

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA ALIMENTADORA  
DE CAOLÍN

JORGE EDIMER RIAÑO MONTAÑO

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
INGENIERÍA MECATRÓNICA  
BOGOTÁ D.C.

2006

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA ALIMENTADORA  
DE CAOLÍN

JORGE EDIMER RIAÑO MONTAÑO

Asesores:

Ing. HUGO ALEJANGRO MACÍAS

Ing. PEDRO NEL MARTINEZ

Lic. AMANDA MOYA

TRABAJO DE GRADO

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA

FACULTAD DE INGENIERÍA

INGENIERÍA MECATRÓNICA

BOGOTÁ D.C.

2006

Nota de aceptación:

---

---

---

---

---

---

---

---

Firma del presidente del jurado

---

Firma del jurado

---

Firma del jurado

Bogotá D.C.

Dedico este trabajo a mis padres José y Martha, quienes con su apoyo, cariño y educación formaron a una persona con ansias de superación, lucha y deseo del saber.

JORGE EDIMER RIAÑO MONTAÑO

## AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres por todo el apoyo moral y económico que he recibido, a mi prima Diana Luz Dari por permitirme usar su computador, al Ing Pedro Nel Martínez y al Ing Hugo Macias por sus importantes asesorías.

## CONTENIDO

Pág.

INTRODUCCIÓN _____	14
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA _____	15
1.1 ANTECEDENTES _____	15
1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA _____	16
1.3 JUSTIFICACIÓN _____	17
1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN _____	18
1.4.1 Objetivo general _____	18
1.4.2 Objetivos específicos _____	18
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO _____	18
1.5.1 Alcances. _____	18
1.5.2 Limitaciones. _____	19
2. MARCO DE REFERENCIA _____	20
2.1 MARCO CONCEPTUAL _____	20
2.2 MARCO LEGAL O NORMATIVO _____	22
2.3 MARCO TEÓRICO _____	22
2.3.1 Proceso de producción del caolín _____	22
2.3.2 Diseño de silos y tolvas _____	23
2.3.3 Fricción entre las partículas _____	27
3. METODOLOGÍA _____	29
3.1 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN _____	29
3.2 LÍNEA DE INVESTIGACIÓN _____	29
3.3 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN _____	29
3.4 HIPÓTESIS _____	30
4. DESARROLLO INGENIERIL _____	31
4.1 DISEÑO ESTRUCTURAL DE LA TOLVA _____	32
4.1.1 Dimensiones de la tolva. _____	32
4.1.2 Cargas sobre el recipiente. _____	33
4.1.3 Peso de la estructura. _____	38
4.1.4 Diseño de las paredes laterales y placas de fondo. _____	39

4.2 DISEÑO DE LA ARTESA _____	44
4.3 POTENCIA NECESARIA PARA DESPLAZAR EL MATERIAL _____	47
4.4 DISEÑO DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD _____	51
4.4.1 Diseño de los engranajes 2 y 3 _____	52
4.4.2 Diseño de los engranajes 4 y 5 _____	57
4.5 DISEÑO DE LOS EJES _____	62
4.5.1 Diseño eje del “a” _____	62
4.5.2 Diseño del eje “b” _____	72
4.6 DISEÑO DE LOS APOYOS DE LOS EJES “a” Y “b” _____	81
4.6.1 Selección del cojinete A _____	81
4.6.2 Selección del cojinete B _____	83
4.6.3 Selección del cojinete C _____	85
4.6.4 Selección del cojinete D. _____	86
4.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE INERCIA _____	87
4.8 DISEÑO DE LAS ASPAS HELICOIDALES _____	88
4.9.1 Cargas soportadas por las hélices _____	89
4.9 DISEÑO DE LAS COLUMNAS _____	90
4.9.1 Parámetros para las columnas _____	90
4.10 CELDA DE DESCARGA _____	92
4.10.1 Descripción de la celda de descarga _____	92
4.10.2 Potencia requerida para el desplazamiento de la lámina 1 _____	97
4.10.3 Selección del rodamiento de la placa 1 _____	98
4.10.4 Diseño de las columnas de soporte para la celda de descarga _____	99
4.10.5 Diseño de la articulación tipo bisagra _____	100
4.10.6 Diseño de los remaches _____	102
4.10.7 Diseño del pasador. _____	102
4.11 ACTUADORES _____	104
4.11.1 Selección actuador Lineal _____	104
4.11.2 Selección actuador rotante _____	104
4.12 DISEÑO UNIONES SOLDADAS _____	105
4.13 SISTEMA ELECTRÓNICO _____	108
4.13.1 Pérdidas de potencia en el transistor _____	110
4.13.2 Limitaciones por DI/DT y por DV/DT en el transistor _____	111
4.13.3 Circuito de desacople _____	113
4.13.4 Circuito de potencia para las electroválvulas _____	114
4.13.5 Acondicionamiento de señal para la celda de carga _____	115
4.13.6 Diseño fuentes de alimentación _____	116
4.14 SISTEMA DE CONTROL _____	121
4.14.1 Conversor ADC _____	122

4.14.2 Diagramas de flujo del programa de control _____	123
5. CONCLUSIONES _____	127
BIBLIOGRAFÍA _____	129
ANEXOS _____	131

## LISTA DE TABLAS

PAG.

Tabla 1. Propiedades mecánicas de materiales a granel _____	26
Tabla 2. Predimensionamiento del silo _____	33
Tabla 3. Radio hidráulico de la sección recta del recipiente _____	34
Tabla 4. Cargas estáticas sobre la cara A _____	36
Tabla 5. Cargas estáticas en la cara B _____	36
Tabla 6. Factores de sobrepresión mínimos, recomendados para silos _____	37
Tabla 7. Sobrepresiones y sobrecargas estáticas en la cara A _____	38
Tabla 8. Sobrepresiones y sobrecargas estáticas en la cara B _____	38
Tabla 9. Esfuerzos principales y cortante máximo en las paredes superiores del silo _____	41
Tabla 10. Espesor mínimo de las paredes superiores del silo _____	42
Tabla 11. Esfuerzos principales y cortante máximo en las paredes inferiores del silo _____	44
Tabla 12. Espesor mínimo de las paredes inferiores del silo _____	44
Tabla 13. Valores obtenidos en el Anexo A _____	46
Tabla 14. Potencia mecánica para realizar el deslizamiento del material _____	50
Tabla 15. Caja de reductora de velocidad _____	52
Tabla 16. Diseño geométrico del tren de engranajes 2 y 3 _____	52
Tabla 17. Cálculo de fuerzas en el tren de engranajes 2 y 3 _____	54
Tabla 18. Diseño de la corona 3 por falla de contacto _____	55
Tabla 19. Diseño de la corona 3 por falla de flexión _____	57
Tabla 20. Diseño geométrico del tren de engranajes 4 y 5 _____	57
Tabla 21. Cálculo de fuerzas en el tren de engranajes 4 y 5 _____	59
Tabla 22. Diseño de la corona 5 por falla de contacto _____	60
Tabla 23. Diseño de la corona 5 por falla de flexión _____	62
Tabla 24. Cálculo de fuerzas ejercidas en el eje "a" _____	63
Tabla 25. Variables en el plano XY _____	65
Tabla 26. Variables en el plano XZ _____	67
Tabla 27. Magnitud de la fuerza cortante y momento flexionante sobre el eje "a" _____	69
Tabla 28. Cálculo del diámetro del eje "a" _____	70
Tabla 29. Resultados obtenidos en el Anexo B _____	70
Tabla 30. Análisis del eje "a" por resistencia a la fatiga _____	71
Tabla 31. Cálculo de fuerzas ejercidas en el eje b _____	72
Tabla 32. Variables en el plano XY _____	74
Tabla 33. Variables en el plano XZ _____	76
Tabla 34. Fuerza cortantes y momentos flexionantes sobre el eje "b" _____	78
Tabla 35. Cálculo del diámetro del eje "b" _____	79

Tabla 36. Resultados obtenidos en el anexo C	79
Tabla 37. Análisis del eje "a" por resistencia a la fatiga	80
Tabla 38. Reacciones de las cojinetes calculadas por ALGOR	81
Tabla 39. Cálculo del rodamiento de rodillos cilíndricos A	82
Tabla 40. Cálculo del rodamiento de bolas a rótula B	84
Tabla 41. Cálculo del rodamiento de rodillos cilíndricos C	85
Tabla 42. Cálculo del rodamiento de rodillos cilíndricos D	86
Tabla 43. Fórmulas para calcular la potencia de inercia	87
Tabla 44. Potencia por pérdidas de inercia	88
Tabla 45. Cargas soportadas por las hélices	89
Tabla 46. Esfuerzos principales sobre las hélices del tornillo helicoidal	90
Tabla 47. Cálculo de las columnas	91
Tabla 48. Ecuaciones para determinar las presiones sobre las paredes de la celda	93
Tabla 49. Presiones sobre las paredes de la celda	94
Tabla 50. Espesor mínimo de la placa 1	96
Tabla 51. Esfuerzo principal y cortante en la placa 1	97
Tabla 52. Cálculo del rodamiento de bolas a rotula	98
Tabla 53. Diseño de las columnas de soporte de la celda	99
Tabla 54. Área mínima de la sección transversal de la bisagra	101
Tabla 55. Cálculo de la unión con remaches	102
Tabla 56. Características de la soldadura	105
Tabla 57. Soldadura de la tolva	105
Tabla 58. Soldadura de la artesa	106
Tabla 59. Soldadura de la celda de descarga	107
Tabla 60. Unión tolva-artera	107
Tabla 61. Unión columnas-tolva	108
Tabla 62. Características motor	109
Tabla 63. Especificaciones del transistor para controlar el motor	110
Tabla 64. Pérdidas de potencia en el transistor	110
Tabla 65. Limitaciones por DI/DT y por DV/DT en el transistor	112
Tabla 66. Diseño circuito de desacople	113
Tabla 67. Acondicionador de señal	115
Tabla 68. Relaciones de tensión y potencia Standard	116
Tabla 69. Filtro para el devanado de campo	117
Tabla 70. Regulador para el devanado de campo del motor	118
Tabla 71. Relaciones de tensión Standard para los reguladores CI	120
Tabla 72. Entradas, salidas y variables usadas en el programa	123

## LISTA DE FIGURAS

PAG.

Figura 1. Relación entre el flujo de masa y el flujo de embudo	32
Figura 2. Dimensiones del silo	33
Figura 3. Empujes horizontales y fuerzas verticales debidos al material	34
Figura 4. Planos cortantes en el silo	40
Figura 5. Región aislada del silo	40
Figura 6. Planos cortantes en el silo	42
Figura 7. Región aislada de las paredes inferiores del silo	43
Figura 8. Dimensiones de la artesa	45
Figura 9. Representación del sistema de fricción	47
Figura 10. Diagrama de cuerpo libre	48
Figura 11. Tornillo helicoidal	50
Figura 12. Caja reductora de velocidad	51
Figura 13. Fuerzas sobre el eje a	64
Figura 14. Fuerzas en el plano XY	64
Figura 15. Fuerzas cortantes en el plano XY (N)	65
Figura 16. Momento flexionante en el plano XY (N.m)	66
Figura 17. Deflexión en el plano XY (mm)	67
Figura 18. Fuerzas en el plano XZ	67
Figura 19. Fuerzas cortantes en el plano XZ (kN)	68
Figura 20. Momento flexionante en el plano XZ (N.m)	68
Figura 21. Deflexión en el plano XZ (mm)	69
Figura 22. Fuerzas sobre el eje b	73
Figura 23. Fuerzas en el plano XY	73
Figura 24. Fuerzas cortantes en el plano XY (kN)	74
Figura 25. Momento flexionante en el plano XY (kN.m)	75
Figura 26. Deflexión en el plano XY (mm)	76
Figura 27. Fuerzas en el plano XZ	76
Figura 28. Fuerzas cortantes en el plano XZ (kN)	77
Figura 29. Momento flexionante en el plano XZ (kN.m)	77
Figura 30. Deflexión en el plano XZ (mm)	78
Figura 32. Diagrama de flujo rodamiento de bolas a rótula	84
Figura 33. Aspas helicoidales	88
Figura 34. Celda de descarga	92
Figura 35. División de las cámaras de la celda	94
Figura 36. Placa uno	95
Figura 37. Unión tipo bisagra	101
Figura 38. Pasador	103

Figura 39. Actuador rotante	104
Figura 40. Modulación por ancho de pulso	109
Figura 41. Control PWM	109
Figura 42. Limitaciones por $DI/DT$ y por $DV/DT$ en el transistor	112
Figura 43. Circuito de desacople	113
Figura 44. Circuito de potencia para las electroválvulas	114
Figura 45. Amplificador de instrumentación	115
Figura 46. Filtro para el devanado de campo	117
Figura 47. Regulador con dos transistores	118
Figura 48. Transformador, rectificador y filtro	120
Figura 49. Regulador CI	120
Figura 50. Diagrama de bloques del sistema de control	121
Figura 51. Sistema neumático	121
Figura 52. Conversor ADC	122
Figura 53. Acotación de la señal de salida del sensor en el tiempo	123
Figura 54. Diagrama de flujo para el control de velocidad del motor DC	124
Figura 55. Diagrama de flujo para la ecuación de movimiento A+B+B-A-	125

## LISTA DE ANEXOS

- Anexo A: Simulación de esfuerzos “Artesa”
- Anexo B: Simulación de esfuerzos “Eje a”
- Anexo C: Simulación de esfuerzos “Eje b”
- Anexo D: Simulación de esfuerzos “Hélices helicoidales”
- Anexo E: Tabla útil para selección de actuador lineal
- Anexo F: Tabla útil para selección de calibre
- Anexo G: Actuador lineal
- Anexo H: Actuador rotante
- Anexo I: Proceso de producción del caolín
- Anexo J: Planos

## INTRODUCCIÓN

En la empresa CAOLINES DE BOYACÁ ubicada en Combita (Boyacá), la mayor parte del proceso de alimentación de Caolín es llevado a cabo por un operario que comunica los estados del proceso transportando el material mediante una pala. El objetivo aquí es aplicar una solución técnica a un problema que se ha venido solucionando de manera recursiva pero que no es lo más indicado para el desarrollo de la competitividad.

Las ventajas que tendría la implementación de una máquina transportadora automatizada con respecto a la del operario utilizado actualmente, radica simplemente en la posibilidad de tener un control preciso y eficiente en el sistema.

La realización del proyecto consiste en el diseño y simulación de una máquina automatizada alimentadora de caolín; ya que la temática del proyecto ofrece la posibilidad de aplicar conocimientos específicos del área de la Ingeniería Mecatrónica. De la misma manera es un incentivo para el desarrollo e investigación en esta rama de la ingeniería.

El proyecto esta enfocado a diseñar y simular una máquina automatizada capaz de transportar material sólido a granel (caolín) de manera precisa y eficaz desde una tolva de almacenamiento de materia prima por medio de un sistema mecánico de tornillo helicoidal; el sólido es transportado hasta un punto de entrada determinado dentro del proceso.

## 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

### 1.1 ANTECEDENTES

Los usos del caolín son muy numerosos y variados hasta el punto que el empleo de esta importante materia prima llega a cubrir más de un centenar de aplicaciones en productos industriales. Las causas principales que determinan esta amplitud y diversidad de usos son consecuencia de una serie de propiedades inherentes a su naturaleza, entre las que cabe destacar fundamentalmente blancura, inercia ante los agentes químicos, ausencia de toxicidad, tamaño de partícula, entre otras. Debido a la demanda que tiene el caolín, tanto en Colombia como en el exterior es importante que la obtención del producto pueda satisfacer las necesidades que actualmente demanda el mercado; para llevar a cabo este objetivo se requiere optimizar, industrializar y automatizar los procesos de producción, de esta manera se obtienen mejores resultados reflejados en un producto terminado de mejor calidad y en un mercado con mayor movimiento. Significa que el proceso se debe realizar de manera rápida y eficiente, además de cumplir con las especificaciones técnicas que el producto requiere y demanda.

En la actualidad más del 90% del caolín utilizado en Colombia proviene del exterior, esto se debe a que empresas que dedican sus labores a la producción del material no cumplen con las especificaciones técnicas requeridas, o simplemente la capacidad de producción esta muy por debajo de la demanda actual del país. La causa principal se debe a que empresas como CAOLINES DE BOYACÁ son compañías que no implementaron la automatización en sus procesos de producción, por esta razón han sido desplazadas del mercado por países extranjeros como Estados Unidos y China, países que ofrecen grandes

cantidades de caolín y sus especificaciones técnicas son de excelente calidad. Para que las empresas colombianas puedan recuperar el mercado de caolín es necesario mejorar los procesos de producción, y de esta manera lograr ser más competitivos en cuanto a precios, cantidades de producto, cualidades del producto, entre otras.

Los tipos de alimentadores más usados frecuentemente en el transporte de sólidos a granel se mencionan a continuación: de banda, vibratorios, de mesa rotatoria, de estrella, de tornillo helicoidal y de cangilones. El sistema de transporte que se empleara en el diseño es del tipo de tornillo helicoidal por ser el más versátil, robusto y económico de los mencionados anteriormente. El valor agregado al proceso es la implementación del dispositivo automático de medida y control de flujo que garantice la mayor exactitud en los flujos de masa.

## 1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La principal falencia del sistema de transporte empleado en la actualidad es no poder precisar la cantidad de material que se está manejando; además es muy tedioso y agotador para el operador transportar con pala el material, por otra parte introducir demasiada o muy poca materia prima no es conveniente para la optimización del proceso de producción.

El propósito es diseñar una máquina automatizada capaz de mejorar el proceso de transporte de material a granel (caolín); la aplicación de una solución técnica en el proceso además de proporcionar un mayor grado de exactitud reducirá tiempo. ¿Qué elementos se deben tener en cuenta para el diseño y simulación de una máquina automática alimentadora de caolín?

### 1.3 JUSTIFICACIÓN

La necesidad de desarrollar soluciones técnicas a problemas que se presentan en la Industria colombiana referentes al sistema mecatrónico puede facilitar en gran medida los procesos de producción. El desarrollo de ingeniería en el proyecto trae beneficios no solo a empresas productoras de caolín, sino también a aquellas que tengan entre sus procesos de producción el manejo y transporte de materiales a granel dando como resultado final un bienestar común a la sociedad. La solución del problema muestra una nueva perspectiva de ver y solucionar la situación; aportando a la sociedad los beneficios que trae la tecnificación y automatización de procesos industriales. La utilidad de la solución del problema se verá reflejada en la obtención de un proceso más eficiente, con mayor grado de producción y controlabilidad. Por tratarse de un proceso mecatrónico la factibilidad de su desarrollo en cuanto a fuentes de información y recursos disponibles es muy alta, ya que el proyecto debe seguir los lineamientos esenciales que requiere un Ingeniero Mecatrónico.

Con el desarrollo de los procesos continuos y la automatización de equipos, se ve la necesidad de emplear dispositivos automáticos de alimentación. Para el caso de los líquidos y gases y en vista de que éstos fluyen con mucha facilidad, el problema se resolvió fácilmente; pero en el caso de los sólidos debido a que tienen comportamientos tan diferentes, no solo en comparación con los líquidos sino también entre ellos mismos es necesario tener en cuenta las características del sólido que se va a manejar para poder obtener un buen diseño del alimentador.

## 1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

### 1.4.1 Objetivo general

Diseñar y simular una máquina automatizada alimentadora de caolín.

### 1.4.2 Objetivos específicos

- Investigar las distintas técnicas de manejo de sólidos a granel que existen en la actualidad.
- Diseñar el sistema mecánico de la máquina.
- Simular los distintos elementos del sistema mecánico mediante el análisis por elementos finitos.
- Diseñar y simular el sistema electrónico de la máquina.
- Diseñar el sistema de control de la máquina.

## 1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO

### 1.5.1 Alcances.

Con el desarrollo del proyecto se pretende dar solución de una manera técnica al problema. El proyecto se compromete con el diseño y simulación de la máquina. Es un incentivo para que las empresas colombianas se interesen en los sistemas de control automático de flujo másico y puedan ser implementados en un futuro.

### 1.5.2 Limitaciones.

La elaboración del proyecto tendrá limitaciones de tipo económico, ya que no se posee ninguna financiación del capital requerido para el desarrollo del proyecto. La capacidad de la máquina esta limitada a transportar dieciocho (18) toneladas de material (caolín) por hora. El tiempo disponible para la realización del proyecto es de un año.

## 2. MARCO DE REFERENCIA

### 2.1 MARCO CONCEPTUAL

El termino caolín se refiere a las arcillas en las que predomina el mineral caolinita, es un material usado en la industria papelera, cauchera, cerámica, pinturas, entre otras.

Para el sistema de transporte de sólidos existen diferentes tipos como: elevadores de cangilones, transportadores de tornillo helicoidal, transportadores neumáticos y bandas transportadoras, todos ellos son elementos mecánicos muy usados en la industria para el manejo de sólidos a granel ya sea de minerales o de cualquier tipo de elemento o de materia prima.

Se diseña un dispositivo denominado silo. Los silos son depósitos de diversa geometría, utilizados para almacenar materiales granulares o en polvo y materiales de forraje provenientes de las cosechas.

El tornillo helicoidal consiste en un sistema de aspas helicoidales (hélice laminada a partir de barra plana de acero) montadas en una tubería. Las hélices son las encargadas de arrastrar el material.

El canal o artesa es el recipiente en forma de tronco cortado en dirección longitudinal en donde es ensamblado el tornillo helicoidal y se usa para desplazar el material desde el silo o tolva de almacenamiento hasta la entrada de la celda de descarga.

La celda de descarga es el sistema mecánico donde se deposita el material transportado, se mide el valor de masa transportada y también es el elemento de control que permite la salida del material de la maquina por medio de compuertas.

Las compuertas de la celda de descarga son paredes que pueden ser giradas o trasladadas según sea la necesidad para permitir la salida del material.

Los actuadores usados en el proyecto son unidades que transforman la energía potencial del aire comprimido en energía cinética y la logran transmitirla a las compuertas de la celda de descarga.

El optoacoplador empleado es un fototransistor que funciona de la siguiente manera: Cuando es polarizado el led en directa genera una fuente de luz que incide sobre la unión base colector del transistor saturando el transistor, al retirar la corriente en el led el transistor vuelve a la región de corte; la ventaja reside en el aislamiento eléctrico que puede establecerse entre los circuitos de entrada y de salida.

El transistor que controla el motor DC es del tipo IGBT (transistor bipolar de compuerta aislada), este tipo de transistor tiene pocas perdidas por conducción en estado activo y no tiene problemas de segunda avalancha. Un IGBT solo se enciende aplicándole un voltaje de compuerta positivo y se apaga eliminando el voltaje de compuerta.

Se emplea la técnica de PWM o modulación por ancho de pulso para el control de velocidad del motor. El PWM tiene una frecuencia fija, pero un tiempo en actividad (alto) o inactividad (bajo) variable. El periodo de la señal permanece constante, pero el tiempo que la señal permanece en alto o en bajo puede variar en un periodo.

La señal de salida que entrega el sensor de peso no es compatible directamente con los puertos de entradas y salidas digitales del microcontrolador ya que es una señal análoga que varía en el tiempo y no puede ser trasladada directamente a un uno (1) o a un cero (0) lógicos que el microcontrolador puede usar y manipular por lo que la señal es muestreada y representada mediante un dígito de tres (3) bits para poder ser interpretado.

La celda de carga es el sensor empleado para la detección de las variaciones en el peso ejercido sobre la celda de descarga.

## 2.2 MARCO LEGAL O NORMATIVO

Para la selección de los aceros el factor de seguridad empleado se rige bajo la norma AISC, en la selección de los rodamientos se utiliza el método que brinda SKF y los engranajes son diseñados bajo las normas AGMA.

## 2.3 MARCO TEÓRICO

### 2.3.1 Proceso de producción del caolín

En general el proceso de producción de caolín tiene los siguientes pasos: Inicia con la extracción del material de la mina, este material es llevado a una bodega de almacenamiento del producto bruto, de allí el caolín es conducido a una trituradora para luego ser secado, posteriormente el caolín es clasificado teniendo en cuenta el tamaño y las propiedades químicas del producto terminado y como paso final el producto es debidamente empacado; para intercomunicar cada uno de los procesos es necesario transportar el material a una tasa de flujo deseada. El caolín

es utilizado en industrias como el papel, refractarios, cerámica, vidrio, pinturas, plásticos, cauchos, entre otros.

### 2.3.2 Diseño de silos y tolvas

Siempre que se pretenda diseñar cualquier equipo que tenga relación con el manejo de sólidos, se deben tener en cuenta las propiedades de los sólidos a manejar debido a que estas permitirán deducir la forma como fluyen los diversos materiales dentro de los diferentes equipos, silos, tolvas, transportadores, entre otros. Y determinar con ello el tipo de flujo. A diferencia de lo que sucede con los líquidos, los sólidos en términos generales, no fluyen fácilmente ni en forma continua. La presión ejercida sobre una masa de sólidos no se distribuye uniformemente en todas las direcciones como sí ocurre con los líquidos. El flujo de los sólidos es desordenado y discontinuo. Las masas de partículas cuando están secas y no exhiben fuerzas de superficie, tienen muchas de las propiedades de los líquidos; esto es: presiones sobre el fondo y las paredes de los recipientes que los contienen, también fluyen a través de conductos y orificios. Pero se diferencian de los mismos líquidos en varios aspectos, por ejemplo: cuando sobre una masa de partículas se aplica una presión la masa tiende a compactarse y no fluirá hasta cuando se le aplique una presión elevada. A diferencia de algunos líquidos, las masas de partículas son muy resistentes a la distorsión o deformación cuando se someten a moderados esfuerzos, si estas fuerzas son suficientes se deslizan unas partículas sobre otras dentro de la masa, pero dentro de las capas en movimiento hay una considerable fuerza de fricción. Las masas formadas por partículas sólidas sometidas a presiones tienen las siguientes características:

- Dentro de una masa conformada por partículas sólidas, la distribución de presiones no es uniforme en todas las direcciones. Una presión aplicada en una dirección origina presiones en otras direcciones, pero siempre éstas son menores que la aplicada y la presión en la dirección normal a la presión aplicada es mínima.

- Una fuerza cortante o de cizalladura aplicada sobre la superficie de una masa de partículas se transmite a través de toda la masa estática a menos que se produzca deslizamiento de la masa de corte.
- La densidad aparente de la masa puede variar con la presión, dependiendo del grado de empaquetamiento o porosidad de la misma. La densidad de la masa será mínima cuando está aireada o suelta y máxima cuando está empaquetada.

Para el diseño estructural de silos y tolvas hay varios métodos, pero hasta ahora no existe acuerdo entre los diferentes autores sobre cuál de ellos es el mejor para cada caso. El diseño estructural depende de la naturaleza del material que se va a almacenar, la capacidad del recipiente determinada por la gravedad específica del material, la finalidad del almacenamiento, la forma geométrica de recipiente, los materiales de construcción y la forma de descarga.

Es de primordial importancia en el diseño estructural de un recipiente destinado al almacenamiento de materiales sólidos determinar la presión que ejerce la masa del material sólido sobre las paredes del recipiente; para determinar o calcular las presiones sobre las paredes del recipiente se han propuesto diversos métodos, algunos de ellos gráficos y otros basados en ecuaciones empíricas, semiempíricas y analíticas, entre los métodos propuestos para el cálculo de las presiones ejercidas por la masa almacenada sobre las paredes del depósito, podemos mencionar los siguientes

- Densidad hidrostática equivalente: propone hacer los cálculos de las presiones sobre las paredes, suponiendo que la masa almacenada tiene un comportamiento similar al de un líquido que tuviera la misma densidad equivalente a la del sólido.

- Método de densidades hipotéticas: reconocido por la ASME (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS). Consiste en calcular las presiones laterales con base en una densidad hipotética cuyas dimensiones son fuerza por unidad de volumen y que aparece tabulada en dichos manuales.
- Método de Rankine: aplicable solo para depósitos cortos.
- Método de Janssen: Aplicable a recipientes largos, es decir silos.

Se debe propiciar en el llenado y el vaciado del silo un desplazamiento del material con flujo uniforme, ya que el flujo no uniforme provoca el desarrollo de cargas de impacto que conducen a daños mecánicos en el material y ocasionan cargas asimétricas e inciertas sobre las paredes del silo que las pueden averiar. Durante el llenado y el vaciado los materiales deberán entrar o salir por flujo masivo en donde todo el material se pone en movimiento. Los dos factores que determinan el tipo de flujo en un depósito dado son los ángulos de inclinación de la tolva ( $\theta_c$  y  $\theta_p$ ) y el ángulo de fricción de las paredes y el material ( $N = \tan^{-1} \mu$ ).

El flujo de masa es un nuevo concepto en el diseño de los silos propuesto por ANDREW JENIKE y es aquel en el cual toda la masa se mueve dentro del silo con la misma velocidad, de manera similar a como lo hace un líquido cuando fluye a través de un orificio practicado en el fondo del recipiente. Este modelo de flujo está definido por las paredes del silo. Un diseño con base a este modelo permite una buena fluidez del material almacenado, inclusive si se trata de materiales altamente cohesivos como los polvos muy finos o materiales gredosos o pastosos tipo arcillas y caolines, evita el problema de fluidización del polvo y estabiliza la densidad aparente, permitiendo un eficaz control de flujo.

Para adoptar convenientemente el valor de las propiedades mecánicas, tanto de los materiales de que se construye el silo, como del material que ha de contener

éste, se debe preestablecer la forma, la altura, el diámetro y el espesor de las paredes de la estructura y con estos parámetros determinar la magnitud de las cargas por ella soportadas.

- Peso y resistencia de los materiales de construcción: para el acero tenemos las siguientes propiedades: El modulo de elasticidad E varía entre (190-210) GPa, modulo de elasticidad al cortante G corresponde a (75-80) GPa, la razón de poisson  $\nu$  varía entre 0.2 y 0.3 y su densidad (peso) equivale a 77kN/m<sup>3</sup>.
- En la “Tabla 1. Propiedades mecánicas de materiales a granel” se enuncian las principales características de algunos sólidos a granel.

Tabla 1. Propiedades mecánicas de materiales a granel

Material por almacenar	Peso específico $\omega$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Angulo de fricción interna $\theta$ grados	Coefficiente de fricción contra el acero $\mu$
Cemento	1500	25	0.4
Arena	1800	30	0.6
Grava	1900	30	0.4
Caolín	2690	27	0.36

Datos compilados de Gulfinkel, Jiménez Montoya- Ravenet y Reimbert.

Otra variable indispensable en el diseño es el cálculo de la potencia requerida para realizar el desplazamiento del material, la cual tiene dos componentes: la necesaria para impulsar el tornillo en vacío y la que se requiere para el desplazamiento del material. El primer componente es función de la longitud del transportador, la velocidad de rotación y la fricción en los cojinetes o los soportes. El segundo es función del peso total del material transportado por unidad de tiempo, la longitud del recorrido y la profundidad a la que se carga la artesa o el

canal. La segunda componente de potencia a su vez es función de la fricción interna y la fricción sobre el metal de los materiales transportados.

### 2.3.3 Fricción entre las partículas

La resistencia al esfuerzo cortante entre dos partículas es la fuerza que debe aplicarse para producir un deslizamiento relativo entre las mismas. El origen de esta resistencia está en las fuerzas atractivas que actúan entre los átomos superficiales de las partículas. Estas fuerzas atractivas dan lugar a la formación de enlaces químicos en los puntos de contacto superficiales. La resistencia por fricción entre dos partículas es fundamentalmente de la misma naturaleza que la resistencia al esfuerzo cortante de un bloque de material sólido intacto. La resistencia y el número de enlaces que se forman en la cara de contacto entre dos partículas dependen en gran parte de la naturaleza fisicoquímica de las superficies de las mismas. La resistencia al deslizamiento tangencial entre partículas es de naturaleza fraccional.

Existen algunos casos en los que parte de la resistencia tangencial total entre partículas es independiente de la fuerza normal aplicada; es decir, que si la fuerza normal se anula, puede medirse aun cierta resistencia al deslizamiento tangencial. En tales casos existe una cohesión verdadera entre las partículas. Puede desarrollarse esta cohesión entre partículas que han permanecido en contacto estacionario durante un largo periodo de tiempo. Sin embargo, en general, la magnitud de la cohesión verdadera entre partículas es muy pequeña y su contribución a la resistencia del suelo es también muy reducida.

Existen dos leyes básicas de la fricción la resistencia al deslizamiento tangencial entre dos cuerpos es proporcional a la fuerza normal ejercida entre los mismos y la resistencia al deslizamiento tangencial entre dos cuerpos es independiente de las dimensiones de ambos.

