

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MEZCLADORA (80 kg/semana) Y DOSIFICADORA (1 kg) DE POLVOS FINOS (café, cacao, azúcar, leche, etc.), Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO”

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

ARMANDO M. GÓMEZ DE LA TORRE MALDONADO

JOAQUÍN MITAU CARIDE

DIRECTOR: ING. FERNANDO OLMEDO

CODIRECTOR: ING. JOSÉ PÉREZ

Sangolquí, 2006-06-14

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “TÍTULO DEL PROYECTO” fue realizado en su totalidad por ARMANDO M. GÓMEZ DE LA TORRE MALDONADO y JOAQUÍN MITAU CARIDE, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

ING. FERNANDO OLMEDO

DIRECTOR

ING. JOSÉ PÉREZ

CODIRECTOR

Sangolquí, 2006-06-21

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MEZCLADORA (80 kg/semana) Y DOSIFICADORA (1 kg) DE POLVOS FINOS (café, cacao, azúcar, leche, etc.), Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO”.

ELABORADO POR

Armando M. Gómez de la Torre
Maldonado

Joaquín Mitau Caride

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

MAYO. ING. EDGAR M. PAZMIÑO B.
DECANO

Sangolquí, 2006-06-21

DEDICATORIA

El presente proyecto está dedicado a nuestros padres, Julio, Carolina, Armando y Vicenta, a nuestros hermanos, novias, amigos y a todas las personas que de una u otra manera estuvieron involucrados en el desarrollo del mismo.

AGRADECIMIENTO

Primero agradecemos a Dios por haber hecho posible que nos juntemos para realizar este importante proyecto, a nuestros padres y hermanos por brindarnos su fuerza, su paciencia y apoyo, a nuestras novias por su cariño y espera, a nuestro director Ing. Fernando Olmedo y Codirector Ing. José Pérez y a todos quienes colaboraron para la ejecución del proyecto.

Agradecimiento especial para el Ing. Franklin Carrasco, Ab. Vinicio Zabala, Sra. Sofía Valdivieso, Ing. Eduardo Espín, Ing. Hernán Reinoso, Ing. Patricio Anda, Ing. Ingrid Hartmann, Ing. Alexis Ortiz, Ing. Francisco Bajzelj, Ing. Juan Francisco Páez, Ing. Luis Echeverría, Ing. Santiago Montenegro e Ing. Darío Martínez.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	III
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	IV
DEDICATORIA.....	V
AGRADECIMIENTO	VI
ÍNDICE DE CONTENIDOS	VII
ÍNDICE DE ECUACIONES	XIV
ÍNDICE DE FIGURAS	XIX
ÍNDICE DE TABLAS	XXIV
LISTADO DE ANEXOS	XXVI
PRESENTACIÓN.....	- 1 -
CAPÍTULO I	- 3 -
GENERALIDADES	- 3 -
1.1.- COMPONENTES DEL PRODUCTO	- 3 -
1.2.- FUNDAMENTOS DE LA MEZCLA DE SÓLIDOS PULVERULENTOS -	
3 -	
1.2.1.- MECANISMOS DE MEZCLADO.....	- 4 -
1.3.- TIPOS DE MÁQUINAS MEZCLADORAS DE SÓLIDOS.....	- 4 -

1.3.1.- MEZCLADORES MÓVILES	- 5 -
1.3.2.- MEZCLADORES DE CARCASA ESTACIONARIA	- 7 -
1.4.- FUNDAMENTOS DE LA DOSIFICACIÓN DE SÓLIDOS.....	- 10 -
1.5.- TIPOS DE MÁQUINAS PARA LA DOSIFICACIÓN DE SÓLIDOS-	11 -
1.5.1.- DOSIFICADOR VOLUMÉTRICO	- 11 -
1.5.2.- DOSIFICADOR SIN FIN.....	- 11 -
1.5.3.- DOSIFICADOR GRAVIMÉTRICO	- 12 -
CAPÍTULO II.....	- 13 -
IDENTIFICACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	- 13 -
2.1.- IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	- 13 -
2.1.1.- REQUERIMIENTOS.....	- 13 -
2.1.2.- LIMITACIONES	- 13 -
2.1.3.- PREFERENCIAS	- 13 -
2.2.- TAREAS A REALIZAR POR LA MÁQUINA	- 14 -
2.3.- SISTEMAS QUE DEBE TENER LA MÁQUINA.....	- 14 -
2.4.- ALTERNATIVAS DE LOS SISTEMAS	- 14 -
2.4.1.- ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE MEZCLADO	- 14 -
2.4.2.- ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN	- 15 -
2.5.- CRITERIOS DE SELECCIÓN	- 16 -
2.6.- SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	- 17 -
2.6.1.- SISTEMA DE MEZCLADO.....	- 17 -

2.6.2.- SISTEMA DE DOSIFICACIÓN	- 19 -
2.7.- SÍNTESIS DE LAS ALTERNATIVAS	- 20 -
CAPITULO III	- 21 -
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE LA MÁQUINA	- 21 -
3.1.- PARÁMETROS DE DISEÑO	- 21 -
3.1.1.- CAPACIDAD TOTAL DEL SISTEMA DE MEZCLADO	- 21 -
3.1.2.- ÁNGULO DE REPOSO DE LA MEZCLA.....	- 23 -
3.1.3.- OPTIMIZACIÓN DE LA CANTIDAD DE MATERIAL PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	- 24 -
3.2.- DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES PRINCIPALES.....	- 25 -
3.3.- CÁLCULO DE LAS PARTES PRINCIPALES	- 27 -
3.3.1.- CÁLCULO DEL TORNILLO HOMOGENIZADOR.....	- 27 -
3.3.2.- POTENCIA REQUERIDA	- 29 -
3.4.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE MEZCLADO	- 32 -
3.4.1.- CARGAS EN EL ALABE DEL TORNILLO HOMOGENIZADOR -	32 -
3.4.2.- CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE LA SOLDADURA	- 39 -
3.4.3.- SIMULACIÓN DE CARGAS EN EL ÁLABE.....	- 43 -
3.4.4.- CÁLCULO DEL EJE	- 46 -
3.4.5.- RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE.....	- 48 -
3.4.6.- SUMULACIÓN DE CARGAS EN EL TORNILLO.....	- 54 -
3.4.7.- DISEÑO DEL SILO DE MEZCLA.....	- 56 -
3.4.8.- SIMULACIÓN DE CARGAS EN EL SILO DE MEZCLA.....	- 59 -

3.5.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN:.....	- 62 -
3.5.1.- CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA.....	- 64 -
3.5.2.- DISEÑO DEL EJE	- 65 -
3.5.3 RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE	- 67 -
3.5.4.- SIMULACIÓN DE CARGAS EN EL DOSIFICADOR.....	- 73 -
3.6.- CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA PARA LA ROTACIÓN DE LAS PARTES	- 79 -
3.7.- CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE Y SIMULACIÓN DE ESFUERZOS.....	- 80 -
3.8.- SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	- 84 -
3.8.1.- DISEÑO DE CHAVETA DEL EJE DE MEZCLA.....	- 87 -
3.8.1.- DISEÑO DE CHAVETA DEL EJE DE DOSIFICACIÓN	- 89 -
3.9.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	- 90 -
3.9.1.- RODAMIENTO SISTEMA DE DOSIFICACIÓN.....	- 90 -
3.10.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL.....	- 93 -
CAPÍTULO IV	- 95 -
DISEÑO, SIMULACIÓN, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL MODELO	- 95 -
4.1.- DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES PRINCIPALES DEL MODELO	- 95 -
4.2.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE MEZCLADO.....	- 96 -
4.2.2.- POTENCIA REQUERIDA PARA LA ROTACIÓN DEL TORNILLO ...	- 97 -

4.2.3.- CARGAS EN EL ALABE DEL TORNILLO HOMOGENIZADOR -	101
-	
4.2.4.- SIMULACIÓN DE CARGAS EN EL ÁLABE.....	104 -
4.2.5.- CÁLCULO DEL EJE DEL TORNILLO HOMOGENIZADOR	106 -
4.2.6.- RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE.....	107 -
4.2.7.- DISEÑO DEL SILO DE MEZCLA.....	109 -
4.2.8.- SIMULACIÓN DEL SILO DE MEZCLA.....	109 -
4.3.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN ..	111 -
4.3.1.- CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA.....	112 -
4.3.2.- DISEÑO DEL EJE.....	112 -
4.3.3.- RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE.....	112 -
4.3.4.- SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN.....	115 -
4.4.- CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA PARA ROTACIÓN DE LAS PARTES.....	119 -
4.5.- CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL MODELO Y SIMULACIÓN DE ESFUERZOS.....	120 -
4.6.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	122 -
4.7.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DEL MODELO.....	125 -
4.8.- LISTA DE MATERIALES Y EQUIPOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL MODELO.....	128 -
4.9.- PLAN DE CONSTRUCCIÓN DEL MODELO.....	128 -
4.9.1.- GENERALIDADES.....	128 -

4.9.2.- DIAGRAMAS DE PROCESO	- 129 -
4.10.- PLAN DE MONTAJE DEL MODELO	- 135 -
4.10.1.- GENERALIDADES	- 135 -
4.10.2.- DIAGRAMAS DE MONTAJE	- 135 -
CAPÍTULO V	- 139 -
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MODELO	- 139 -
5.1.- PLAN DE PRUEBAS DEL MODELO	- 139 -
5.1.1.- OBJETIVO.....	- 139 -
5.1.2.- MATERIALES Y EQUIPOS	- 139 -
5.1.3.- ESTABLECIMIENTO DEL PLAN DE PRUEBAS	- 139 -
5.2.- EJECUCIÓN DE LAS PRUEBAS.....	- 140 -
5.3.- RESULTADOS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS	- 143 -
5.4.- ANÁLISIS DE RESULTADOS	- 145 -
5.5.- PUESTA A PUNTO DEL MODELO.....	- 148 -
CAPÍTULO VI	- 153 -
ANÁLISIS ECONÓMICO.....	- 153 -
6.1.- COSTOS DE CONSTRUCCIÓN	- 153 -
6.1.1.- COSTOS DIRECTOS.....	- 153 -
6.1.2.- COSTOS INDIRECTOS	- 155 -
6.1.3.- COSTO TOTAL	- 156 -
6.2.- ANÁLISIS ECONÓMICO FINAL: TIR – VAN – B/C.....	- 157 -

