este apartado de una visión macro de la inversión a emplear, debido a que se nombra solo las piezas más resaltantes y las piezas menores; sin dejar de ser importantes, son más difíciles de detallar.

Uno de las justificaciones por la que se presentó este informe es debido al costo que acarrearía el importar este equipo y la prontitud con la que se podría responder a la necesidad del cliente; además se estima que la variación de precio con la alternativa de importación oscila en alrededor del 50%, por eso el requerimiento de una propuesta hacia la empresa (AB Engranajes S.A.C).

5.1 Costos estimados de piezas

Se separó el equipo en cuatro partes:

- Tanque
- Eje principal del agitador
- Caja reductora
- Logística

Cada apartado con el costo de materiales, manufactura y ensamblaje: Todos los precios en soles sin incluir IGV.

Tabla 5.1. Datos de costo estimados.

Apartado	Descripción	Precio
Tanque		
	Material	40000
	Fabricación	78000
	Montaje	15000
Eje Principal		
	Material	2500
	Fabricación	4500
	Montaje	3800
Caja reductora		
	Materiales	5500
	Fabricación: Engranajes	9100
	Fabricación: Ejes	2500
	Fabricación: Acoples	2880
	Fabricación: Carcasa	2200
	Rodamientos, retenes	2000
	Ensamblaje Caja	1950
Logística		
	Mano de Obra (En campo)	3000
	Flete	4000
TOTAL		176930

VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

El presente informe se desarrolló a raíz del requerimiento de la Unidad de Producción Culebrillas del Consorcio Minero Horizonte, el cual constantemente busca mejorar su capacidad de producción. Si bien el informe fue satisfactorio, no obstante, este puede mejorar ya que todos los trabajos de ingeniería son perfectibles, pero se llegó a un resultado que se puede considerar como un buen producto.

Para lograr el diseño se comenzó con establecer los parámetros básicos como lo son encontrar la capacidad de almacenamiento del nuevo tanque ($160 m^3$) a partir de la estimación de los ingenieros de la U.P que desean aumentar su caudal de alimentación al circuito de lixiviación de $20,5 m^3/h$ (actualmente) a $27,15 m^3/h$. Los demás parámetros básicos a definir derivaron de la información recolectada en la zona del proyecto como datos meteorológicos, y también datos del producto a agitar como densidad, viscosidad, etc.

Se determinó la metodología que llevaría el proyecto en base a elegir la configuración más funcional pero que requiera el menor costo posible, siempre buscando un balance. El tanque abierto fue la mejor elección, ya que el lugar presentaba poca afluencia de lluvias y granizo, además de necesitar el tanque siempre captar oxígeno de la atmósfera para realizar su función de lixiviación, también se eligió tanque abierto porque es más sencillo su proceso de cálculo. La

elección de un reductor de dos etapas cilíndricas y cónicas se debe al hecho de que, si bien se podría cambiar ambos por una transmisión sinfín corona, esta es poco eficiente y requeriría un motor de mayores proporciones; lo cual traería más consumo de energía.

Se consiguió diseñar del tanque debido a que se siguió detalladamente los lineamientos de la norma API 650, lo cual asegura una propuesta segura y resistente. Se observó que para este caso la carga sísmica era la más crítica y se tomó énfasis en ese punto. Se buscó que el diseño también permite el auto anclaje para así evitar un anclaje mecánico.

Se logró un diseño satisfactorio del sistema de transmisión de agitación separándolo en dos apartados: por un lado para el eje agitador, hallando la capacidad mecánica que requería el impulsor para realizar su trabajo. Debido a que la U.P impuso que se usen los impulsores que tenían en su almacén, hubo la necesidad de corroborar si estos eran suficientes para el proyecto. Una vez aprobado esto se procedió al cálculo de la capacidad de bombeo. Se obtuvo una velocidad de 43,2 rpm; lo cual es común para este tipo de trabajos (lixiviación) por lo que se toma con correcta. El cálculo del eje se realizó de forma convencional con el apoyo del método ASME. Por otro lado para la transmisión se realizó directamente con software especializado como KISSsoft, para el diseño de las partes del reductor asegurando un buen producto y ahorro de tiempo, porque simplifica extraordinariamente los cálculos e

iteraciones siempre teniendo el cuidado de ubicar las cargas y la entrada de parámetros al software correctamente.

Se obtuvo la validación del eje agitador mediante el software INVENTOR, se corroboró en este el análisis estático, además se recurrió al análisis modal para mayor seguridad. Los resultados demuestran que las diferencias entre ambos, método convencional y mediante FEM, son pocas (deflexión convencional: 7 mm / FEM: 6,3 mm) por lo que se concluye que la propuesta es resistente y seguro.

Si bien el diseño de agitadores importados se aprecia superior a lo que existe localmente en la actualidad, esto se debe más que todo al prestigio alcanzado por los años que mantienen estas empresas en la industria, aun así, se puede lograr un equipo confiable y con un costo considerablemente menor.