A una escala submicroscópica la mayoría de las superficies son realmente rugosas, por lo que los dos cuerpos solo estarán en contacto cuando se toquen los puntos más predominantes (denominados asperezas); es decir, el contacto real es una fracción muy pequeña de la superficie de contacto aparente y debido a que el contacto se produce en puntos discretos, las presiones normales en tales contactos serán muy elevadas e, incluso bajo cargas muy ligeras, se alcanzará el límite de plastificación del material en tales zonas. Así el área real de contacto  $A_c$  será:

$$A_c = \frac{N}{q_u}$$

Donde  $N$  es la carga normal y  $q_u$  es la presión normal necesaria para producir la rotura (o plastificación). Como  $q_u$  tiene un valor fijo, el aumento de la carga normal total entre ambos cuerpos significa un aumento proporcional en la superficie de contacto real. Este aumento es el resultado de la deformación plástica de las asperezas. Las elevadas presiones de contacto dan lugar a que las dos superficies se adhieran en los puntos de contacto real; es decir ambos cuerpos se unen por enlaces químicos. La resistencia tangencial se debe a la adhesión en tales puntos. Así pues, la máxima fuerza tangencial posible  $T_{\max}$  será:  $T_{\max} = SA_c$ , siendo  $S$  la resistencia al corte de los enlaces adheridos y  $A_c$  el área real de contacto. Se llega a la relación:

$$T_{\max} = N \frac{S}{q_u}$$

Como  $s$  y  $q_u$  son propiedades del material,  $T_{\max}$  es proporcional a  $N$ . El coeficiente de fricción  $f$  será igual a la relación  $s/q_u$ . La fricción cinética de los materiales laminares (el caolín es uno de ellos) es superior al 90% de la estática y generalmente la iguala.

### 3. METODOLOGÍA

#### 3.1 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN

La investigación por ser un objeto que se desarrolla en el campo de la ingeniería posee un enfoque empírico-analítico ya que el proyecto se basa en el desarrollo técnico y en la transformación material; además las bases de la investigación son fundadas en la experiencia y en el análisis de principios de conocimientos específicos como lo son las leyes fundamentales de la mecánica y la electrónica.

#### 3.2 LÍNEA DE INVESTIGACIÓN

Tecnologías actuales y sociedad / instrumentación y control para la verificación de procesos / diseño, instrumentación y control de procesos de manufactura

#### 3.3 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

La información se obtiene de los datos obtenidos en la simulación de la máquina, los cuales se recopilan y ordenan para su posterior análisis dando como resultado la solución al problema planteado.

### 3.4 HIPÓTESIS

Una buena herramienta para el diseño de una tolva en el proyecto de diseño y simulación de una máquina automatizada alimentadora de caolín podría ser el método de JANSSEN.

#### 4. DESARROLLO INGENIERIL

El desarrollo del proyecto consta de las siguientes etapas:

- Desarrollo del sistema mecánico de la máquina: diseños de la tolva, la artesa, cálculo de la potencia necesaria para el desplazamiento del material, diseño del reductor de velocidad, diseño de ejes, selección de los apoyos, cálculo de las pérdidas de potencia por inercia, diseño de las aspas helicoidales, diseño de las columnas de soporte, diseño de la celda de descarga y selección de actuadores.
- Desarrollo del sistema electrónico de la máquina: selección del transistor adecuado para el control por PWM (modulación por ancho de pulso) del motor DC, diseño de los circuitos de protección para el transistor, diseño de los circuitos de desacople entre el microcontrolador y las electroválvulas, circuitos de potencia para la alimentación de las electroválvulas, acondicionamiento de la señal entregada por la celda de carga y diseño de las diferentes fuentes de alimentación del sistema electrónico.
- Desarrollo del sistema de control de la máquina: diagramas de flujo del sistema para controlar la velocidad del motor y el movimiento de los actuadores, descripción y programación del ADC (convertor análogo digital) y el programa del microcontrolador en el lenguaje del ensamblador.

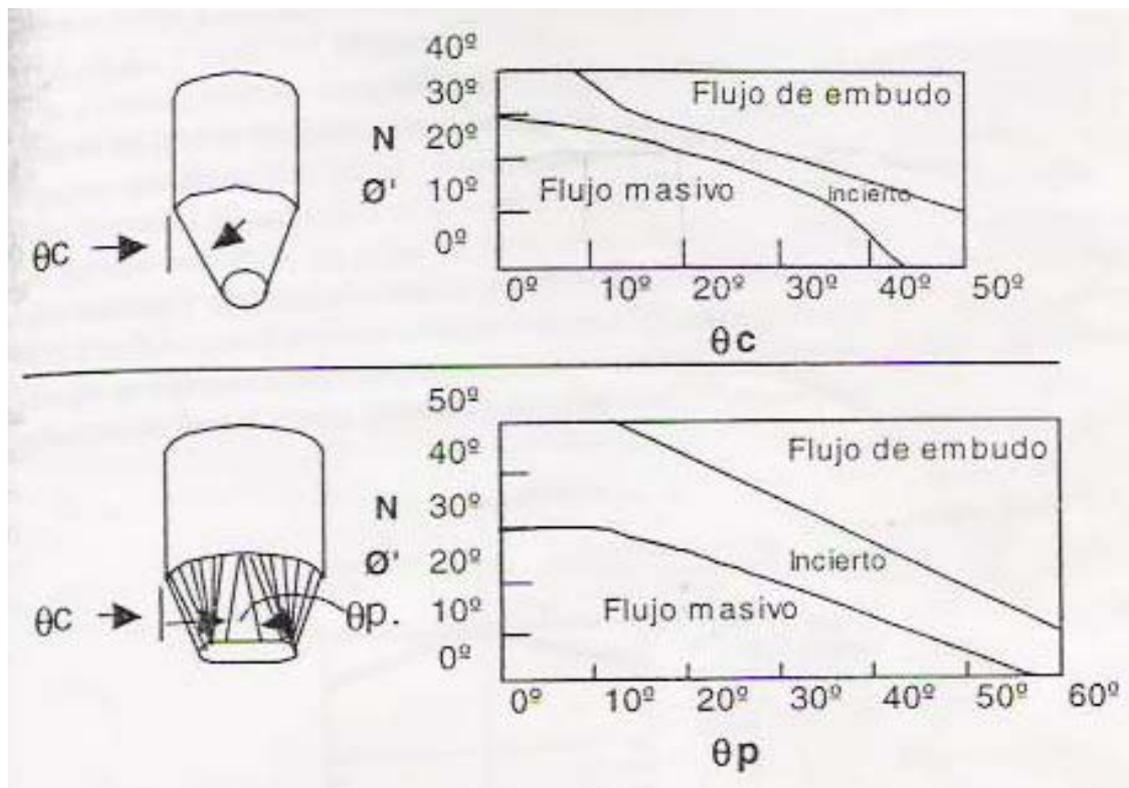
La integración, interacción y acople del conjunto de sistemas descritos anteriormente es el resultado de la realización del proyecto.

## 4.1 DISEÑO ESTRUCTURAL DE LA TOLVA

### 4.1.1 Dimensiones de la tolva.

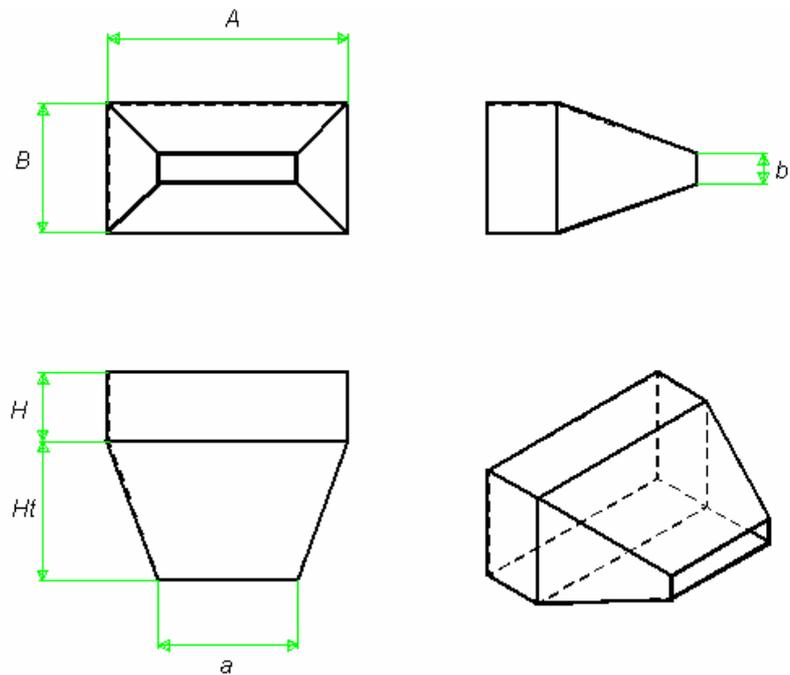
El Caolín tiene las siguientes propiedades leídas de la “Tabla 1. Propiedades mecánicas de materiales a granel”: peso específico ( $\omega=26389 \text{ N/m}^3$ ), ángulo de fricción interna ( $\theta=27^\circ$ ) y coeficiente de fricción contra el acero ( $\mu=0.36$ ). El ángulo de inclinación se selecciona por la “Figura 1. Relación entre el flujo de masa y el flujo de embudo” de Jenike, en donde “ $N=\tan(\mu)^{-1}$ ” es igual a  $20^\circ$  por lo que el flujo masivo se asegura con una inclinación entre 10 y 20 grados. Se toma un ángulo de inclinación  $\theta_p = \theta_c = 20^\circ$  y un ángulo complementario,  $\alpha_a = \alpha_b = 70^\circ$ .

Figura 1. Relación entre el flujo de masa y el flujo de embudo



Tomado de ACI-1991.

Figura 2. Dimensiones del silo



Elaborado en Solid Edge V15.

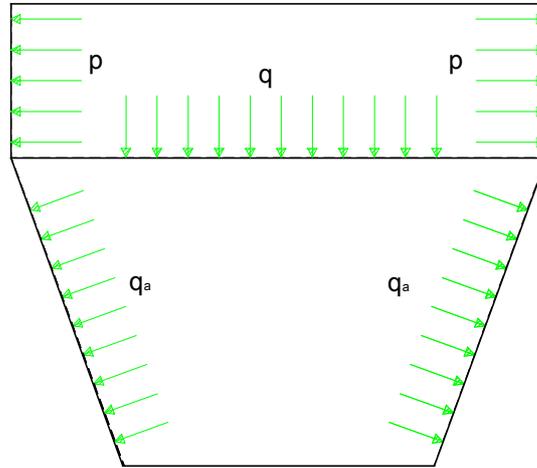
Tabla 2. Predimensionamiento del silo

Profundidad total:	$H = 1\text{m}$
Lado:	$A = 3.45\text{m}$
Lado:	$B = 1.85\text{m}$
Espesor de las paredes:	$t = 4\text{mm}$
Profundidad de la tolva:	$H_t = 2\text{m}$
Abertura inferior:	$a = 2\text{m}$
Abertura inferior:	$b = 0.4\text{m}$
Espesor de las paredes	$t = 4\text{mm}$

#### 4.1.2 Cargas sobre el recipiente.

En la “Figura 3. Empujes horizontales y fuerzas verticales debidos al material”, se observan las distintas cargas que actúan sobre el recipiente.

Figura 3. Empujes horizontales y fuerzas verticales debidos al material



Elaborado en Solid Edge V15.

Tabla 3. Radio hidráulico de la sección recta del recipiente

SECCIÓN TRANSVERSAL	ÁREA A	PERIMETRO L	RADIO HIDRAULICO R
	$\frac{\pi}{4} D^2$	$\pi D$	$\frac{D}{4}$
	$A \cdot B$	$2(A + B)$	$\frac{AB}{2(A + B)}$ $\frac{B}{4}$

Tomado de silos y tanques. Filigrana Moya

$R_a$ : Radio hidráulico lado largo.

$R_b$ : Radio hidráulico lado corto.

$$Ra = \frac{AB}{2(A+B)} = 0,60$$

$$Rb = \frac{B}{4} = 0,463$$

$$K = \frac{1 - \text{sen}\theta}{1 + \text{sen}\theta} = 0,38$$

Profundidad de llenado A:  $Y_oA$  (m)

Profundidad de llenado B:  $Y_oB$  (m)

$Y_oA$  (m) =  $Ra$  (m) /  $\mu K$ :

$Y_oB$  (m) =  $Rb$  (m) /  $\mu K$ :

$$Y_oA = \frac{Ra(m)}{\mu K} = 4,45\text{m}$$

$$Y_oB = \frac{Rb(m)}{\mu K} = 3,42\text{m}$$

Parámetros para la determinación de los factores de sobrepresión. Relación de profundidad-Lado largo (esbeltez):

$$H/A = 0,290$$

$$H/A < 2$$

Relación de profundidad-Lado corto (esbeltez):

$$H/B = 0,541$$

$$H/B < 2$$

- Empujes horizontales y fuerzas verticales debidos al material. Estos valores se obtienen de la aplicación de las formulas de Janssen en la siguiente forma:

- Presión vertical estática:  $q_o(Pa) = \omega(N/m^3) \cdot Y_o(m) [1 - e^{-y/y_o}]$

- Presión lateral estática:  $p_o(Pa) = Kq_o(Pa)$

- Fuerza vertical de fricción estática:

$$r_o(N/m) = [\omega(N/m^3)Y(m) - 0.8q_o(N/m^2)]R(m)$$

- Presión estática en el fondo de la tolva:

$$q_{\alpha}(Pa) = p_o(Pa)\sin^2 \alpha + q_o(Pa)\cos^2 \alpha$$

Tabla 4. Cargas estáticas sobre la cara A

PROFUN Y(m)	Y/YoA	CARGAS ESTATICAS			
		qo(Pa)	po(Pa)	ro(N/m)	qαo(Pa)
0	0	0	0	0	
0,50	0,11	12481	4687	1933	
1,00	0,22	23636	8876	4504	
Tolva					
1,5	0,34	33607	12620		15075
2,00	0,45	42519	15967		19073
2,50	0,56	50485	18958		22646
3	0,67	57605	21632		25840

Silos y tanques. Filigrana Moya

Tabla 5. Cargas estáticas en la cara B

PROFUN Y(m)	Y/YoB	CARGAS ESTATICAS			
		qo(Pa)	po(Pa)	ro(N/m)	qαo(Pa)
0	0	0	0	0	
0,5	0,15	12276	4610	2758	
1	0,29	22882	8593	4899	
TOLVA					
1	0,29	22882	8593		10264
1,5	0,44	32046	12034		14375
2	0,58	39964	15008		17927
3	0,88	52717	19797		23648

Silos y tanques. Filigrana Moya

C y  $C\alpha$  son los factores de sobrepresión recomendados por efecto de las cargas dinámicas contra las paredes laterales y el fondo de la tolva respectivamente. Sus valores mínimos se suministran en la “Tabla 6. Factores de sobrepresión mínimos, recomendados para silos”, en función de la esbeltez del silo (H/LADO).

Tabla 6. Factores de sobrepresión mínimos, recomendados para silos

PARTE DEL SILO	H/LADO<2	2<H/LADO<3	3<H/LADO<4	4<H/LADO<5	H/LADO<5
Zona superior No. 1 Entre H Y H1	1.35	1.45	1.50	1.60	1.65
Zona siguiente No. 2 Entre H1 y H2	1.45	1.55	1.60	1.70	1.75
Zona siguiente No. 3 Entre H2 y H3	1.55	1.65	1.75	1.80	1.90
Zona siguiente No. 4 Entre H3 y H4	1.65	1.75	1.85	1.90	2.00
Zona siguiente No. 5 Entre H4 y H5	1.65	1.75	1.85	1.90	2.00
Fondo de la tolva	1.65	1.35	1.85	1.35	1.50

Silos y tanques. Filigrana Moya.

$C\alpha = 1.50$

- Sobrepresiones vertical  $q$  y lateral  $p$

$$q = Cq_o$$

$$p = Cp_o$$

- Sobrecarga vertical de fricción,  $r = Cr_o$

- Sobrepresión en el fondo de la tolva,  $q\alpha = C\alpha q\alpha_o$

Tabla 7. Sobrepresiones y sobrecargas estáticas en la cara A

Y(m)	C	C $\alpha$	CARGAS DE DISEÑO			
			q(Pa)	P(Pa)	r(N/m)	q $\alpha$ (Pa)
0	0		0	0	0	
0,50	1,35		16849	6327	2609	
1,00	1,45		34273	12870	6531	
Tolva						
1,5	1,55	1,5	52091			22613
2,00	1,65	1,5	70157			28610
2,50	1,65	1,5	83300			33969
3	1,65	1,5	95048			38760

Silos y tanques. Filigrana Moya

Tabla 8. Sobrepresiones y sobrecargas estáticas en la cara B

PROFUN Y(m)	C	C $\alpha$	CARGAS DE DISEÑO			
			q(Pa)	P(Pa)	r(N/m)	q $\alpha$ (Pa)
0	0		0	0	0	
0,5	1,35		16572	6223	3724	
1	1,45		33179	12460	7103	
TOLVA						
1	1,55	1,5	35467			15396
1,5	1,65	1,5	52876			21563
2	1,65	1,5	65941			26891
3	1,65	1,5	86983			35471

Silos y tanques. Filigrana Moya

#### 4.1.3 Peso de la estructura.

Dentro de esa carga se consideran los pesos de la pared, el peso de la tolva y su contenido; los términos incluidos son:

- H: Altura de la pared
- t: Espesor de la pared.
- $\omega_c$ : Peso unitario del acero.
- $\omega$ : Peso unitario del material contenido en la tolva.
- A y B: Longitud y ancho de la tolva en la parte superior.
- a y b: Longitud y ancho de la abertura de la tolva.
- H<sub>t</sub>: Profundidad de la tolva.
- $\alpha_a$  y  $\alpha_b$ : Ángulos de inclinación complementarios en la tolva.

- Peso de las paredes superiores y su contenido,  $W_p$ .

$$W_p(N) = H(m).t(m)(A(m) + B(m)).\omega_c(kg / m^3)$$

$$W_p = (1m)(0.002m)(3.45m + 1.85m)(77kN / m^3) = 816.2N$$

$$W_e(N) = H(m).A(m).B(m).w(N/m^3)$$

$$W_e = (0.5m)(3.45m)(1.85m)(26389N / m^3) = 84.21kN$$

- Peso de la tolva y su contenido  $W_t$  y  $W_m$ :

$$w_t(N) = \left[ \frac{A + a}{\text{sen}\alpha_a} + \frac{B + b}{\text{sen}\alpha_b} \right] (m).t_i(m).H_i(m).\omega_c(N / m^3)$$

$$w_t = \left[ \frac{3,45 + 2}{\text{sen}70} + \frac{1,85 + 0.4}{\text{sen}70} \right] (0,002)(2)(77 * 10^3) = 2.524kN$$

$$W_m(N) = 0.17[(2A + a)B + (2a + A)b](m^2).H_i(m).\omega(N / m^3)$$

$$W_m = 0.17[(2(3.45) + 2)1.85 + (2(2) + 3.45)0.4](1)(26389) = 87,23kN$$

- Peso total de la carga viva y la carga muerta:

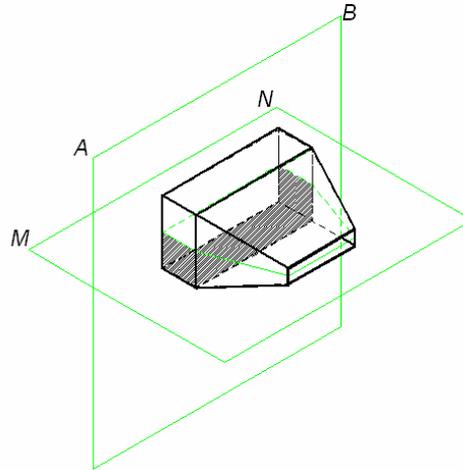
$$W_{silo}(N) = W_p + W_e + W_t + W_m$$

$$W_{silo} = 174.78kN$$

#### 4.1.4 Diseño de las paredes laterales y placas de fondo.

Se verifica el espesor de las paredes superiores del recipiente realizando cortes en los planos A-B y M-N de la "Figura 4. Planos cortantes en el silo"

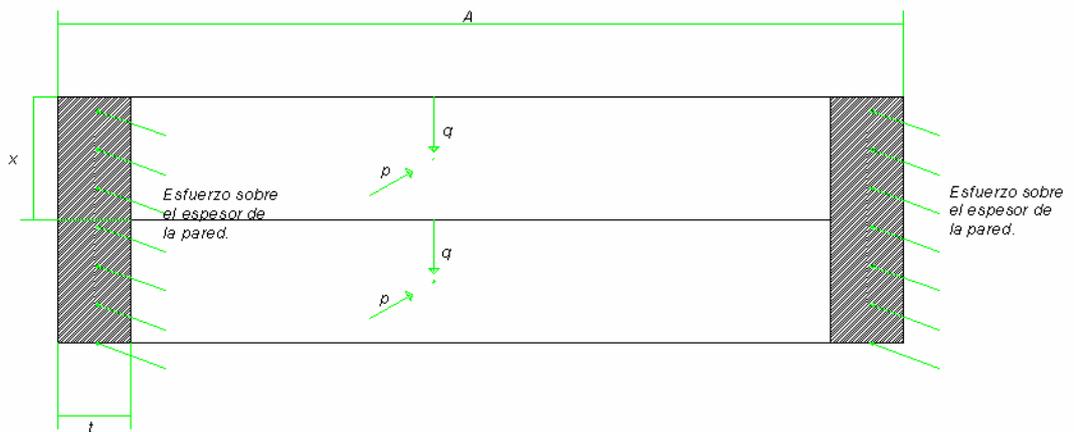
Figura 4. Planos cortantes en el silo



Elaborado en Solid Edge V15.

Se aísla la región sombreada que consiste en la cara plana del silo y en el material contenido dentro de los cortes representado en la “Figura 5. Región aislada del silo”.

Figura 5. Región aislada del silo



Elaborado en Solid Edge V15.

En el cuerpo actúan los esfuerzos normales ( $\sigma$ ) sobre el espesor de la pared, y las presiones  $p$  y  $q$  debidas al material almacenado.

Sumatoria de fuerzas en dirección horizontal:

$$\sum F_{horiz} = 0:$$

$$2\sigma_{perm} \cdot t \cdot x - (A - t)x\sigma_{1,2} = 0$$

$$t = \frac{A\sigma_{1,2}}{2\sigma_{perm} + \sigma_{1,2}}$$

$$\tau_{xy} = -q$$

$$-\sigma_x = p$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$(\tau_{max})_x = \pm \frac{\sigma_2}{2}$$

$$(\tau_{max})_y = \pm \frac{\sigma_1}{2}$$

$$(\tau_{max})_z = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$t = \frac{A\tau_{max}}{4\tau_{perm} + \tau_{max}}$$

Ecuación 1. Espesor de pared

Tabla 9. Esfuerzos principales y cortante máximo en las paredes superiores del silo

YA(m)	$\sigma_x$ (Pa)	$T_{xy}$ (Pa)	$\sigma_1$ (Pa)	$\sigma_2$ (Pa)	$T_{max}$ (Pa)
0	0	0	0	0	0
0,50	-6327	-16849	13980	-20307	17144
1,00	-12870	-34273	28436	-41307	34872

Según la norma AISC:

$$\text{Tensión : } 0.45 S_y \leq \sigma_{perm} \leq 0.60 S_y$$

$$\text{Cor tante : } \tau_{perm} = 0.40 S_y$$

Para el acero 1006 laminado en caliente:

$$S_y = 170MPa$$

$$\sigma_{perm} = 0.50 S_y = 85MPa$$

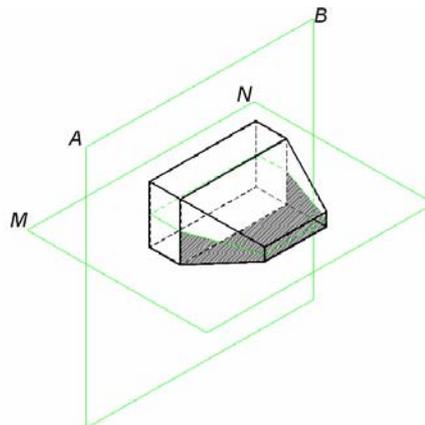
$$\tau_{perm} = 0.40 S_y = 68MPa$$

Tabla 10. Espesor mínimo de las paredes superiores del silo

YA(m)	A la tensión t(mm)	Al cortante t(mm)
0	0	0
0,50	1,41206607	0,21743152
1,00	1,83807757	0,44224731

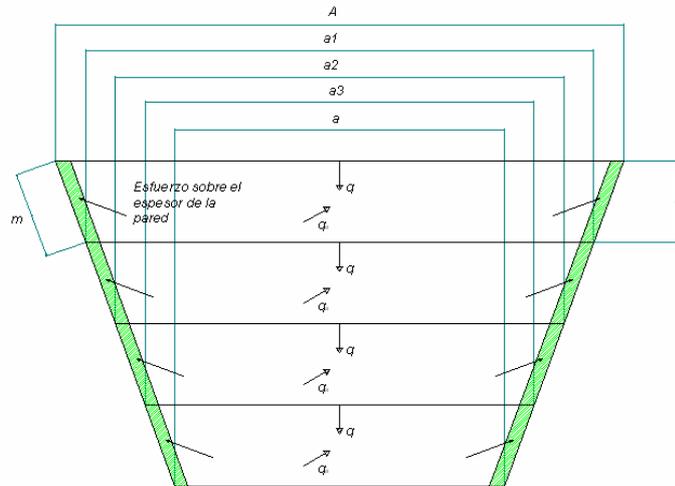
Al realizar los cortes correspondientes a los planos A-B y M-N mostrados en la “Figura 6. Planos cortantes en el silo”; se aísla la región sombreada que consiste en la cara plana del silo y en el material contenido dentro de los cortes mostrado en “Figura 7. Región aislada de las paredes inferiores del silo”.

Figura 6. Planos cortantes en el silo



Elaborado en Solid Edge V15.

Figura 7. Región aislada de las paredes inferiores del silo



Elaborado en Solid Edge V15.

$$\text{Area del trapecio} = \frac{l_1(A + a_1)}{2}$$

Las fuerzas que actúan sobre las paredes de la tolva se pueden descomponer como:

Sumatoria de fuerzas en dirección horizontal:

$$\sum F_{horiz} = 0 :$$

$$2\sigma_{perm} \cdot t \cdot m - \frac{l_1(A + a_1 - 2t)\sigma_{1,2}}{2} = 0$$

$$t = \frac{l_1(A + a_1)\sigma_{1,2}}{2(2m\sigma_{perm} + l\sigma_{1,2})}$$

Ecuación 2. Espesor de pared

$$t = \frac{l_1(A + a_1)\tau_{max}}{2(4m\tau_{perm} + l\tau_{max})}$$

Ecuación 3. Espesor de pared

Esfuerzos principales y el esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma_x = -q_x - q_\alpha$$

$$\tau_{\max} = -q_y$$

Tabla 11. Esfuerzos principales y cortante máximo en las paredes inferiores del silo

YA(m)	q(Pa)	qx(Pa)	qy(Pa)	$\sigma_x$ (Pa)	$T_{xy}$ (Pa)	$\sigma_1$ (Pa)	$\sigma_2$ (Pa)	$T_{\max}$ (Pa)
1,5	52091	48950	17816	-71563	-17816	4190	-75753	39971
2,00	70157	65926	23995	-94535	-23995	5742	-100277	53009
2,50	83300	78277	28490	-112246	-28490	6817	-119063	62940
3	95048	89316	32508	-128076	-32508	7779	-135855	71817

Tabla 12. Espesor mínimo de las paredes inferiores del silo

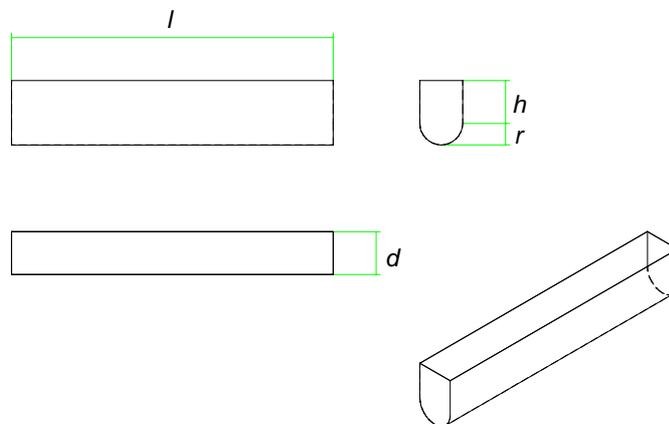
YA(m)	A la tensión t(mm)	Al cortante t(mm) T
1,5	2,51828742	0,89659616
2,00	2,70496245	1,00481811
2,50	2,45058224	0,8549362
3	1,75874006	0,44719928

El espesor máximo calculado se satisface con una lámina de acero calibre 11.

#### 4.2 DISEÑO DE LA ARTESA

Para el diseño de la artesa o canal se tiene en cuenta el peso del material contenido en ella y los esfuerzos que ejerce el material almacenado en el silo.

Figura 8. Dimensiones de la artesa



Elaborado en Solid Edge V15.

El volumen de la artesa se calcula como:

$$V = l \left( \frac{\pi \cdot r^2}{2} + d \cdot h \right)$$

$$l = 3m$$

$$d = 0,4m$$

$$h = 0,4m$$

$$r = 0,2m$$

Reemplazando :

$$V = 0.67m^3$$

Peso del material dentro de la artesa :

$$W_2(N) = Vw = (0.67m^3) \left( 26389 \frac{N}{m^3} \right)$$

$$W_2 = 17680.63N$$

Area de la superficie que soporta el peso :

$$S = \pi \cdot r \cdot (r + h) + 2 \cdot h \cdot (l + d)$$

Reemplazando :

$$S = 3.09m^2$$

Presión sobre el area  $S$  :

$$q_2 = \frac{17680.63N}{3.09m^2} = 5709Pa$$

La presión más significativa es la vertical y es la que tendremos en cuenta:

$$q_3 = q + q_2$$

$$q_3 = 100.76kPa$$

Con el valor de la presión ( $q_3$ ) y usando un espesor de pared de 3 mm; se obtienen los valores de los esfuerzos principales, cortante y magnitud del desplazamiento mediante el análisis por elementos finitos. Los resultados de la simulación se encuentran en el Anexo A.

Tabla 13. Valores obtenidos en el Anexo A

	Valor máximo	Valor mínimo
Esfuerzo principal máximo	117.26MPa	-1.103MPa
Esfuerzo principal mínimo	18.56MPa	-30.78MPa
Esfuerzo cortante	40.23MPa	-40.22MPa

Se emplea un acero 1045 laminado en caliente calibre 11 (3.04mm) :

$$S_y = 310MPa$$

$$\sigma_{perm} = 0.50 S_y = 155MPa$$

$$\tau_{perm} = 0.40 S_y = 124MPa$$

Lo cual satisface las condiciones

- Peso de la artesa y su contenido  $W_t$  y  $W_m$ :

$$wt(N) = \left[ 2th(l+d) + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (r^2 - (r-t)^2) \right] Wc$$

$$wt = 1074.57N$$

$$Wm(N) = \left( dhl + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^2 l \right) W$$

$$Wm = 17,64kN$$

- Peso total de la artesa lo compone la carga viva y la carga muerta:

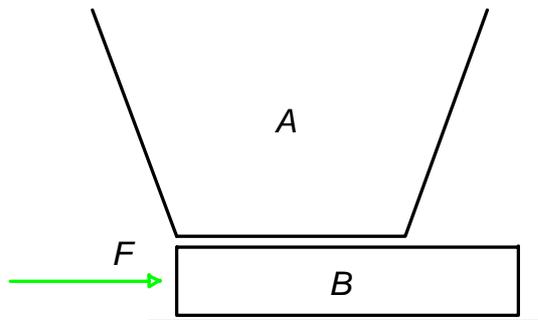
$$W_{artesa}(N) = Wt + Wm$$

$$W_{artesa} = 18.71kN$$

#### 4.3 POTENCIA NECESARIA PARA DESPLAZAR EL MATERIAL

Se aprecia el sistema en la “Figura 9. Representación del sistema de fricción”.

Figura 9. Representación del sistema de fricción



Elaborado en Solid Edge V15.