CAPÍTULO VII.....	- 159 -
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	- 159 -
7.1.- CONCLUSIONES	- 159 -
7.2.- RECOMENDACIONES.....	- 160 -
BIBLIOGRAFÍA	- 162 -

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 3-1: Densidad real de la mezcla.....	- 22 -
Ecuación 3-2: Volumen del Silo de Mezcla.....	- 22 -
Ecuación 3-3: Ángulo de reposo.....	- 23 -
Ecuación 3-4: Optimización de Material	- 25 -
Ecuación 3-5: Volumen total del Silo de mezcla.....	- 26 -
Ecuación 3-6: Altura sección cónica del silo.....	- 26 -
Ecuación 3-7: Altura sección cilíndrica del silo	- 26 -
Ecuación 3-8: Altura sección cónica del silo.....	- 26 -
Ecuación 3-9: Volumen de un plano helicoidal	- 27 -
Ecuación 3-10: Rendimiento volumétrico del tornillo por hora.....	- 28 -
Ecuación 3-11: Rendimiento teórico del tornillo helicoidal.....	- 28 -
Ecuación 3-12: Potencia requerida por el sistema de mezcla	- 29 -
Ecuación 3-13: Potencia para accionar el tornillo sin carga	- 29 -
Ecuación 3-14: Potencia requerida para vencer la resistencia del material..	- 30 -
Ecuación 3-15: Potencia requerida para transportar el material.....	- 31 -
Ecuación 3-16: Potencia total requerida por el sistema de mezcla	- 31 -
Ecuación 3-17: Carga distribuida – hélice tornillo de mezcla.....	- 34 -
Ecuación 3-18: Carga distribuida – peso material a mezclar.....	- 34 -
Ecuación 3-19: Carga distribuida total – alabe de tornillo mezcla	- 34 -

Ecuación 3-20: Reacción en el apoyo – alabe tornillo de mezcla	- 35 -
Ecuación 3-21: Momento flector – alabe tornillo de mezcla	- 35 -
Ecuación 3-22: Esfuerzo flector – alabe tornillo de mezcla	- 36 -
Ecuación 3-23: Inercia de la sección rectangular	- 37 -
Ecuación 3-24: Factor de seguridad por flexión – alabe tornillo de mezcla .	- 38 -
Ecuación 3-25: Esfuerzo cortante – alabe tornillo de mezcla.....	- 38 -
Ecuación 3-26: Área sección transversal – alabe tornillo mezcla.....	- 38 -
Ecuación 3-27: Resistencia al cortante AISI 304	- 39 -
Ecuación 3-28: Factor de seguridad por cortante – alabe tornillo de mezcla-	39 -
Ecuación 3-29: Esfuerzo cortante primario en la soldadura – alabe tornillo de mezcla.....	- 40 -
Ecuación 3-30: Área de la garganta de soldadura – alabe tornillo de mezcla-	40
-	
Ecuación 3-31: Esfuerzo cortante nominal en la garganta – soldadura alabe tornillo de mezcla	- 41 -
Ecuación 3-32: Momento de inercia del área unitaria – soldadura alabe tornillo de mezcla.....	- 41 -
Ecuación 3-33: Esfuerzo cortante nominal en la garganta – soldadura alabe tornillo de mezcla	- 42 -
Ecuación 3-34: Esfuerzo cortante resultante en la soldadura – alabe tornillo de mezcla.....	- 42 -
Ecuación 3-35: Esfuerzo cortante permisible de la soldadura	- 43 -
Ecuación 3-36: Factor de seguridad para la soldadura.....	- 43 -
Ecuación 3-37: Carga total aplicada sobre eje de mezcla	- 47 -

Ecuación 3-38: Torque	- 48 -
Ecuación 3-39: Esfuerzo axial sobre eje de mezcla	- 48 -
Ecuación 3-40: Esfuerzo cortante (Torque) – eje mezcla	- 49 -
Ecuación 3-41: Esfuerzo cortante medio – eje mezcla	- 50 -
Ecuación 3-42: Esfuerzo cortante alternante – eje mezcla	- 50 -
Ecuación 3-43: Límite de resistencia a la fatiga	- 51 -
Ecuación 3-44: Factor de concentración de esfuerzos	- 52 -
Ecuación 3-45: Resistencia a la fatiga – flecha en rotación	- 52 -
Ecuación 3-46: Factor de seguridad (fatiga) – eje mezcla	- 53 -
Ecuación 3-47: Factor de seguridad (fluencia) – eje mezcla	- 54 -
Ecuación 3-48: Esfuerzo en dirección del meridiano – silo de mezcla	- 57 -
Ecuación 3-49: Esfuerzo en dirección tangencial – silo de mezcla	- 57 -
Ecuación 3-50: Esfuerzo máximo de diseño (estado biaxial) – silo de mezcla....	- 58 -
Ecuación 3-51: Factor de seguridad – silo de mezcla	- 58 -
Ecuación 3-52: Potencia requerida por el sistema de dosificación	- 64 -
Ecuación 3-53: Potencia necesaria para impulsar el sistema de dosificación-	65
-	
Ecuación 3-54: Carga total aplicada – eje dosificación	- 67 -
Ecuación 3-55: Reacciones en los apoyos – eje dosificación	- 67 -
Ecuación 3-56: Sumatoria de momentos – eje dosificación	- 67 -
Ecuación 3-57: Esfuerzo normal – eje dosificación	- 68 -

Ecuación 3-58: Resistencia ejercida por el material a transportar	- 69 -
Ecuación 3-59: Área sección transversal del tornillo dosificador.....	- 69 -
Ecuación 3-60: Esfuerzo normal de flexión – eje dosificación	- 69 -
Ecuación 3-61: Momento resistente respecto eje neutro – eje dosificación .	- 70 -
Ecuación 3-62: Momento flector máximo – eje dosificación.....	- 70 -
Ecuación 3-63: Momento flector (carga distribuida) – eje dosificación.....	- 70 -
Ecuación 3-64: Momento flector (resistencia material a transportar) – eje dosificación	- 70 -
Ecuación 3-65: Deflexión máxima – eje dosificación	- 70 -
Ecuación 3-66: Esfuerzo Von Mises alternante – eje dosificación	- 71 -
Ecuación 3-67: Esfuerzo Von Mises medio – eje dosificación	- 72 -
Ecuación 3-68: Factor de seguridad (fatiga) – eje dosificación.....	- 72 -
Ecuación 3-69: Factor de seguridad (fluencia) – eje dosificación	- 73 -
Ecuación 3-70: Potencia nominal del motor eléctrico.....	- 79 -
Ecuación 3-71: Esfuerzo cortante - chaveta	- 88 -
Ecuación 3-72: Fuerza cortante - chaveta	- 88 -
Ecuación 3-73: Área sometida a cortante - chaveta.....	- 88 -
Ecuación 3-74: Factor de seguridad - fatiga	- 89 -
Ecuación 3-75: Carga dinámica equivalente – rodamiento	- 91 -
Ecuación 3-76: Carga estática equivalente – rodamiento	- 92 -
Ecuación 3-77: Capacidad de carga estática – rodamiento	- 92 -
Ecuación 4-1: presión específica del material	- 99 -

Ecuación 4-2: Torque de resistencia - modelo	- 100 -
Ecuación 4-3: Potencia requerida por el sistema de mezcla – modelo	- 101 -
Ecuación 5-1: Tiempo de funcionamiento del tornillo de dosificación (100gr)	- 146 -
Ecuación 5-2: Tiempo de funcionamiento del tornillo de mezcla en sentido contrario (100 gr)	- 146 -
Ecuación 5-3: Potencia eléctrica consumida por los sistemas de mezcla y dosificación.....	- 147 -
Ecuación 5-4: Tiempo de funcionamiento del tornillo de mezcla en sentido contrario (15 gr)	- 149 -
Ecuación 5-5: Tiempo de funcionamiento del tornillo de dosificación (15 gr)-	149 -
	-
Ecuación 5-6: Tiempo total de funcionamiento del dosificador	- 149 -
Ecuación 6-1: Costo total del proyecto	- 156 -

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1: Mezclador de tambor	- 5 -
Figura 1-2: Mezclador cónico	- 6 -
Figura 1-3: Mezclador de doble cono	- 6 -
Figura 1-4: Mezclador en V	- 7 -
Figura 1-5: Mezclador de cintas	- 8 -
Figura 1-6: Mezclador de tornillo vertical	- 8 -
Figura 1-7: Mezclador de paletas	- 9 -
Figura 1-8: Mezclador de palas planetario	- 9 -
Figura 1-9: Mezclador sigma	- 10 -
Figura 1-10: Mezclador de barras Z	- 10 -
Figura 1-11: Dosificador volumétrico	- 11 -
Figura 1-12: Dosificador de tornillo sin fin	- 12 -
Figura 3-1: Ángulo de reposo	- 23 -
Figura 3-2: Silo de Mezcla	- 24 -
Figura 3-3: Dimensiones del silo	- 27 -
Figura 3-4: Cargas en el alabe del tornillo homogenizador	- 33 -
Figura 3-5: Diagrama fuerza Cortante y momento flector - alabe	- 36 -
Figura 3-6: Diagrama de soldadura – eje/hélice	- 40 -
Figura 3-7: Simulación tensiones alabe – Von Mises	- 44 -