6.2 Recomendaciones

Para futuras investigaciones se recomienda el uso de software especializado en diseño de tanques de almacenamiento según API 650, para así corroborar los cálculos realizados. También se recomienda a la hora de emprender un trabajo de diseño de agitadores tomar todos los datos posibles de la zona del proyecto, como lo son espacio y datos meteorológicos ya que influyen en el diseño del tanque y todos los parámetros del flujo a agitar.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth - 2101-D04 (Metric Edition)*. Virginia: American Gear Manufacturers Association. 2004.
- AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. *Gear Nomenclature, Definition of Terms with Symbols – 1012-G05*. Virginia: American Gear Manufacturers Association. 2005.
- AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth – 2003-C10*. Virginia: American Gear Manufacturers Association. 2015.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. *Welded Tanks for Oil Storage - Twelfth Edition*. Washington D.C: API Publishing Services. 2013.
- ARATA, CHRISTIAN. *Optimización de la gestión operacional en Consorcio Minero Horizonte S.A.* Tesis de grado, Universidad Nacional de San Cristóbal de Huamanga, Ayacucho. 2012.
- ARVENG TRAINING & ENGINEERING *API 650 – Tanques de Almacenamiento (Online)*. Obtenido de Arveng Training & Engineering Web Site: <https://arvengtraining.com/>. Consultada el 25 de Enero del 2018.
- BERN, JAIRO. *Diseño conceptual de productos asistido por ordenador : Un estudio analítico sobre aplicaciones y definición de la estructura básica de un nuevo programa*. Tesis doctoral. Universidad Tecnológica de Cataluña, Barcelona. 2014.
- CARBONELL, DIEGO. **Clasificación de proyectos de productos** [Diapositivas de PowerPoint].Colombia. Obtenido de <https://es.slideshare.net/dfcarbonell/clasificacion-de-proyectos-de-productos>. 15 de Marzo de 2015.
- CARHUANCHO, RONALD, ESPEJO, JONATHAN, & VALERIO, MOISES. **Cálculo y diseño de tanques de almacenamiento de petróleo según la norma API 650** [Diapositivas de PowerPoint].Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/92524493/C-ilculo-y-Dise-o-de-Tanques-para-Almacenamiento-de-Petroleo-seg-n-API-650>. 15 de Septiembre de 2010.

- CASTILLO, VLADIMIR. *Diseño y Cálculo de un Agitador de Fluidos*. Seminario de Titulación. Universidad del Bío Bío, Bío Bío. 2013.
- CLEVELAND MIXER. **Scale of Agitation**. Obtenido de Cleveland Mixer Web site: <https://clevelandmixer.com/scale-agitation-blending/>. Consultado el 11 de Enero del 2018.
- COLLAHUAZO, MARÍA, & MALDONADO, NATY. **Agitación en Fluidos Newtonianos** [Diapositivas de PowerPoint]. Obtenido de <https://es.slideshare.net/MaryCollahuazo/fenomenos-agitacion>. 22 de Septiembre de 2012.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. *Drive type fastenings without taper action - Parallel keys - Calculation and design - 6892:2012*. Berlin: Deutsches Institut für Normung. 2012.
- DORAN, PAULINE. *Bioprocess Engineering Principles*. Oxford, United Kingdom: Elsevier Ltd. Segunda edición. 2013.
- ESPINOZA, CIRO. *Metodología de investigación tecnológica*. Huancayo, Perú: Biblioteca Nacional del Perú. 2014
- ESTRADA, JUAN MANUEL. *Diseño y Cálculo de Tanques de Almacenamiento*. México D.F. 2016.
- GLOSARIOS DE TÉRMINOS ESPECIALIZADOS. **Glosarios de términos especializados: Minería**. Obtenido de <https://glosarios.servidor-alicante.com/mineria>. Consultada el 15 de Enero del 2018.
- GRANJA PETROLÍFERA CORP. **Falla en tanques de almacenamiento**. Obtenido de <http://lef.uprm.edu/Tank%20failure%20under%20fire-/tanques.html>. Consultada el 15 de Enero del 2018.
- ISERTE, ENRIQUE, ESPINOSA, MARÍA DEL MAR & DOMÍNGUEZ, MANUEL. **Métodos y metodologías en el ámbito del diseño industrial**. *Técnica Industrial*, Vol. 300: 38-44. Obtenido de <http://www.tecnicaindustrial.es-/TIAdmin/Numeros/85/1568/a1568.pdf>. Diciembre de 2012.
- JURADO, RONNIE. **Instituto del Oro del Perú**. Obtenido de <https://institutodeloro.com/>. Consultada el 15 de Enero del 2018.
- MCCABE, WARREN, & SMITH, JULIAN. *Operaciones básicas de ingeniería química*. Barcelona: Editorial Reverté S.A. Cuarta edición. 2011.

- METSO MINERALS. **Brochure: Agitators**. Obtenido de Metso Minerals Web site: http://www.metso-bulgaria.com/files/separacia/Broshura_Agitatori-.pdf. 2008.
- METSO MINERALS. **Basics in Minerals Processing** [Conocimientos básicos en el procesamiento de minerales]. Obtenido de Metso Minerals Web site: http://www.metso.com/globalassets/saleshub/documents---episerver/handbook-basics-in-minerals-processing_en.pdf. 2011.
- MINISTERIO DE VIVIENDA, CONSTRUCCIÓN Y SANEAMIENTO | MVCS. *Norma Técnica E0.30 : "Diseño Sismorresistente"*. Lima: El Peruano. 2016.
- MIXING EXPERT. **Selection of Mixers**. Obtenido de Mixing Expert: <http://mixing-expert.com/selection-of-mixers/>. Consultada el 22 de Enero del 2018.
- MOLINA, JUAN FRANCISCO. *Desarrollo de Procedimiento de Cálculo de Tanques API 650 incluyendo Cálculo Sísmico de Normas PDVSA*. Tesis de grado. Universidad Simón Bolívar, Sartenejas. 2013.
- MOTT, ROBERT. *Diseño de Elementos de Máquinas*. México D.F: Pearson Educación S.A. Cuarta Edición. 2006.
- OPTIMIZACIÓN DE PROCESOS Y TECNOLOGÍA S.A.S. **Diferentes tipos de agitadores industriales**. Obtenido de Optimización de Procesos y Tecnología Web: <http://equipos.opt-ing.com/el-mundo-de-la-agitaci%C3%B3n/26-tipos-agitadores>. Consultada el 22 de Enero del 2018.
- RICAURTE, LUIS. *Diseño y simulación de un Tanque Mezclador de 10,000 gal para la elaboración de aceites lubricantes*. Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil. 2016.
- SHAH, MIHIR. **Process Engineering: Agitation & Mixing**. Gujarat: Dharamsinh Desai University. Obtenido de <http://www.dduanchor.org/site/wp-content/uploads/2014/11/Process-Engineering-Agitation-Mixing.pdf> . 2012.
- SISTEMAS DE DOSIFICACIÓN Y MEZCLA. **Principios de agitación de fluidos: conceptos genéricos y conceptos aplicados** [Diapositivas de PowerPoint] Obtenido de <http://www.sdm-sistemas.com/es/descargas-/seminarios/seminario-agitacion-sdm-bilbao-mayo-2014>. Mayo del 2014.