*A*: Material almacenado en el silo

*B*: Material almacenado en la artesa

*F*: Fuerza requerida para realizar el deslizamiento tan gencial (cor tan te)

$W_a$ : Peso del material A

$W_b$ : Peso del material B

$\mu_{s1}$ : Coeficiente de fricción estática entre el acero y el caolín

$\mu_{s2}$ : Coeficiente de fricción estática entre el caolín y el caolín

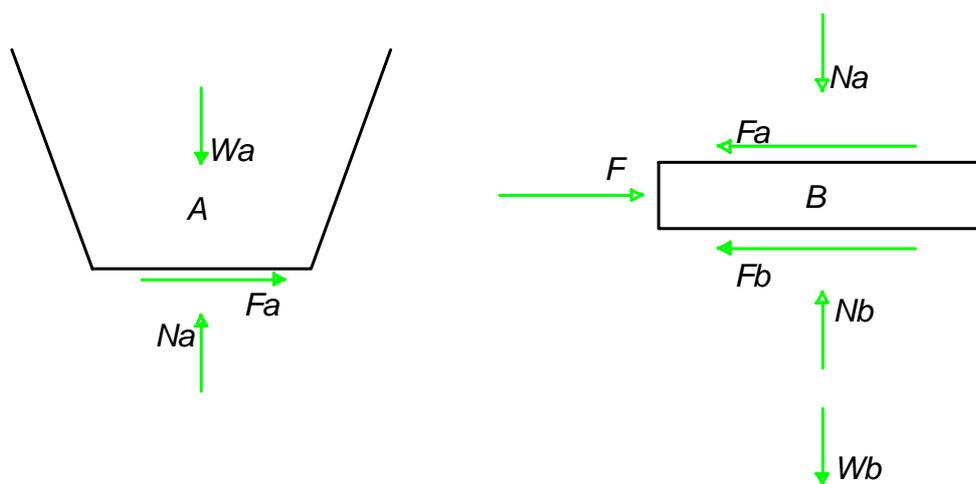
$\mu_{s1} = 0.36$

$\mu_{s2} = 0.6$

$F_a$ : Fuerza de fricción entre el caolín y el caolín

$F_b$ : Fuerza de fricción entre el acero y el caolín

Figura 10. Diagrama de cuerpo libre



Elaborado en Solid Edge V15.

Análisis estático en el cuerpo A:

$q$ : Presión vertical estática en la abertura de la tolva

$A$ : Área en la abertura de la tolva

$$N_a = W_a$$

$$W_a = qA = (95048Pa)(0,4m)(2m) = 76038.4N$$

$$F_a = \mu_{s2} \cdot N_a = (0.6)(76038.4N)$$

$$F_a = 45623.04N$$

Análisis estático en el cuerpo B:

$$+ \uparrow \sum Fy = 0 :$$

$$N_b - N_a - W_b = 0$$

$$W_b = 17680.63N$$

$$N_b = 76038.4N + 17680.63N = 93719.03N$$

$$\sum Fx = 0 :$$

$$F - F_a - F_b = 0$$

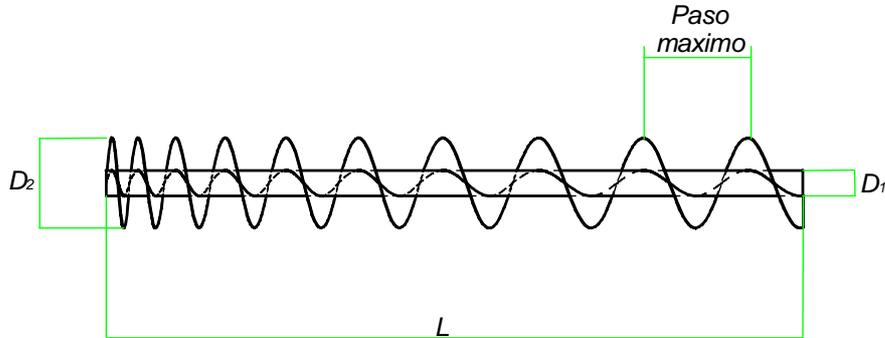
$$F_b = \mu_{s1} \cdot N_b = (0.36)(93719.03N) = 33738.85N$$

$$F = F_a + F_b = 79361.90N$$

La distancia que se desplaza el material por revolución es equivalente al paso del tornillo helicoidal. En este caso es importante la necesidad de un tornillo helicoidal de paso variable para producir un arrastre uniforme del material por la abertura completa de la tolva.

Para la selección del paso mínimo del tornillo helicoidal se debe tener en cuenta el tamaño máximo de partícula del material transportado, en el caso del caolín el tamaño máximo de partícula es de 7.60 cm (el cual constituye menos del 5%); se selecciona un paso mínimo 10 cm, lo cual garantiza que el material pueda ser transportado sin complicaciones; además el paso se aumenta gradualmente 5 cm por vuelta hasta llegar a un paso máximo de 45 cm. La distancia máxima que se desplaza el material por revolución es de 45 cm.

Figura 11. Tornillo helicoidal



Elaborado en Solid Edge V15.

Tabla 14. Potencia mecánica para realizar el deslizamiento del material

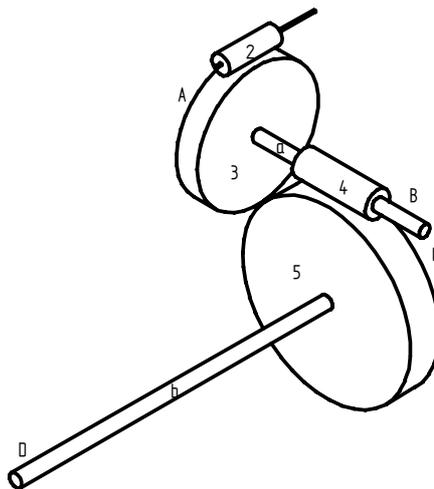
Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Masa específica del caolín	$w$	Propiedad del material	$\frac{kg}{m^3}$	2690
Toneladas manejadas por hora	$\frac{Ton}{H}$	Dato de entrada	$\frac{Ton}{H}$	20
Paso máximo del tornillo helicoidal	$P_{max}$	Dimensión de la máquina	$m$	0.45
Volumen del material transportado por minuto	$v_{min}$	$v = \left(\frac{Ton}{H}\right) \left(\frac{1000kg}{1T}\right) \left(\frac{1H}{60\text{ min}}\right) \left(\frac{1m^3}{2690kg}\right)$	$\frac{m^3}{min}$	0,12392
Volumen del material que sale de la artesa por revolución	$v_{rev}$	$v_{rev} = 0.6P_{max} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right)^2$	$\frac{m^3}{Rev}$	0,0323
Revoluciones por minuto	$RPM$	$RPM = \frac{v_{min}}{v_{rev}}$	$\frac{Rev}{min}$	4
Cantidad de masa transportada por revolución	$M_{rev}$	$M_{rev} = v_{rev} w$	$\frac{kg}{Rev}$	86,76

Aceleración del material transportado	$a$	$a = \frac{2(P_{\max})}{(60s)^2}$	$\frac{m}{s^2}$	0,000960
Velocidad final del material transportado	$V_f$	$V_f = \sqrt{2.a.P_{\max}.RPM}$	$\frac{m}{s}$	0,0576
Potencia requerida para transportar el material	$HP_1$	$HP_1 = \frac{F.V_f}{746}$	$HP$	6,13
Torque	$T$	$T = \frac{7129.HP}{RPM}$	$N.m$	11367,75

#### 4.4 DISEÑO DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

El diseño del reductor consiste en determinar las características de la caja reductora de velocidad. En la “Figura 12. Caja reductora de velocidad”, se aprecia el sistema reductor con la correspondiente notación empleada.

Figura 12. Caja reductora de velocidad



Elaborado en Solid Edge V15.

Tabla 15. Caja de reductora de velocidad

Notación del componente	Descripción
2	Engranaje sinfín
3	Corona
4	Engranaje sinfín
5	Corona
<i>a</i>	Eje
<i>b</i>	Eje
<i>A</i>	Cojinete
<i>B</i>	Cojinete
<i>C</i>	Cojinete
<i>D</i>	Cojinete

#### 4.4.1 Diseño de los engranajes 2 y 3

- Diseño geométrico del tren de engranajes 2 y 3

Tabla 16. Diseño geométrico del tren de engranajes 2 y 3

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Potencia del motor	$P_{out}$	Valor nominal del motor	<i>kW</i>	11,19
Factor de reducción del mecanismo.	$mg$	Decisión a priori	Adimensional	17
Velocidad angular del sinfín	$N_w$	Valor nominal del motor	<i>RPM</i>	1750
Número de entradas del sinfín	$Z_w$	Decisión a priori	Adimensional	2
Velocidad angular de la corona	$N_g$	$N_g = \frac{N_w}{mg}$	<i>RPM</i>	102,94
Número de dientes de la corona	$Z_g$	$Z_g = mg \cdot Z_w$	Adimensional	34
Módulo	$m$	Decisión a priori	<i>mm</i>	6

Factor para el diámetro del sinfín	$q$	Decisión a priori	Adimensional	20
Angulo de presión	$\alpha$	Decisión a priori	Grados	20
Angulo de avance	$\gamma$	$\gamma = \text{Tan}\left(\frac{Z_w}{q}\right)^{-1}$	Grados	5,711
Modulo axial	$m_x$	$m_x = m$	mm	6
Modulo normal	$m_n$	$m_n = m_x \cos \gamma$	mm	5,970
Paso axial	$p_x$	$p_x = m_x \pi$	mm	18,85
Paso normal	$p_n$	$p_n = m_n \pi$	mm	18,76
Paso base	$p_b$	$p_b = p_x \cos \alpha$	mm	17,713
Addendum	$h_a$	$h_a = m_n$	mm	5,97
Deddendum	$c_a$	$c_a = 1.157.m_n$	mm	6,91
Diámetro primitivo del sinfín	$d_w$	$d_w = q.m_x$	mm	120
Diámetro primitivo de la corona	$d_g$	$d_g = Z_g .m_x$	mm	204
Diámetro exterior del sinfín	$d_{aw}$	$d_{aw} = d_w + 2h_a$	mm	131,94
Diámetro exterior de la corona	$d_{ag}$	$d_{ag} = d_g + 2h_a$	mm	131,94
Diámetro de raíz de la corona	$d_{bg}$	$d_{bg} = d_g \cdot \cos(\alpha)$	mm	191,70
Distancia entre centros	$C$	$C = \frac{d_w + d_g}{2}$	mm	162
Ancho de la corona	$b_g$	$b_g = 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$	mm	60,99
Longitud del sinfín	$b_1$	$b_1 = 2,5m\sqrt{Z_g + 1}$	mm	88,74
Radio de contacto $\beta$	$\varepsilon_\beta$	$\varepsilon_\beta = \frac{b_g \text{sen} \gamma}{p_n}$	mm	0,324

Radio de contacto $\alpha$	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{ag}^2 - d_{bd}^2} + \frac{2m_x}{\text{sen}\alpha} - d_g \text{sen}\alpha}{2p_b}$	mm	1,940
----------------------------	----------------------	---	----	-------

“Engineering handbook” Solid Edge V15.

- Cálculo de fuerzas en el tren de engranajes 2 y 3

Tabla 17. Cálculo de fuerzas en el tren de engranajes 2 y 3

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Velocidad del sinfín	$V_w$	$V_w = \frac{\pi d_w N_w}{60000}$	m/s	10,996
Velocidad de la corona	$V_g$	$V_g = V_w \frac{Z_w}{q}$	m/s	1,100
Velocidad de deslizamiento	$V_k$	$V_k = \frac{V_w}{\cos \gamma}$	m/s	11,050
Coefficiente de fricción	$\mu_z$	$\mu_z = 0.02 + \frac{0.034}{V_k}$	Adimensional	0,02308
Angulo de fricción	$\rho_z$	$\rho_z = \tan(\mu_z)^{-1}$	Adimensional	1,3220
Eficiencia	$\eta_z$	$\eta_z = \frac{\tan(\gamma - \rho_z)}{\tan(\gamma)}$	Adimensional	0,77
Potencia de entrada	$P_{in}$	$P_{in} = P_{out} \cdot \eta_z$	kW	8,6
Torque de entrada	$T_{in}$	$T_{in} = \frac{30000 P_{in}}{\pi N_g}$	N.m	1037,62
Fuerza tangencial en la corona	$F_{tg}$	$F_{tg} = \frac{200 T_{in}}{m_g d_g}$	N	5431
Fuerza axial en la corona	$F_{ag}$	$F_{ag} = \frac{F_{tg} d_g}{m_g \eta d_w}$	N	678
Fuerza normal	$F_n$	$F_n = \frac{F_{ag}}{\cos \alpha \cdot \text{sen} \gamma - \mu_z \cos \gamma}$	N	1991
Fuerza tangencial en el sinfín	$F_{tw}$	$F_{tw} = F_{ag}$	N	678

Fuerza axial en el sinfín	$F_{av}$	$F_{av} = F_{tg}$	$N$	5431
---------------------------	----------	-------------------	-----	------

“Engineering handbook” Solid Edge V15.

- Diseño del reductor 2 y 3 por falla de contacto

Para la realización de los cálculos de falla por contacto se toma como referencia la norma AGMA. Los siguientes cálculos se aplican a la corona ya que soporta la mayor carga tangencial.

Tabla 18. Diseño de la corona 3 por falla de contacto

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Carga transmitida	$W_t$	$W_t = \frac{60(10)^3 P_{out}}{\pi \cdot d_w \cdot N_w}$	$kN$	1,017
Coefficiente elástico	$Z_E$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right]}}$	$\sqrt{N / mm^2}$	150,9
Factor geométrico de resistencia a picadura	$Z_1$		Adimensional	0,068
Factor de sobrecarga	$K_A$	Carga uniforme suministro de potencia uniforme	Adimensional	1
Número de exactitud de transmisión	$Q_v$		Adimensional	11
Factor dinámico	$K_v''$	$K_v'' = \left[ \frac{A}{A + \sqrt{200v_{et}}} \right]^{-B}$	Adimensional	2,486
Factor de distribución de carga	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = K_{mb} + 5.6(10^{-6})b_g^2$	Adimensional	1,02
Factor de tamaño para resistencia a picadura	$Z_x$		Adimensional	0,738

Factor de coronamiento para resistencia a la picadura	$Z_{xc}$	Dientes coronados en forma adecuada	Adimensional	1.5
Número de esfuerzo de contacto calculado	$\sigma_H$	$\sigma_H = Z_E \left( \frac{1000 \cdot W_t}{bdZ_1} K_A K_v K_{H\beta} Z_x Z_{xc} \right)^{1/2}$	$N/mm^2$	202,5
Número de esfuerzo de contacto permisible	$\sigma_{H \text{ lim}}$		$N/mm^2$	300
Número de ciclos	$N_L$		Adimensional	$10^8$
Factor de ciclos de esfuerzo para resistencia a picadura	$Z_{NT}$	$Z_{NT} = 3.4822 \eta_L^{-0.0602}$	Adimensional	1
Factor de relación de la dureza para la resistencia a picadura	$Z_W$		Adimensional	1
Factor de seguridad por contacto	$S_H$		Adimensional	1
Factor de temperatura	$K_\theta$		Adimensional	1
Confiabilidad	$R$		Adimensional	0.99
Factor de confiabilidad para picadura	$Z_Z$	$Z_Z = 0.7 - 0.15 \log(1 - R)$	Adimensional	1
Número de esfuerzo por contacto permisible	$\sigma_{HP}$	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} Z_{NT} Z_W}{S_H K_\theta Z_Z}$	$N/mm^2$	300
Factor de seguridad por desgaste	$n_w$	$n_w = \left( \frac{(\sigma_C)_{perm}}{\sigma_C} \right)^2$	Adimensional	2,07

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

- Diseño del reductor 2 y 3 por falla de flexión.

Tabla 19. Diseño de la corona 3 por falla de flexión

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Factor de tamaño por resistencia a flexión	$Y_X$	$Y_X = 0.4867 + 0.008339m$	Adimensional	0,507
Factor de curvatura en sentido longitudinal para la resistencia a la flexión	$Y_\beta$		Adimensional	1
Factor geométrico por resistencia a la flexión	$Y_J$		Adimensional	0,16
Número de esfuerzo por contacto calculado	$\sigma_F$	$\sigma_F = \frac{1000.W^t \cdot K_A \cdot K_v \cdot Y_x \cdot K_{H\beta}}{b.m.Y_\beta Y_J}$	$N/mm^2$	22,346
Factor de ciclos de esfuerzo para resistencia a flexión	$Y_{NT}$	$Y_{NT} = 1.3.558n_L^{-0.0323}$	Adimensional	0.695
Factor de seguridad por flexión	$S_F$		Adimensional	1
Número de esfuerzo flexionante (permisible)	$\sigma_{F \text{ lim}}$		$N/mm^2$	300
Número de esfuerzo flexionante permisible	$\sigma_{FP}$	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} Y_{NT}}{S_F K_\theta Y_Z}$	$N/mm^2$	208,60
Factor de seguridad a flexión	$n_B$	$n_B = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$	Adimensional	9,336

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

#### 4.4.2 Diseño de los engranajes 4 y 5

- Diseño geométrico del tren de engranajes 4 y 5

Tabla 20. Diseño geométrico del tren de engranajes 4 y 5

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Potencia del motor	$P_{out}$	Valor de salida del reductor 1	$kW$	8,6
Factor de reducción del mecanismo.	$mg$	Decisión a priori	Adimensional	17

Velocidad angular del sinfín	$N_w$	Valor de salida del reductor 1	<i>RPM</i>	102,94
Número de entradas del sinfín	$Z_w$	Decisión a priori	Adimensional	2
Velocidad angular de la corona	$N_g$	$N_g = \frac{N_w}{m_g}$	<i>RPM</i>	6
Número de dientes de la corona	$Z_g$	$Z_g = m_g \cdot Z_w$	Adimensional	34
Módulo	$m$	Decisión a priori	<i>mm</i>	22
Factor para el diámetro del sinfín	$q$	Decisión a priori	Adimensional	20
Angulo de presión	$\alpha$	Decisión a priori	<i>Grados</i>	20
Angulo de avance	$\gamma$	$\gamma = \text{Tan} \left( \frac{Z_w}{q} \right)^{-1}$	<i>Grados</i>	5,711
Modulo axial	$m_x$	$m_x = m$	<i>mm</i>	22
Modulo normal	$m_n$	$m_n = m_x \cos \gamma$	<i>mm</i>	21,89
Paso axial	$p_x$	$p_x = m_x \pi$	<i>mm</i>	69,12
Paso normal	$p_n$	$p_n = m_n \cdot \pi$	<i>mm</i>	68,77
Paso base	$p_b$	$p_b = p_x \cos \alpha$	<i>mm</i>	64,95
Addendum	$h_a$	$h_a = m_n$	<i>mm</i>	21,89
Deddendum	$c_a$	$c_a = 1.157 \cdot m_n$	<i>mm</i>	25,33
Diámetro primitivo del sinfín	$d_w$	$d_w = q \cdot m_x$	<i>mm</i>	440
Diámetro primitivo de la corona	$d_g$	$d_g = Z_g \cdot m_x$	<i>mm</i>	748
Diámetro exterior del sinfín	$d_{aw}$	$d_{aw} = d_w + 2h_a$	<i>mm</i>	483,78
Diámetro exterior de la corona	$d_{ag}$	$d_{ag} = d_g + 2h_a$	<i>mm</i>	791,78
Diámetro de raíz de la corona	$d_{bg}$	$d_{bg} = d_g \cdot \cos(\alpha)$	<i>mm</i>	702,89
Distancia entre centros	$C$	$C = \frac{d_w + d_g}{2}$	<i>mm</i>	594
Ancho de la corona	$b_g$	$b_g = 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$	<i>mm</i>	223,63

Longitud del sinfín	$b_1$	$b_1 = 2,5m\sqrt{Z_g + 1}$	mm	325,38
Radio de contacto $\beta$	$\varepsilon_\beta$	$\varepsilon_\beta = \frac{b_g \text{sen} \gamma}{p_n}$	mm	0,324
Radio de contacto $\alpha$	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{ag}^2 - d_{bd}^2} + \frac{2m_x}{\text{sen} \alpha} - d_g \text{sen} \alpha}{2p_b}$	mm	1,827

“Engineering handbook” Solid Edge V15.

- Cálculo de fuerzas en el tren de engranajes 4 y 5

Tabla 21. Cálculo de fuerzas en el tren de engranajes 4 y 5

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Velocidad del sinfín	$V_w$	$V_w = \frac{\pi d_w N_w}{60000}$	m / s	2,372
Velocidad de la corona	$V_g$	$V_g = V_w \frac{Z_w}{q}$	m / s	0,237
Velocidad de deslizamiento	$V_k$	$V_k = \frac{V_w}{\cos \gamma}$	m / s	2,383
Coefficiente de fricción	$\mu_z$	$\mu_z = 0.02 + \frac{0.034}{V_k}$	Adimensional	0,0343
Angulo de fricción	$\rho_z$	$\rho_z = \tan(\mu_z)^{-1}$	Adimensional	1,962
Eficiencia	$\eta_z$	$\eta_z = \frac{\tan(\gamma - \rho_z)}{\tan(\gamma)}$	Adimensional	0,655
Potencia de entrada	$P_{in}$	$P_{in} = P_{out} \cdot \eta_z$	kW	5,624
Torque de entrada	$T_{in}$	$T_{in} = \frac{30000 P_{in}}{\pi N_g}$	N.m	13537,64
Fuerza tangencial en la corona	$F_{tg}$	$F_{tg} = \frac{200 T_{in}}{m_g d_g}$	N	11627
Fuerza axial en la corona	$F_{ag}$	$F_{ag} = \frac{F_{tg} d_g}{m_g \eta d_w}$	N	1593
Fuerza normal	$F_n$	$F_n = \frac{F_{ag}}{\cos \alpha \cdot \text{sen} \gamma - \mu_z \cos \gamma}$	N	4268

Fuerza tangencial en el sinfín	$F_{tw}$	$F_{tw} = F_{ag}$	N	1593
Fuerza axial en el sinfín	$F_{aw}$	$F_{aw} = F_{tg}$	N	11627

“Engineering handbook” Solid Edge V15.

- Diseño del reductor 4 y 5 por falla de contacto

Los cálculos de falla por contacto se realizan bajo la norma AGMA, se aplican a la corona ya que soporta la mayor carga tangencial.

Tabla 22. Diseño de la corona 5 por falla de contacto

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Carga transmitida	$W_t$	$W_t = \frac{60(10)^3 P_{out}}{\pi \cdot d_w \cdot N_w}$	kN	3,620
Coefficiente elástico	$Z_E$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right]}}$	$\sqrt{N/mm^2}$	150,9
Factor geométrico de resistencia a picadura	$Z_1$		Adimensional	0,068
Factor de sobrecarga	$K_A$	Carga uniforme suministro de potencia uniforme	Adimensional	1
Número de exactitud de transmisión	$Q_v$		Adimensional	11
Factor dinámico	$K_v''$	$K_v'' = \left[ \frac{A}{A + \sqrt{200v_{et}}} \right]^{-B}$	Adimensional	2,068
Factor de distribución de carga	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = K_{mb} + 5.6(10^{-6})b_g^2$	Adimensional	1,280
Factor de tamaño para resistencia a picadura	$Z_x$		Adimensional	1

Factor de coronamiento para resistencia a la picadura	$Z_{xc}$	Dientes sin coronar	Adimensional	2
Número de esfuerzo de contacto calculado	$\sigma_H$	$\sigma_H = Z_E \left( \frac{1000 \cdot W_t}{bdZ_1} K_A K_v K_{H\beta} Z_x Z_{xc} \right)^{1/2}$	$N / mm^2$	195,9
Número de esfuerzo de contacto permisible	$\sigma_{H \text{ lim}}$		$N / mm^2$	300
Número de ciclos	$N_L$		Adimensional	$10^8$
Factor de ciclos de esfuerzo para resistencia a picadura	$Z_{NT}$	$Z_{NT} = 3.4822 \eta_L^{-0.0602}$	Adimensional	1
Factor de relación de la dureza para la resistencia a picadura	$Z_W$		Adimensional	1
Factor de seguridad por contacto	$S_H$		Adimensional	1
Factor de temperatura	$K_\theta$		Adimensional	1
Confiabilidad	$R$		Adimensional	0.99
Factor de confiabilidad para picadura	$Z_Z$	$Z_Z = 0.7 - 0.15 \log(1 - R)$	Adimensional	1
Número de esfuerzo por contacto permisible	$\sigma_{HP}$	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} Z_{NT} Z_W}{S_H K_\theta Z_Z}$	$N / mm^2$	300
Factor de seguridad por desgaste	$n_w$	$n_w = \left( \frac{(\sigma_c)_{perm}}{\sigma_c} \right)^2$	Adimensional	2,345

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

- Diseño del reductor 4 y 5 por falla de flexión.

Tabla 23. Diseño de la corona 5 por falla de flexión

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Factor de tamaño por resistencia a flexión	$Y_X$	$Y_X = 0.4867 + 0.008339m$	Adimensional	0,640
Factor de curvatura en sentido longitudinal para la resistencia a la flexión	$Y_\beta$		Adimensional	1
Factor geométrico por resistencia a la flexión	$Y_J$		Adimensional	0,16
Número de esfuerzo por contacto calculado	$\sigma_F$	$\sigma_F = \frac{1000.W^t .K_A .K_v' .Y_x .K_{H\beta}}{b.m.Y_\beta Y_J}$	$N / mm^2$	7,792
Factor de ciclos de esfuerzo para resistencia a flexión	$Y_{NT}$	$Y_{NT} = 1.3.558n_L^{-0.0323}$	Adimensional	0.695
Factor de seguridad por flexión	$S_F$		Adimensional	1
Número de esfuerzo flexionante (permisible)	$\sigma_{F \text{ lim}}$		$N / mm^2$	300
Número de esfuerzo flexionante permisible	$\sigma_{FP}$	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} Y_{NT}}{S_F K_\theta Y_Z}$	$N / mm^2$	208,60
Factor de seguridad a flexión	$n_B$	$n_B = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$	Adimensional	26,772

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

## 4.5 DISEÑO DE LOS EJES

### 4.5.1 Diseño eje del "a"

Para diseñar el eje "a" se calculan las fuerzas como se aprecia en la Tabla 24. Cálculo de fuerzas ejercidas en el eje "a", ya que son las fuerzas ejercidas sobre

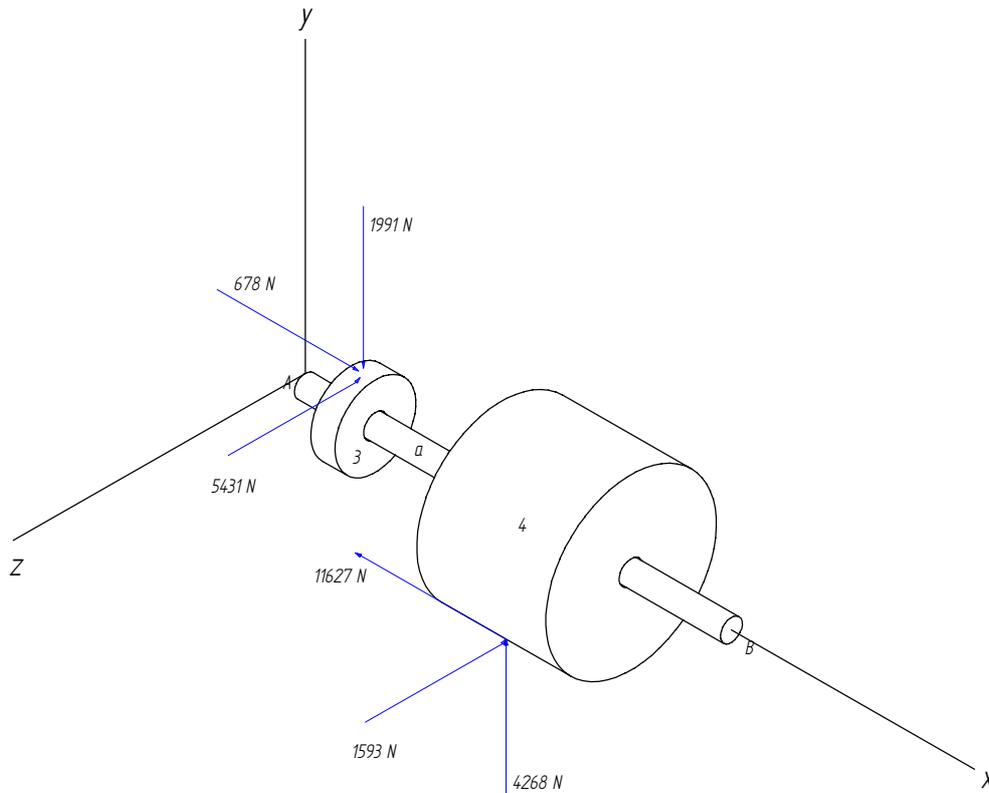
la corona tres y el sinfín cuatro. Para la selección del material del eje el factor de seguridad empleado se rige bajo la norma AISC.

- Fuerzas ejercidas en el eje “a”

Tabla 24. Cálculo de fuerzas ejercidas en el eje "a"

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Fuerza axial ejercida sobre la corona 3	$W_{Ga3}$	$W_{Ga3} = \frac{60(10)^3 P}{\pi \cdot d_{w2} \cdot N_{w2}}$	$kN$	0,6782
Magnitud de la fuerza ejercida sobre la corona 3	$W_{G3}$	$W_{G3} = \frac{W_{Ga3}}{\cos(\alpha)\text{sen}(\gamma) + \mu_z \cos(\gamma)}$	$kN$	5,823
Fuerza radial ejercida sobre la corona 3	$W_{Gr3}$	$W_{Gr3} = W_{G3}\text{sen}(\alpha)$	$kN$	1,991
Fuerza tangencial ejercida sobre la corona 3	$W_{Gt3}$	$W_{Gt3} = W_{G3}(\cos(\alpha)\cos(\gamma) - \mu_z \text{sen}(\gamma))$	$kN$	5,431
Fuerza tangencial ejercida sobre el sinfín 4	$W_{Wt4}$	$W_{Wt4} = \frac{60(10)^3 P}{\pi \cdot d_{w4} \cdot N_{w4}}$	$kN$	1,593
Magnitud de la fuerza ejercida sobre el sinfín 4	$W_{W4}$	$W_{W4} = \frac{W_{Wt4}}{\cos(\alpha)\text{sen}(\gamma) + \mu_z \cos(\gamma)}$	$kN$	12,48
Fuerza radial ejercida sobre el sinfín 4	$W_{Wr4}$	$W_{Wr4} = W_{W4}\text{sen}(\alpha)$	$kN$	4,27
Fuerza axial ejercida sobre el sinfín 4	$W_{Wa4}$	$W_{Wa4} = W_{W4}(\cos(\alpha)\cos(\gamma) - \mu_z \text{sen}(\gamma))$	$kN$	11,63

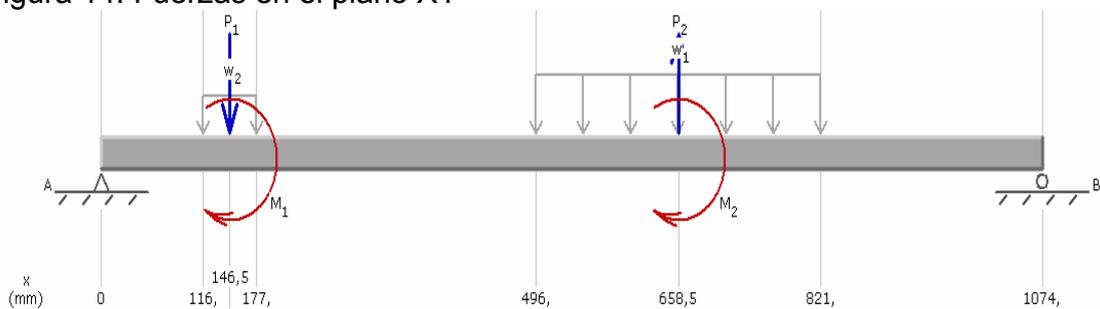
Figura 13. Fuerzas sobre el eje a



Elaborado en Solid Edge V15.

Se elaboran las graficas de fuerza cortante y momento flexionante teniendo en cuenta las fuerzas mostradas en la “Figura 13. Fuerzas sobre el eje a” y el peso de los respectivos engranajes.