Figura 3-8: Distribución de tensiones - alabe	- 45 -
Figura 3-9: Simulación Tensiones Alabe – Factor de Seguridad.....	- 45 -
Figura 3-10: Cargas en el eje de dosificación.....	- 46 -
Figura 3-11: Punto Crítico de Análisis en el Eje (Mezcla).....	- 50 -
Figura 3-12: Cargas tornillo - mezcla.....	- 54 -
Figura 3-13: Simulación tensiones tornillo mezcla – Von Mises	- 55 -
Figura 3-14: Simulación Tensiones Alabe – Factor de Seguridad.....	- 56 -
Figura 3-15: Nomenclatura para el Cálculo del Silo	- 56 -
Figura 3-16: Cargas en el Silo	- 60 -
Figura 3-17: Verificación de diseño Silo	- 60 -
Figura 3-18: Simulación Tensiones Silo – Von Mises.....	- 61 -
Figura 3-19: Cargas y desplazamientos en la tapa del silo	- 62 -
Figura 3-20: Tensiones de Von Mises y Verificación de diseño de la tapa del silo.....	- 62 -
Figura 3-21: Cargas en el eje del dosificador	- 66 -
Figura 3-22: Punto Crítico de Análisis en el Eje (Dosificación).....	- 68 -
Figura 3-23: Cargas en el tornillo dosificador	- 74 -
Figura 3-24: Simulación Tensiones Dosificador – Factor de Seguridad	- 74 -
Figura 3-25: Simulación Tensiones Dosificador (Von Mises)	- 75 -
Figura 3-26: Cargas – Carcasa Dosificación	- 77 -
Figura 3-27: Simulación de tensiones (Von Mises) – Carcasa de dosificación....	-
	77 -

Figura 3-28: Verificación de Diseño – Carcasa Dosificación.....	- 78 -
Figura 3-29: Cargas estructura soporte	- 80 -
Figura 3-30: Simulación Tensiones Estructura Soporte – Von Mises	- 81 -
Figura 3-31: Verificación de diseño estructura soporte	- 82 -
Figura 3-32: Deformación máxima de la estructura soporte	- 82 -
Figura 3-33: Cargas y desplazamientos en la unión oreja – estructura soporte .	- 83 -
Figura 3-34: Tensiones y Verificación de diseño unión oreja – estructura soporte.....	- 83 -
Figura 3-35: Simulación de tensiones y verificación de diseño de los pernos M6	- 84 -
Figura 3-36: Moto – reductor de eje hueco	- 84 -
Figura 3-37: Dimensiones de las chavetas	- 86 -
Figura 3-38: Diagrama de fuerzas chaveta	- 87 -
Figura 3-39: Distribución de fuerzas chaveta	- 87 -
Figura 3-40: Diagrama de control eléctrico	- 93 -
Figura 4-1: Dimensiones del silo (modelo).....	- 96 -
Figura 4-2: Diagrama del sistema de mezcla con rascador – modelo.....	- 98 -
Figura 4-3: Diagrama de fuerza de resistencia en los rascadores - modelo-	100 -
	-
Figura 4-4: Cargas en el alabe y rascadores del sistema de mezcla - modelo ...	- 104 -
Figura 4-5: Simulación de esfuerzos (Von Mises) en el tornillo de mezcla - modelo	- 105 -

Figura 4-6: Verificación de diseño del tornillo y rascadores del sistema de mezcla – modelo	- 105 -
Figura 4-7: Cargas en el silo de mezcla – modelo.....	- 110 -
Figura 4-8: Simulación de esfuerzos en el silo de mezcla (Von Mises)- modelo .	110 -
Figura 4-9: Verificación de diseño del silo de mezcla - modelo	- 111 -
Figura 4-10: Cargas sobre el sistema de dosificación – modelo	- 115 -
Figura 4-11: Simulación de esfuerzos en la tolva intermedia - modelo.....	- 116 -
Figura 4-12: Válvula de cuchilla.....	- 116 -
Figura 4-13: Verificación de diseño de la tolva intermedia – modelo.....	- 117 -
Figura 4-14: Simulación de esfuerzos y factor de seguridad de válvula de cuchilla - modelo.....	- 117 -
Figura 4-15: Simulación de esfuerzos en el tornillo dosificador – modelo..	- 118 -
Figura 4-16: Verificación de diseño del tornillo dosificador – modelo	- 119 -
Figura 4-17: Diseño de la estructura soporte (Cargas) – modelo	- 120 -
Figura 4-18: Simulación de esfuerzos estructura soporte – modelo.....	- 121 -
Figura 4-19: Verificación de diseño de la estructura soporte – modelo	- 122 -
Figura 4-20: Componentes del sistema de control – modelo.....	- 126 -
Figura 4-21: Sistema de control – modelo	- 127 -
Figura 4-22: Diagrama de proceso del tornillo homogenizador	- 130 -
Figura 4-23: Diagrama de proceso del silo de mezcla.....	- 131 -
Figura 4-24: Diagrama de proceso del tornillo de dosificación	- 133 -
Figura 4-25: diagrama de proceso para el cilindro de dosificación.....	- 134 -

Figura 4-26: Diagrama de proceso para la tolva intermedia	- 134 -
Figura 4-27: Diagrama de montaje del sistema de mezcla	- 136 -
Figura 4-28: Diagrama de montaje para el sistema de dosificación.....	- 137 -
Figura 4-29: Diagrama de montaje final del modelo.....	- 138 -

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Matriz de ponderación de cada parámetro – sistema de mezcla.	- 17 -
Tabla 2-2: Matriz de decisión para el sistema de mezclado	- 18 -
Tabla 2-3: Matriz de ponderación de cada parámetro – sist de dosificación	- 19 -
Tabla 2-4: Matriz de decisión para el sistema de dosificación.....	- 20 -
Tabla 3-1: Valores de W_o	- 30 -
Tabla 3-2: Valores de p	- 30 -
Tabla 3-3: Valores de K	- 30 -
Tabla 3-4: Características técnicas moto–reductor del sistema de mezcla. .	- 85 -
Tabla 3-5: Características técnicas moto – reductor del sistema de dosificación.	- 86 -
Tabla 4-1: Lista de materiales y equipos para la construcción	- 128 -
Tabla 5-1: Porcentaje mezclado de producto en función del tiempo	- 141 -
Tabla 5-2: Tiempo de descarga de determinada masa al invertir el giro del tornillo de mezcla.....	- 141 -
Tabla 5-3: Tiempo de descarga del sistema de dosificación	- 142 -
Tabla 5-4: Tasa de descarga del sistema de mezcla al invertir el giro del tornillo	- 143 -
Tabla 5-5: Tasa de descarga del sistema de dosificación	- 143 -
Tabla 5-6: Datos de V e I al mezclar 260 gr.	- 144 -
Tabla 5-7: Datos de V e I al mezclar 360 gr.	- 145 -

Tabla 5-8: Datos de V e I al dosificar	- 145 -
Tabla 5-9: Potencias medias al mezclar diferentes masas	- 147 -
Tabla 5-10: Potencia media requerida por el sistema de dosificación	- 148 -
Tabla 5-11: Tiempo muerto en el sistema de dosificación	- 150 -
Tabla 5-12: Tiempo total de descarga del sistema de dosificación.....	- 151 -
Tabla 5-13: Tasa real de descarga del sistema de dosificación.....	- 152 -
Tabla 6-1: Costos y detalle de equipos	- 153 -
Tabla 6-2: Costos de construcción.....	- 154 -
Tabla 6-3: Costos del sistema eléctrico	- 155 -
Tabla 6-4: Costos anuales de operación de la máquina	- 155 -
Tabla 6-5: Flujo de capital para los años 0 – 5.....	- 157 -
Tabla 6-6: Flujo de capital para los años 6 – 10.....	- 157 -

LISTADO DE ANEXOS

Anexo A: Teoría sobre tornillos transportadores helicoidales.

Anexo B: Tablas de selección de rodamientos SKF.

Anexo C: Planos de diseño, construcción y montaje de la máquina.

Anexo D: Planos de diseño, construcción y montaje del modelo.

Anexo E: Diagrama del sistema de control de la máquina.

Anexo F: Diagrama del sistema de control del modelo.

Anexo G: Manual de operación y mantenimiento.

Anexo H: Fotografías del proceso de construcción del modelo.

PRESENTACIÓN

Actualmente las pequeñas empresas en el Ecuador están buscando nuevas maneras de entrar al mundo de la globalización. Pero para conseguir este objetivo deben trabajar con más eficiencia, para lo cual es necesaria la adquisición de nuevas tecnologías. Pero el punto no es seguir importando maquinaria para tales efectos, sino lograr el desarrollo de la industria desde las mismas raíces, logrando un rediseño y mejora de las máquinas existentes y aplicarlas a una actividad específica.

La finalidad de este proyecto es diseñar una máquina capaz de mezclar y dosificar polvos finos, para realizar la construcción de un modelo, esperando que a futuro se lleve adelante su construcción definitiva. Como se mencionó anteriormente, la idea es innovar a partir de maquinaria ya existente para ésta aplicación en particular, abaratando los costos y logrando un menor desperdicio de recursos.

Existen empresas dedicadas al negocio del café que actualmente están catalogada dentro del marco de la pequeña empresa, pero éstas están planificando un gran crecimiento a mediano plazo, lo cual podrá llevarlas a otro nivel de productividad y de necesidades. Otra de las razones para llevar a cabo este proyecto.

En general, serán las empresas dedicadas al procesamiento de polvos finos tales como café, cacao, azúcar, etc., quienes se beneficiarán de manera directa con la realización de dicho proyecto. A su vez, se verán beneficiados de manera indirecta los consumidores finales de los productos desarrollados por dichas empresas.

En la actualidad, según estadísticas de la American Coffee Association, el grupo de consumidores que más crece es el de 18 a 27 años. Ejecutivos y personas mayores se suman ahora a la tendencia. La industria ha descubierto

que a la gente no le importa pagar un poco más si la calidad del café y la puesta en escena se ajustan a sus expectativas. Los coffee shops tienen ahora decorados exóticos, vanguardistas o nostálgicos. A la vez, esa visión exige mayor cultura cafetera. Es un fenómeno parecido al que se produjo con los vinos hace 20 años.

Hoy en día, en Quito, existen varias empresas, las cuales constituyen los mejores coffee shops de la ciudad, en donde se han venido desarrollando nuevos productos los cuales cuentan con una receta única, que requiere de una mezcla, en proporciones exactas, de diferentes productos en polvo, tales como: cacao, azúcar y café.

El problema fundamental es la forma de preparación de la receta, la cual en la mayoría de los coffee shops se ha venido realizando de manera artesanal, lo cual resulta bastante tedioso, además de tener desperdicios de insumos y pérdida de tiempo que se traduce en costos finales.

Es por esto, y, por un significativo aumento en la demanda, que las empresas han decidido expandirse, abriendo nuevas sucursales, en puntos estratégicos de consumo.