- TRANSMISIONES LTDA. **Eficiencia total de sistemas accionados con motorreductores.** *Mundo electrico*, Vol 107: 84-86. Obtenido de <http://www.mundoelectrico.com/edicion-no-107-iluminacion-uso-racional-la-energia/>. Noviembre 2016.

VIII. ANEXOS Y PLANOS

ANEXO A: Propiedades de los Aceros

VCL	AISI : 4140 DIN : 42 Cr Mo 4 W N° : 1.7223/25
------------	---

Tipo de aleación promedio : C 0,41 Cr 1,1 Mo 0,2 Si 0,2 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Verde - Blanco
 Estado de suministro : Bonificado, 250-310 HB Típico. Ver tabla inf.
 Largo Standard : 3,5 - 5 metros

Aceero especial de bonificación con aleación de cromo molibdeno.

Muy resistente a la tracción y a la torsión, como también a cambios de flexión. Se suministra en estado bonificado, lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de dimensiones medianas, con grandes exigencias en las propiedades arriba mencionadas y también ciertos elementos para la construcción de motores, engranajes, pernos, tuercas, pines, émbolos, árboles de transmisión, ejes de bombas, cañones de armas para la cacería.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C	N/mm ² DIAGRAMA DE BONIFICACIÓN
Normalizado: 840 - 880 °C	
Recocido: 690 - 720 °C	
Enfriamiento lento en el horno	
Temple: al aceite 830 - 860 °C	
al agua 820 - 850 °C	
Dureza Obtenible: 52 - 56 HRC	
Revenido: 540 - 680 °C	
Nitrurar: 580 °C	

Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
770	241	16	16	835	1030 - 1250	10	40	34
		40	40	715	930 - 1130	11	45	41
		100	100	595	830 - 1030	12	50	41
		160	160	530	730 - 900	13	55	41
		160	250	490	690 - 840	14	55	41

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

ECN	AISI : 3215
	DIN : 1.7 Cr Ni 6
	W N° : 1.5919

Tipo de aleación promedio : C 0,17 Cr 1,5 Ni 1,6 Si 0,30 Mn 0,50 %
 Color de identificación : Azul
 Estado de suministro : Recocido 217 HB máx.

Acero especial de cementación aleado al Cromo-Níquel. Adquiere excelente dureza superficial en el temple de cementación. Insuperable tenacidad en el núcleo.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de grandes dimensiones, de las cuales se exige muy alta dureza superficial, tenacidad y resistencia extraordinaria en el núcleo, ideal para la fabricación de piñones, cigüeñales, ejes de cajas

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado:	1150	-	850 °C
Recocido:	650	-	700 °C
Enfriamiento lento en el horno			
Cementar:	900	-	950 °C
Enfriamiento: en aceite o baño térmico de	160	-	260 °C
Temple del Núcleo:	830	-	870 °C
Revenido: mínimo 1 hora	150	-	200 °C
Dureza Obtenible en la capa cementada:	59	-	63 HRC

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS						
En el núcleo de la pieza cementada						Dureza en la superficie HRC
Diám. mín.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (L=5d) mín. %	Contracción % mín.	Resiliencia según DVM Joule (val. de guía)	
10	700	1000 - 1300	8	35	-	59
30	650	900 - 1200	9	40	69	a
68	550	800 - 1100	10	40	-	63

Soldadura: Este acero es relativamente soldable. En este caso se debe pre-calentar a una temperatura de 250 - 350 °C y después de soldar someterlo a un recocido. Electrodo recomendable UTP 6020; en caso que la cementación de la costura no sea indispensable, se recomienda el uso de electrodos BOHLER UTP 65. La capa cementada no es soldable.

H

AISI : 1045
 DIN : CK 45
 W N° : 1.1191

Tipo de aleación promedio : C 0,45 Si 0,3 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Rojo - Blanco - Rojo
 Estado de suministro : Dureza natural 193 HB máx.

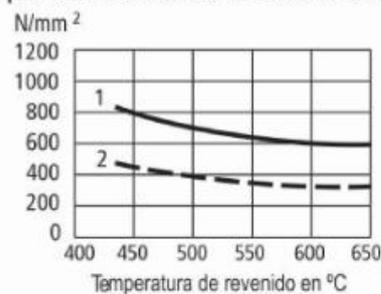
ACERO FINO AL CARBONO DE ALTA CALIDAD
Gran pureza de fabricación y estricto control de calidad.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos sometidos a esfuerzos normales. Árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, etc. También para herramientas de mano, portamatrices, etc.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjar: 1100 - 850 °C
Normalizar: 840 - 870 °C
Recocer: 650 - 700 °C
 Enfriamiento lento en el horno
Temple: al agua (*) 820 - 850 °C
Dimensiones menores: al aceite 830 - 860 °C
Revenido: Según el uso 100 - 300 °C
Nitrurado: en baño de sal 580 °C

SOLDADURA: Con soldadura especial de alta resistencia. Según tamaño y complejidad del trabajo, se recomienda un pre-calentamiento. Electrodo BÖHLER UTP 6020 ó 6824LC.