Figura 14. Fuerzas en el plano XY



MDSolids V3.0

Tabla 25. Variables en el plano XY

Variable	Tipo de carga	Valor	Unidades
$P_1$	Fuerza puntual	1,99	$kN$
$P_2$	Fuerza puntual	4,268	$kN$
$w_1$	Fuerza distribuida	11,7	$kN.m$
$w_2$	Fuerza distribuida	2,516	$kN.m$
$M_1$	Momento	69,15	$N.m$
$M_2$	Momento	2558	$N.m$

Por estática:

$$A_y + B_y = (1999N - 4268 + 11,7 * 325 + 2.52 * 61)N$$

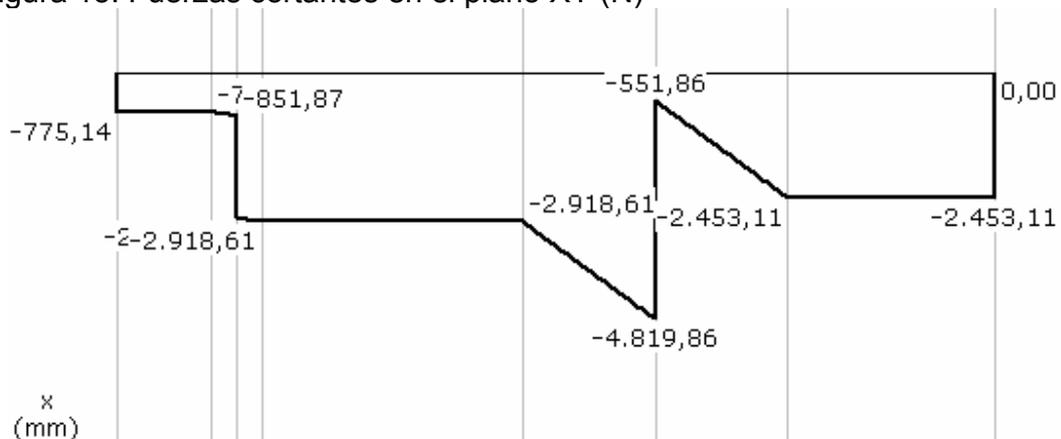
$$B_y = \left( \frac{1990 * 0,1465 - 4268 * 0,6585 + 69,16 + 2558 + 11,7 * 0,325 * 0,6585 + 2,52 * 0,061 * 0,1465}{0,1074} \right) N$$

Donde:

$$\uparrow B_y = 8828N$$

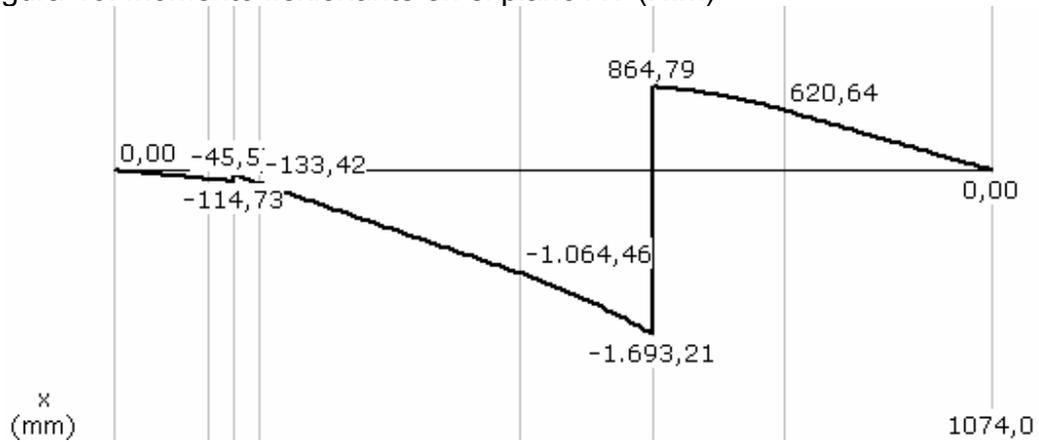
$$\downarrow A_y = 7150N$$

Figura 15. Fuerzas cortantes en el plano XY (N)



MDSolids V3.0

Figura 16. Momento flexionante en el plano XY (N.m)



MDSolids V3.0

Ecuación de momentos:

$$M = -A_y \langle x-0,00 \rangle^1 + B_y \langle x-1.074,00 \rangle^1 - P_1 \langle x-146,50 \rangle^1 + P_2 \langle x-658,50 \rangle^1 + M_1 \langle x-146,50 \rangle^0 + M_2 \langle x-658,50 \rangle^0 - w_1/2 \langle x-496,00 \rangle^2 + w_1/2 \langle x-821,00 \rangle^2 - w_2/2 \langle x-116,00 \rangle^2 + w_2/2 \langle x-177,00 \rangle^2$$

Resolviendo por integrales se obtiene la ecuación de deflexión:

$$EI \cdot Y = -A_y/6 \langle x-0,00 \rangle^3 + B_y/6 \langle x-1.074,00 \rangle^3 + x - P_1/6 \langle x-146,50 \rangle^3 + P_2/6 \langle x-658,50 \rangle^3 + M_1/2 \langle x-146,50 \rangle^2 + M_2/2 \langle x-658,50 \rangle^2 - w_1/24 \langle x-496,00 \rangle^4 + w_1/24 \langle x-821,00 \rangle^4 - w_2/24 \langle x-116,00 \rangle^4 + w_2/24 \langle x-177,00 \rangle^4$$

Remplazando los valores:

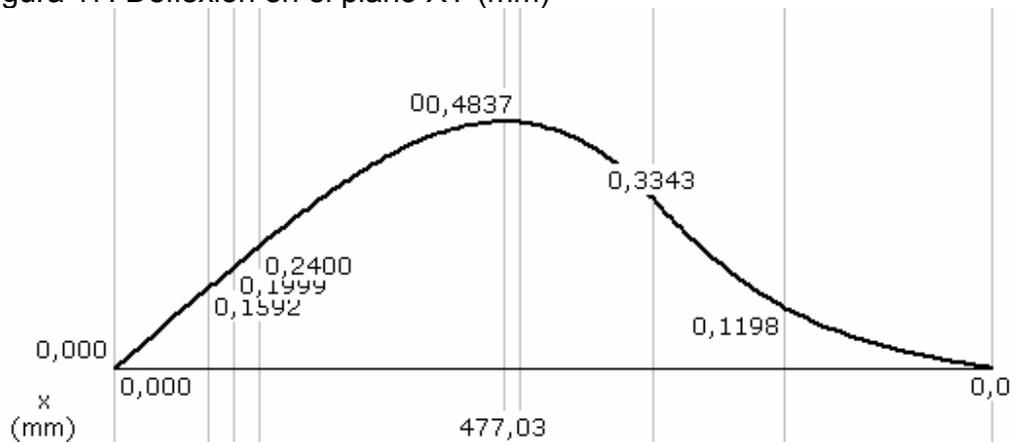
$$EI \cdot y = -775,14/6 \langle x-0,00 \rangle^3 + 2.453,11/6 \langle x-1.074,00 \rangle^3 + 182.443.076,24x - 1.990,00/6 \langle x-146,50 \rangle^3 + 4.268,00/6 \langle x-658,50 \rangle^3 + 69,16/2 \langle x-146,50 \rangle^2 + 2.558,00/2 \langle x-658,50 \rangle^2 - 11,70/24 \langle x-496,00 \rangle^4 + 11,70/24 \langle x-821,00 \rangle^4 - 2,52/24 \langle x-116,00 \rangle^4 + 2,52/24 \langle x-177,00 \rangle^4$$

En donde:

$$E \cdot I = \frac{\pi \cdot (60 \cdot 10^{-3})^4}{64} \cdot 207 \cdot 10^9 = 0,132 \cdot 10^6 \text{ N.m}^2$$

Con la ecuación de deflexión se obtiene grafica de la "Figura 17. Deflexión en el plano XY (mm)".

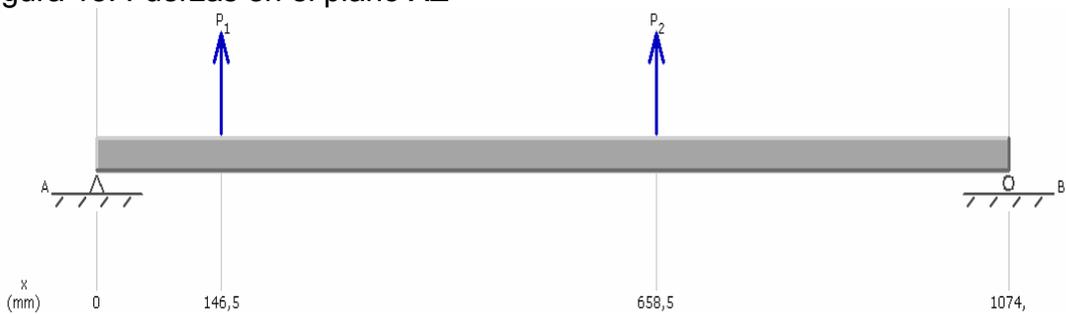
Figura 17. Deflexión en el plano XY (mm)



MDSolids V3.0

Ahora se examinan las fuerzas en el plano XZ del eje a.

Figura 18. Fuerzas en el plano XZ



MDSolids V3.0

Tabla 26. Variables en el plano XZ

Variable	Tipo de carga	Valor	Unidades
$P_1$	Fuerza puntual	5,431	$kN$
$P_2$	Fuerza puntual	1,594	$kN$

Por estática:

$$A_z + B_z = (-5,43 * 10^3 - 1,59 * 10^3)N$$

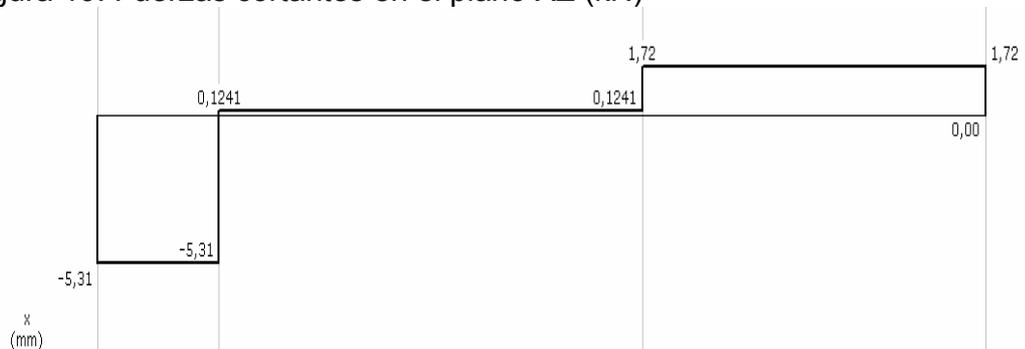
$$B_z = \left( \frac{-5,43 * 10^3 * 0,1465 - 1,59 * 10^3 * 0,6585}{0,1074} \right) N$$

Donde:

$$\downarrow B_z = 1,72kN$$

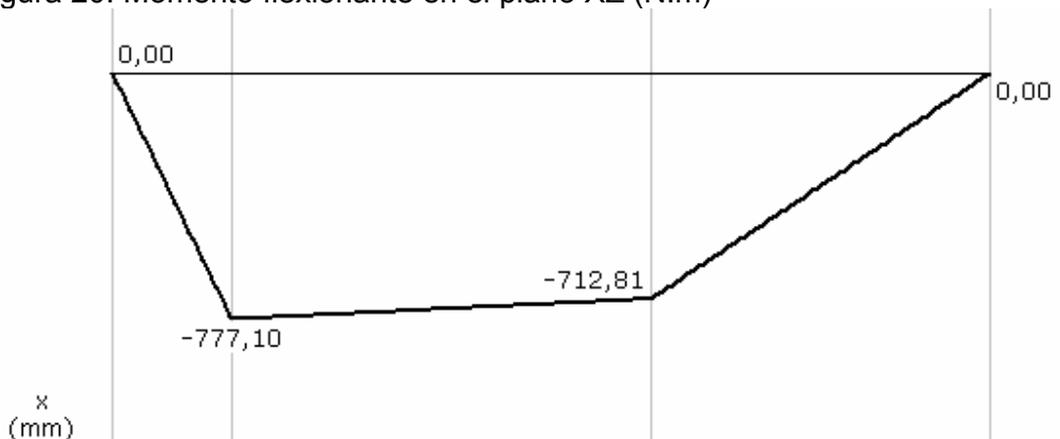
$$\downarrow A_z = 5,31kN$$

Figura 19. Fuerzas cortantes en el plano XZ (kN)



MDSolids V3.0

Figura 20. Momento flexionante en el plano XZ (N.m)



MDSolids V3.0

Ecuación de momentos:

$$M = -A_z \langle x - 0,00 \rangle^1 - B_z \langle x - 1.074,00 \rangle^1 + P_1 \langle x - 146,50 \rangle^1 + P_2 \langle x - 658,50 \rangle^1$$

Resolviendo por integrales se obtiene la ecuación de deflexión:

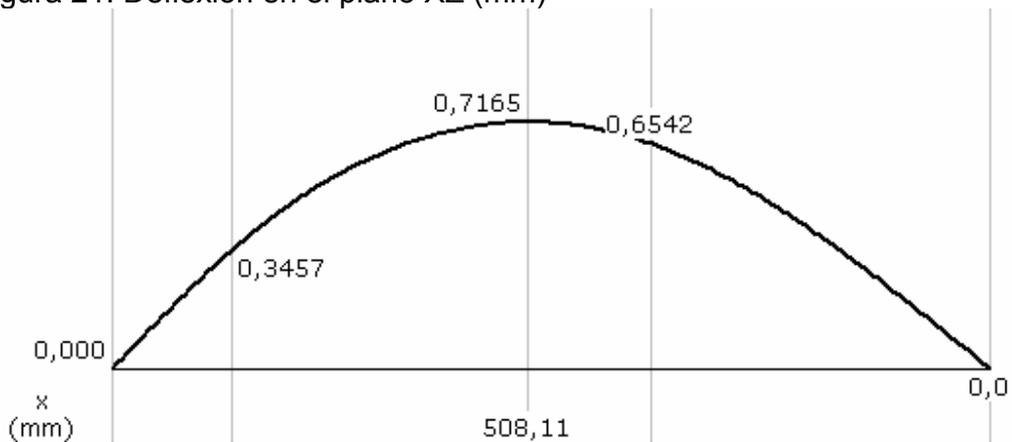
$$EI \times Y = -A_z/6 \langle x - 0,00 \rangle^3 - B_z/6 \langle x - 1.074,00 \rangle^3 + P_1/6 \langle x - 146,50 \rangle^3 + P_2/6 \langle x - 658,50 \rangle^3$$

Remplazando los valores:

$$EI \times Y = -5,30/6 \langle x - 0,00 \rangle^3 - 1,72/6 \langle x - 1.074,00 \rangle^3 + 329.722,87x + 5,43/6 \langle x - 146,50 \rangle^3 + 1,59/6 \langle x - 658,50 \rangle^3$$

Luego se obtiene la "Figura 21. Deflexión en el plano XZ (mm)"

Figura 21. Deflexión en el plano XZ (mm)



MDSolids V3.0

Tabla 27. Magnitud de la fuerza cortante y momento flexionante sobre el eje "a"

Nombre de la variable (distancia)	Símbolo	Unidades	Valor
Fuerza cortante en el punto (146,5 mm)	$V_F$	$kN$	5,38
Momento flexionante en el punto (658,5 mm)	$M_F$	$kNm$	1,84

Al utilizar un acero 1080 laminado en caliente se calcula el diámetro del eje según la Tabla 28. Cálculo del diámetro del eje "a".

Tabla 28. Cálculo del diámetro del eje "a"

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Esfuerzo de fluencia para el acero	$S_y$		MPa	420
Esfuerzo permisible a tensión	$\sigma_{perm}$	$\sigma_{perm} = 0,5S_y$	MPa	210
Esfuerzo permisible al cortante	$\tau_{perm}$	$\tau_{perm} = 0,4S_y$	MPa	168
Diámetro de eje por la formula de cortante	$d$	$d^2 = \frac{16V_A}{3\pi\tau_{perm}}$	mm	7,36
Diámetro de eje por la formula de flexión	$d$	$d^3 = \frac{32M_F}{\pi\sigma_{perm}}$	mm	5,5

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

- Esfuerzos principales en el eje "a"

Usando un eje en acero 1080 laminado en caliente con diámetro de 60mm se determinan los esfuerzos principales y el cortante en el programa de simulación ALGOR. Las simulaciones se aprecian en el Anexo B.

Tabla 29. Resultados obtenidos en el Anexo B

	Valor máximo	Valor mínimo
Esfuerzo principal máximo	42,29MPa	-7,51Pa
Esfuerzo principal mínimo	7,87MPa	-44,48MPa
Esfuerzo cortante	13,13MPa	-4,43MPa

- Análisis del eje "a" por resistencia a la fatiga

Tabla 30. Análisis del eje “a” por resistencia a la fatiga

NOMBRE DE LA VARIABLE	SIMBOLO	ECUACIÓN	UNIDADES	VALOR
Esfuerzo último del material	$S_{ut}$		MPa	770
Diámetro del eje	$d$		m	0.06
Límite de resistencia a la fatiga	$S_e$	$S_e = 0.506S_{ut} \cdot \ln(1,0138)$	MPa	389,62
Acabado superficial	$a$	<i>Maquinado o la min ado en frio</i>	Adimensional	4.45
Acabado superficial	$b$	<i>Maquinado o la min ado en frio</i>	Adimensional	-0.265
Coefficiente de variación	$c$	<i>Maquinado o la min ado en frio</i>	Adimensional	0.058
Factor de superficie	$K_a$	$K_a = a \cdot S_{ut}^{-b} \cdot \ln(1, c)$	Adimensional	0,7646
Factor de tamaño	$K_b$	$K_b = 0.859 - 0.000837d$	Adimensional	0,8087
Factor de carga	$K_c$		Adimensional	1
Factor de temperatura	$K_d$	<i>Temperatura ambiente (20° C)</i>	Adimensional	1
Factor de efectos diversos	$K_e$		Adimensional	1
Factor de concentración de esfuerzos	$K_f$		Adimensional	1
Límite de resistencia a la fatiga modificado	$S_e$	$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e$	MPa	240
Esfuerzo verdadero – deformación verdadera	$\sigma'_f$	$\sigma'_f = S_{ut} + 345MPa$	MPa	1115
Ciclos a la falla	$N_e$	Vida infinita	Adimensional	$10^8$
Componente b	$b$	$b = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_f}{S_e}\right)}{\log(2 \cdot N_e)}$	Adimensional	-0,072

Componente f	$f$	$f = \frac{\sigma'_f}{S_{ut}} (2 \cdot 10^3)^b$	Adimensional	0,841
Componente a	$a$	$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{Se}$	MPa	1739
Resistencia a la fatiga	$S_f$	$S_f = a(N)^b$	MPa	395

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

#### 4.5.2 Diseño del eje “b”

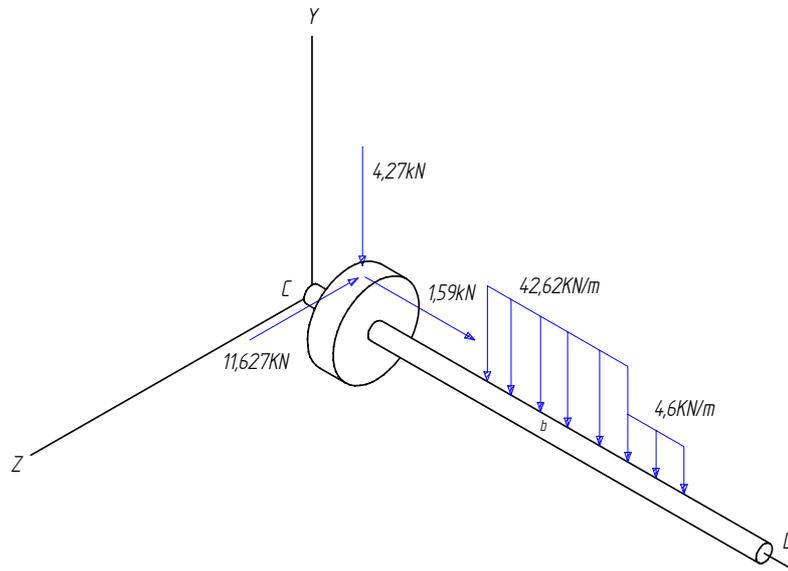
Para diseñar el eje “b” se tiene en cuenta la presión sobre el eje causada por el material almacenado en la tolva; también se calculan las fuerzas como se aprecia en la “Tabla 31. Cálculo de fuerzas ejercidas en el eje b”, ya que son las fuerzas que actúan sobre la corona cinco. En la selección del material del eje el factor de seguridad empleado se rige bajo la norma AISC.

- Fuerzas ejercidas en el eje “b”

Tabla 31. Cálculo de fuerzas ejercidas en el eje b

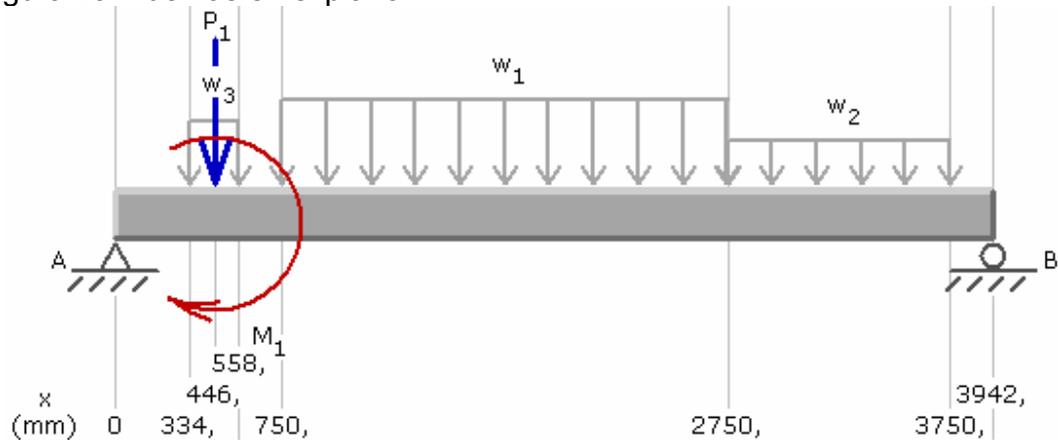
Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Fuerza axial ejercida sobre la corona 5	$W_{ga5}$	$W_{ga5} = W_{wi4}$	kN	1,593
Fuerza radial ejercida sobre la corona 5	$W_{gr5}$	$W_{gr5} = W_{wr4}$	kN	4,268
Fuerza tangente ejercida sobre la corona 5	$W_{gt5}$	$W_{gt5} = W_{wa4}$	kN	11,63

Figura 22. Fuerzas sobre el eje b



Elaborado en Solid Edge V15.

Figura 23. Fuerzas en el plano XY



MDSolids V3.0

Tabla 32. Variables en el plano XY

Variable	Tipo de carga	Valor	Unidades
$P_1$	Fuerza puntual	1,99	$kN$
$w_1$	Fuerza distribuida	42,62	$kN.m$
$w_2$	Fuerza distribuida	4,6	$kN.m$
$w_3$	Fuerza distribuida	33,84	$kN.m$
$M_1$	Momento	596	$N.m$

Por estática:

$$C_y + D_y = (4,27 + 0,04262 * 2000 + 0,0046 * 1000 + 0,03384 * 224)kN$$

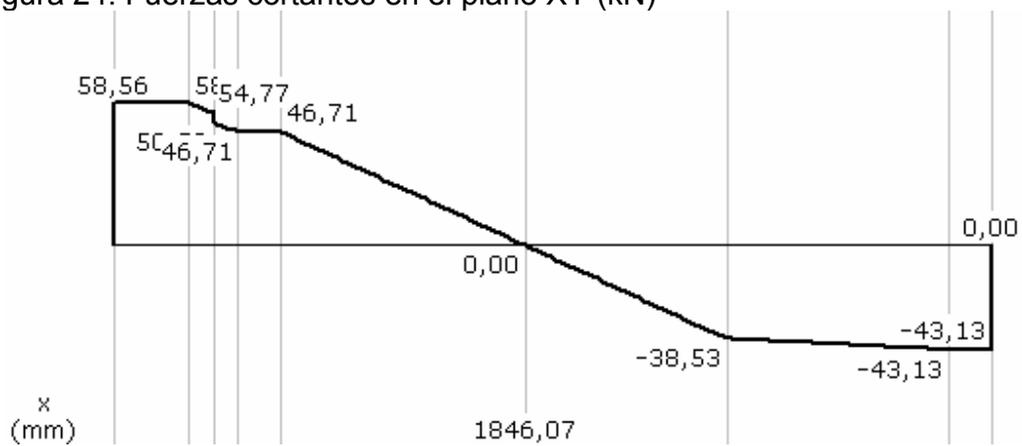
$$D_y = \frac{(4,27 * 0,446 + 0,596 + 0,04262 * 2 * 1,75 + 0,0046 * 1 * 3,25 + 0,03384 * 0,224 * 0,446)}{3,942} kN$$

Donde:

$$\uparrow C_y = 58,56kN$$

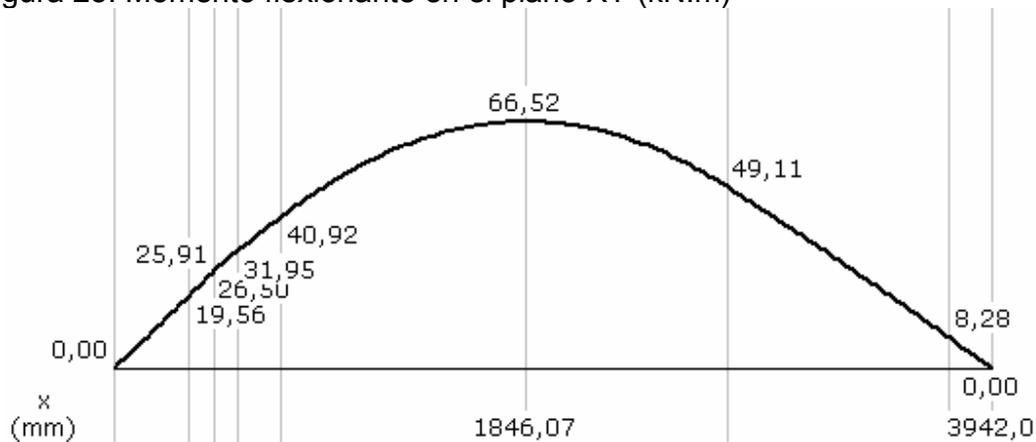
$$\uparrow D_y = 43,13kN$$

Figura 24. Fuerzas cortantes en el plano XY (kN)



MDSolids V3.0

Figura 25. Momento flexionante en el plano XY (kN.m)



MDSolids V3.0

Ecuación de momentos:

$$M = C_y \langle x-0,00 \rangle^1 + D_y \langle x-3.942,00 \rangle^1 - P_1 \langle x-446,00 \rangle^1 + M_1 \langle x-446,00 \rangle^0 - w_1/2 \langle x-750,00 \rangle^2 + w_1/2 \langle x-2.750,00 \rangle^2 - w_2/2 \langle x-2.750,00 \rangle^2 + w_2/2 \langle x-3.750,00 \rangle^2 - w_3/2 \langle x-334,00 \rangle^2 + w_3/2 \langle x-558,00 \rangle^2$$

Resolviendo por integrales se obtiene la ecuación de deflexión:

$$EI \times Y = C_y/6 \langle x-0,00 \rangle^3 + D_y/6 \langle x-3.942,00 \rangle^3 - x - P_1/6 \langle x-446,00 \rangle^3 + M_1/2 \langle x-446,00 \rangle^2 - w_1/24 \langle x-750,00 \rangle^4 + w_1/24 \langle x-2.750,00 \rangle^4 - w_2/24 \langle x-2.750,00 \rangle^4 + w_2/24 \langle x-3.750,00 \rangle^4 - w_3/24 \langle x-334,00 \rangle^4 + w_3/24 \langle x-558,00 \rangle^4$$

Remplazando los valores:

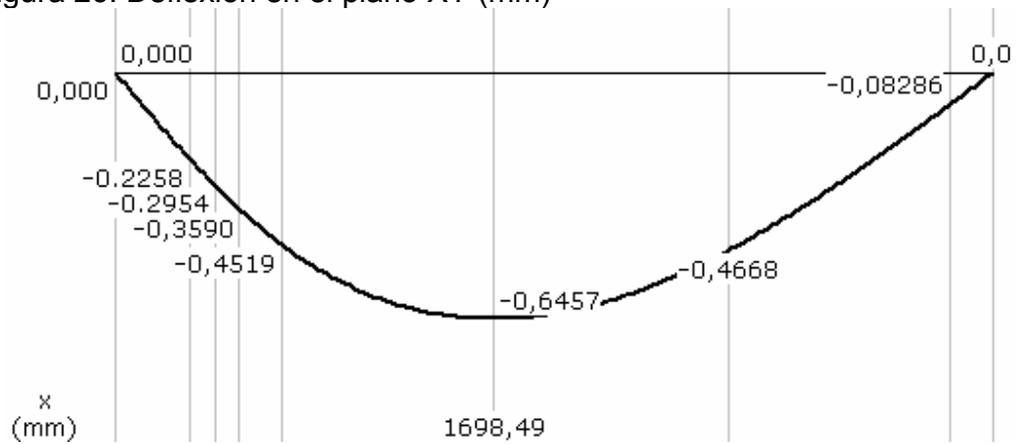
$$EI \times Y = +58,56/6 \langle x-0,00 \rangle^3 + 43,13/6 \langle x-3.942,00 \rangle^3 - 85.221.776,62x - 4,27/6 \langle x-446,00 \rangle^3 + 0,60/2 \langle x-446,00 \rangle^2 - 0,04/24 \langle x-750,00 \rangle^4 + 0,04/24 \langle x-2.750,00 \rangle^4 + 0,00/24 \langle x-2.750,00 \rangle^4 + 0,00/24 \langle x-3.750,00 \rangle^4 - 0,03/24 \langle x-334,00 \rangle^4 + 0,03/24 \langle x-558,00 \rangle^4$$

En donde:

$$E * I = \frac{\pi \cdot (140 * 10^{-3})^4}{64} * 207 * 10^9 = 3,9 * 10^6 \text{ N.m}^2$$

Con la ecuación de deflexión se obtiene grafica de la "Figura 26. Deflexión en el plano XY (mm)".

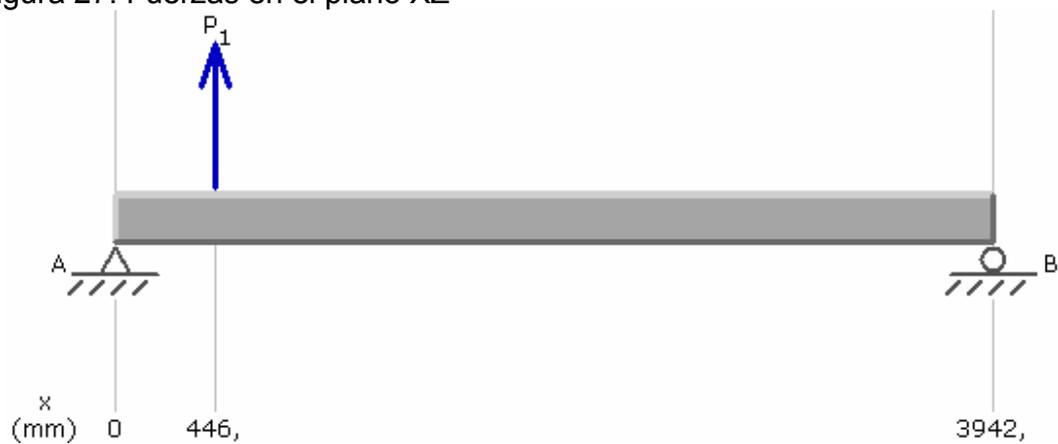
Figura 26. Deflexión en el plano XY (mm)



MDSolids V3.0

Ahora se examinan las fuerzas en el plano XZ del eje a.