Como se mencionó anteriormente, el crecimiento de las empresas se dará en un mediano plazo, motivo por el cual se presentará el diseño, la simulación completa y la construcción de un modelo, para que logren tener una visualización final del producto terminado.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1.- COMPONENTES DEL PRODUCTO

El producto final, es una mezcla de varios componentes pulverulentos tales como:

- Cacao
- Leche
- Café
- Coffee matte
- Azúcar

Las proporciones no serán reveladas por el cliente ya que el producto final es una receta única y exclusiva del cliente.

1.2.- FUNDAMENTOS DE LA MEZCLA DE SÓLIDOS PULVERULENTOS

El mezclado es el proceso en el cual dos o más sólidos diferentes se homogenizan. La eficiencia del mezclado depende de las propiedades de los materiales a mezclar, del equipo utilizado y de sus condiciones de operación.

La medida del grado de homogeneidad de dos o más polvos se basa en la desviación estándar o la varianza de la media. Para saber el tiempo necesitado para lograr una mezcla homogénea (estandarización del proceso de mezclado)

se toman muestreos periódicos en varios puntos del lecho del mezclador, a ciertos intervalos de tiempo hasta obtener una proporción constante.

1.2.1.- MECANISMOS DE MEZCLADO

- *Convección*: Transferencia de grupos de partículas grandes del material en forma de oleadas de un lugar a otro distante en el lecho del mezclador.

- *Fallas*: Deslizamiento de planos entre diferentes regiones del lecho del mezclador. Esto puede ocurrir individualmente en las masas, o en forma de flujo laminar.

- *Difusión*: Movimiento de partículas individuales sobre la superficie del lecho; esto hace que se cambie la posición relativa de la partícula respecto al lecho.

En la mayoría de los mezcladores el mezclado ocurre por la combinación de los tres mecanismos anteriores. Sin embargo, puede decirse que en los mezcladores móviles priman los mecanismos de fallas y difusión, mientras que en los fijos el mezclado ocurre principalmente por el mecanismo de convección.

1.3.- TIPOS DE MÁQUINAS MEZCLADORAS DE SÓLIDOS

Un buen mezclador es aquel que mezcle todo el lote del producto en forma suave, además de ser fácil de limpiar, descargar, tener poca fricción, buena hermeticidad, alta movilidad, fácil mantenimiento y bajo consumo de energía.

A nivel de laboratorio en muy pequeña escala se utiliza el mortero y el pistilo que combina los procesos de conminución y mezclado en una sola operación. A nivel industrial existen dos tipos de mezcladores que se diferencian en el mecanismo productor del mezclado.

1.3.1.- MEZCLADORES MÓVILES

Se basan en el mecanismo de volcamiento del material causado por la rotación del recipiente y fuerza de la gravedad. Para un buen mezclado en estos equipos, los polvos deben ser de dimensiones similares y de flujo fácil. La geometría asimétrica del equipo produce un movimiento lateral independiente de la acción de volcamiento característico. El proceso de mezclado mejora mucho más si a los equipos se les adaptan ejes que giran en dirección opuesta al volcamiento. Si su velocidad de rotación es lenta, no se produce el movimiento de cascada o volcamiento en forma intensiva; por el contrario, si es muy rápida, la fuerza centrífuga mantendrá los polvos en los extremos de la carcasa evitando el mezclado. La velocidad óptima dependerá del tamaño y forma del mezclador y del tipo de material a mezclar (generalmente oscila entre 30 y 100 rpm). Estos equipos nunca se deben llenar con más del 80% de su capacidad nominal.

Cilíndricos o de tambor: Consiste de una carcasa cilíndrica que se puede rotar a lo largo de su eje para producir flujo cruzado del material. Si se le adicionan obstáculos laterales, se incrementa el flujo cruzado y se mejora la acción mezcladora aunque dificulta su limpieza. Según su forma los mezcladores se clasifican en:



Figura 1-1: Mezclador de tambor

Cónico: El principio de caída y rebote del material es igual al del mezclador de tambor. Como estos modelos producen poca eficiencia en el mezclado, se puede aumentar esta inclinando el eje de rotación de éstos modelos.



Figura 1-2: Mezclador cónico

De doble cono: Durante la rotación el polvo se entremezcla entre cada uno de los extremos del equipo. Sus ventajas son que se puede cargar y descargar por ambos lados, además de ser de fácil limpieza, de tener tiempos de mezclado cortos y de producir un buen flujo cruzado.



Figura 1-3: Mezclador de doble cono

En V o de Calzoncillo: Consiste de dos cilindros unidos en sus extremos con una angulación que oscila entre 45 y 90°. El principal mecanismo de mezclado que produce es por convención, pero posee unas placas en el eje de rotación que producen deslizamientos entre los planos.

Este mezclador se recomienda para polvos de baja cohesividad. La rotación del equipo ocurre en un solo plano y su acción cambia la orientación del polvo en 90 o 45° dependiendo del modelo. El eje central intensifica la acción del mezclado, pero dificulta la limpieza del equipo. Este equipo produce un mezclado suave y por esta razón se utiliza para la adición de aglutinantes, permitiendo la adición uniforme del lubricante a los gránulos en un corto periodo de tiempo sin erosionarlos.

Como estos equipos son herméticos, pueden producir vacío y secado además de no contaminar ni de empolvar. Además, poseen altas capacidades, bajo consumo de energía, son de fácil mantenimiento, son de fácil operación y se pueden cargar con el ápice invertido. Este equipo es el más preciso de los mezcladores de carcasa móvil.

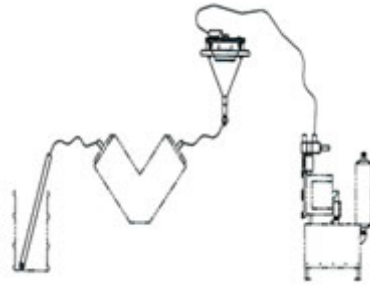


Figura 1-4: Mezclador en V

1.3.2.- MEZCLADORES DE CARCASA ESTACIONARIA

Son equipos donde la carcasa permanece estática, en cuyo interior poseen una serie de elementos que ejecutan el mezclado como aire a chorro, cuchillas, tornillos o paletas; algunos de éstos producen un flujo en forma de vortex o turbulento. En general, estos equipos proporcionan un mezclado eficiente sin reducción del tamaño de partícula o generación de calor. Estos equipos son útiles en mezclar sólidos que se han humedecido (que están en forma plástica o pastosa) y además necesitan menos mantenimiento que los de carcasa móvil. Estos equipos son capaces de procesar desde 100 a 500 lb./h.

De Cintas: Consiste de un tambor horizontal con un eje axial de soporte y un agitador de cintas, o en algunos casos dos ejes paralelos, también existen modelos con ejes en forma de espiral, paletas y de tornillo helicoidal. La rotación alrededor del eje de una sola cinta produce un movimiento radial alrededor de la parte interna del mezclador, al mismo tiempo otra cinta curvada produce un movimiento axial alrededor de la parte interna del mezclador. En otras palabras, la cinta externa hace que el polvo se mueva a lo largo del

tambor y la cinta opuesta interna hace que al mismo tiempo el polvo se mueva en dirección opuesta. Estos movimientos evitan que los polvos se acumulen en uno de los extremos. El principal mecanismo de mezclado es el de planos de las diferentes partículas rompiendo los aglomerados. Estos mezcladores son de velocidades bajas, de pequeña carga y bajo consumo de energía. Entre sus desventajas esta su difícil limpieza, la abrasión y rompimiento de partículas debida al roce de las cintas y la carcasa.



Figura 1-5: Mezclador de cintas

De Tornillo vertical: Consiste de una carcasa cónica con un tornillo sin fin interno que transporta el material hacia arriba y luego el movimiento de cascada y gravitacional lo regresa hasta el fondo. El tornillo puede estar en uno de los lados interiores rotando y orbitando simultáneamente dentro del cono. Como el mezclado es rápido, consume poca energía. Algunos modelos pueden llevar hasta dos tornillos simultáneamente. Este mezclador puede producir algo de abrasión por la caída libre a la que se somete los gránulos y por el choque de éstos contra las paredes del equipo.



Figura 1-6: Mezclador de tornillo vertical

De Paletas: Consiste de un recipiente cilíndrico vertical donde el material se mezcla por acción de palas o paletas unidas a un eje rotatorio central. El flujo

de los polvos se produce en tres dimensiones ocurriendo un movimiento radial y axial simultáneo.



Figura 1-7: Mezclador de paletas

De Palas planetario: Su forma es similar al mezclador de paletas, se utiliza para el mezclado de sólidos antes de introducir algún líquido (proceso de granulación). Posee un eje vertical con paletas que rotan en una configuración planetaria proporcionando una doble acción mezcladora. Estos equipos son muy eficientes, y tienen muchas aplicaciones para el mezclado de polvos, semisólidos y líquidos.



Figura 1-8: Mezclador de palas planetario

Sigma: Consiste de un cilindro vertical donde el mezclado ocurre por unas cuchillas pequeñas propulsoras localizadas en su fondo. Es muy eficiente en romper los aglomerados pero su gran desventaja es que produce calentamiento del material y por lo tanto consume mucha energía. Estos mezcladores se utilizan para incorporar sólidos en líquidos.



Figura 1-9: Mezclador sigma

Barra z: Consiste de un recipiente cilíndrico horizontal con dos ejes paralelos (cuchillas espirales) que rotan en direcciones opuestas y que producen un movimiento tangencial de choque. Son muy efectivos en la distribución de fluidos en la masa del polvo. Se aplica en el mezclado de masas pegajosas, duras y densas (gomas), granulados (CaCO_3), adhesivos dentales y polímeros. Entre sus desventajas se encuentran: dificultad en el vaciado a pesar de ser el equipo inclinable, su susceptibilidad a la contaminación, su lentitud, su alto consumo de energía, y su difícil limpieza.

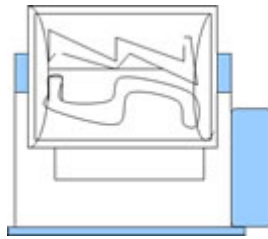


Figura 1-10: Mezclador de barras Z

1.4.- FUNDAMENTOS DE LA DOSIFICACIÓN DE SÓLIDOS

Este parámetro es bastante importante, ya que va a determinar el mínimo ángulo de elevación que debe tener el cono para permitir que la mezcla resbale por el mismo sin ningún problema y así minimizar las pérdidas. Este ángulo de reposo va a depender de la composición de la mezcla, del material del cono y de la temperatura ambiental y de la humedad.