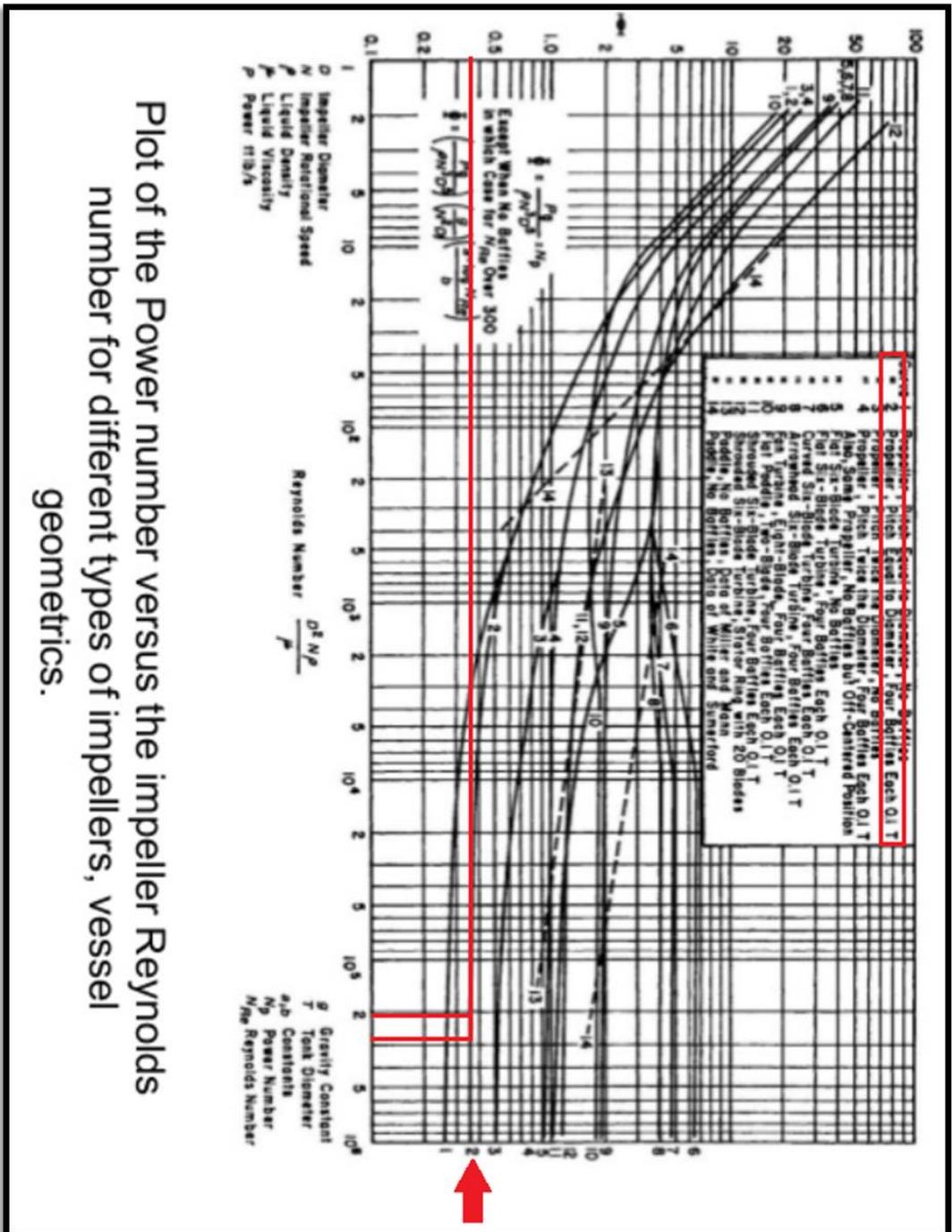


1.- Resistencia a la tracción
 2.- Límite de Fluencia

Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

(*) Consultar con el Departamento Técnico.

ANEXO B: Diagrama de Número de potencia y Número de Reynolds para impulsores comunes.



ANEXO C: Guía de referencia para tornillos.



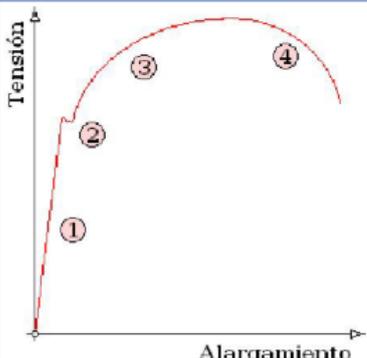
TENSIÓN EN TORNILLOS DURANTE APRIETES

Cada tornillo, dependiendo de su calidad, tiene un parámetro esencial que se denomina Límite Elástico (LE)

Mientras se encuentra dentro de él y no le sobrepase el tornillo hace su efecto y puede desatornillarse (encogiéndose y volviendo a su posición original de reposo) y volverse a atornillar (estirándose y volviendo a tener una tensión determinada) en principio tantas veces como queramos.

Si pasa el LE (Límite Elástico), el tornillo pierde su elasticidad, entra en fase plástica y adquiere una deformación permanente, con lo cual, habremos arruinado sus propiedades y posiblemente las de la rosca en la que está introducido .