Figura 27. Fuerzas en el plano XZ



MDSolids V3.0

Tabla 33. Variables en el plano XZ

Variable	Tipo de carga	Valor	Unidades
$P_1$	Fuerza puntual	11,627	$kN$

Por estática:

$$C_z + D_z = -11,63kN$$

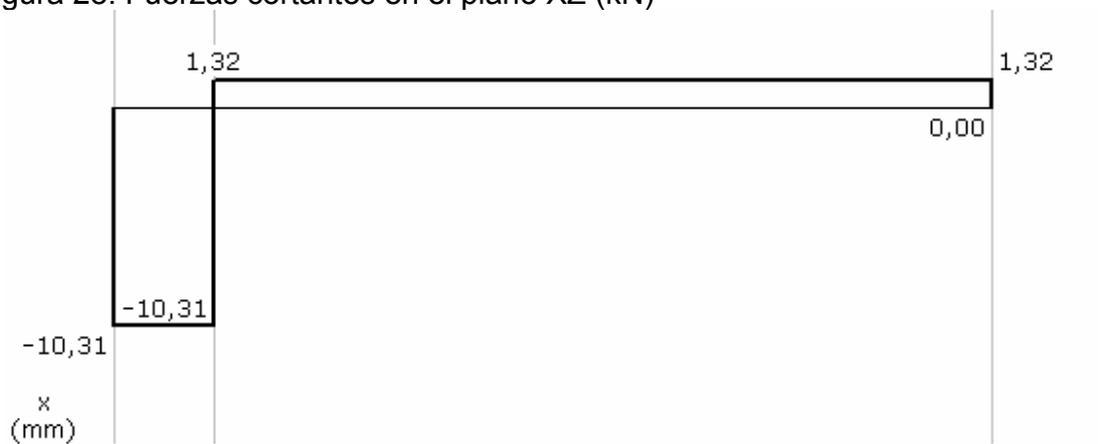
$$D_z = \frac{(-11,63 * 0,446)}{3,942} kN$$

Donde:

$$\downarrow C_z = 10,31kN$$

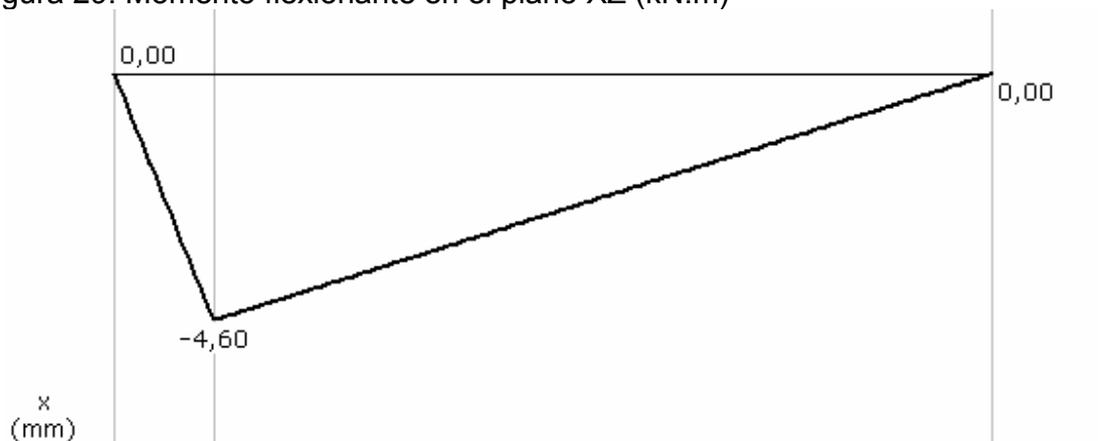
$$\downarrow D_z = 1,32kN$$

Figura 28. Fuerzas cortantes en el plano XZ (kN)



MDSolids V3.0

Figura 29. Momento flexionante en el plano XZ (kN.m)



MDSolids V3.0

Ecuación de momentos:

$$M = -A_y \langle x-0,00 \rangle^1 - B_y \langle x-3.942,00 \rangle^1 + P_1 \langle x-446,00 \rangle^1$$

Resolviendo por integrales se obtiene la ecuación de deflexión:

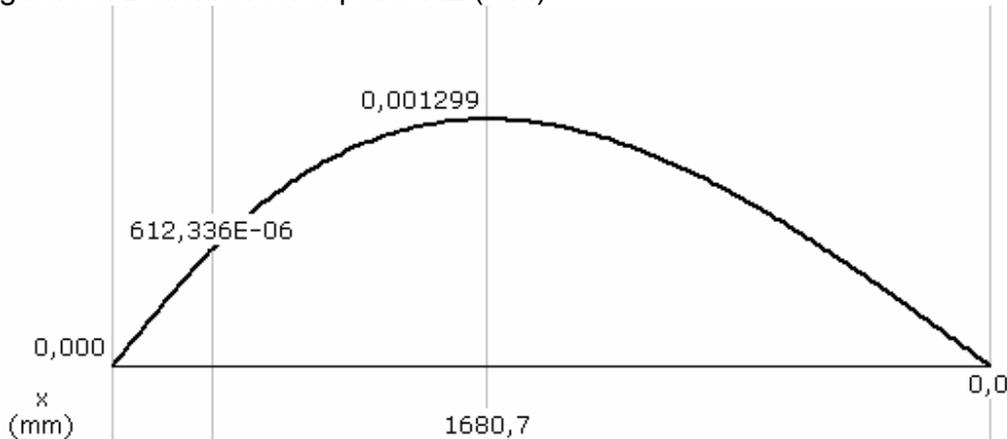
$$EI \times Y = -A_y/6 \langle x-0,00 \rangle^3 - B_y/6 \langle x-3.942,00 \rangle^3 + P_1/6 \langle x-446,00 \rangle^3$$

Remplazando los valores:

$$EI \times Y = -10,31/6 \langle x-0,00 \rangle^3 - 1,32/6 \langle x-3.942,00 \rangle^3 + 5.701.147,26x + 11,63/6 \langle x-446,00 \rangle^3$$

Con la ecuación de deflexión se obtiene grafica de la "Figura 30. Deflexión en el plano XZ (mm)".

Figura 30. Deflexión en el plano XZ (mm)



MDSolids V3.0

Tabla 34. Fuerza cortantes y momentos flexionantes sobre el eje "b"

Nombre de la variable	Símbolo	Unidades	Valor
Fuerza cortante en el punto (1,846 m)	$V_F$	$kN$	59,74
Momento flexionante en el punto H (0,334 m)	$M_F$	$kNm$	66,58

Al utilizar un acero 1050 estirado en frío se calcula el diámetro del eje según la Tabla 35. Cálculo del diámetro del eje "b".

Tabla 35. Cálculo del diámetro del eje "b"

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Esfuerzo de fluencia para el acero	$S_y$		<i>MPa</i>	580
Esfuerzo permisible a tensión	$\sigma_{perm}$	$\sigma_{perm} = 0,5S_y$	<i>MPa</i>	290
Esfuerzo permisible al cortante	$\tau_{perm}$	$\tau_{perm} = 0,4S_y$	<i>MPa</i>	232
Diámetro de eje por la formula de cortante	$d$	$d^2 = \frac{16V_A}{3\pi\tau_{perm}}$	<i>mm</i>	20,9
Diámetro de eje por la formula de flexión	$d$	$d^3 = \frac{32M_F}{\pi\sigma_{perm}}$	<i>mm</i>	132,27

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

- Esfuerzos principales en el eje "b"

Se usa un eje en acero 1050 estirado en frío con diámetro de 140mm para determinan los esfuerzos principales y el cortante en el programa de simulación ALGOR. Las simulaciones se aprecian en el Anexo C.

Tabla 36. Resultados obtenidos en el anexo C

	Valor máximo	Valor mínimo
Esfuerzo principal máximo	152,93MPa	-35,34MPa
Esfuerzo principal mínimo	35,23MPa	-153,19MPa
Esfuerzo cortante	17,77MPa	-17,77MPa

- Análisis del eje “b” por resistencia a la fatiga

Tabla 37. Análisis del eje “a” por resistencia a la fatiga

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Esfuerzo último del material	$S_{ut}$		<i>MPa</i>	690
Diámetro del eje	$d$		<i>m</i>	0.14
Límite de resistencia a la fatiga	$S_e$	$S_e = 0.506S_{ut} \cdot \ln(1,0138)$	<i>MPa</i>	349,14
Acabado superficial	$a$	<i>Maquinado o la min ado en frio</i>	Adimensional	4.45
Acabado superficial	$b$	<i>Maquinado o la min ado en frio</i>	Adimensional	-0.265
Coefficiente de variación	$c$	<i>Maquinado o la min ado en frio</i>	Adimensional	0.058
Factor de superficie	$K_a$	$K_a = a \cdot S_{ut}^{-b} \cdot \ln(1, c)$	Adimensional	0,787
Factor de tamaño	$K_b$	$K_b = 0.859 - 0.000837d$	Adimensional	0,742
Factor de carga	$K_c$		Adimensional	1
Factor de temperatura	$K_d$	<i>Temperatura ambiente (20° C)</i>	Adimensional	1
Factor de efectos diversos	$K_e$		Adimensional	1
Factor de concentración de esfuerzos	$K_f$		Adimensional	1
Límite de resistencia a la fatiga modificado	$S_e$	$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e$	<i>MPa</i>	203,87
Esfuerzo verdadero – deformación verdadera	$\sigma'_f$	$\sigma'_f = S_{ut} + 345MPa$	<i>MPa</i>	1035
Ciclos a la falla	$N_e$	Vida infinita	Adimensional	$10^8$
Componente b	$b$	$b = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_f}{S_e}\right)}{\log(2 \cdot N_e)}$	Adimensional	-0,076

Componente f	$f$	$f = \frac{\sigma'_{f}}{S_{ut}} (2 \cdot 10^3)^b$	Adimensional	0,843
Componente a	$a$	$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e}$	MPa	1658,38
Resistencia a la fatiga	$S_f$	$S_f = a(N)^b$	MPa	344,31

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

#### 4.6 DISEÑO DE LOS APOYOS DE LOS EJES “a” Y “b”

Las fuerzas de los cojinetes se recalcularon mediante la simulación en ALGOR los resultados se muestran en la “Tabla 38. Reacciones de las cojinetes calculadas por ALGOR”.

Tabla 38. Reacciones de las cojinetes calculadas por ALGOR

Cojinete	Fx(N)	Fy(N)	Fz(N)
A	10263	2907	3860
B	1507	1551	1073
C	1050	52000	16200
D	150000	68680	2300

##### 4.6.1 Selección del cojinete A

En el extremo A se selecciona un rodamiento de rodillos debido a la carga axial.

Figura 31. Diagrama de rodillos cilíndricos

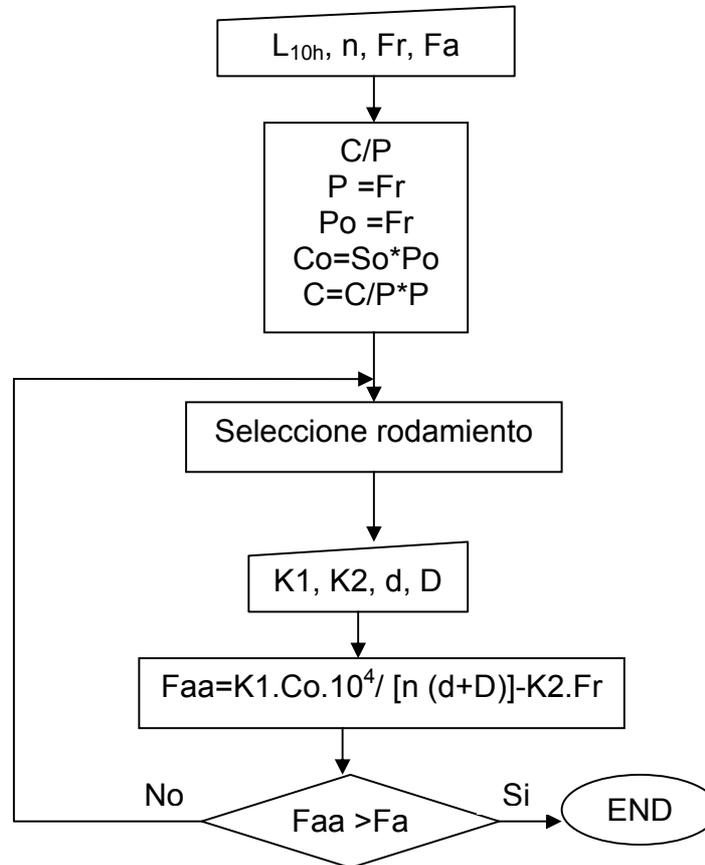


Tabla 39. Cálculo del rodamiento de rodillos cilíndricos A

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Velocidad del eje.	$n$		<i>RPM</i>	104
Duración del rodamiento en horas.	$L_{10h}$		<i>Horas</i>	50000
Carga radial.	$F_r$	$F_r = \sqrt{F_z + F_y}$	<i>N</i>	4831,21
Fuerza axial.	$F_a$	$F_a = F_x$	<i>N</i>	10263
Relación C/P	$C/P$		Adimensional	5,54
Carga dinámica equivalente.	$P$	$P = Fr$	<i>N</i>	4831,21
Carga estática equivalente.	$P_o$	$P_o = Fr$	<i>N</i>	4831,21

Factor de seguridad estático.	$S_o$		Adimensional	2
Capacidad de carga estática.	$C_o$	$C_o = S_o * P_o$	$N$	9664,42
Capacidad de carga dinámica.	$C$	$C = C / P * P$	$N$	26770,44
Factor K1	$K1$	Grasa	Adimensional	2
Factor K2	$K2$	Grasa	Adimensional	0.1
Diámetro del eje	$d$		$mm$	60
Diámetro exterior del rodamiento	$D$		$mm$	95
Factor Faa	$Faa$	$Faa = \frac{K1.Co.10^4}{n(d + D)} - K2.F_r$	$N$	119422,72

La designación del rodamiento SKF de rodillos cilíndricos es NU 1012.

#### 4.6.2 Selección del cojinete B

En el extremo B se usa un rodamiento de bolas a rótula.

Figura 32. Diagrama de flujo rodamiento de bolas a rótula

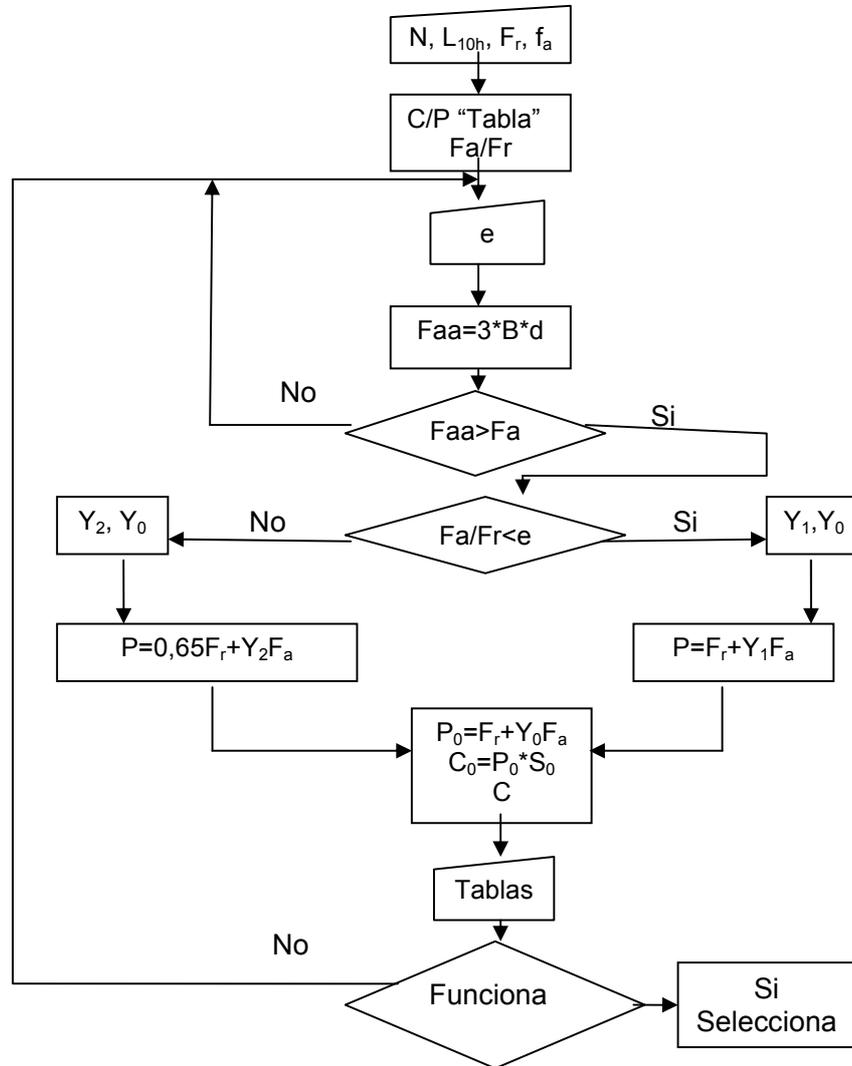


Tabla 40. Cálculo del rodamiento de bolas a rótula B

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Velocidad del eje.	$n_1$		<i>RPM</i>	104
Duración del rodamiento en horas.	$L_{10h}$		<i>Horas</i>	50000
Carga radial.	$F_r$	$F_r = \sqrt{F_z^2 + F_y^2}$	<i>N</i>	1885,98
Relación de fuerza.	$F_a / F_r$		Adimensional	0,799
Fuerza axial.	$F_a$	$F_a = F_r$	<i>N</i>	1507

Factor de carga	$e$		Adimensional	0,28
Ancho del rodamiento	$B$		$mm$	31
Diámetro del rodamiento	$d$		$mm$	60
Factor de dimensión	$F_{aa}$	$F_{aa} = 3Bd$	$mm^2$	5580
Factor de carga	$Y_2$		Adimensional	3,5
Factor de carga	$Y_0$		Adimensional	2,5
Carga dinámica equivalente.	$P$	$P = 0,65Fr + Y_2F_a$	$N$	6500,4
Carga estática equivalente.	$P_o$	$P_o = Fr + Y_0F_a$	$N$	5654
Factor de seguridad estático.	$S_o$		Adimensional	2
Capacidad de carga estática.	$C_o$	$C_o = S_o P_o$	$N$	11307
Capacidad de carga dinámica.	$C$		$N$	43553

La designación del rodamiento SKF de bolas a rótula es 1312.

#### 4.6.3 Selección del cojinete C

Tabla 41. Cálculo del rodamiento de rodillos cilíndricos C

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Velocidad del eje.	$n$		$RPM$	6
Duración del rodamiento en horas.	$L_{10h}$		$Horas$	50000
Carga radial.	$F_r$	$F_r = \sqrt{F_z^2 + F_y^2}$	$N$	54465
Fuerza axial.	$F_a$	$F_a = F_x$	$N$	1050
Relación C/P	$C/P$		Adimensional	1,96
Carga dinámica equivalente.	$P$	$P = Fr$	$N$	54465
Carga estática equivalente.	$P_o$	$P_o = Fr$	$N$	54465
Factor de seguridad estático.	$S_o$		Adimensional	2
Capacidad de carga estática.	$C_o$	$C_o = S_o * P_o$	$N$	108930

Capacidad de carga dinámica.	$C$	$C = C/P * P$	$N$	106751
Factor K1	$K1$	Grasa	Adimensional	2
Factor K2	$K2$	Grasa	Adimensional	0.1
Diámetro del eje	$d$		$mm$	140
Diámetro exterior del rodamiento	$D$		$mm$	210
Factor Faa	$F_{aa}$	$F_{aa} = \frac{K1.Co.10^4}{n(d+D)} - K2.F_r$	$N$	10368845,8

La designación del rodamiento SKF de rodillos cilíndricos es NU 1028.

#### 4.6.4 Selección del cojinete D.

Tabla 42. Cálculo del rodamiento de rodillos cilíndricos D

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Velocidad del eje.	$n$		$RPM$	6
Duración del rodamiento en horas.	$L_{10h}$		$Horas$	50000
Carga radial.	$F_r$	$F_r = \sqrt{F_z + F_y}$	$N$	68718
Fuerza axial.	$F_a$	$F_a = F_x$	$N$	150000
Relación C/P	$C/P$		Adimensional	1,96
Carga dinámica equivalente.	$P$	$P = Fr$	$N$	68718
Carga estática equivalente.	$P_o$	$P_o = Fr$	$N$	68718
Factor de seguridad estático.	$S_o$		Adimensional	2
Capacidad de carga estática.	$C_o$	$C_o = S_o * P_o$	$N$	137437
Capacidad de carga dinámica.	$C$	$C = C/P * P$	$N$	134688,26
Factor K1	$K1$	Grasa	Adimensional	2
Factor K2	$K2$	Grasa	Adimensional	0.1

Diámetro del eje	$d$		$mm$	140
Diámetro exterior del rodamiento	$D$		$mm$	250
Factor Faa	$F_{aa}$	$F_{aa} = \frac{K1.Co.10^4}{n(d+D)} - K2.F_r$	$N$	11739880,5

La designación del rodamiento SKF de rodillos cilíndricos es NU 228.

#### 4.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE INERCIA

Para calcular la potencia de inercia se tiene en cuenta todos los elementos del tren de engranajes con sus respectivas masas y velocidades de rotación.

Tabla 43. Fórmulas para calcular la potencia de inercia

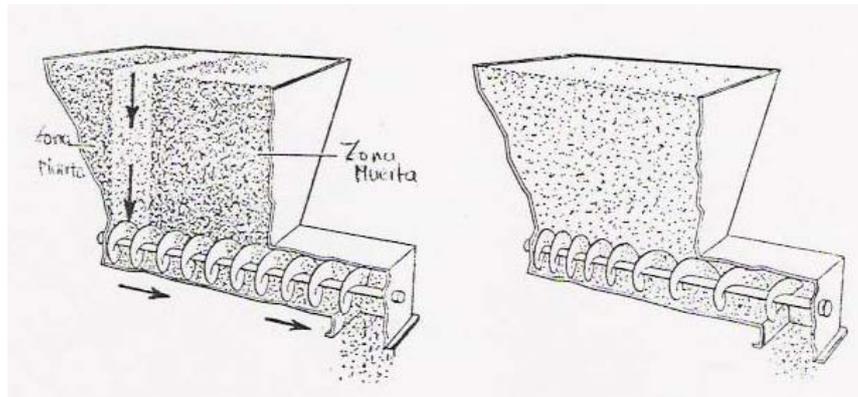
Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades
Longitud o ancho de cara del elemento	$L$		$m$
Diámetro del elemento	$d$		$m$
Densidad del acero	$\rho_{acero}$		$kg/m^3$
Masa del elemento	$M$	$M = \frac{\pi.d^2.L.\rho_{acero}}{4}$	$kg$
Momento de inercia de masa	$I_x$	$I_x = \frac{Md^2}{8}$	$kg.m^2$
Tiempo que tarda el motor en alcanzar su velocidad nominal	$t$		$S$
Velocidad angular	$W$		$rad/s$
Aceleración angular	$\alpha$	$\alpha = \frac{W}{t}$	$rad/s^2$
Torque de inercia	$T$	$T = \alpha.I_x$	$Nm$
Potencia de inercia	$P_{inercia}$	$P_{inercia} = \frac{T.W}{746}$	$HP$

Tabla 44. Potencia por perdidas de inercia

	$M$	$I_x$	$\alpha$	$T$	$P_{inercia}$
Eje a	2,38	0,001	7,261	0,0078	0,0001137
Eje b	476,30	1,167	0,419	0,4888	0,0004117
Gusano 2	7,90	0,014	122,173	1,7374	0,4268152
Corona 3	15,65	0,081	7,261	0,5911	0,0086291
Gusano 4	387,88	9,387	7,261	68,1532	0,9949689
Corona 5	772,61	54,035	0,419	22,6342	0,0190636
Potencia total					1,45

#### 4.8 DISEÑO DE LAS ASPAS HELICOIDALES

Figura 33. Aspas helicoidales



Manual del ingeniero químico. PERRY.

El diseño del sistema de aspas helicoidales consiste en determinar la geometría y el material de las hélices. Es importante la necesidad de un tornillo helicoidal de paso variable para producir un arrastre uniforme del material por la abertura completa de la tolva evitando la formación de zonas muertas, para determinar el paso mínimo del tornillo helicoidal se debe tener en cuenta el tamaño máximo de

partícula del material transportado, en el caso del caolín el tamaño máximo de partícula es de 7.60cm (el cual constituye menos del 5%); se selecciona un paso mínimo 10cm, lo cual garantiza que el material pueda ser transportado sin complicaciones; además el paso se aumenta gradualmente 5cm por vuelta hasta llegar a un paso máximo de 45cm.

Las hélices son secciones individuales cortadas y formadas a partir de una placa plana.

#### 4.9.1 Cargas soportadas por las hélices

Tabla 45. Cargas soportadas por las hélices

Nº de hélice	Paso (cm.)	Numero de vueltas	Diámetro exterior $D_2$ (cm.)	Grosor (mm.)	Presión vertical (Pa)	Presión horizontal (Pa)
1	10	1	39	3,42	95048	90221
2	15	1	39	3,42	95048	90221
3	20	1	39	3,42	95048	90221
4	25	1	39	3,42	95048	90221
5	30	1	39	3,42	95048	90221
6	35	1	39	3,42	95048	90221
7	40	1	39	3,42	95048	90221
8	45	1	39	3,42	95048	90221
9	45	1	39	3,42	4600	90221
10	45	0,78	39	3,42	4600	90221

Se emplea una lámina de acero 1018 laminado en caliente calibre 10 (3,42mm). Los esfuerzos principales se determinan mediante el análisis de elementos finitos.

Las propiedades del material son las siguientes:

$$S_y = 220MPa$$

$$S_{ut} = 400MPa$$

De donde :

$$\text{Tension: } \sigma_{perm} = 0,5S_y = 110MPa$$

$$\text{Cor tan te: } \tau_{perm} = 0,4S_y = 88MPa$$

$$\text{Flexión: } \sigma_{perm} = 0,6S_y = 110MPa$$

Los resultados de la simulación se aprecian en Anexo D

Tabla 46. Esfuerzos principales sobre las hélices del tornillo helicoidal

	Valor máximo	Valor mínimo
Esfuerzo principal máximo	105,4MPa	0
Esfuerzo principal mínimo	0	107,86MPa
Esfuerzo cortante	23,56MPa	-31,86MPa

#### 4.9 DISEÑO DE LAS COLUMNAS

Los silos-torre deben estar sostenidos por columnas encargadas de soportar las paredes laterales y las placas de la tolva, transmitiendo todas sus cargas al suelo. Para el caso de esta máquina la tolva esta ubicada entre las paredes de la bodega de almacenamiento del producto en bruto. Las paredes de la máquina y las del recinto encajan exactamente entre si; significa que las paredes de la bodega son el apoyo que debe tener la máquina para soportar las cargas en dirección horizontal, por esta razón las columnas son diseñadas para soportar únicamente carga axial y no tienen mayores requerimientos.

##### 4.9.1 Parámetros para las columnas

Se asume para el diseño cuatro columnas de acero estructural ASTM A-36 perfil L 8x8x3/4, además la carga total del peso de la estructura se toma como la suma de la carga muerta y a la carga viva que corresponde al peso de la estructura y al peso del producto almacenado respectivamente.

Tabla 47. Cálculo de las columnas

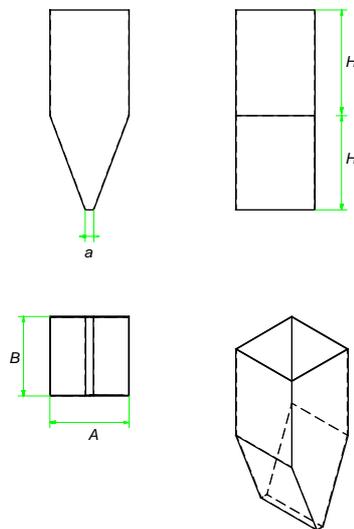
Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Peso total del silo.	$W_{silo}$		$kN$	681,13
Peso total de la artesa.	$W_{artesa}$		$kN$	18,71
Peso total de la estructura.	$W_{Estruc}$	$W_{Estruc} = W_{silo} + W_{artesa}$	$kN$	699.84
Numero de columnas.	$N^{\circ}$		Adimensional	4
Peso soportado por columna.	$W_{E/c}$	$W_{E/c} = \frac{W_{Estruc}}{N^{\circ}}$	$kN$	174.96
Longitud de la columna.	$L$		$m$	3,9
Factor de longitud efectiva.	$K$		Adimensional	2
Esfuerzo de fluencia.	$\sigma_y$		$MPa$	250
Modulo de elasticidad.	$E$		$MPa$	199950
Radio de giro.	$r$		$m$	0,06274
Área.	$A$		$m^2$	0,00735
Relación de esbeltez de la columna.	$K \frac{L}{r}$	$= K \frac{L}{r}$	Adimensional	124,33
Relación de esbeltez critica de la columna.	$\left( K \frac{L}{r} \right)_r$	$\left( K \frac{L}{r} \right)_r = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_y}}$	Adimensional	125,65
Factor de seguridad.	$n_1$	$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3 \left( K \frac{L}{r} \right) - \left( K \frac{L}{r} \right)^3}{8 \left( K \frac{L}{r} \right)_c - 8 \left( K \frac{L}{r} \right)^3}$	Adimensional	1,92
Esfuerzo permisible.	$\sigma_{Perm}$	$\sigma_{Perm} = \frac{\sigma_y}{n_1} \left( 1 - \frac{\left( K \frac{L}{r} \right)^2}{2 \left( K \frac{L}{r} \right)_c^2} \right)$	$MPa$	66,58
Carga axial permisible.	$P_{Perm}$	$P_{Perm} = \sigma_{Perm} \cdot A$	$kN$	489,71

## 4.10 CELDA DE DESCARGA

### 4.10.1 Descripción de la celda de descarga

La celda de descarga es el sistema mecánico que permite controlar la descarga de flujo másico en la máquina transportadora, la estructura de la celda consta primordialmente de dos partes; la primera se refiere a la parte móvil (sistemas de cierre o de apertura), la segunda corresponde a la estructura estática de la misma (contenedor, columnas de soporte, elementos de sujeción etc.) Para garantizar el flujo ininterrumpido de masa la celda de descarga esta dividida en dos secciones; la cámara baja y la cámara alta.

Figura 34. Celda de descarga



Elaborado en Solid Edge V15.

Predimensionamiento:

Profundidad total: H= 0,4m  
 Lado: A= 0,3m  
 Lado: B= 0,3m  
 Espesor de las paredes: t= 2mm  
 Profundidad de la tolva: H<sub>t</sub>= 0,356m  
 Lado: a= 33m

Para hallar los diferentes empujes horizontales y fuerzas verticales debidos al material sobre la celda se emplea el método de JANSSEN.

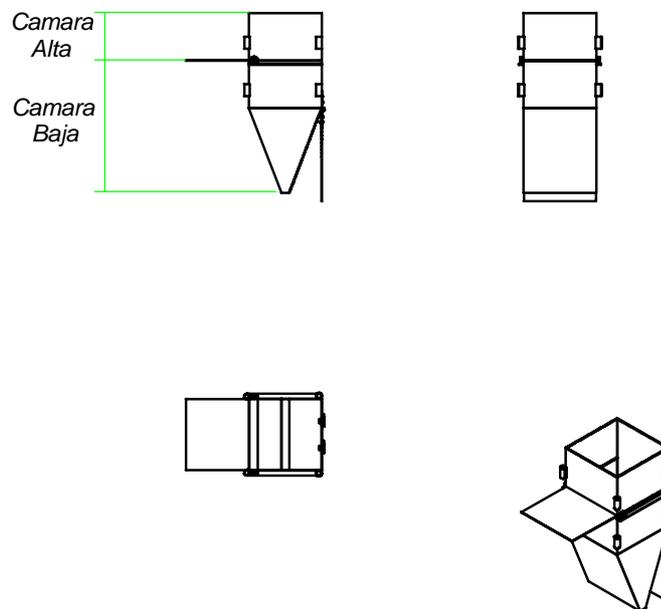
Tabla 48. Ecuaciones para determinar las presiones sobre las paredes de la celda

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades
Angulo de fricción interna.	$\theta$		Grados
Densidad del caolín.	$W$		$N / m^3$
Radio hidráulico de la sección transversal.	$R$	$R = \frac{Area}{Perimetro}$	$m$
Constante de JANSSEN.	$K$	$K = \frac{1 - \text{sen}(\theta)}{1 + \text{sen}(\theta)}$	Adimensional
Coefficiente de fricción entre el material almacenado y la pared de la celda	$\mu$		Adimensional
Profundidad en la celda.	$h$		$m$
Presión vertical.	$P_v$	$P_v = \frac{W \cdot R}{\mu \cdot K} (1 - e^{-\mu K h / R})$	$Pa$
Presión horizontal.	$P_h$	$P_h = \frac{W \cdot R}{\mu} (1 - e^{-\mu K h / R})$	$Pa$

Tabla 49. Presiones sobre las paredes de la celda

h(m)	K	Área(m <sup>2</sup> )	Perímetro(m)	R(m)	Ph (Pa)	Pv (Pa)
0	0,376	0,09	1,2	0,075	0	0
0,2	0,376	0,09	1,2	0,075	1664,01	4431,17
0,4	0,376	0,09	1,2	0,075	2824,37	7521,13
0,6	0,376	0,045	0,9	0,05	2941,44	7832,89
0,8	0,376	0,0009	0,606	0,0015	108,87	289,90

Figura 35. División de las cámaras de la celda



Elaborado en Solid edge V 15.

Altura cámara alta: CA=0.2m

Altura cámara baja: CB=0,556m

La placa uno (placa superior) permite la descarga del material a la cámara baja dependiendo si esta abierta o cerrada; la placa dos (placa inferior) permite la

descarga del material fuera de la maquina de transporte. El peso máximo ejercido por la cantidad de masa almacenada en la Cámara Alta sobre la lámina uno:

$$W_{alta} = W \frac{HAB}{2} = \left( 26400 \frac{N}{m^3} \right) \left( \frac{(0,4m)(0,3m)(0,3m)}{2} \right)$$

$$W_{alta} = 475N$$

Peso ejercido por la cantidad de masa almacenada en la cámara baja:

$$W_{baja} = W \left[ BH_t \left( \frac{A-a}{2} \right) + \frac{HAB}{2} \right] = \left( 26400 \frac{N}{m^3} \right) \left[ (0,3m)(0,356m) \left( \frac{0,3m - 0,033m}{2} \right) \right]$$

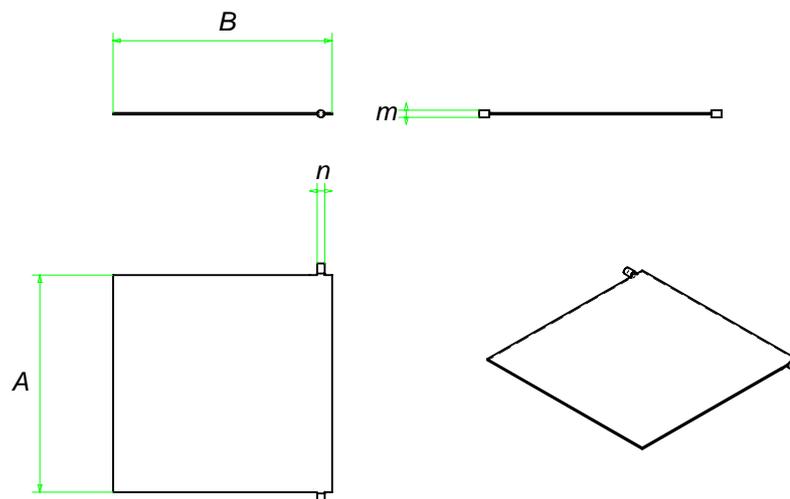
$$W_{baja} = 522,83N$$

Peso del material dentro de la celda:

$$W_{caolín} = W_{alta} + W_{baja}$$

$$W_{caolín} = 997,83N$$

Figura 36. Placa uno



Elaborado en Solid V15.