La teoría nos dice que el ángulo de reposo α debe ser:

- $\alpha > 60^\circ$ para polvos cohesivos
 $\alpha < 25^\circ$ para polvos no cohesivos

1.5.- TIPOS DE MÁQUINAS PARA LA DOSIFICACIÓN DE SÓLIDOS

1.5.1.- DOSIFICADOR VOLUMÉTRICO

Este sistema es utilizado para productos granulados de fácil deslizamiento tales como azúcar, sal, café, aromáticos o similares, y consta principalmente de un plato telescópico con vasos en forma cónica que dan el volumen para los gramos a empacar.



Figura 1-11: Dosificador volumétrico

1.5.2.- DOSIFICADOR SIN FIN

Sistema compuesto principalmente por un tornillo sin fin, utilizado para productos en polvo de difícil deslizamiento. Algunos sistemas, dependiendo del tipo de producto a dosificar, constan de agitadores adicionales en la tolva de descarga.

Este sistema es bastante preciso, pero si se requiere mayor precisión, se puede incorporar una balanza para asegurar la cantidad exacta de material. Esto se hace cuando el producto es altamente costoso y no se permiten desperdicios.



Figura 1-12: Dosificador de tornillo sin fin

1.5.3.- DOSIFICADOR GRAVIMÉTRICO

Este sistema es utilizado normalmente para productos no homogéneos. El llenado del recipiente se realiza por gravedad únicamente y consta de una balanza para asegurar el correcto llenado.

CAPÍTULO II

2. IDENTIFICACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.1.- IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

A continuación presentamos las diferentes etapas para la correcta identificación del problema:

2.1.1.- REQUERIMIENTOS

La máquina debe tener una capacidad máxima de 80 Kg. y debe dosificar en recipientes de 1000 g. Equipo de bajo costo de fabricación, además debe ser de fácil uso y mantenimiento.

2.1.2.- LIMITACIONES

La principal limitación en este proyecto es el tamaño de la máquina, ya que se dispone de un espacio reducido para su operación. Otra limitación está dada por los materiales disponibles en el mercado.

2.1.3.- PREFERENCIAS

Debe cumplir con las normas sanitarias establecidas para el tratamiento de alimentos, y la fabricación de la máquina no debe ser muy complicada.

2.2.- TAREAS A REALIZAR POR LA MÁQUINA

La máquina tendrá que mezclar los diferentes productos de materia prima para luego proceder a su dosificación en los respectivos recipientes.

2.3.- SISTEMAS QUE DEBE TENER LA MÁQUINA

La máquina estará compuesta de dos sistemas, con un tablero de control. Los sistemas son los siguientes:

- Sistema de mezclado
- Sistema de dosificación

2.4.- ALTERNATIVAS DE LOS SISTEMAS

A continuación, presentamos las diferentes alternativas para cada uno de los sistemas que debe tener la máquina:

2.4.1.- ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE MEZCLADO

Las alternativas para el sistema de mezclado son las siguientes:

- Mezclador de doble cono

Como explicamos anteriormente, está compuesto por un cilindro y dos conos en sus extremos. Este sistema es de fácil construcción, además de que la carga y descarga de materia prima y del producto se pueden realizar por cualquiera de los conos. Gira a una velocidad baja, entre 50 y 100 rpm. lo que supone una larga vida útil de los elementos giratorios. La capacidad de carga máxima es del 60% del volumen total, para obtener un mezclado adecuado. La inercia de toda la masa rotativa requiere de un motor o

motorreductor de mayor potencia para su funcionamiento. El mezclado ocurre por difusión y por fallas.

- Mezclador de tambor oblicuo

Está compuesto por un cilindro inclinado y su eje de rotación es a lo largo del mismo. Va a girar a baja velocidad como en el caso anterior. SU construcción es muy sencilla y el motorreductor a utilizar requiere de menor potencia que el anterior. La carga y la descarga tienen un grado mayor de dificultad, ya que depende del diseño final para buscarle una compuerta adecuada. Como en el caso anterior el mezclado se da por difusión y por fallas.

- Mezclador de cono vertical con tornillo sin fin

Este sistema, a diferencia de los dos anteriores, consta de una carcasa o casco fijo, y la mezcla se realiza gracias a un tornillo sin fin, es decir, por convección. El giro del tornillo se realiza a una velocidad aproximada de 400 rpm, por lo que se requiere de un motorreductor de menor capacidad y esto disminuirá los costos sin duda alguna. El sistema es muy fácil de cargar, así como de descargar el producto.

2.4.2.- ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

Para el sistema de dosificación se tienen las siguientes alternativas:

- Dosificador gravimétrico

Este mecanismo es el más sencillo en cuanto a su funcionamiento, pero su costo se eleva al requerir de un sistema neumático de compuerta. Otra dificultad es que este sistema no es lo suficientemente preciso cuando se tienen polvos de alta cohesividad, como es nuestro caso.

- Dosificador volumétrico

Este sistema es muy similar al gravimétrico, pero la diferencia es que éste consta de un plato giratorio con vasos telescópicos de un volumen determinado. Esto hace que su construcción sea bastante complicada y que su costo sea muy elevado.

- Dosificador con tornillo sin fin

Como su nombre lo indica, éste sistema está compuesto por un tornillo sin fin ubicado vertical u horizontalmente dependiendo de la necesidad, el cual guiará el producto hacia la descarga. Este sistema es muy preciso, su construcción no es complicada y su costo es accesible.

2.5.- CRITERIOS DE SELECCIÓN

La selección de la alternativa más idónea para cada uno de los sistemas se realizará en base a los criterios que se presentan a continuación en orden de importancia:

1. Costo
2. Seguridad en el uso
3. Facilidad de uso
4. Tamaño
5. Mantenibilidad
6. Rendimiento
7. Facilidad de carga / descarga
8. Facilidad de acople
9. Facilidad de fabricación
10. Vida útil

2.6.- SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para la selección de las alternativas, primero realizaremos una tabla de ponderación de acuerdo al grado de importancia de cada parámetro. Esta tabla se realiza a través del método combinex, este consiste en numerar los parámetros en orden de importancia, es posible que varios parámetros tengan la misma importancia. Una vez realizado este procedimiento se ubican en la tabla como una matriz cuadrada, entonces se van calificando las posibilidades. Cuando los parámetros coinciden, no tienen calificación, cuando tienen el mismo grado de importancia, se califica con 0.5 puntos, y por último cuando es más importante el parámetro de la primera columna, se califica con 1 punto. Para terminar este método, se suman los puntos de cada parámetro y se dividen para el total, así se obtiene el factor de ponderación, WF (weighting factor por sus siglas en inglés).

Luego de haber obtenido el factor de ponderación de cada uno, realizaremos la matriz de decisión, calificando a cada alternativa del 1 al 10, donde el 1 es muy malo y el 10 es muy bueno.

2.6.1.- SISTEMA DE MEZCLADO

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	PTS	WF
1	Costo	*****	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1	1	8	0,18
2	Seguridad	0,5	*****	0,5	1	1	1	1	1	1	1	8	0,18
3	Facilidad de uso	0,5	0,5	*****	1	1	1	1	1	1	1	8	0,18
4	Tamaño	0	0	0	*****	0,5	0,5	1	1	1	1	5	0,11
5	Mantenibilidad	0	0	0	0,5	*****	0,5	1	1	1	1	5	0,11
6	Rendimiento	0	0	0	0,5	0,5	*****	1	1	1	1	5	0,11
7	Facilidad de carga/descarga	0	0	0	0	0	0	*****	0,5	1	1	2,5	0,06
8	Facilidad de acople	0	0	0	0	0	0	0,5	*****	1	1	2,5	0,06
9	Facilidad de fabricación	0	0	0	0	0	0	0	0	*****	1	1	0,02
10	Vida útil	0	0	0	0	0	0	0	0	0	*****	0	0,00
												45	1,00

Tabla 2-1: Matriz de ponderación de cada parámetro – sistema de mezcla

Factor	Factor de ponderación	Biconico	Tambor Oblicuo	Cono vertical
Costo	0,18	7,00	8,00	5,00
		1,24	1,42	0,89
Facilidad de fabricación	0,02	9,00	7,00	6,00
		0,20	0,16	0,13
Facilidad de acople con dosificador	0,06	8,00	5,00	10,00
		0,44	0,28	0,56
Facilidad de carga y descarga	0,06	9,00	5,00	9,00
		0,50	0,28	0,50
Tamaño	0,11	5,00	7,00	9,00
		0,56	0,78	1,00
Seguridad en el uso	0,18	8,00	8,00	8,00
		1,42	1,42	1,42
Rendimiento	0,11	9,00	6,00	8,00
		1,00	0,67	0,89
Vida útil	0,00	7,00	7,00	9,00
		0,00	0,00	0,00
Mantenimiento	0,11	9,00	5,00	7,00
		1,00	0,56	0,78
Facilidad de uso	0,18	6,00	6,00	8,00
		1,07	1,07	1,42
TOTAL	1,00	7,43	6,62	7,59

Tabla 2-2: Matriz de decisión para el sistema de mezclado

2.6.2.- SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	PTS	WF
1 Costo	*****	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1	1	8	0,18
2 Seguridad	0,5	*****	0,5	1	1	1	1	1	1	1	8	0,18
3 Facilidad de uso	0,5	0,5	*****	1	1	1	1	1	1	1	8	0,18
4 Tamaño	0	0	0	*****	0,5	0,5	1	1	1	1	5	0,11
5 Mantenibilidad	0	0	0	0,5	*****	0,5	1	1	1	1	5	0,11
6 Rendimiento	0	0	0	0,5	0,5	*****	1	1	1	1	5	0,11
7 Facilidad de carga/descarga	0	0	0	0	0	0	*****	0,5	1	1	2,5	0,06
8 Facilidad de acople	0	0	0	0	0	0	0,5	*****	1	1	2,5	0,06
9 Facilidad de fabricación	0	0	0	0	0	0	0	0	*****	1	1	0,02
10 Vida útil	0	0	0	0	0	0	0	0	0	*****	0	0,00
											45	1,00

Tabla 2-3: Matriz de ponderación de cada parámetro – sistema de dosificación

Factor	Factor de ponderación	Volumétrico	Gravimétrico	Tornillo sin fin
Costo	0,18	4,00	6,00	8,00
		0,71	1,07	1,42
Facilidad de fabricación	0,02	5,00	8,50	9,00
		0,11	0,19	0,20
Facilidad de acople	0,06	0,00	0,00	0,00
		0,00	0,00	0,00
Facilidad de descarga	0,06	4,00	8,00	9,00
		0,22	0,44	0,50
Tamaño	0,11	5,00	8,00	8,00
		0,56	0,89	0,89
Seguridad en el uso	0,18	7,00	6,00	9,00
		1,24	1,07	1,60
Rendimiento	0,11	8,00	6,00	9,00
		0,89	0,67	1,00
Vida útil	0,00	6,50	9,00	8,00
		0,00	0,00	0,00
Mantenimiento	0,11	6,00	9,00	8,00
		0,67	1,00	0,89
Facilidad de uso	0,18	7,00	9,00	8,00
		1,24	1,60	1,42
TOTAL	1,00	5,64	6,92	7,92

Tabla 2-4: Matriz de decisión para el sistema de dosificación

2.7.- SÍNTESIS DE LAS ALTERNATIVAS

En conclusión, los sistemas a utilizar son los siguientes: Para la mezcla el sistema de cono vertical con tornillo homogeneizador, y para la dosificación el sistema de tornillo sin fin, dispuesto de manera horizontal.