Y si seguimos estirando llegará a su carga de rotura y se romperá con lo que hemos creado un problema serio a la unión atornillada.



El gráfico muestra una curva de tensión versus alargamiento. El eje vertical está etiquetado como 'Tensión' y el eje horizontal como 'Alargamiento'. La curva comienza en el origen, sube linealmente hasta el punto 1, luego continúa hasta el punto 2, donde hay un pequeño pico. Después, la curva se vuelve curva y alcanza su punto máximo en el punto 3, antes de descender hasta el punto 4, donde termina.

LEYENDA: 1. Zona Elástica. 2. Zona de Transición. 3. Zona Plástica. 4. Zona de Rotura

Para cualquier consulta, envíenos un correo a:
secretaria@idqsa.net

www.idqsa.net

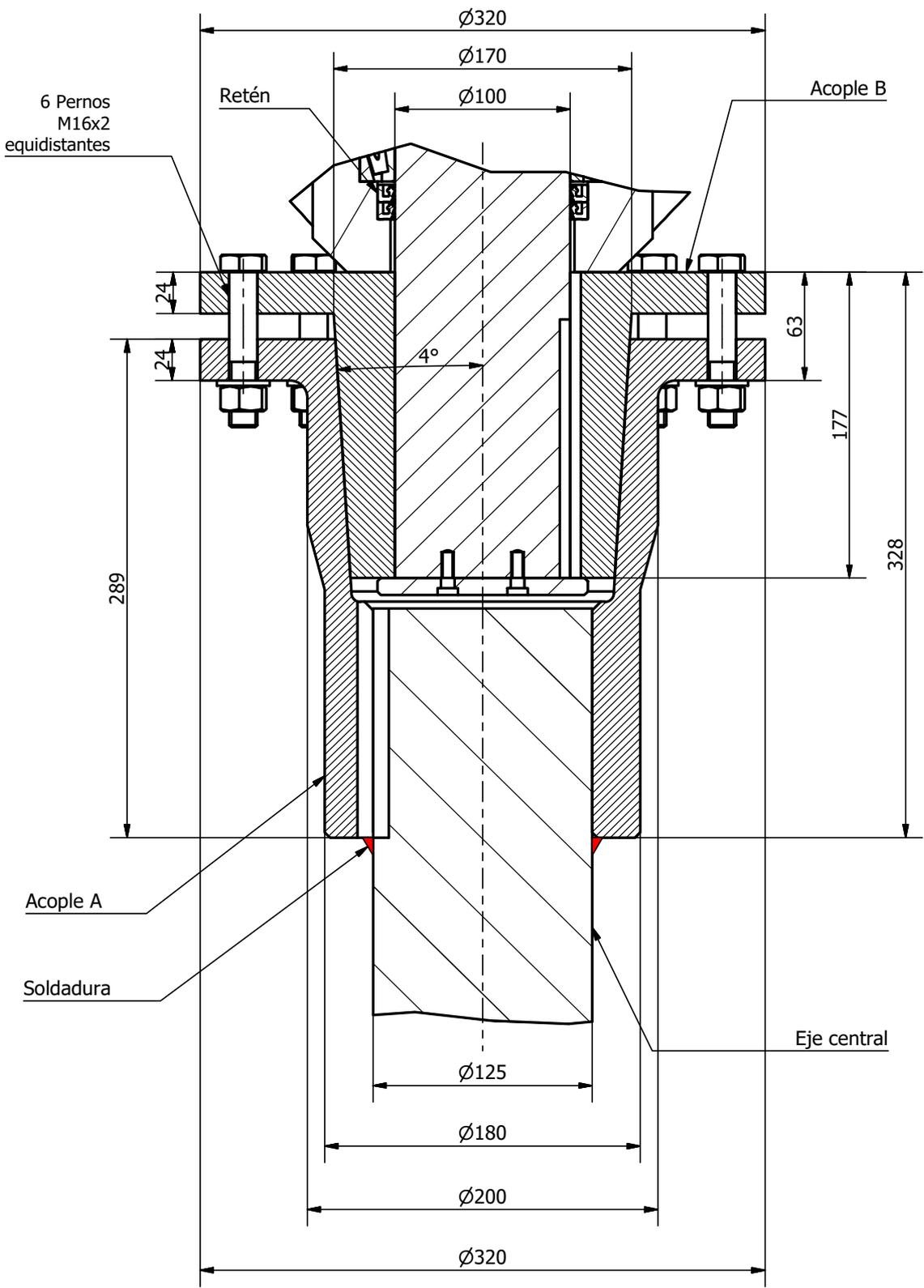


% LIMITE ELÁSTICO	SITUACIÓN DEL TORNILLO
90 %	Inestable. Precaución
80 %	Límite elástico muy cercano. Atención: Inestable ante esfuerzos de tensión
70 %	Limitaciones. Desde fatiga hasta la resistencia a la corrosión.
60 %	Factor de seguridad alto. Precarga de seguridad.
50 %	Precarga nominal. Precarga mínima.
40 %	Factor de seguridad muy alto.
30 %	Precarga necesaria para prevenir aflojamientos. Fallos por fatiga y fugas en juntas.
20 %	Mínima fuerza de amarre, necesario prevenir separación de la unión causada por desviación, flexión o cargas externas.