Área mínima de la sección transversal m-n utilizando un acero 1006 laminado en caliente:

$$S_y = 170MPa$$

$$\sigma_{perm} = 0.45S_y = 76.5MPa$$

$$\tau_{perm} = 0.4S_y = 68MPa$$

$$A = \frac{W_{alta}}{\sigma_{perm}} = \frac{475N}{76.5 * 10^6 N / m^2} = 6.21mm^2$$

$$A = \frac{W_{alta}}{\tau_{perm}} = \frac{475N}{2(68 * 10^6 N / m^2)} = 3.492mm^2$$

El diámetro n debe ser de por lo menos 2.2mm.

Tabla 50. Espesor mínimo de la placa 1

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Fuerza cortante máxima.	$V$		$N$	237,5
Longitud lado B de la lámina.	$B$		$m$	0,3
Esfuerzo permisible a flexión de la lámina.	$\sigma_{perm}$		$MPa$	76,5
Espesor mínimo de la placa a flexión.	$t_1$	$t_1 = \sqrt{\frac{6M}{B\sigma_{perm}}}$	$mm$	2,2
Esfuerzo permisible máximo al cortante.	$\tau_{perm}$		$MPa$	68
Espesor mínimo de la placa al cortante.	$t_2$	$t_2 = \sqrt{\frac{3V}{2\tau_{max}B}}$	$mm$	0,018

Con el valor de la fuerza ejercida sobre la placa uno, un espesor de pared de 2,2mm y un acero 1095 templado y revenido se determinan el esfuerzo principal y cortante en ALGOR. Los resultados de la simulación se encuentran en el Anexo 5 y en la “Tabla 51. Esfuerzo principal y cortante en la placa 1”. Las características del material son:

$$S_y = 813 \text{MPa}$$

$$\sigma_{perm} = 0.6S_y = 487,5 \text{MPa}$$

$$\tau_{perm} = 0.4S_y = 325,2 \text{MPa}$$

Tabla 51. Esfuerzo principal y cortante en la placa 1

	Valor máximo	Valor mínimo
Esfuerzo principal máximo	463MPa	-67,5MPa
Esfuerzo principal mínimo	93,8MPa	-464MPa
Esfuerzo cortante en el plano yz	158,5MPa	-129,8MPa

#### 4.10.2 Potencia requerida para el desplazamiento de la lámina 1

Peso de la lámina 1:

$$W_{lámina} = BA \rho W = (0.3m)(0.3m)(0.00220)(77kN / m^3) = 15,25N$$

$F_1$ : Fuerza requerida para realizar el deslizamiento tan gencial (cortante)

$W_1$ : Peso del material A

$W_2$ : Peso del material B

$\mu_s$ : Coeficiente de fricción estática entre el caolín y el acero

$$\mu_s = 0.36$$

$F_2$ : Fuerza de fricción entre el caolín y acero

$$F_2 = \mu_s W_1 = 171N$$

$$F_1 = F_2 = 171N$$

$$Potencia = F_1 V = (171N) \left( \frac{0,3m}{2s} \right) = 25,65w = 0,035HP$$

#### 4.10.3 Selección del rodamiento de la placa 1

$$F_y = 118.75N$$

$$F_x = 171N$$

$$F_z \cong 0$$

Debido a las cargas se usa un rodamiento de bolas a rotula

Tabla 52. Cálculo del rodamiento de bolas a rotula

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Velocidad del eje.	$n_1$		<i>RPM</i>	100
Duración del rodamiento en horas.	$L_{10h}$		<i>Horas</i>	50000
Carga radial.	$F_r$	$F_r = \sqrt{F_z^2 + F_y^2}$	<i>N</i>	118,75
Relación de fuerza.	$F_a / F_r$			1,44
Fuerza axial.	$F_a$	$F_a = F_r$	<i>N</i>	171
Factor de carga	$e$			0,33
Ancho del rodamiento	$B$		<i>mm</i>	14
Diámetro del rodamiento	$d$		<i>mm</i>	10
Factor de dimensión,	$Faa$	$Faa = 3Bd$	<i>mm</i> <sup>2</sup>	420
Factor de carga	$Y_2$			1
Factor de carga	$Y_0$			1,5
Carga dinámica equivalente.	$P$	$P = 0,65Fr + Y_2F_a$	<i>N</i>	333,69
Carga estática equivalente.	$P_o$	$P = Fr + Y_0F_a$	<i>N</i>	289,75
Factor de seguridad estático.	$S_o$			2
Capacidad de carga estática.	$C_o$	$C_o = S_oP_o$	<i>N</i>	579,5
Capacidad de carga dinámica.	$C$		<i>N</i>	3186,72

La designación del rodamiento seleccionado es 2200.

#### 4.10.4 Diseño de las columnas de soporte para la celda de descarga

La celda de descarga esta acoplada a cuatro columnas de sección transversal circular encargadas de alinear la celda con el orificio de salida de la artesa; además las columnas permiten transmitir el peso del material descargado al sensor de peso ubicado en la parte inferior de la celda de carga, transmitiendo todas sus cargas hasta la cimentación.

- Parámetros para las columnas: El diseño consta de cuatro columnas de acero estructural ASTM A-36 perfil circular; además la carga total de la estructura es la suma de la carga muerta y la carga viva que corresponde al peso de la estructura y al peso del producto almacenado respectivamente:

Tabla 53. Diseño de las columnas de soporte de la celda

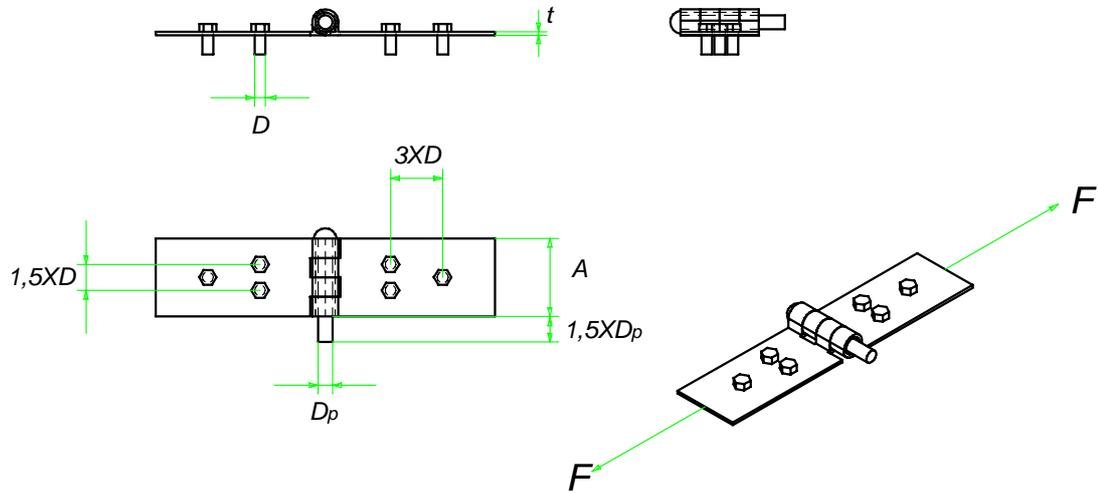
Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Peso de la celda de descarga.	$W_{celda}$	$W_{celda} = 2.W_c.t \left[ 2AH + H_t \left( \frac{B}{\cos \alpha} + A + a \right) \right]$	$N$	88.03
Peso del material almacenado en la celda de descarga.	$W_{material}$	$W_{material} = W \left\{ B.H_t \left[ \frac{A+a}{2} \right] + HAB \right\}$	$N$	1419,2
Peso total de la estructura.	$W_{Estruc}$	$W_{Estruc} = W_{celda} + W_{material}$	$kN$	1,6
Numero de columnas.	$N^{\circ}$			4
Peso soportado por columna.	$W_{E/c}$	$W_{E/c} = \frac{W_{Estruc}}{N^{\circ}}$	$kN$	0,4
Longitud de la columna.	$L$		$m$	0,8
Factor de longitud efectiva.	$K$			2
Esfuerzo de fluencia.	$\sigma_y$		$MPa$	250
Modulo de elasticidad.	$E$		$MPa$	199950
Diámetro de las columnas	$D$		$m$	0,021
Radio de giro.	$r$	$r = \sqrt{\frac{\pi D^2}{8}}$	$m$	0,01316

Área.	$A$	$A = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$	$m^2$	0,00035
Relación de esbeltez de la columna.	$K \frac{L}{r}$	$= K \frac{L}{r}$		121,58
Relación de esbeltez crítica de la columna.	$\left(K \frac{L}{r}\right)_r$	$\left(K \frac{L}{r}\right)_r = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_y}}$		125,65
Factor de seguridad.	$n_1$	$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3 \left(K \frac{L}{r}\right) - \left(K \frac{L}{r}\right)^3}{8 \left(K \frac{L}{r}\right)_c - 8 \left(K \frac{L}{r}\right)^3}$		1,92
Esfuerzo permisible.	$\sigma_{Perm}$	$\sigma_{Perm} = \frac{\sigma_y}{n_1} \left[ 1 - \frac{\left(K \frac{L}{r}\right)^2}{2 \left(K \frac{L}{r}\right)_c^2} \right]$	$MPa$	69,38
Carga axial permisible.	$P_{Perm}$	$P_{Perm} = \sigma_{Perm} \cdot A$	$kN$	24,03

#### 4.10.5 Diseño de la articulación tipo bisagra

La articulación tipo bisagra es el elemento mecánico mediante el cual es posible la unión de la celda de descarga y la placa dos permitiendo la rotación de la placa.

Figura 37. Unión tipo bisagra



Elaborado en Solid Edge V15.

La fuerza F es calculada como la acción del peso generado por el material almacenado en la celda de descarga más el peso de la placa móvil dos.

Tabla 54. Área mínima de la sección transversal de la bisagra

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Peso de la celda de descarga.	$W_{L2}$	$W_{L2} = W_c \cdot B \cdot t \frac{H_t}{\cos(\alpha)}$	N	48
Peso del material almacenado en la celda de descarga.	$W_{material}$		N	1419
Fuerza F	F	$F = W_{L2} + W_{material}$	N	1467
Esfuerzo de fluencia para el acero 1006 laminado en caliente.	$S_y$		MPa	170
Esfuerzo admisible a tensión para el acero 1006.	$\sigma_{perm}$	$\sigma_{perm} = 0.45S_y$	MPa	76,5
Esfuerzo admisible al cortante para el acero 1006.	$\tau_{perm}$	$\tau_{perm} = 0.4S_y$	MPa	68
Área mínima de la sección transversal de la bisagra a tensión.	A	$A = \frac{F}{\sigma_{perm}}$	mm <sup>2</sup>	18,75
Área mínima de la sección transversal de la bisagra al cortante.	A	$A = \frac{F}{2\tau_{perm}}$	mm <sup>2</sup>	10,53

#### 4.10.6 Diseño de los remaches

Decisión a priori

Ancho de la placa :	$A = 36mm$
Numero de elementos en la unión :	$N = 1$
Diametro de los elementos :	$D = 0.005m$
Espesor de la placa :	$t = 0.0015m$
Esfuerzos permisibles en los remaches, el pasador y en la placa :	
Compresión :	$\tau_{perm} = 68MPa$
Cor tan te :	$\sigma_{perm} = 76.5MPa$
Aplastamiento :	$\sigma_{perm} = 153MPa$

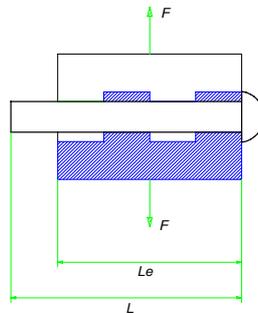
Tabla 55. Cálculo de la unión con remaches

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Fuerza a tracción en la junta asumiendo un solo remache.	$F_{fila\_1}$	$F_{fila\_1} = (A - N.D)t.\sigma_{perm}$	$N$	2008,1
Máxima carga que soporta el elemento al cortante.	$F_{REM}$	$F_{REM} = N\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)\tau_{adm}$	$N / Remache$	1335.17
Máxima carga que soporta el elemento a compresión.	$F_{REM}$	$F_{REM} = N.D.t.\sigma_{adm}$	$N / Remache$	573.75
Numero de elementos a utilizar en la unión.	$\# Rem$	$\# Rem = \frac{F_{fila\_1}}{F_{REM} (max)}$		3
Carga total soportada por la unión al cortante.	$F_{cor tan te}$	$F_{cor tan te} = NF_{REM}$	$N$	4005.51
Carga total soportada por la unión a compresión.	$F_{compresión}$	$F_{compresión} = NF_{REM}$	$N$	1721.25
Carga por tracción en la segunda fila.	$F_{fila\_2}$	$\left(\frac{2}{3}\right)F_{fila\_2} = (A - ND)t\sigma_{perm}$	$N$	2151.56
Resistencia de la placa.	$F_{placa}$	$F_{placa} = At\sigma_{adm}$	$N$	2581.88

#### 4.10.7 Diseño del pasador.

El pasador esta sujeto a la siguiente fuerza.

Figura 38. Pasador



Elaborado en Solid Edge V15.

Donde:

$$F=716,2N$$

$$L=48mm$$

$$L_e=36mm$$

$$M_1 = M_6 = 0$$

$$M_2 - M_1 = \frac{3}{4}(0.005625 m)\left(\frac{716.2N}{2}\right)$$

$$M_2 = 1.511 N.m$$

$$M_3 - M_2 = \frac{(716.2N)(0.005625 m)}{8}$$

$$M_3 = 2.014 N.m$$

$$M_4 = M_3$$

$$M_5 = M_2 = 2,014 N.m$$

AISI 1006

Diametro al corte :

$$(D_p)^2 = \frac{18V}{3\tau_{perm}\pi}$$

$$D_p = 2.114mm$$

*Diametro a flexión :*

$$(D_p)^3 = \frac{32M}{\sigma_{perm}\pi}$$

$$D_p = 6.45mm$$

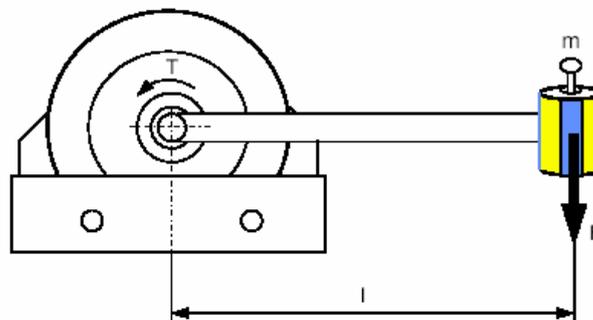
## 4.11 ACTUADORES

### 4.11.1 Selección actuador Lineal

El diámetro del embolo se determina según la tabla del Anexo E en donde para una presión de 6Bares y una fuerza de 151N el diámetro debe ser de por lo menos de 2mm además se debe tener una carrera de 300mm.

### 4.11.2 Selección actuador rotante

Figura 39. Actuador rotante



Actuadores neumáticos. FESTO DIDACTIC

$$T = F.L$$

$$T = (1409,5N)(0,5m)$$

$$T = 704,77Nm$$

El actuador comercial tiene un torque de 723,8Nm y se muestra en el informe de componentes

#### 4.12 DISEÑO UNIONES SOLDADAS

En la “Tabla 56. Características de la soldadura” se tabulan las propiedades de la soldadura utilizada en todas las uniones soldadas.

Tabla 56. Características de la soldadura

Número de Electrodo AWS	Resistencia a Tensión Sut(MPa)	Limite elástico Sy(MPa)	Elongación (%)
E90xx	620	531	14-17

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

- Soldadura de la tolva

Esta soldadura permite la unión entre las diferentes paredes del recipiente. El material con el que se construye la tolva es un acero 1006 laminado en caliente.

Tabla 57. Soldadura de la tolva

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Esfuerzo admisible a tensión para la soldadura	$\sigma_{adm}$	$\sigma_{adm} = 0,6S_y$	MPa	318,6
Esfuerzo admisible al cortante para la soldadura	$\tau_{adm}$	$\tau_{adm} = 0,3S_{ut}$	MPa	186
Presión a la que esta sometida el elemento	$P$		MPa	0,1358
Área de contacto	$A$		$m^2$	1,725
Espesor de la lamina	$t$		$m$	0,003
Longitud de la soldadura por tensión	$L$	$L = \frac{P.A}{2.\sigma_{adm}.t}$	mm	123
Longitud de la soldadura por cortante	$L$	$L = \frac{P.A}{2.\tau_{adm}.t}$	mm	200

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

Se elije un cordón de soldadura intermitente con una longitud de 200 mm y una distancia entre centros de 300 mm.

- Soldadura de la artesa

Esta soldadura permite la unión entre las diferentes paredes del recipiente. El material con el que se construye la artesa es un acero 1045 laminado en caliente.

Tabla 58. Soldadura de la artesa

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Esfuerzo admisible a tensión para la soldadura	$\sigma_{adm}$	$\sigma_{adm} = 0,6S_y$	<i>MPa</i>	318,6
Esfuerzo admisible al cortante para la soldadura	$\tau_{adm}$	$\tau_{adm} = 0,3S_{ut}$	<i>MPa</i>	186
Presión a la que esta sometida el elemento	$P$		<i>MPa</i>	0,1358
Área de contacto	$A$		$m^2$	1,2
Espesor de la lamina	$t$		$m$	0,003
Longitud de la soldadura por tensión	$L$	$L = \frac{P.A}{2.\sigma_{adm}.t}$	$mm$	85
Longitud de la soldadura por cortante	$L$	$L = \frac{P.A}{2.\tau_{adm}.t}$	$mm$	146

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

Se elije un cordón de soldadura intermitente con una longitud de 5 mm y una distancia entre centros de 925 mm.

- Soldadura de la celda de descarga

Esta soldadura permite la unión entre las diferentes paredes del recipiente. El material con el que se construye la celda de descarga es un acero 1006 laminado en caliente.

Tabla 59. Soldadura de la celda de descarga

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Esfuerzo admisible a tensión para la soldadura	$\sigma_{adm}$	$\sigma_{adm} = 0,6S_y$	<i>MPa</i>	318,6
Esfuerzo admisible al cortante para la soldadura	$\tau_{adm}$	$\tau_{adm} = 0,3S_{ut}$	<i>MPa</i>	186
Presión a la que esta sometida el elemento	$P$		<i>Pa</i>	2941
Área de contacto	$A$		$m^2$	0,2268
Espesor de la lamina	$t$		<i>m</i>	0,0015
Longitud de la soldadura por tensión	$L$	$L = \frac{P.A}{2.\sigma_{adm}.t}$	<i>mm</i>	0,7
Longitud de la soldadura por cortante	$L$	$L = \frac{P.A}{2.\tau_{adm}.t}$	<i>mm</i>	1,2

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

Se elije un cordón de soldadura intermitente con una longitud de 0,4 mm y una distancia entre centros de 377,8 mm.

- Soldadura de la unión tolva-artesa

Esta soldadura permite la unión entre la artesa y la tolva.

Tabla 60. Unión tolva-artesa

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Esfuerzo admisible a tensión para la soldadura	$\sigma_{adm}$	$\sigma_{adm} = 0,6S_y$	<i>MPa</i>	318,6
Esfuerzo admisible al cortante para la soldadura	$\tau_{adm}$	$\tau_{adm} = 0,3S_{ut}$	<i>MPa</i>	186
Presión a la que esta sometida el elemento	$P$		<i>kPa</i>	100
Área de contacto	$A$		$m^2$	0,8
Espesor de la lamina	$t$		<i>m</i>	0,003
Longitud de la soldadura por tensión	$L$	$L = \frac{P.A}{2.\sigma_{adm}.t}$	<i>mm</i>	84
Longitud de la soldadura por cortante	$L$	$L = \frac{P.A}{2.\tau_{adm}.t}$	<i>mm</i>	143

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

Se elije un cordón de soldadura a tope intermitente con una longitud de 50 mm y una distancia entre centros de 1580 mm.

- Soldadura de la unión columnas-tolva

Esta soldadura permite la unión entre las columnas y la tolva.

Tabla 61. Unión columnas-tolva

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Esfuerzo admisible a tensión para la soldadura	$\sigma_{adm}$	$\sigma_{adm} = 0,6S_y$	<i>MPa</i>	318,6
Esfuerzo admisible al cortante para la soldadura	$\tau_{adm}$	$\tau_{adm} = 0,3S_{ut}$	<i>MPa</i>	186
Carga sobre el elemento	$F$		<i>kN</i>	175
Longitud de la soldadura	$L$		<i>m</i>	0,5
Tamaño del cateto de la soldadura por tensión	$h$	$h = \frac{0,5 \cdot F}{2 \cdot \sigma_{adm} \cdot L}$	<i>mm</i>	0,275
Tamaño del cateto de la soldadura por cortante	$h$	$h = \frac{1,207 F}{2 \cdot \tau_{adm} \cdot L}$	<i>mm</i>	1,135

Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Shigley

Se elije una soldadura tipo filete con una longitud de 500 mm y un tamaño de cateto de 1,5 mm.

#### 4.13 SISTEMA ELECTRÓNICO

El motor que cumple con los requerimientos mecánicos obtenidos en el análisis preliminar tiene las siguientes especificaciones:

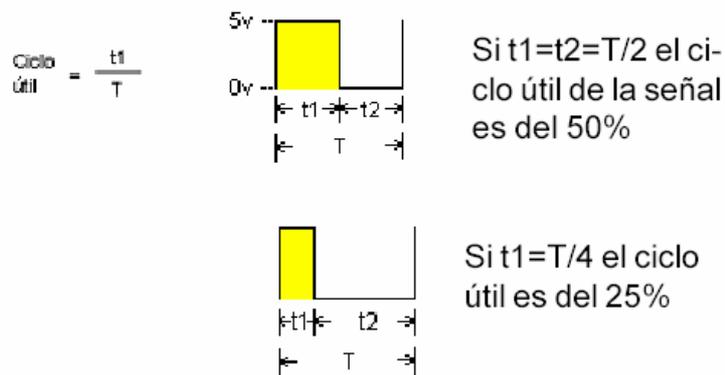
Tabla 62. Características motor

Potencia	RPM	Voltaje de armadura	Voltaje de campo	Amperios de campo	Numero de catalogo
15.00	1750	240	300/150	.65/1.3	D2515P

“www.baldor.com”

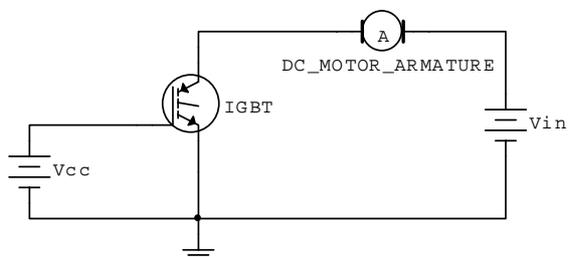
Para controlar la velocidad del motor DC en derivación se diseña un control por PWM (modulación por ancho de pulso); la modulación por ancho de pulso conmutada por transistores tiene la ventaja de transmitir mayor cantidad de potencia a la carga y muy poca se desperdicia en el sistema de control.

Figura 40. Modulación por ancho de pulso



www.microgrades.com

Figura 41. Control PWM



“Electronics Workbench 7”

El interruptor es un transistor IGBT (Transistor Bipolar De Compuerta Aislada) ya que este tipo de transistor ofrece ventajas en tamaño, precio y potencia.

Tabla 63. Especificaciones del transistor para controlar el motor

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Voltaje de alimentación	$V_{in}$		V	240
Potencia.	$P$	$P = \frac{15HP(746.7Watt)}{1HP}$	KW	11,18
Consumo de corriente.	$I_{in}$	$I_{in} = \frac{P}{V_{in}}$	A	46,6

El dispositivo IGBT que satisface estas condiciones es el GT80J101.

#### 4.13.1 Pérdidas de potencia en el transistor

La máxima pérdida de potencia en el transistor ocurre cuando el ciclo útil del control por PWM trabaja al 100%.

Tabla 64. Perdidas de potencia en el transistor

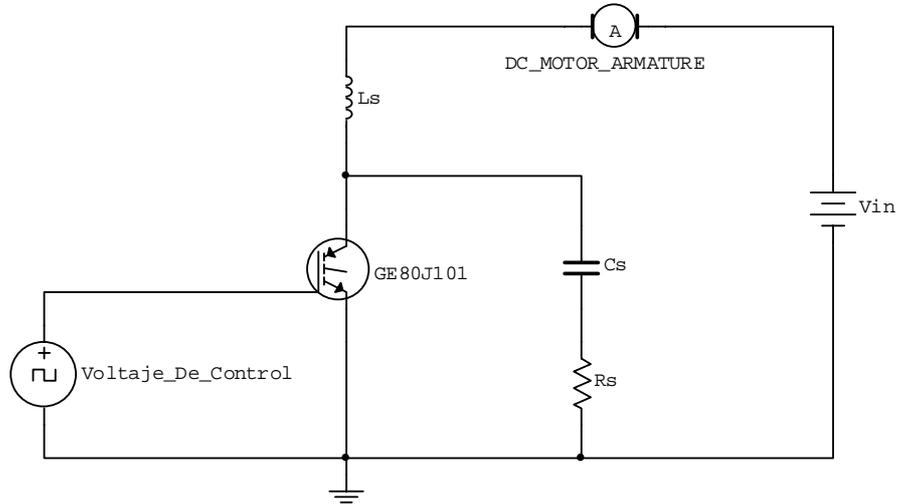
Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Frecuencia de conmutación.	$F_s$		Hz	1000
Tiempo de retardo.	$t_d$		$\mu S$	0.2
Tiempo de subida.	$t_r$		$\mu S$	0.6
Tiempo de almacenamiento	$t_s$		$\mu S$	0.6
Tiempo de caída.	$t_f$		$\mu S$	0.4
Voltaje colector emisor en saturación.	$V_{ce(sat)}$		V	1,5
Corriente de fugas en el colector.	$I_{ceo}$		mA	1

Disipación promedio de potencia durante el tiempo de demora.	$P_d$	$P_d = I_{ceo} V_{in} t_d F_s$	$mW$	0,0048
Disipación promedio de potencia durante el tiempo de subida.	$P_r$	$P_r = F_s I_{cs} t_r \left[ \frac{V_{in}}{2} + \frac{V_{ce(sat)} - V_{in}}{3} \right]$	$W$	0,972
Perdida total durante el encendido.	$P_{enc}$	$P_{enc} = P_d + P_r$	$mW$	972,0048
Perdida durante el periodo de conducción.	$P_n$	$P_n = V_{ce(sat)} I_{in}$	$W$	60
Perdida durante el periodo de almacenamiento.	$P_s$	$P_s = V_{ce(sat)} I_{in} t_s F_s$	$mW$	36
Perdida durante el periodo de almacenamiento.	$P_s$	$P_s = V_{ce(sat)} I_{in} t_s F_s$	$mW$	36
Perdida durante el periodo de caída.	$P_f$	$P_f = \frac{V_{in} I_{in} t_f f_s}{6}$	$mW$	640
Perdida total durante el apagado.	$P_{apag}$	$P_{apag} = P_s + P_f$	$mW$	676
Perdida total de potencia en el transistor.	$P_T$	$P_T = P_{enc} + P_n + P_{apag}$	$W$	61,65

#### 4.13.2 Limitaciones por DI/DT y por DV/DT en el transistor

Los transistores requieren circuitos de protección, los cuales son diseñados con el fin de atenuar los cambios súbitos en el incremento de voltaje y de corriente en el sistema.

Figura 42. Limitaciones por DI/DT y por DV/DT en el transistor



“Electronics Workbench 7”

Tabla 65. Limitaciones por DI/DT y por DV/DT en el transistor

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Inductancia del amortiguador en serie.	$L_s$	$L_s = \frac{V_{in}(t_r)}{I_{in}}$	$\mu H$	3,6
Condensador del circuito amortiguador	$C_s$	$C_s = \frac{V_{in}(t_r)}{I_{in}}$	$\rho F$	66667
Resistor del circuito amortiguado (critico)	$R_s$	$R_s = 2\sqrt{\frac{L_s}{C_s}}$	$\Omega$	14.7
Resistor del circuito amortiguado Para 10T	$R_s$	$R_s = \frac{1}{10.F_s.C_s}$	$\Omega$	1500
Perdida en el amortiguador	$P_s$	$P_s = 0.5C_s V_s^2 .F_s$	$W$	1.92

Componentes:

$$C_s = 68000\rho F / 500v$$

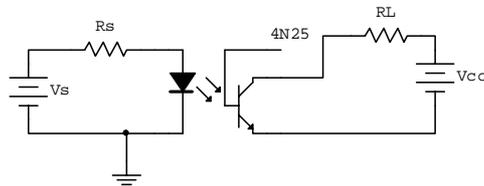
$$R_s = 1500\Omega / 5W$$

$$L_s = 3.6\mu H$$

#### 4.13.3 Circuito de desacople

El transistor IGBT se enciende al aplicar un voltaje de compuerta positivo, y se apaga eliminado el voltaje de compuerta; el transistor de potencia GT80J101 se activa a 15 V y se desactiva con un voltaje por debajo de los 3 V. El optoacoplador que cumple esta condición es el tipo 4N25.

Figura 43. Circuito de desacople



“Electronics Workbench 7”

Tabla 66. Diseño circuito de desacople

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Voltaje de control.	$V_s$		V	5
Corriente de led.	$I_f$		mA	10
Caída de voltaje en el led.	$V_f$		V	1.1
Corriente de colector en saturación	$I_c$		mA	0.2
Voltaje de colector.	$V_{cc}$		V	15
Resistencia en serie con el led.	$R_s$	$R_s = \frac{V_s - V_f}{I_f}$	$\Omega$	390
Potencia en la resistencia del led	$P_{RS}$	$P_{RS} = I^2 R_s$	mW	39
Resistencia de colector.	$R_L$	$R_L = \frac{V_{cc}}{I_c}$	k $\Omega$	75
Potencia en la resistencia de colector	$P_{RL}$	$P_{RL} = I^2 R_L$	mW	3

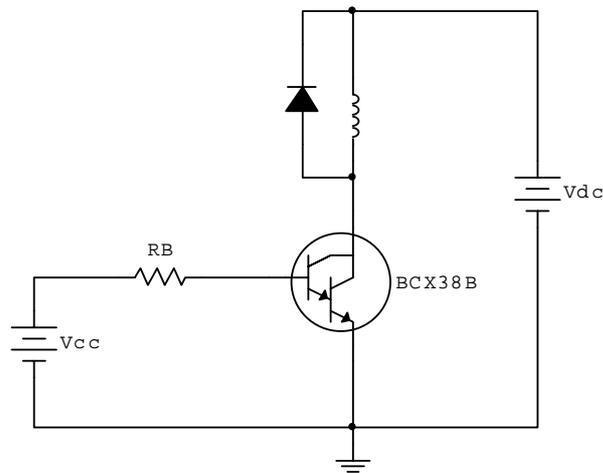
Componentes comerciales:

$$R_s = 390\Omega / 0.25W$$

$$R_L = 75k\Omega / 0.25W$$

#### 4.13.4 Circuito de potencia para las electroválvulas

Figura 44. Circuito de potencia para las electroválvulas



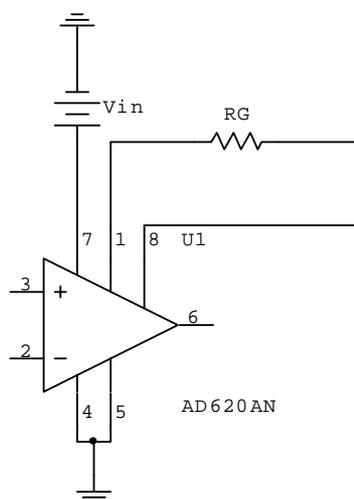
“Electronics Workbench 7”

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Ganancia del transistor	$B$		Adimensional	1000
Factor de sobre excitación	$FSE$		Adimensional	10
Ganancia del transistor para la saturación	$B_{sat}$	$B_{sat} = \frac{B}{10}$	Adimensional	100
Potencia nominal de la electroválvula	$P_{EV}$		$W$	8,5
Voltaje nominal de la electroválvula	$V_{EV}$		$V$	24
Corriente de colector	$I_c$	$I_c = \frac{P_{EV}}{V_{EV}}$	$A$	0,354
Resistencia de base	$I_B$	$I_B = \frac{I_c}{B_{sat}}$	$mA$	3,54

#### 4.13.5 Acondicionamiento de señal para la celda de carga

Para acondicionar la señal de voltaje medida por sensor se tiene en cuenta las características del dispositivo, el peso máximo medido, la sensibilidad del sistema y el tipo conversor análogo digital, se utiliza un amplificador de instrumentación integrado del tipo AD620.