CAPITULO III

3. DISEÑO Y SIMULACIÓN DE LA MÁQUINA

3.1.- PARÁMETROS DE DISEÑO

Para el diseño de la máquina existen varios parámetros que van a limitar sobre todo las dimensiones principales:

- Capacidad total del sistema de mezclado.
- Angulo de reposo de la mezcla.
- Optimización de la cantidad de material para la construcción.

A continuación se va a detallar cada parámetro y determinar sus valores si es el caso.

3.1.1.- CAPACIDAD TOTAL DEL SISTEMA DE MEZCLADO

La capacidad del sistema de mezclado viene determinada por el peso de la materia prima a mezclar y su densidad final. Además se tendrá el volumen que va a ocupar el tornillo homogeneizador dentro del cono y el cilindro, así como una distancia segura desde la materia prima que será mezclada hasta el borde superior del cilindro para que no se derrame la mezcla.

Como se mencionó anteriormente, la máquina será capaz de mezclar un máximo de 80 Kg. de materia prima. A continuación se presentan los cálculos realizados para determinar la densidad final de la mezcla y el cálculo para el volumen ocupado por la materia prima:

La densidad de la mezcla, por tratarse de una receta exclusiva, fue determinada experimentalmente, así:

$$M_m := 0.085 \text{ kg}$$

$$v_m := 0.000125 \text{ m}^3$$

$$d_m := \frac{M_m}{v_m}$$

Ecuación 3-1: Densidad real de la mezcla

$$d_m = 680 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_{\text{teor}} := \frac{80 \text{ kg}}{d_m}$$

Ecuación 3-2: Volumen del Silo de Mezcla

$$V_{\text{teor}} = 117.647 \text{ L}$$

Donde:

M_m : masa de la mezcla (Kg)

v_m : volumen de la mezcla (m^3)

d_m : densidad de la mezcla (Kg/ m^3)

V_{teor} : volumen teórico del cono en litros (L)

En teoría, el volumen del cono mezclador debe ser de 117.65 Litros, pero, como se anotó anteriormente, no se puede llenar la capacidad del recipiente al 100%, así que se dejara una altura libre por seguridad y para un óptimo funcionamiento, de manera que el volumen real del recipiente será mayor al calculado.

3.1.2.- ÁNGULO DE REPOSO DE LA MEZCLA

Este parámetro es bastante importante, ya que va a determinar el mínimo ángulo de elevación que debe tener el cono para permitir que la mezcla resbale por el mismo sin ningún problema y así minimizar las pérdidas¹. Este ángulo de reposo va a depender de la composición de la mezcla, del material del cono y de la temperatura ambiental y de la humedad.

La teoría dice que el ángulo de reposo α debe ser:

$\alpha > 60^\circ$ para polvos cohesivos

$\alpha < 25^\circ$ para polvos no cohesivos

En este caso, se ha determinado un ángulo de reposo experimentalmente, teniendo:

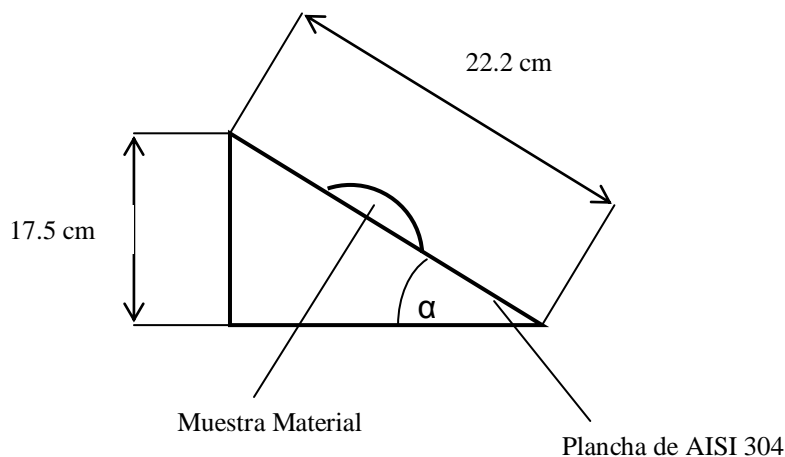


Figura 3-1: Ángulo de reposo

Con esto, y aplicando la geometría, se obtuvo:

$$\text{sen } \alpha = \frac{17.5}{22.2}$$

$$\alpha = 52^\circ$$

Ecuación 3-3: Ángulo de reposo

¹ Diseño y Construcción de una Meacladora de Polvos Químicos, Arias Palacios Germán. EPN

Éste, es el ángulo al que el material empieza a deslizarse por sí solo por el material (AISI 304), de manera que para asegurar un libre y continuo deslizamiento del mismo se ha escogido un ángulo de 60° .

3.1.3.- OPTIMIZACIÓN DE LA CANTIDAD DE MATERIAL PARA LA CONSTRUCCIÓN

La optimización del material se refiere al uso de la menor cantidad de planchas o de material posible. Este parámetro se lo utilizará en el siguiente inciso de dimensionamiento de las partes principales, ya que minimizando el área del material de la máquina se van a obtener dichas dimensiones.

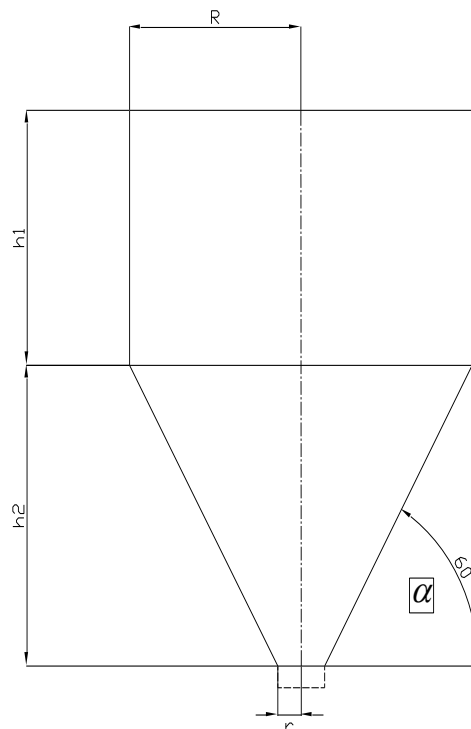


Figura 3-2: Silo de Mezcla

Para el cálculo siguiente se necesita el volumen real del silo donde se realizará la mezcla, el ángulo de reposo de la mezcla y el radio de descarga del cono, el mismo que ha sido asumido con un valor de 75 mm. De esta manera, y usando la nomenclatura de la figura 3.2, se tiene lo siguiente:

Vol:=0.117 Volumen requerido de la mezcladora (m3)

r:=0.075 Radio de descarga (radio menor) (m)

α := 60deg Angulo de reposo

$$Ar(R) := \pi \cdot R^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{3} \cdot \tan(\alpha) \right) + \left(\frac{1}{\cos(\alpha)} \right) \right] + \frac{1}{R} \cdot \left(2 \cdot Vol + \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot r^3 \cdot \tan(\alpha) \right) - \pi \cdot r^2 \cdot \left(\frac{1}{\cos(\alpha)} \right)$$

Ecuación 3-4: Optimización de Material

R = 0.273

El cálculo anterior está realizado en Mathcad, un software especializado en cálculos matemáticos.

Luego de realizar el cálculo, se ha obtenido el valor óptimo del radio Ra1 (273 mm) para el cual la cantidad de material a ser usada en la construcción va a ser mínima.

3.2.- DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES PRINCIPALES

Una vez obtenido el valor requerido del radio R, para optimizar la cantidad de material, se puede proceder a dimensionar completamente el cono donde se realizará la mezcla de los diferentes componentes de la receta.

El volumen total del silo², parte cilíndrica más parte cónica, está dado por la siguiente expresión:

² Máquinas Prontuario, N. Larburu, Ed. Thomson, p.41

$$V_{01} := \pi \cdot R^2 \cdot h_1 + \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot h_2 \cdot (Ra_1^2 + r^2 + Ra_1 \cdot r)$$

Ecuación 3-5: Volumen total del Silo de mezcla

Donde:

Vol1: volumen del cono mezclador (m³)

Ra1: radio parte cilíndrica (m)

h1: altura de la parte cilíndrica (m)

h2: altura parte cónica (m)

r: radio menor de descarga de la parte cónica (m)

Geoméricamente, se sabe que:

$$h_2 := (R - r) \cdot \tan(\alpha)$$

Ecuación 3-6: Altura sección cónica del silo

Entonces, reemplazando la Ec. (3.6) en la Ec. (3.5) , y despejando h1, se tiene:

$$h_1 := \frac{V - \frac{\pi}{3} \cdot (R - r) \cdot (R^2 + r^2 + R \cdot r) \cdot \tan(\alpha)}{\pi \cdot R^2}$$

Ecuación 3-7: Altura sección cilíndrica del silo

Finalmente, se reemplaza todos los valores conocidos en la Ec. 3.7 para obtener el valor de h1 y posteriormente el valor de h2:

$$h_1 = 0.346 \quad \text{Altura del cilindro}$$

$$h_2 := (R - r) \cdot \tan(\alpha)$$

Ecuación 3-8: Altura sección cónica del silo

$$h_2 = 0.343 \quad \text{Altura del cono truncado}$$

De ésta manera, queda completamente dimensionado el cono donde se realizará la mezcla de los diferentes componentes.