Para cualquier consulta, envíenos un correo a:
secretaria@idqsa.net

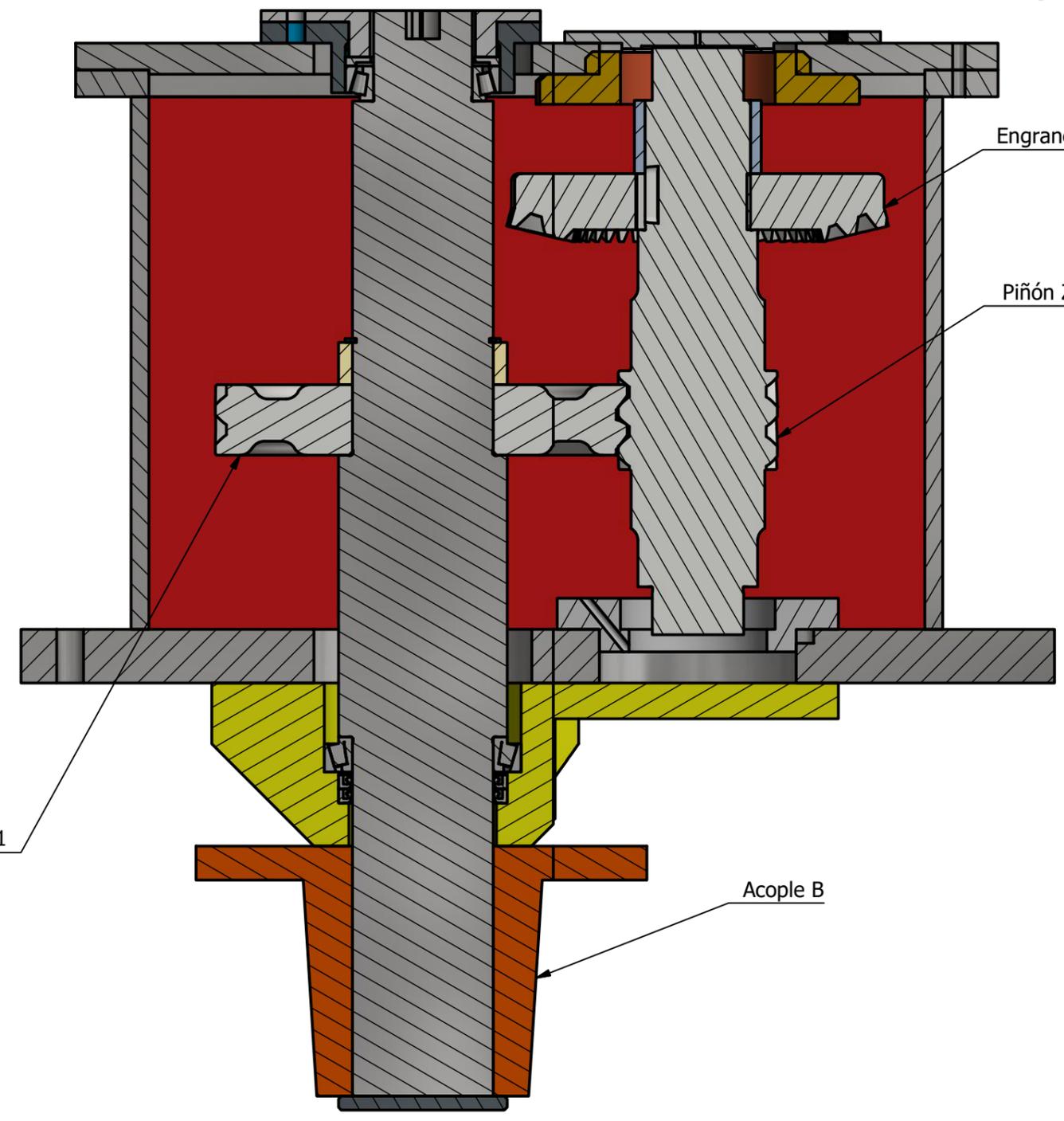
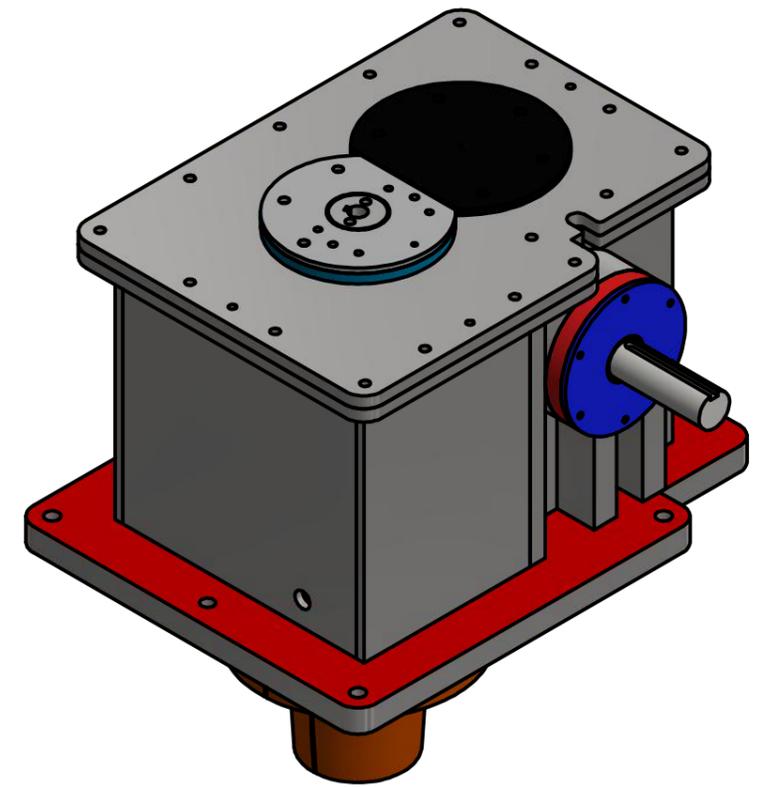
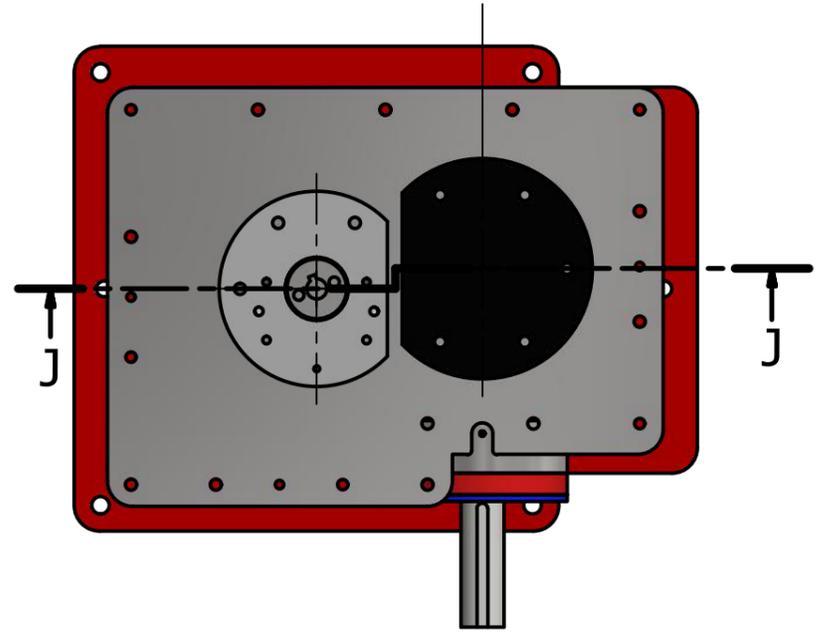
www.idqsa.net