Figura 45. Amplificador de instrumentación



“Electronics Workbench 7”

Tabla 67. Acondicionador de señal

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Capacidad nominal del sensor	$L_n$		kg	250
Sensibilidad nominal del sensor.	$S_n$		mV/V	2
Tensión de alimentación nominal del sensor.	$V_n$		V	10
Máxima tensión de salida del sensor.	$V_{Out(max)}$	$V_{Out(max)} = S_n * V_n$	mV	20
Masa de la estructura de la celda de descarga.	$M_{CD}$		kg	12,5

Cantidad de masa máxima que se desea medir.	$M_{caolín}$		kg	50
Masa total.	$M_T$	$M_T = M_{CD} + M_{caolín}$	kg	62,5
Voltaje de salida en el sensor al medir la masa total.	$V_{in}$	$V_{in} = \frac{M_T V_{Out(max)}}{L_n}$	mV	5
Voltaje de salida amplificado.	$V_{out}$		V	5
Ganancia del amplificador.	$A_v$	$A_v = \frac{V_{out}}{V_{in}}$		1000
Resistencia externa del amplificador.	$R_G$	$R_G = \frac{49,4\Omega}{A_v - 1}$	$\Omega$	47,45

#### 4.13.6 Diseño fuentes de alimentación

El voltaje AC se conecta a un transformador que disminuye este voltaje al nivel de salida deseado, luego el voltaje se rectifica a onda completa y es filtrado inicialmente por un condensador para producir un voltaje DC. Este voltaje DC tiene un contenido de rizo el cual es eliminado por el regulador de voltaje.

- Fuente de alimentación DC a 150 V-1.3A

Esta fuente de voltaje se diseña con el fin de alimentar el devanado de campo del motor, la fuente esta constituida por el voltaje de entrada, transformador, filtro, regulador y carga. Las características del transformador son las siguientes:

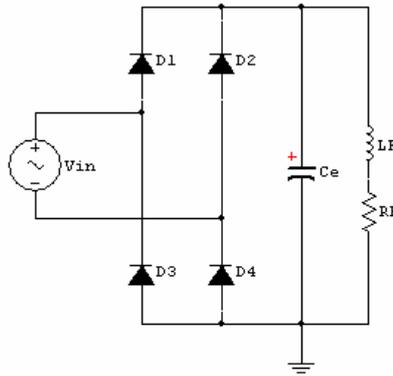
Tabla 68. Relaciones de tensión y potencia Standard

Código	Potencia VA	Primario volts	Secundario volts
TMP 50/110 - 220	50 VA	220 / 380	110,110

“www.transformadorestrifasicosdealimentación.com”

- Filtro para el devanado de campo

Figura 46. Filtro para el devanado de campo



“Electronics Workbench 7”

Tabla 69 . Filtro para el devanado de campo

Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Frecuencia eléctrica de la red.	$F$		$Hz$	60
Tensión de campo.	$V_F$		$V$	150
Corriente de campo.	$I_F$		$A$	1.3
Factor de rizo del voltaje de salida.	$RF$			10%
Valor del condensador.	$C_e$	$C_e = \frac{I_F}{4FV_F} \left( 1 + \frac{1}{\sqrt{2}RF} \right)$	$\mu F$	305
Voltaje de salida en el filtro.	$V_C$	$V_C = \sqrt{2} \cdot V_{sec}$	$V$	155.56

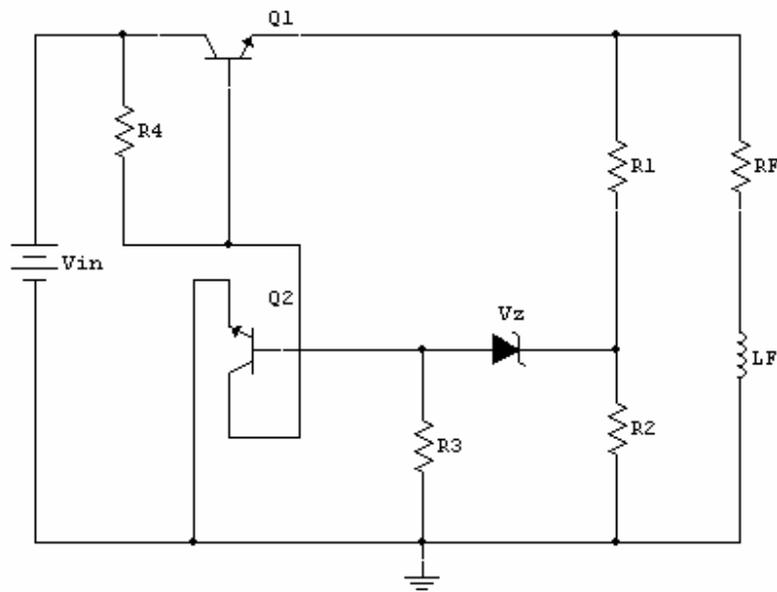
Componente comercial:

$$C_e = 330 \mu F / 200V$$

- Regulador para el devanado de campo

Para regular la tensión de salida del filtro se diseña un regulador con dos transistores ya que este tipo de regulador permite obtener un voltaje de salida ausente de rizo y su valor es prácticamente constante incluso aunque la corriente de carga y la tensión de entrada varíen.

Figura 47. Regulador con dos transistores



“Electronics Workbench 7”

Tabla 70. Regulador para el devanado de campo del motor

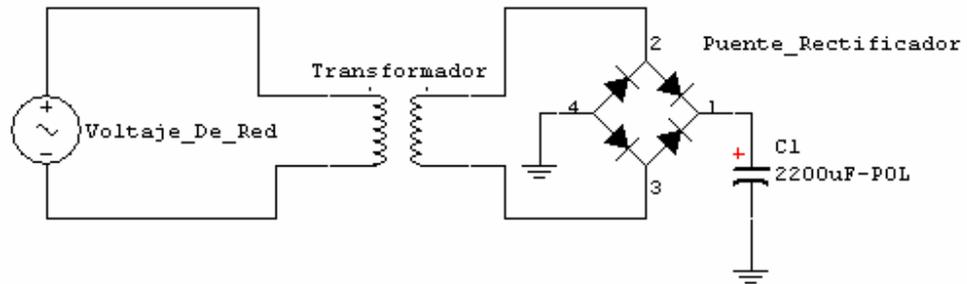
Nombre de la variable	Símbolo	Ecuación	Unidades	Valor
Voltaje de entrada.	$V_{in}$		V	156
Voltaje de salida	$V_{out}$		V	150
Voltaje Zener.	$V_Z$		V	82
Corriente de prueba Zener.	$I_{ZT}$		mA	4
Ganancia de corriente en el transistor $Q_1$	$h_{FE}$		Adimensional	25
Factor de sobre excitación.	$FSE$		Adimensional	3
Ganancia de corriente en el transistor $Q_1$ en saturación.	$B_1$	$B_1 = \frac{h_{FE}}{B_1}$	Adimensional	8.33

Voltaje Base Emisor en el transistor Q <sub>1</sub>	$V_{BE1}$		V	0.7
Voltaje Base Emisor en el transistor Q <sub>2</sub>	$V_{BE2}$		V	0.7
Corriente en R <sub>1</sub>	$I_1$		mA	7
Corriente en R <sub>2</sub>	$I_2$	$I_2 = \frac{I_1}{10}$	mA	0.7
Caída de voltaje en R <sub>2</sub> .	$V_2$	$V_2 = V_{BE2} + V_Z$	V	82.7
Resistencia (R <sub>1</sub> )	$R_1$	$R_1 = \frac{V_{out} - V_2}{I_1}$	$\Omega$	9615
Resistencia (R <sub>2</sub> )	$R_2$	$R_2 = \frac{V_2}{I_2}$	k $\Omega$	118.2
Resistencia (R <sub>3</sub> )	$R_3$	$R_3 = \frac{V_{BE2}}{I_{ZT}}$	$\Omega$	175
Corriente de emisor Q <sub>1</sub> .	$I_{E1}$	$I_{E1} = I_L + I_1$	A	1.307
Corriente en R <sub>4</sub>	$I_4$	$I_4 = \frac{I_{E1}}{B_1 + 1}$	mA	140
Resistencia (R <sub>4</sub> )	$R_4$	$R_4 = \frac{V_{in} - V_{out} - V_{BE1}}{I_4}$	$\Omega$	37.85
Voltaje colector emisor Q <sub>1</sub>	$V_{CE1}$	$V_{CE1} = V_{in} - V_{out}$	V	6
Voltaje colector emisor Q <sub>2</sub>	$V_{CE2}$	$V_{CE2} = V_{CE1} - I_4 R_4$	V	159.98

- Reguladores de voltaje CI de tres terminales

El diagrama de conexión para los reguladores de 5, 15 y 24 voltios recomendado por el fabricante es el representado en la “Figura 49. Regulador CI”.

Figura 48. Transformador, rectificador y filtro

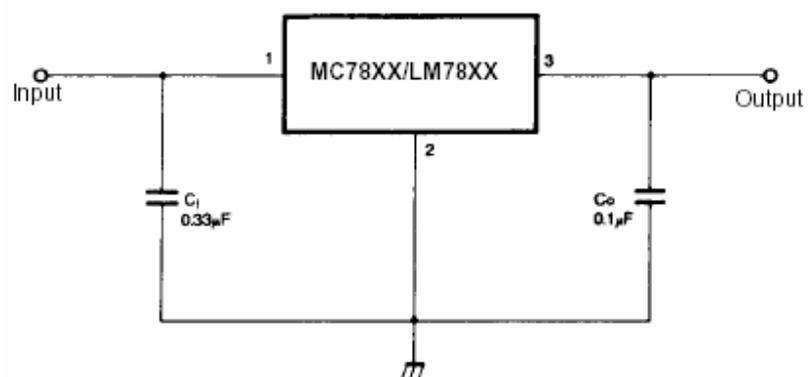


“Electronics Workbench 7”

Tabla 71. Relaciones de tensión Standard para los reguladores CI

Voltaje de salida regulado	Referencia del regulador	Primario volts	Secundario volts
5	LM7805	120/110	9
15	LM7815	120/110	24
24	LM7824	120/110	36

Figura 49. Regulador CI



Tomada de [www.alldatasheet.com](http://www.alldatasheet.com)

#### 4.14 SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control se diseña a fin de permitir un flujo de caudal másico constante de 5kg/s con un margen de error de más o menos el cinco por ciento.

Figura 50. Diagrama de bloques del sistema de control

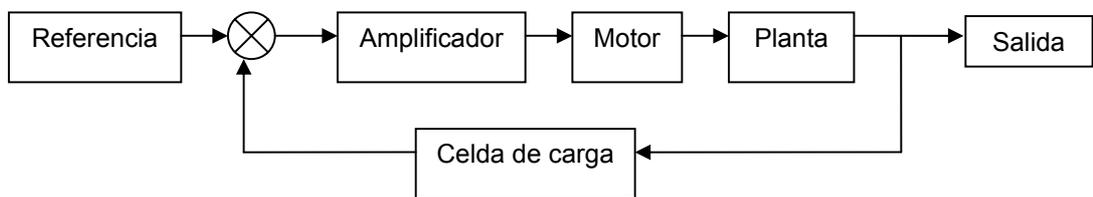
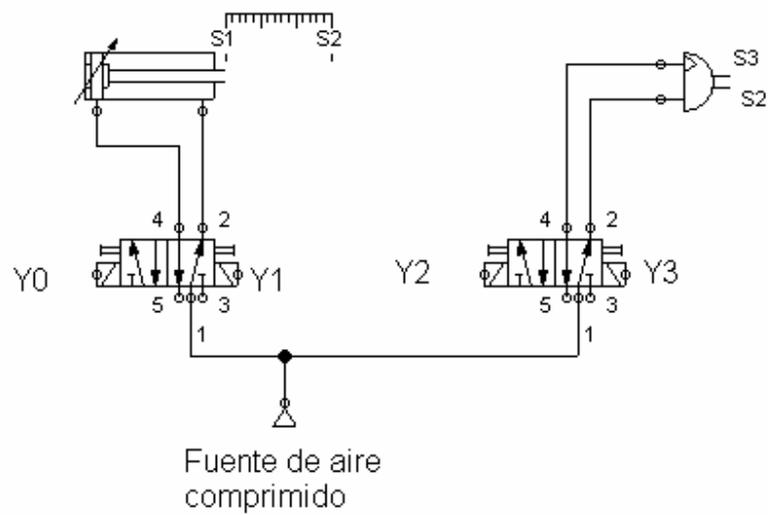


Figura 51. Sistema neumático



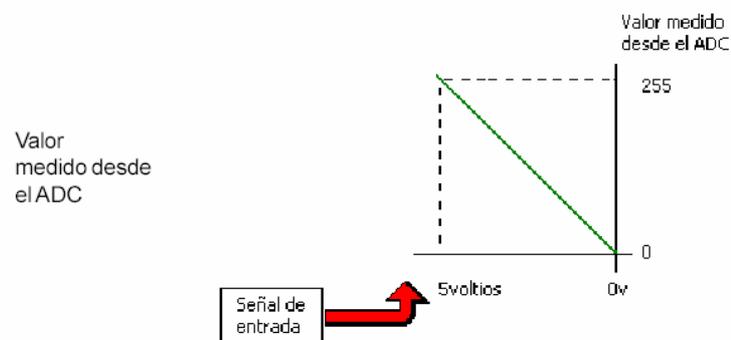
Elaborado en FLUIDSIM-P (Demo-versión)

#### 4.14.1 Conversor ADC

Para convertir el valor de la señal análogo a un valor digital se utiliza el conversor A/D del microcontrolador MOTOROLA MC68HC08GP32 que permite recibir señales de tensión entre cero y cinco voltios, donde la señal muestreada es asignada a un código de ocho bits.

Magnitud del desplazamiento

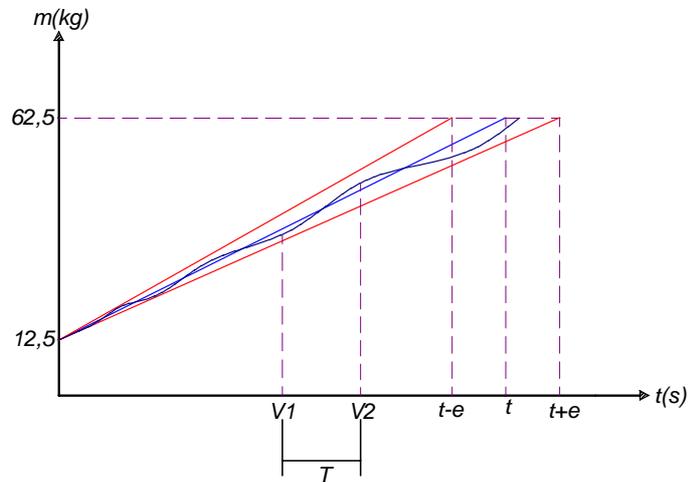
Figura 52. Conversor ADC



[www.microgrades.com](http://www.microgrades.com)

La señal de salida del sensor inicia en el valor tomado desde el ADC de 12,5kg hasta un valor de 62,5kg; además la pendiente de ascenso de la señal esta debidamente acotada por los valores máximo y mínimo del error permisible. En la "Figura 53. Acotación de la señal de salida del sensor en el tiempo" se aprecia la línea azul, las líneas rojas y la línea púrpura que representan el valor ideal, los valores de tolerancia y el valor real respectivamente.

Figura 53. Acotación de la señal de salida del sensor en el tiempo



Elaborado en Solid Edge V15.

#### 4.14.2 Diagramas de flujo del programa de control

Tabla 72. Entradas, salidas y variables usadas en el programa

Nombre de la variable	Símbolo	Descripción
Ciclo útil	Ciclo útil	Tiempo en estado alto del PWM
Análogo	Análogo	Valor medido desde el ADC
Valor uno	$V1$	Valor medido desde el ADC en tiempo pasado
Valor dos	$V2$	Valor medido desde el ADC en tiempo presente
Periodo de muestreo	$T$	Tiempo entre el valor uno y el valor dos
Error	$Error$	Valor real del error
Error uno	$K1$	Valor del error mínimo (constante)
Error dos	$K2$	Valor del error máximo (constante)
Salida uno	$Y0$	Solenoide uno de la electroválvula uno
Salida dos	$Y1$	Solenoide dos de la electroválvula uno
Salida tres	$Y2$	Solenoide uno de la electroválvula dos
Salida cuatro	$Y3$	Solenoide dos de la electroválvula dos
Salida motor	$Y5$	Motor DC
Entrada principal	$S0$	Inicia y termina el proceso
Entrada uno	$S1$	Final de carrera uno del actuador uno
Entrada dos	$S2$	Final de carrera dos del actuador uno
Entrada tres	$S3$	Final de carrera uno del actuador dos
Entrada cuatro	$S4$	Final de carrera dos del actuador dos

Figura 54. Diagrama de flujo para el control de velocidad del motor DC

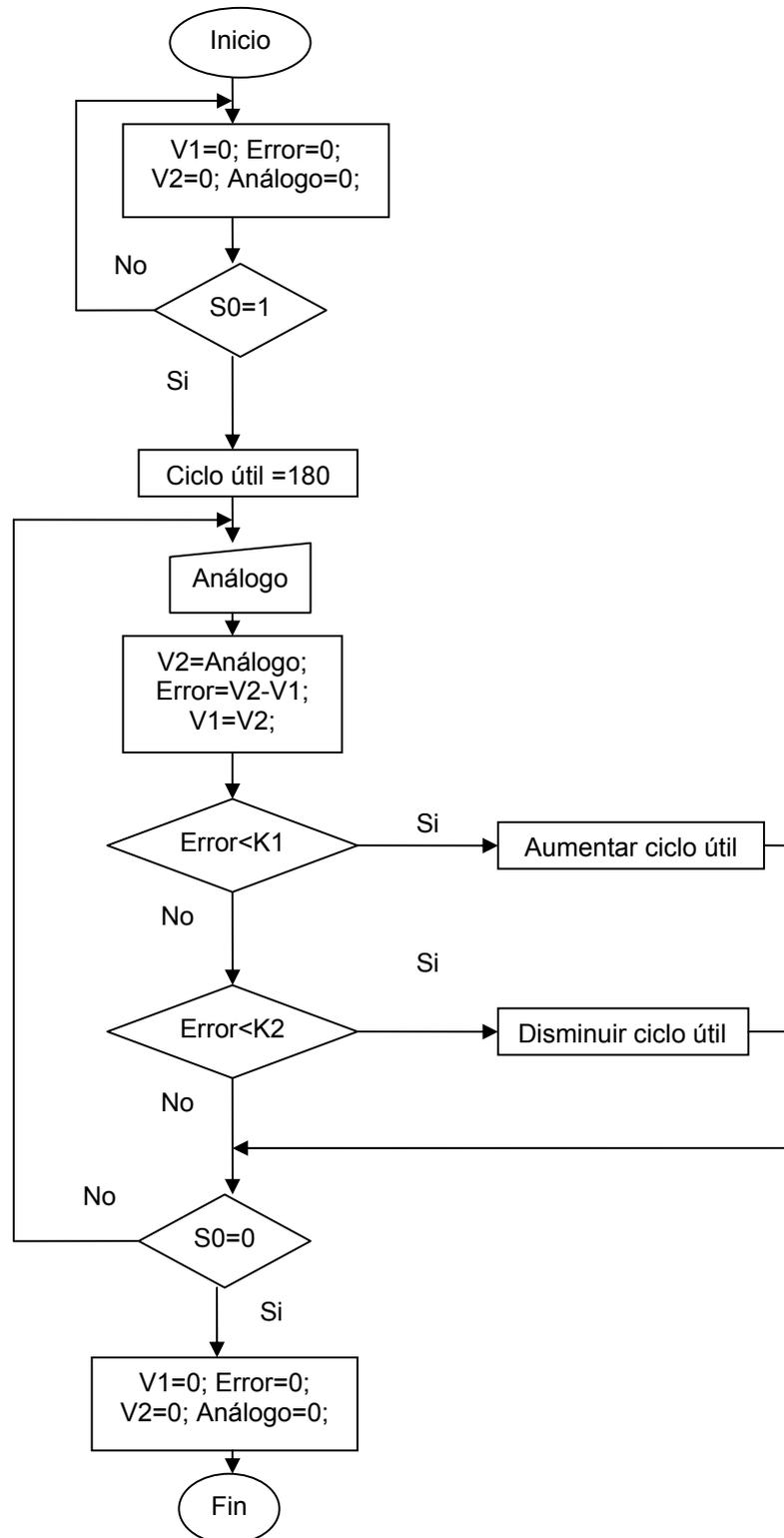
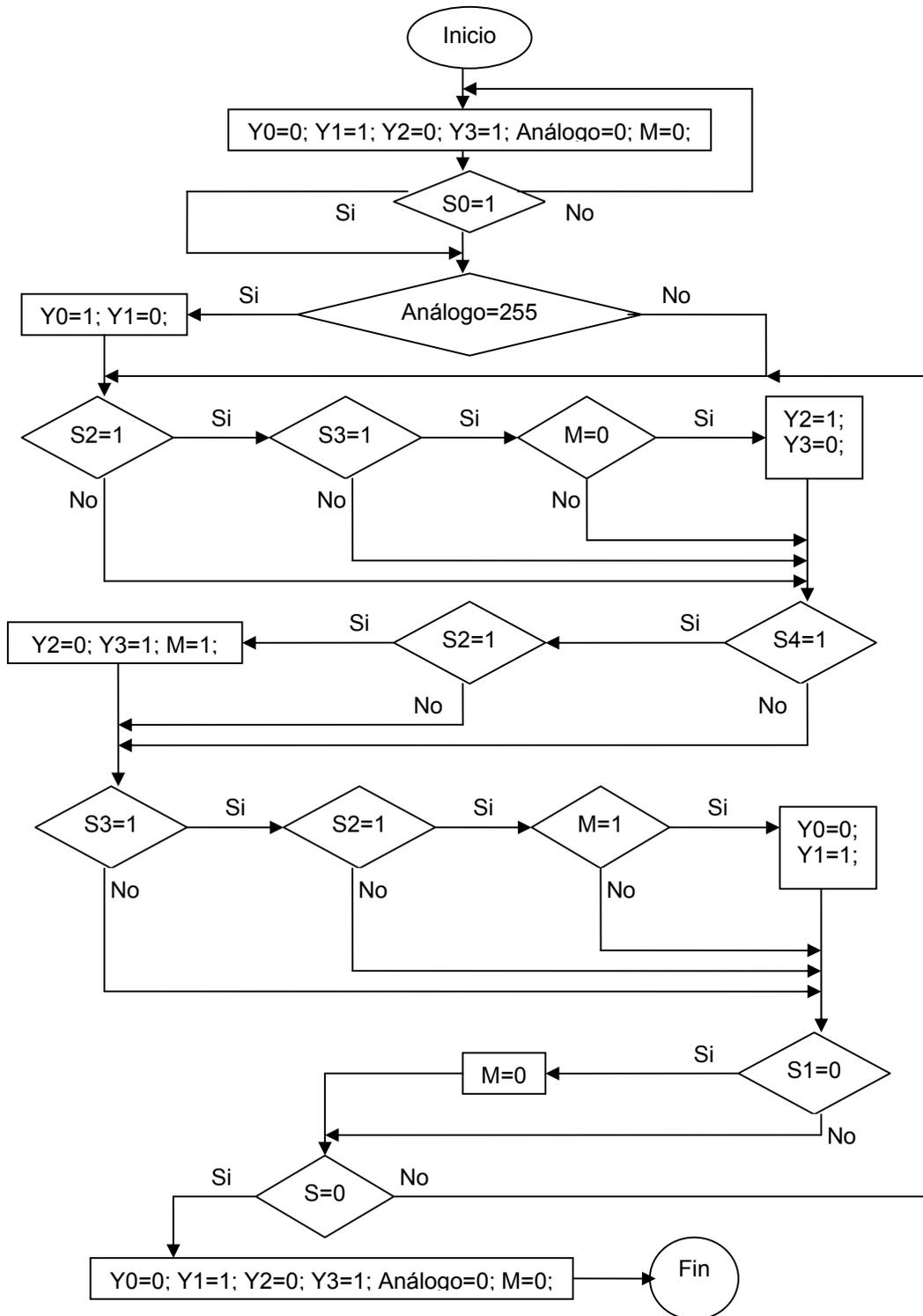


Figura 55. Diagrama de flujo para la ecuación de movimiento A+B+B-A-



El programa se desarrolla en el lenguaje de MOTOROLA MDGSTART, la precisión del sistema se limita a la del ADC y al la del sensor de carga.

## 5. CONCLUSIONES

- El diseño y simulación de una máquina automatizada alimentadora de caolín es una posible solución al problema que puede brindar diferentes cualidades de manejo, precisión, desempeño y tecnificación en el transporte de esta importante materia prima; ya que podría remplazar el sistema usado actualmente para lograr un mayor grado de sincronización y acople en la intercomunicación de los diferentes procesos de producción.
- Mediante el análisis por elementos finitos se llegó a conclusión que el diseño de las partes mecánicas halladas teóricamente se encuentran entre el rango de los valores obtenidos en la simulación
- El trabajo desarrollado no solo sirve como guía en el diseño de sistemas de transporte de caolín sino que además funciona para diferentes tipos de material a granel que necesiten ser manejados o transportados, con la salvedad de tener en cuenta las propiedades físicas de cada material para su diseño.
- Usar un microcontrolador en el proceso de diseño ofrece la posibilidad cambiar las características del sistema sin tener que realizar cambios a nivel de Hardware, además se podría implementar en un futuro sistemas de control más avanzados como lo es un PID, LQR, sistemas de control en el espacio de estados, entre otros. Por otra parte la tecnología que ofrece MOTOROLA en sus microcontroladores especialmente haciendo referencia al MC68HC08GP32 brinda buena estabilidad y respuesta al ruido de motores y relevos.
- Es posible la implementación de un PLC para diseñar el controlador, si las características del ambiente así lo requieren ya que para entornos con demasiado

ruido o potencias muy altas es aconsejable sustituir el microcontrolador por este elemento. Se debe tener presente para la selección del PLC el número de entradas y salidas disponibles así como las características del conversor análogo digital.

- La exactitud del sistema de control depende de las cualidades de los elementos que componen la máquina, tales como: sensor, controlador, circuitos eléctricos, motor, entre otros. Ya que ellos proporcionan las tolerancias del sistema y la velocidad de respuesta a la planta.
- No se debe confiar a plenitud en la simulación de los programas ya que algunas veces idealizan los sistemas, la mejor decisión es discernir estos resultados con la lógica y con los conocimientos analíticos para asegurar el diseño mas adecuado.

## BIBLIOGRAFÍA

AVALLONE, Eugene A. Manual del ingeniero mecánico, novena edición, editorial Mc Graw Hill.

BEER Ferdinand P. y Johnston Jr. E. Russell, Dinámica Vectorial Para Ingenieros, sexta edición, editorial Mc Graw Hill, 1998.

\_\_\_\_\_, Mecánica Vectorial Para Ingenieros, sexta edición, editorial Mc Graw Hill, 1997.

BOYLESTAD Robert, Electrónica teoría de circuitos, octava edición, editorial Mc Graw Hill.

CASTAÑEDA JIMÉNEZ Juan, Métodos De Investigación, primera edición, editorial Mc Graw Hill, 1996.

HART Daniel, Electrónica de potencia, primera edición, editorial Prentice Hall.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS. Normas colombianas para la presentación de trabajos de investigación. Segunda actualización. Bogotá D.C.: ICONTEC, 1996.126p. NTC 1307.

KRELMERMAN Norma, Métodos De Investigación Para Tesis y Trabajos, Segunda edición, Editorial Trillas, 1984.

MALONEY Timothy J, Electrónica Industrial Moderna, tercera edición, editorial Hispanoamericana.

MALVINO Albert Paúl, Principios de electrónica, Sexta edición, Editorial Mc Graw Hill, 1999.

MOYA Filigrana, Silos Y Tanques.

RASHID Muhammad H, Circuitos Dispositivos y Aplicaciones, tercera edición, editorial Pearson.

SHIGLEY Joseph y MISCHKE Charles, Diseño en Ingeniería Mecánica, Sexta edición, editorial Mc Graw Hill, 2002.

SKF. Catálogo general, Italia: 2002. 974p.

TIMOSHENKO Stephen, Mecánica de materiales, cuarta edición, editorial Thomson.

Autor, secretaria de México. Día de consulta, 10 de enero del 2006. Página Web, [www.caolin\Secretaría de Economía- Caolin.htm](http://www.caolin\Secretaría de Economía- Caolin.htm).

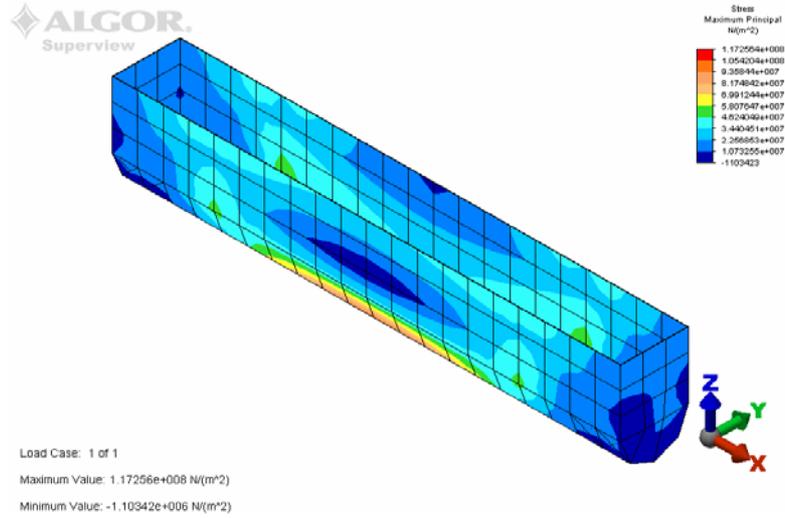
Autor, Control Key. Día de consulta, 30 de septiembre del 2005. Página Web, [www.microgrades.com](http://www.microgrades.com).