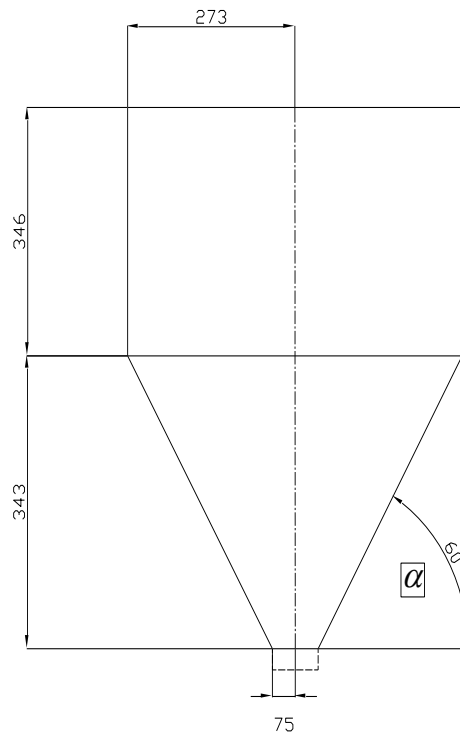


Figura 3-3: Dimensiones del silo

Las dimensiones en la figura anterior están en mm.

3.3.- CÁLCULO DE LAS PARTES PRINCIPALES

3.3.1.- CÁLCULO DEL TORNILLO HOMOGENIZADOR

El volumen llenado en un plano helicoidal de un tornillo de diámetro D y paso S, al dar una vuelta completa alrededor del eje está dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{\pi}{4} D^2 S$$

Ecuación 3-9: Volumen de un plano helicoidal

Donde:

D: diámetro del tornillo homogenizador (m)

S: paso del tornillo homogeneizador (m)

Para expresar el rendimiento volumétrico en una hora, se tiene:

$$Q_v = 15 \pi D^2 S n$$

Ecuación 3-10: Rendimiento volumétrico del tornillo por hora

Donde:

n: rpm a las que gira el tornillo

Por último, el rendimiento teórico del tornillo toma en cuenta la densidad del producto que va a transportar, de manera que la ecuación final queda:

$$Q_m = 15 \pi D^2 S n \delta$$

Ecuación 3-11: Rendimiento teórico del tornillo helicoidal

Donde:

$Q_{m,r}$: rendimiento real del tornillo helicoidal (T/h)

D: diámetro del tornillo helicoidal (m)

S: paso del tornillo (m)

n: rpm del tornillo (rpm)

δ : densidad del producto (T/m³)

3.3.2.- POTENCIA REQUERIDA

La potencia requerida para accionar el tornillo helicoidal es el resultado de la suma de 3 potencias parciales³, así:

$$P = P1 + P2 + P3$$

Ecuación 3-12: Potencia requerida por el sistema de mezcla

Donde:

P1: potencia requerida para accionar el tornillo sin carga (HP)

P2: potencia requerida para vencer la resistencia del material (HP)

P3: potencia requerida para transportar el material (HP)

Ahora, se procederá a hacer el cálculo de las potencias parciales.

La potencia P1, requerida para accionar el tornillo helicoidal sin carga adicional se expresa como:

$$P1 = \frac{W_0 L D n \rho}{14000}$$

Ecuación 3-13: Potencia para accionar el tornillo sin carga

Donde:

W₀: peso de un metro de eje incluyendo la superficie helicoidal (Kg/m Tabla 3.2)

L: longitud del eje (m)

D: diámetro externo del tornillo helicoidal (m)

n: velocidad de rotación del tornillo helicoidal (rpm)

ρ: coeficiente dependiente de la longitud del tornillo helicoidal (Tabla 3.3)

³ Máquinas de transporte y elevación, Zieliński, Ed. Estatal, pgs. 250 - 254

D (mm)	76	102
W_o (Kg/m)	5,72	7,14

Tabla 3-1: Valores de W_o

L (m)	1	3	5	10	15	25	40
ρ	5	3	2	1,5	1,3	1,2	1,1

Tabla 3-2: Valores de p

La potencia P₂, necesaria para vencer la resistencia del material está dada por la siguiente expresión:

$$P_2 = 0.013 L_1 \cdot Q_{m,r} \cdot \kappa \frac{D}{S}$$

Ecuación 3-14: Potencia requerida para vencer la resistencia del material

Donde:

L₁: longitud efectiva del tornillo helicoidal homogeneizador (m)

Q_{m,r}: rendimiento real del tornillo helicoidal (T/h)

k: coeficiente dependiente del tipo de material que se transporta (Tabla 3.4)

D: diámetro externo del tornillo (m)

S: paso del tornillo helicoidal (m)

Material	K
cereales	0,20
polvo de carbón y harina	0,25 – 0,30
cemento, yeso	0,4
arena y arcilla	0,7
cuarzo	0,9
escoria seca	1,4

Tabla 3-3: Valores de K

La potencia P_3 , requerida para transportar el material a lo largo del tornillo se define como:

$$P_3 = \frac{Q_{m,r} h_e}{270}$$

Ecuación 3-15: Potencia requerida para transportar el material

Donde:

$Q_{m,r}$: rendimiento real del tornillo helicoidal (T/h)

h_e : altura de elevación del material (m)

Finalmente, al reemplazar cada una de las potencias parciales, se tiene la expresión de la potencia necesaria para accionar el tornillo helicoidal que se encargará de realizar la mezcla del material:

$$P = \frac{W_0 L D n \rho}{14000} + 0.013 L_1 Q_{m,r} \kappa \frac{D}{S} + \frac{Q_{m,r} h_e}{270}$$

Ecuación 3-16: Potencia total requerida por el sistema de mezcla

Una vez obtenida la expresión para el cálculo de la potencia de entrada requerida, se procede a reemplazar cada uno de los valores ya conocidos:

$w := 6.84$	Peso del eje (kg/m)
$D := 0.15$	Diámetro externo del tornillo (m)
$L := 0.95$	Longitud del eje completo (m)
$n := 100$	Velocidad de giro del tornillo (rp)

$p := 5$	Coficiente dependiente de la longitud del tornillo
$L1 := 0.70$	Longitud de la helice (m)
$k := 0.3$	Coficiente dependiente del tipo de material que se trans
$S := 0.10$	Paso de la hélice (m)
$\delta := 0.68$	Densidad del producto (T/m^3)
$Q = 7.21$	Rendimiento del tornillo (T.

Reemplazando en la expresión anterior la potencia requerida para el tornillo es la siguiente:

$$P = 0.12 \text{ hp}$$

Debido a que no existen motores comerciales de 0.12 HP, se escogerá un moto reductor de 1/3 HP, el cual será descrito en su totalidad cuando se detalle el sistema de transmisión de potencia.

3.4.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE MEZCLADO

3.4.1.- CARGAS EN EL ALABE DEL TORNILLO HOMOGENIZADOR

Para el cálculo de las cargas a las que estará sometido el alabe del transportador helicoidal, se ha considerado al alabe como una viga empotrada en voladizo como muestra la figura:

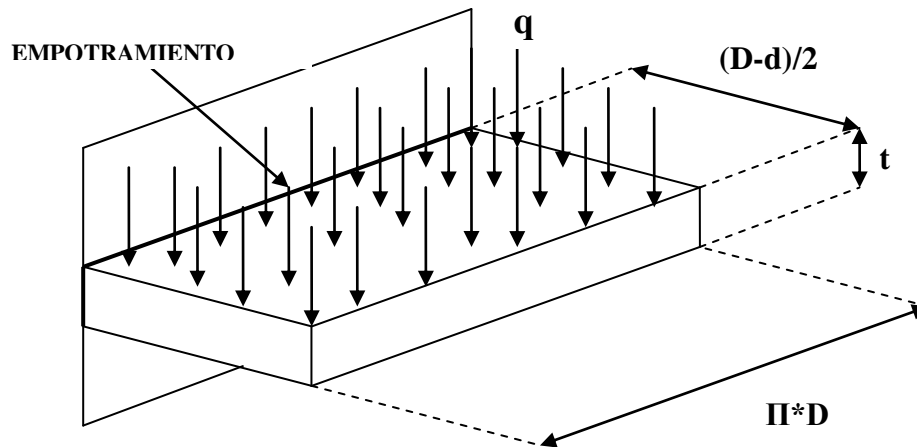


Figura 3-4: Cargas en el alabe del tornillo homogenizador

Una vez hecha esta consideración, se puede realizar el cálculo de las tensiones y esfuerzos que intervienen en el alabe, para lo cual se necesita de algunos datos ya conocidos:

$D := 0.15$	Diámetro externo del tornillo (r)
$d := 0.030$	Diámetro interno del tornillo (n)
$S := \frac{2}{3}D$	
$S = 0.1$	Paso de la hélice (m)
$n := 100$	RPM
$P := 0.25$	Potencia del motor (HF)
$\delta_a := 8091.5$	Densidad del acero AISI 304 (Kg/m)
$t := 0.0015$	Espesor del álabe (m)
$L_e := 0.95$	Longitud del eje (m)
$L_e := 0.70$	Longitud efectiva del tornillo (m)
$\delta_m := 680$	Densidad del material (Kg/m ³)

Una vez que se tienen todos los datos necesarios, se puede empezar con el cálculo, para lo cual se tiene que considerar que la carga que estará presente sobre el alabe es la suma de 2 cargas parciales, que están distribuidas

uniformemente, pues se trata de la carga distribuida ejercida por el peso propio de la hélice, y de la carga distribuida ejercida por el material que se va a mezclar.