D
C
B
A



1	2	Acople	SAE/AISI 1045														
Pza.	Cant.	Denominación	Dimensiones en mm.														
Aristas biseladas		x45'	Escala														
Acabado General		N8	S/E														
<p style="text-align: center;">ACOPLE EJE CENTRAL - REDUCTOR</p>		<p style="font-size: 2em;">O.T: 1710271788</p>															
		<table border="1"> <tr> <td>Fecha</td> <td>Nombre</td> <td rowspan="4" style="text-align: center;"> ITEM 2 ÁREA: DPTO. DE INGENIERIA </td> </tr> <tr> <td>Dibujado</td> <td>1/02/2018</td> <td>J.C.G</td> </tr> <tr> <td>Diseñado</td> <td>1/02/2018</td> <td>J.C.G</td> </tr> <tr> <td>Revisado</td> <td>23/10/2017</td> <td>J.C.G</td> </tr> <tr> <td>O.T.anterior</td> <td colspan="2">----</td> <td></td> </tr> </table>		Fecha	Nombre	ITEM 2 ÁREA: DPTO. DE INGENIERIA	Dibujado	1/02/2018	J.C.G	Diseñado	1/02/2018	J.C.G	Revisado	23/10/2017	J.C.G	O.T.anterior	----
Fecha	Nombre	ITEM 2 ÁREA: DPTO. DE INGENIERIA															
Dibujado	1/02/2018		J.C.G														
Diseñado	1/02/2018		J.C.G														
Revisado	23/10/2017		J.C.G														
O.T.anterior	----																
<p style="text-align: center;">AGITADOR 6 m X 6 m</p>																	

J-J (0.25 : 1)