Autor, Baldor Electric Company. Día de consulta, 14 de abril del 2006. Página Web, [www.baldor.com](http://www.baldor.com)

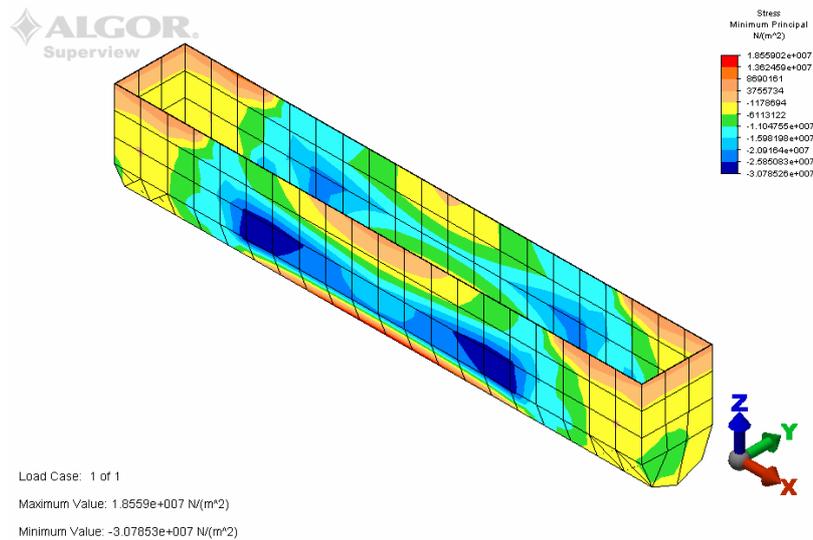
# ANEXOS

## Anexo A: Simulación de esfuerzos "Artesa"

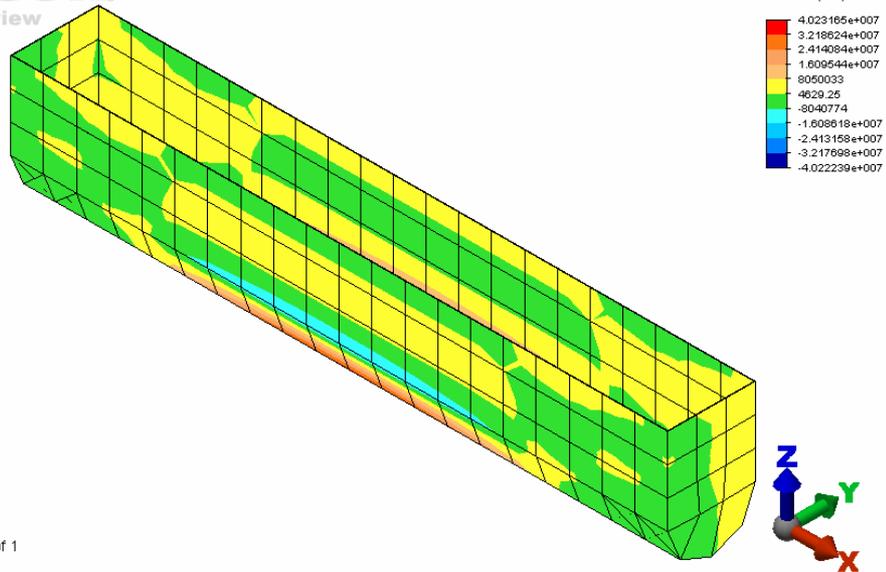
### Esfuerzo principal máximo



### Esfuerzo principal mínimo



# Esfuerzo cortante



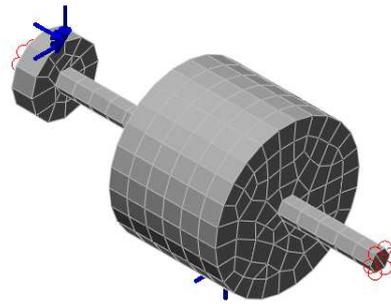
Load Case: 1 of 1

Maximum Value: 4.02316e+007 N/(m<sup>2</sup>)

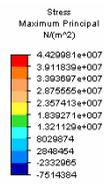
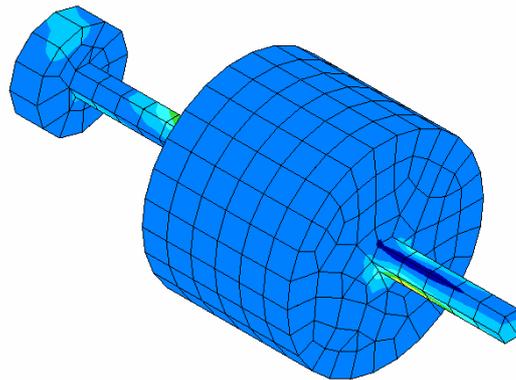
Minimum Value: -4.02224e+007 N/(m<sup>2</sup>)

## Anexo B: Simulación de esfuerzos “Eje a”

### Ilustración de las cargas aplicadas



### Esfuerzo principal máximo

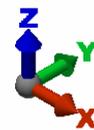
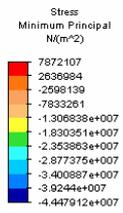
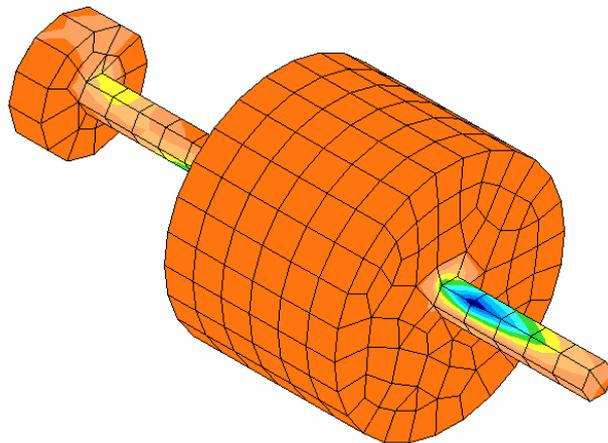


Load Case: 1 of 1

Maximum Value: 4.42998e+007 N/(m<sup>2</sup>)

Minimum Value: -7.51438e+006 N/(m<sup>2</sup>)

## Esfuerzo principal mínimo

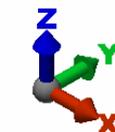
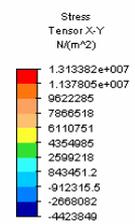
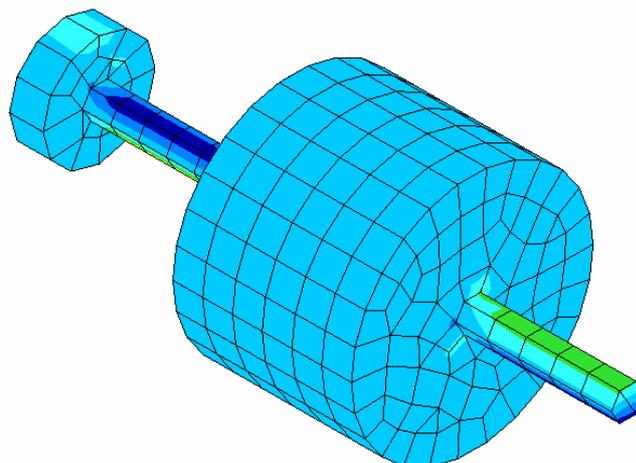


Load Case: 1 of 1

Maximum Value: 7.87211e+006 N/(m<sup>2</sup>)

Minimum Value: -4.44791e+007 N/(m<sup>2</sup>)

## Esfuerzo cortante



Load Case: 1 of 1

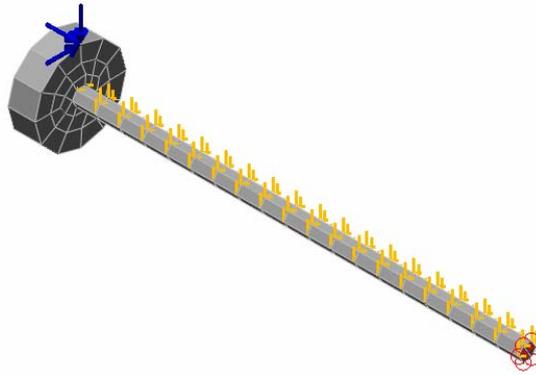
Maximum Value: 1.31338e+007 N/(m<sup>2</sup>)

Minimum Value: -4.42385e+006 N/(m<sup>2</sup>)

## Anexo C: Simulación de esfuerzos “Eje b”

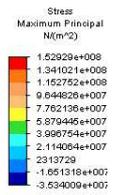
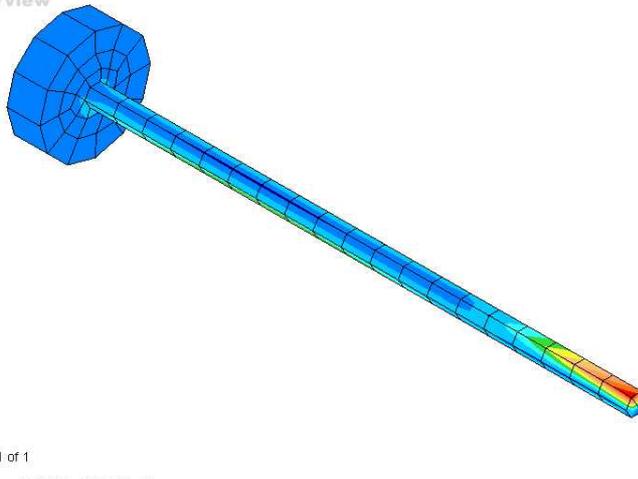
### Ilustración de las cargas aplicadas

ALGOR.



### Esfuerzo principal máximo

ALGOR.  
Superview



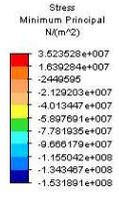
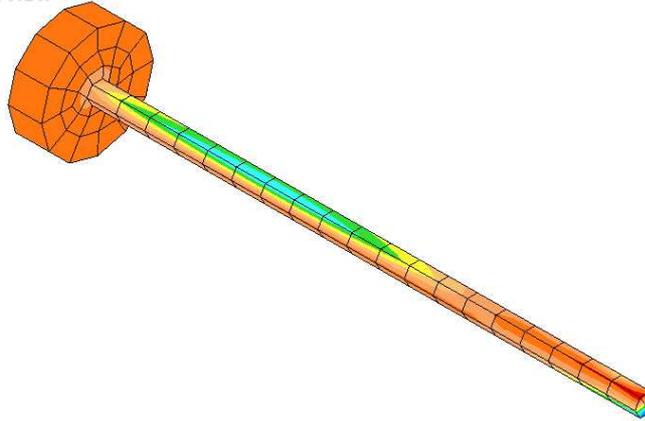
Load Case: 1 of 1

Maximum Value: 1.52929e+008 N/(m<sup>2</sup>)

Minimum Value: -3.53401e+007 N/(m<sup>2</sup>)

## Esfuerzo principal mínimo

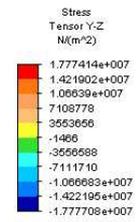
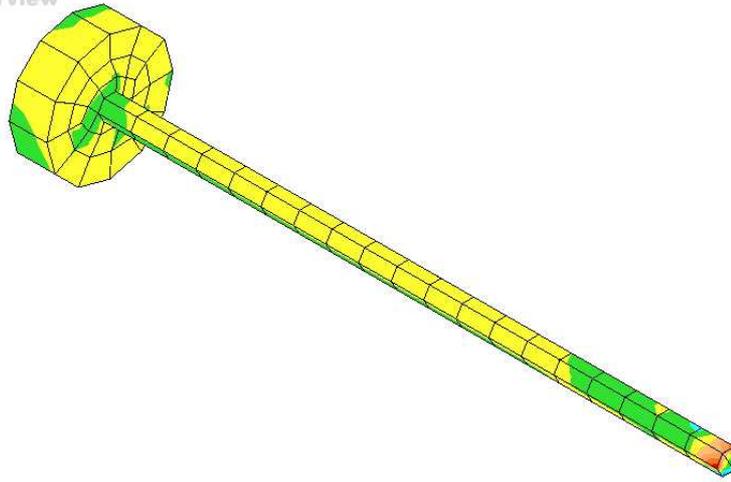
ALGOR.  
Superview



Load Case: 1 of 1  
Maximum Value: 3.52353e+007 N/(m<sup>2</sup>)  
Minimum Value: -1.53189e+008 N/(m<sup>2</sup>)

## Esfuerzo cortante

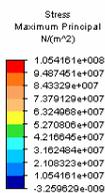
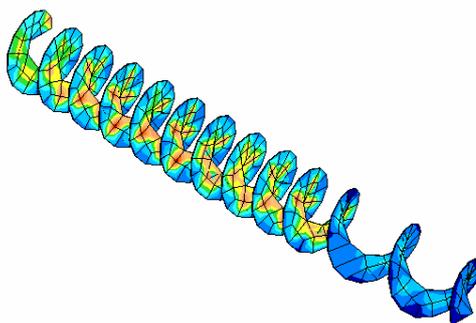
ALGOR.  
Superview



Load Case: 1 of 1  
Maximum Value: 1.77741e+007 N/(m<sup>2</sup>)  
Minimum Value: -1.77771e+007 N/(m<sup>2</sup>)

## Anexo D: Simulación de esfuerzos “Hélices helicoidales”

### Esfuerzo principal máximo

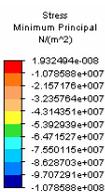
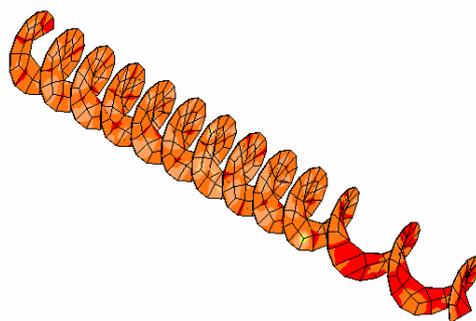


Load Case: 1 of 1

Maximum Value: 1.05416e+008 N/(m<sup>2</sup>)

Minimum Value: -3.25963e-009 N/(m<sup>2</sup>)

### Esfuerzo principal mínimo

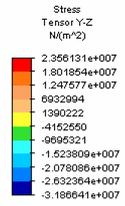
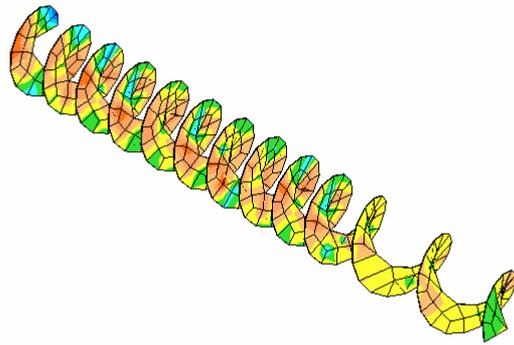


Load Case: 1 of 1

Maximum Value: 1.93249e-008 N/(m<sup>2</sup>)

Minimum Value: -1.07859e+008 N/(m<sup>2</sup>)

# Esfuerzo cortante

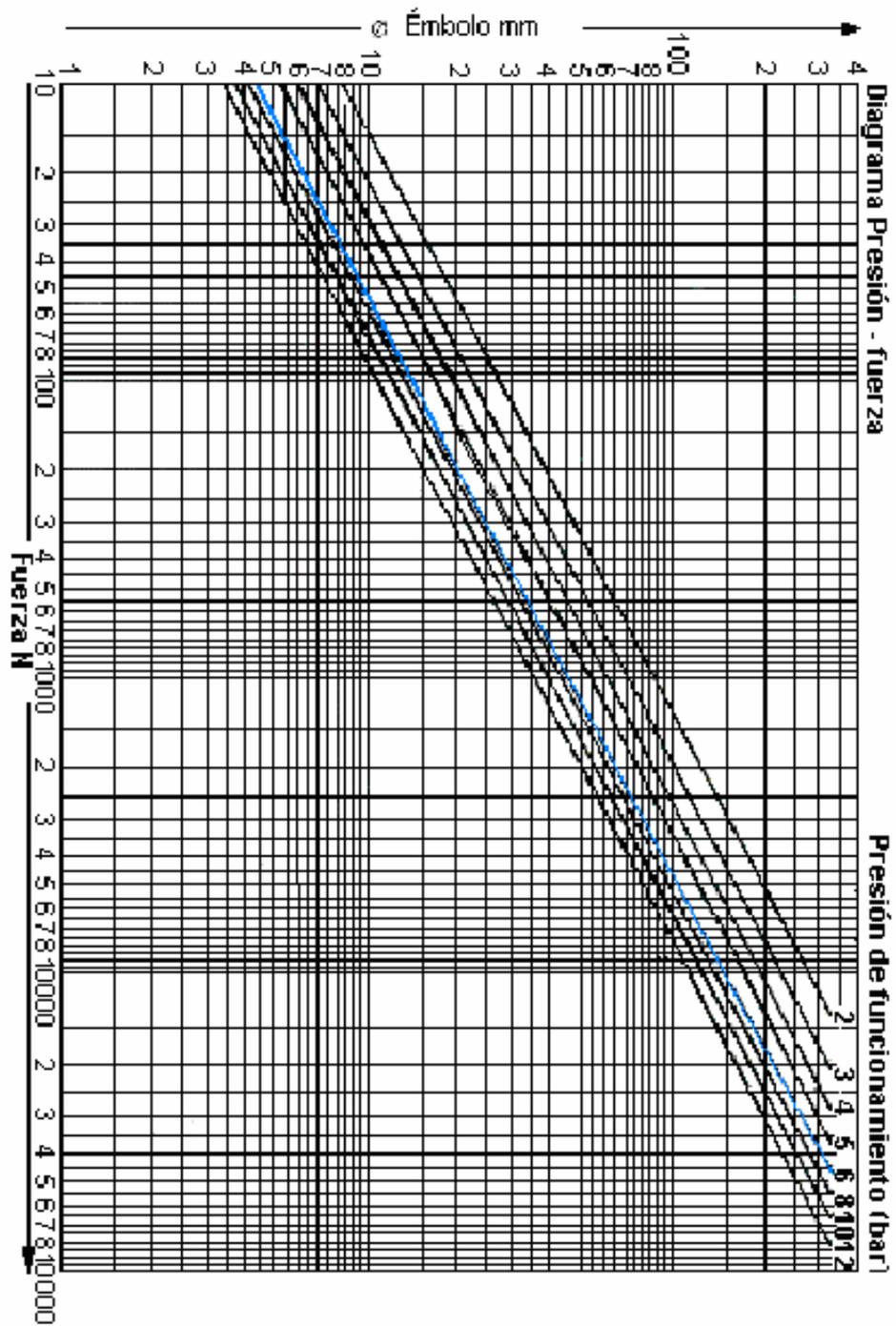


Load Case: 1 of 1

Maximum Value: 2.35613e+007 N/(m<sup>2</sup>)

Minimum Value: -3.18664e+007 N/(m<sup>2</sup>)

Anexo E: Tabla útil para selección de actuador lineal



Actuadores neumáticos. FESTO DIDACTIC

Anexo F: Tabla útil para selección de calibre

Calibre No.	Espesor pulgadas	Espesor mm	Peso lb/ft <sup>2</sup>	Peso kg/m <sup>2</sup>
1/2"	0.5000	12.70	20.4175	99.895
7/16"	0.4375	11.11	17.8613	87.214
3/8"	0.3750	9.53	15.3212	74.811
5/16"	0.3125	7.94	12.7650	62.329
1/4"	0.2500	6.35	10.2088	49.848
3	0.2391	6.07	9.7586	47.650
4	0.2242	5.69	9.1477	44.867
5	0.2092	5.31	8.5368	41.684
6	0.1943	4.94	7.9419	38.779
3/16"	0.1875	4.76	7.6526	37.366
7	0.1793	4.55	7.3149	35.718
8	0.1644	4.18	6.7201	32.813
9	0.1495	3.80	6.1092	29.830
10	0.1345	3.42	5.4963	26.847
1/8"	0.125	3.18	5.1124	24.963
11	0.1195	3.04	4.8873	23.864
12	0.1046	2.66	4.2764	20.881
13	0.0897	2.28	3.6655	17.898
14	0.0747	1.90	3.0546	14.915
15	0.0673	1.71	2.7491	13.424
1/16"	0.0625	1.59	2.5562	12.482
16	0.0598	1.52	2.4437	11.932
17	0.0538	1.37	2.2025	10.755
18	0.0478	1.21	1.9453	9.499
19	0.0418	1.06	1.7041	8.321
20	0.0359	0.91	1.4630	7.144
21	0.0329	0.84	1.3505	6.594
1/32"	0.0312	0.79	1.2701	6.202
22	0.0299	0.76	1.2218	5.966
23	0.0289	0.68	1.0932	5.338
24	0.0239	0.61	0.9807	4.789
25	0.0209	0.53	0.8521	4.161
26	0.0179	0.45	0.7235	3.533
27	0.0164	0.42	0.6752	3.297
1/64"	0.0156	0.40	0.6431	3.140
28	0.0149	0.38	0.6109	2.983
29	0.0135	0.34	0.5466	2.669
30	0.0120	0.30	0.4823	2.355
31	0.0105	0.27	0.4341	2.120
32	0.0097	0.25	0.4019	1.963
33	0.0090	0.23	0.3698	1.806
34	0.0082	0.21	0.3376	1.649

"HANDBOOK AHMSA"

## Anexo G: Actuador lineal

MICRO

**Cilindros VDMA 24562**  
**ISO 6431**

Serie CN 10

**Tipo** ..... Cilindros neumáticos de simple efecto, doble efecto, con o sin amortiguación, con o sin imán incorporado en el pistón

**Normas** ..... **VDMA 24562 - ISO 6431**

**Temperatura ambiente** ... -20...80 °C (-4...176 °F)

**Temperatura del fluido** ... máx. 80 °C (176 °F)

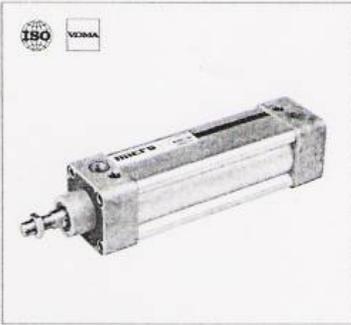
**Fluido** ..... Aire comprimido filtrado con o sin lubricación

**Presión de trabajo** ..... 0,5...10 bar (7,3...145 psi)

**Ejecuciones especiales** ..... Alta temperatura (consultar) -  
Revestimiento anticorrosivo - Vástago de acero inoxidable.

**Materiales** ..... Tapas y pistones inyectados en aluminio, vástago de acero SAE 1040 cromado duro, tubo de aluminio perfilado anodizado duro (Ø200 y 250 de aluminio cilíndrico con tensores), sellos de poliuretano (Ø125 a 250 de NBR), guía de pistón de resina acetal (Ø200 y 250 de NBR), guía de vástago de chapa con bronce sinterizado y teflón

1



### Cilindros de doble efecto

	Sin imán		Con imán		Carreras sin amortiguación		Carreras con doble amortiguación	
	Sin amortiguación	Doble amortiguación	Sin amortiguación	Doble amortiguación				
32	0.047.03.-	0.047.06.-	0.047.23.-	0.047.26.-	25,50	80,100,125,160,200		
40	0.048.03.-	0.048.06.-	0.048.23.-	0.048.26.-	25,50,80	100,125,160,200		
50	0.049.03.-	0.049.06.-	0.049.23.-	0.049.26.-	50,80	100,125,160,200		
63	0.050.03.-	0.050.06.-	0.050.23.-	0.050.26.-	50,80	100,125,160,200		
80	0.051.03.-	0.051.06.-	0.051.23.-	0.051.26.-	50,80	100,125,160,200		
100	0.052.03.-	0.052.06.-	0.052.23.-	0.052.26.-		100,125,160,200		
125	0.033.03.-	0.033.06.-	0.033.23.-	0.033.26.-		100,200		
160	0.034.03.-	0.034.06.-	0.034.23.-	0.034.26.-		100,200		
200	0.035.03.-	0.035.06.-	0.035.23.-	0.035.26.-				
250	0.036.03.-	0.036.06.-	0.036.23.-	0.036.26.-				

Al ordenar, reemplazar los guiones de los códigos por el valor de la carrera expresado en mm, con ceros a la izquierda si fuera menor de cuatro dígitos. Ej.: un cilindro 0.047.03.-.-.- con carrera 50 mm, debe solicitarse 0.047.030.050.

Las carreras standard de la tabla corresponden a la serie preferencial de norma ISO 4393 y se encuentran en stock en las ejecuciones allí mencionadas. No obstante también pueden proveerse cilindros con otras carreras a pedido, hasta un máximo de 2000 mm.



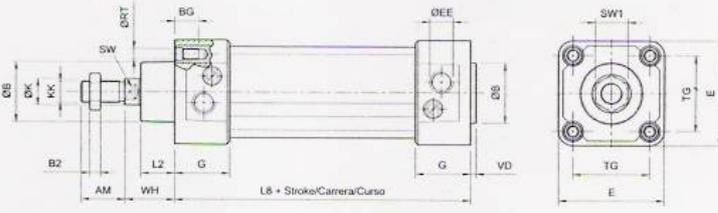
Ø32...Ø100



Ø125...Ø160



Ø200...Ø250



Ø	AM	ØB	BG	B <sub>2</sub>	ØEE	E	G	ØKK	ØKK	L <sub>2</sub>	L <sub>8</sub>	ØRT	SW	SW <sub>1</sub>	TG	VD	WH
32	22	30	17,5	5	G 1/8"	48	29	12	M 10 x 1,25	18	94	M6 x 1	10	16	32,5	4	26
40	24	35	17,5	6	G 1/4"	55	32,5	16	M 12 x 1,25	20	105	M6 x 1	13	18	38	4	30
50	32	40	17,5	8	G 1/4"	65	33	20	M 16 x 1,5	25	106	M8 x 1,25	16	24	46,5	4	37
63	32	45	17,5	8	G 3/8"	78	40,5	20	M 16 x 1,5	25	121	M8 x 1,25	16	24	56,5	4	37
80	40	45	18,5	10	G 3/8"	96	42	25	M 20 x 1,5	32	128	M10 x 1,5	21	30	72	4	46
100	40	55	18,5	10	G 1/2"	116	45	25	M 20 x 1,5	37	138	M10 x 1,5	21	30	89	4	51
125	54	60	27,5	12	G 1/2"	140	55	32	M 27 x 2	45	160	M12 x 1,75	27	41	110	6	65
160	72	65	34	18	G 3/4"	180	58	40	M 36 x 2	60	180	M16 x 2	36	50	140	6	80
200	72	75	23	18	G 3/4"	220	45	40	M 36 x 2	60	180	M16 x 2	36	55	175	7	95
250	84	90	27	21	G 1"	280	53	50	M 42 x 2	70	200	M20 x 2,5	46	65	220	10	105

Catálogo de productos MICRO

141

## Anexo H: Actuador rotante

**MiCRO**

**Actuadores rotantes**

Serie CN 10

Tipo ..... Actuador neumático de doble efecto de acción rotativa oscilante

Temperatura ambiente .. -20...80 °C (-4...176 °F)

Temperatura del fluido ... Máx. 80 °C (176 °F)

Fluido ..... Aire comprimido filtrado con o sin lubricación

Presión de trabajo ..... 2...10 bar (29...145 psi)

Ángulos de rotación ..... 90°      180°      360°

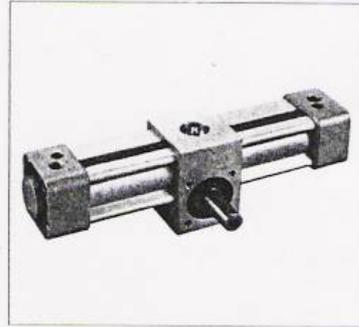
Tolerancias del giro ..... +2° / -0°

Torque (a 6 bar) ..... Ver tabla

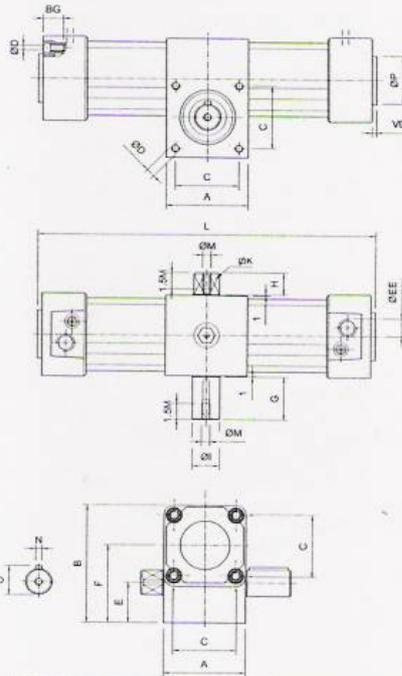
Accesorio opcional ..... Ajuste fino de regulación de ángulo de giro

Montaje ..... Tanto las tapas como el cuerpo central poseen orificios roscados que admiten algunos de los montajes de la serie

Materiales ..... Tapas y pistones inyectados en aluminio, piñón y cremallera de acero SAE 4140 bonificado, tubo de aluminio perfilado, sellos de poliuretano



Ø	Sin amortiguación	Con amortiguación		Con amortiguación e imán incorporado
		amortiguación	amortiguación	
32	90°	0.047.410.090	0.047.420.090	0.047.430.090
	180°	0.047.410.180	0.047.420.180	0.047.430.180
	360°	0.047.410.360	0.047.420.360	0.047.430.360
40	90°	0.048.410.090	0.048.420.090	0.048.430.090
	180°	0.048.410.180	0.048.420.180	0.048.430.180
	360°	0.048.410.360	0.048.420.360	0.048.430.360
50	90°	0.049.410.090	0.049.420.090	0.049.430.090
	180°	0.049.410.180	0.049.420.180	0.049.430.180
	360°	0.049.410.360	0.049.420.360	0.049.430.360
63	90°	0.050.410.090	0.050.420.090	0.050.430.090
	180°	0.050.410.180	0.050.420.180	0.050.430.180
	360°	0.050.410.360	0.050.420.360	0.050.430.360
80	90°	0.051.410.090	0.051.420.090	0.051.430.090
	180°	0.051.410.180	0.051.420.180	0.051.430.180
	360°	0.051.410.360	0.051.420.360	0.051.430.360
100	90°	0.052.410.090	0.052.420.090	0.052.430.090
	180°	0.052.410.180	0.052.420.180	0.052.430.180
	360°	0.052.410.360	0.052.420.360	0.052.430.360
125	90°	0.033.410.090	0.033.420.090	0.033.430.090
	180°	0.033.410.180	0.033.420.180	0.033.430.180
	360°	0.033.410.360	0.033.420.360	0.033.430.360
160	90°	0.034.410.090	0.034.420.090	0.034.430.090
	180°	0.034.410.180	0.034.420.180	0.034.430.180
	360°	0.034.410.360	0.034.420.360	0.034.430.360

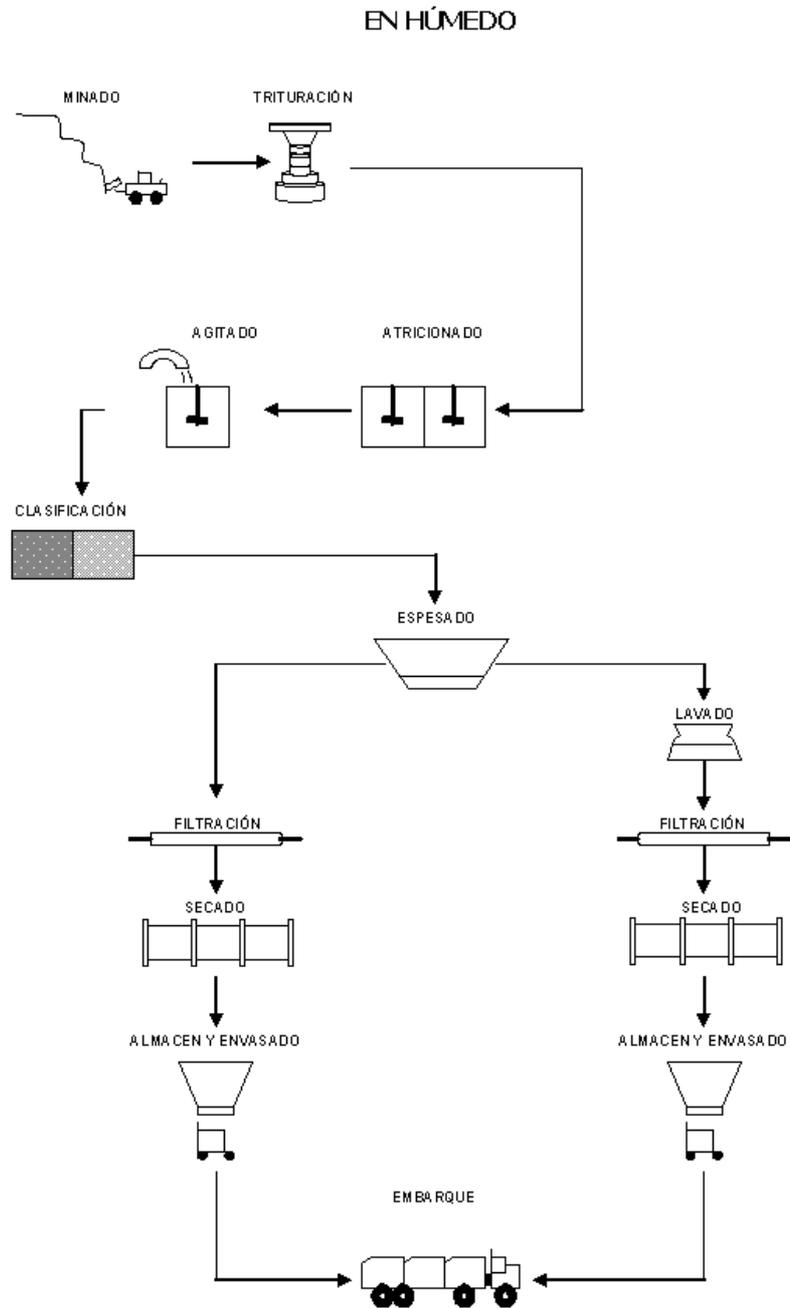


Accesorio opcional para ajuste fino de regulación de ángulo de giro

Ø	Torque (Nm)	L											ØM	N	O	ØP	VD				
		A	B	BG	C	ØD	E	ØEE	F	G	H	ØI						K			
32	7,2	50	70	17,5	32,5	M 6	25	G1/8"	45	30	16	14	11	237	284	379	M 5	5	16	30	4
40	13,6	55	80	17,5	38	M 6	27,5	G1/4"	52,5	35	18	18	14	269	325	438	M 6	6	20,2	35	4
50	24,7	65	95	17,5	46,5	M 8	32,5	G1/4"	62,5	40	18	22	17	290	355	487	M 6	6	24,2	40	4
63	44,9	75	110	17,5	56,5	M 8	37,5	G3/8"	72,5	40	20	25	19	324	400	550	M 8	8	27,5	45	4
80	108,6	100	150	18,5	72	M 10	50	G3/8"	100	50	22	30	24	400	513	739	M 8	8	32,5	45	4
100	183,8	115	170	18,5	89	M 10	57,5	G1/2"	112,5	50	25	35	27	435	558	803	M 10	10	37,9	55	4
125	353,4	140	205	27,5	110	M 12	70	G1/2"	135	65	30	45	36	518	669	971	M 12	14	48,3	30	6
160	723,8	180	260	34	140	M 16	90	G3/4"	170	80	40	60	46	631	819	1196	M 16	18	63,7	65	6

1.3.0.13

# Anexo I: Proceso de producción del caolín



Tomada de secretaria de economía caolín