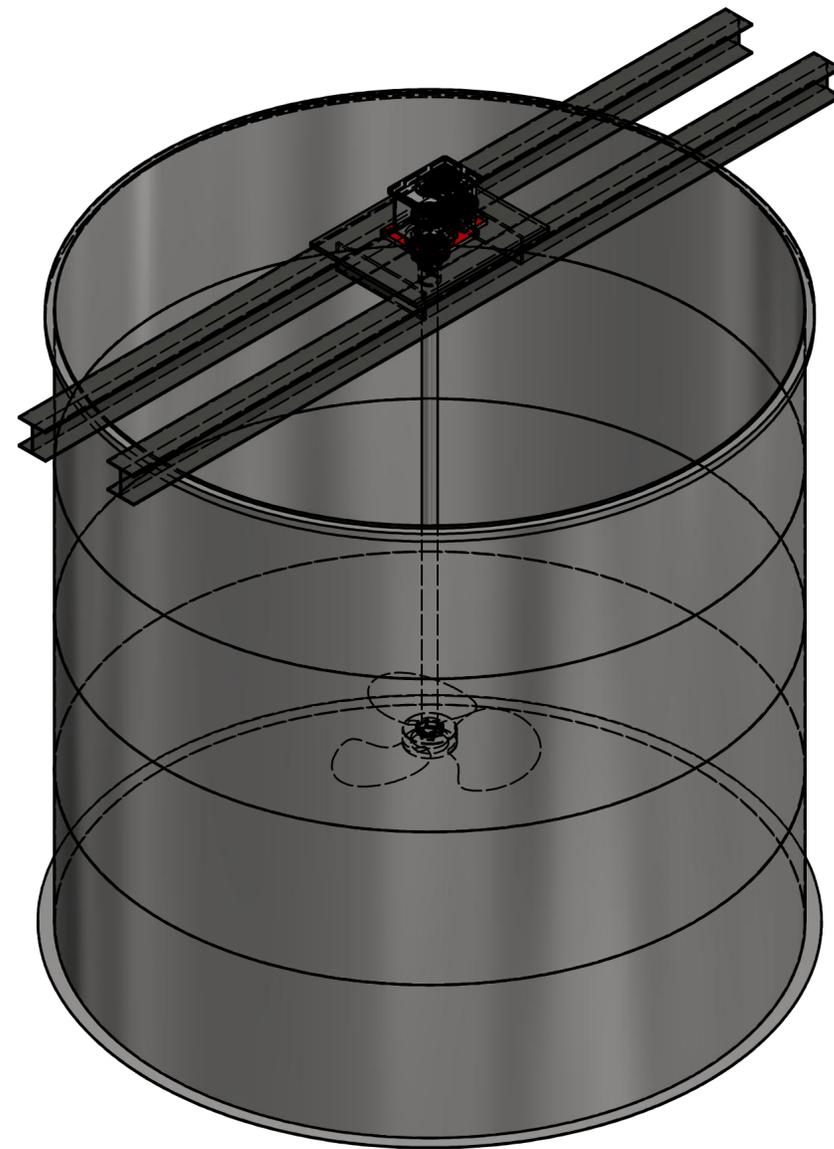
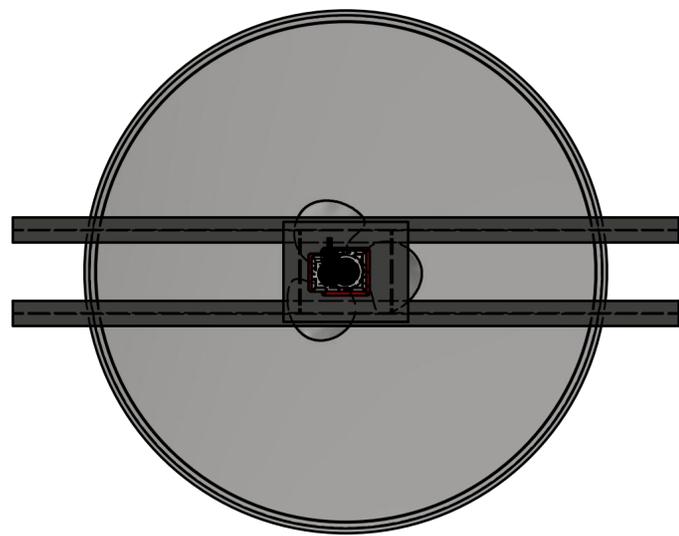
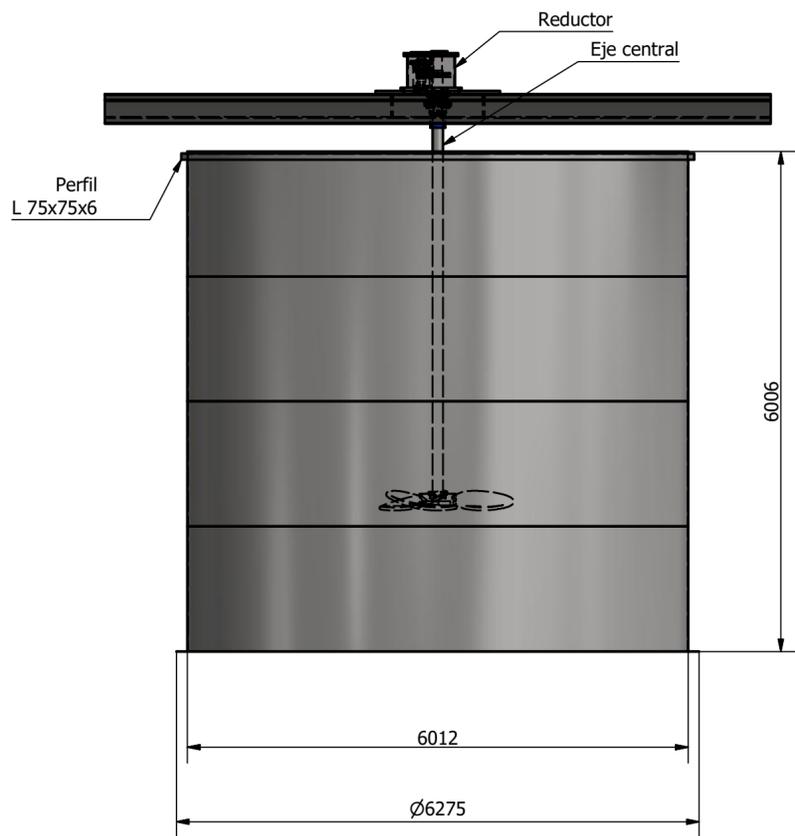
Engrane Z=81

Engrane Z=48

Piñón Z=28

Acople B

1	1	reductor	ASTM A36 / AISI 4140 / ECN
Pza.	Cant.	Denominación	Dimensiones en mm.
Aristas biseladas		x45'	Material
Acabado General		N8	
ENSAMBLE REDUCTOR			Escala S/E
			O.T: 1710271788 Fecha: 1/02/2018 Nombre: J.C.G. Diseñado: 1/02/2018 Revisado: 23/10/2017 O.T.anterior: ----
AGITADOR 6 m X 6 m			ITEM 4 ÁREA: DPTO. DE INGENIERIA



4	1	Tanque agitador	Dimensiones en mm.	ASTM A36 - AISI 4140		
Pza.	Cant.	Denominación	Dimensiones en mm.	Material		
Aristas biseladas		x45°		Escala	O.T.:1710271788	
Acabado General		N8		S/E	Fecha	Nombre
					1/02/2018	J.C.G
					1/02/2018	J.C.G
					23/10/2017	J.C.G
					O.T.anterior	----
VISTA ISOMETRICA TANQUE AGITADOR AGITADOR 6m X 6m						
						