La carga distribuida ejercida por el peso propio de la hélice está dada por la siguiente expresión:

$$q_h := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot t \cdot \delta_a}{\frac{D-d}{2}}$$

Ecuación 3-17: Carga distribuida – hélice tornillo de mezcla

$$q_h = 3.393 \frac{\text{Kg}^-}{\text{m}}$$

Adicionalmente, se tiene la carga distribuida ejercida por el peso propio del material que se va a mezclar, la cual viene dada por:

$$q_m := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot S \cdot \delta_m}{\frac{D-d}{2}}$$

$$q_m = 19.227 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

Ecuación 3-18: Carga distribuida – peso material a mezclar

Una vez obtenidos los valores de las cargas parciales, se puede determinar la carga distribuida total que estará presente sobre la superficie del alabe:

$$q := q_m + q_h$$

Ecuación 3-19: Carga distribuida total – alabe de tornillo mezcla

$$q = 22.619 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

Aplicando las ecuaciones de la estática se puede determinar la reacción en el apoyo y el respectivo momento flector a la que estará sometido el alabe del tornillo:

$$R1 := q \cdot \left(\frac{D - d}{2} \right)$$

$$R1 = \quad \text{Kg}$$

Ecuación 3-20: Reacción en el apoyo – alabe tornillo de mezcla

$$M1 := -q \cdot \frac{\left(\frac{D - d}{2} \right)^2}{2}$$

Ecuación 3-21: Momento flector – alabe tornillo de mezcla

$$M1 = -0.041 \quad \text{Kg}\cdot\text{m}$$

Donde R1 y M1 son la reacción y el momento flector respectivamente.

Una vez obtenidos la fuerza cortante y el momento flector, se puede realizar los respectivos diagramas de fuerzas y momentos:

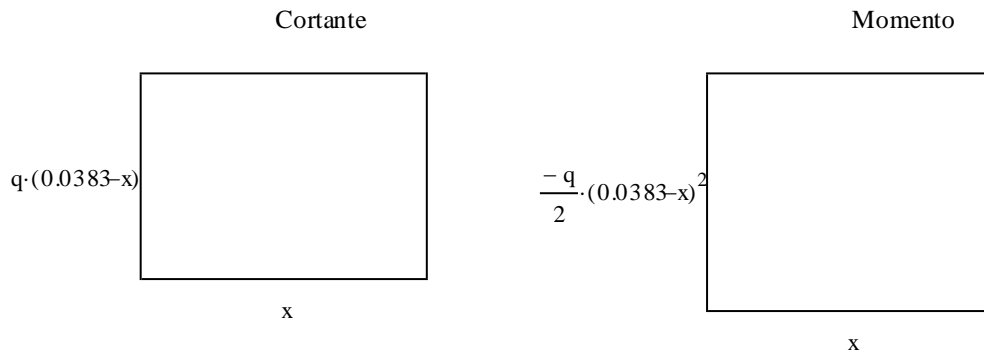


Figura 3-5: Diagrama fuerza Cortante y momento flector - alabe

En los diagramas se puede observar claramente que tanto la fuerza cortante como el momento flector son máximos en $X=0$, es decir, en el empotramiento, con valores, en Newtons, de:

$$M = -0.4 \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

$$R = 13.323 \quad \text{N}$$

Para el cálculo del esfuerzo flector, se tiene que considerar que éste será máximo en la fibra superior, y está dado por la expresión:

$$\sigma := \left| \frac{M \cdot y}{I} \right|$$

Ecuación 3-22: Esfuerzo flector – alabe tornillo de mezcla

donde:

M: momento flector (N.m)

y: distancia de la línea neutra a la fibra de análisis (m)

I: momento de inercia de la sección (m^4)

Para el cálculo de la inercia de la sección se tiene:

$$I := \frac{1}{12} \cdot (\pi \cdot d) \cdot t^3$$

Ecuación 3-23: Inercia de la sección rectangular

$$I = 2.651 \times 10^{-11} \quad \text{m}^4$$

Mientras que la distancia desde la línea neutra de la sección hasta el punto de análisis será la mitad del espesor de la sección, ya que, como se mencionó anteriormente, el esfuerzo flector es máximo en la fibra superior, de manera que, realizando éste cálculo se pueden reemplazar todos los valores ya obtenidos en la Ec. (3.22):

$$\sigma = 1.129 \times 10^7 \quad \text{Pa}$$

Obteniendo de ésta manera el esfuerzo flector máximo en la sección de análisis. El siguiente paso es comparar dicho esfuerzo con la resistencia a la fluencia del material (AISI 304) con el objetivo de determinar un factor de seguridad y comprobar que la sección no fallará por flexión.

El acero inoxidable AISI 304, tiene las siguientes propiedades⁴:

$$S_u := 568 \cdot 10^6 \quad \text{Pa}$$

$$S_y := 276 \cdot 10^6 \quad \text{Pa}$$

donde S_y y S_u son la resistencia a la fluencia y resistencia a la tracción respectivamente.

La razón entre la resistencia a la fluencia y el esfuerzo flector máximo se conoce como factor de seguridad, así:

⁴ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley Joseph, Ed. McGraw-Hill, p. 1218

$$FS_m := \frac{S_y}{\sigma}$$

Ecuación 3-24: Factor de seguridad por flexión – alabe tornillo de mezcla

$$FS_m = 24.45$$

donde FS_m es el factor de seguridad por flexión.

Al haber obtenido un factor de seguridad por flexión de esa magnitud, se puede estar completamente seguros de que el alabe no fallará por efectos del momento flector.

Para el cálculo del esfuerzo cortante, se debe considerar que éste será máximo en la línea neutra de la sección, y vendrá dado por la siguiente expresión:

$$\tau := \frac{3}{2} \cdot \frac{R}{A}$$

Ecuación 3-25: Esfuerzo cortante – alabe tornillo de mezcla

donde:

R: fuerza cortante (N)

A: área transversal de la sección (m^2)

Calculando el área de la sección transversal, se tiene:

$$A := t \cdot (\pi \cdot d)$$

Ecuación 3-26: Área sección transversal – alabe tornillo mezcla

$$A = 1.414 \times 10^{-4} \quad m^2$$

Reemplazando los valores de R y A en la Ec. (3.25):

$$\tau = 1.414 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Una vez obtenido el valor del esfuerzo cortante máximo, se debe realizar el mismo procedimiento que se siguió luego de calcular el esfuerzo flector máximo, es decir, compararlo con la resistencia al cortante del material, la cual está dada por:

$$S_{sy} := 0.506 S_y$$

Ecuación 3-27: Resistencia al cortante AISI 304

$$S_{sy} = 1.397 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$F_{Sc} := \frac{S_{sy}}{\tau}$$

Ecuación 3-28: Factor de seguridad por cortante – alabe tornillo de mezcla

$$F_{Sc} = 987.931$$

donde F_{Sc} es el factor de seguridad por cortante.

Al haber obtenido valores de los factores de seguridad, por flexión y por cortante, muy altos, se puede afirmar que el espesor que se había propuesto para el alabe (1.5mm) es demasiado alto; sin embargo, se tiene que considerar un espesor que permita soldar el material al eje macizo, de manera que éste espesor mínimo es de 1.5mm.

3.4.2.- CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE LA SOLDADURA

Para el cálculo de la resistencia de la soldadura⁵, el alabe sigue siendo asumido como una viga en voladizo con soldadura de filete en ambos extremos. De ésta manera, estarán presentes una fuerza cortante y un momento flector en el extremo soldado.

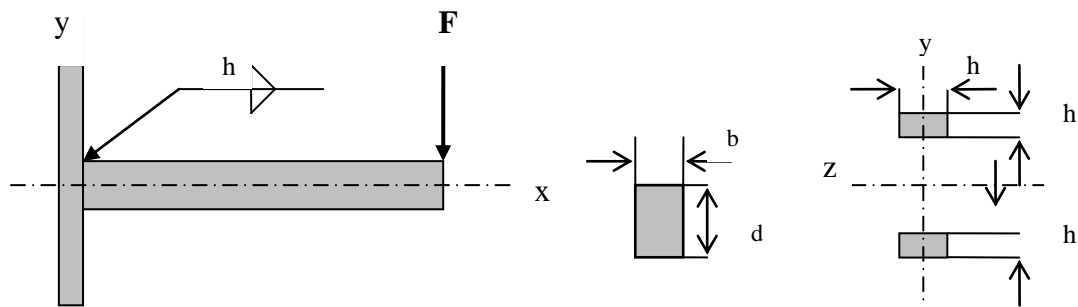


Figura 3-6: Diagrama de soldadura – eje/hélice

La fuerza cortante produce un esfuerzo cortante primario en las soldaduras, el cual viene dado por:

$$\tau' := \frac{R}{A_g}$$

Ecuación 3-29: Esfuerzo cortante primario en la soldadura – alabe tornillo de mezcla

donde:

R: fuerza cortante (N)

A_g : Área total de la garganta (m^2)

El área total de la garganta será:

$$A_g := 0.707h \cdot L_g$$

Ecuación 3-30: Área de la garganta de soldadura – alabe tornillo de mezcla

⁵ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley Joseph, Ed. Mcgraw-Hill, p.548

donde:

h: altura de la garganta (0.0015 m)

Lg: longitud de la soldadura (0.0015 m)

Reemplazando los valores ya conocidos, se tiene un valor de cortante primario de:

$$\tau' = 1.331 \times 10^5 \quad \text{Pa}$$

El esfuerzo cortante nominal en la garganta está dado por:

$$\tau = \frac{M * c}{I}$$

Ecuación 3-31: Esfuerzo cortante nominal en la garganta – soldadura alabe tornillo de mezcla

donde:

M: momento flector (N.m)

c: distancia de la línea neutra al filete de soldadura (m)

I: momento de inercia de la soldadura (m⁴)

El momento flector es ya conocido, así como la distancia de la línea neutra al filete, que no es más que la mitad del espesor del alabe. El momento de inercia del área unitaria para una viga viene dado por la siguiente expresión:

$$I := \frac{0.707h \cdot \frac{L}{2} \cdot t^2}{2}$$

Ecuación 3-32: Momento de inercia del área unitaria – soldadura alabe tornillo de mezcla

Reemplazando la Ec. (3.32) en la Ec. (3.31), se obtiene el valor del esfuerzo cortante nominal en la garganta:

$$\tau_s := \frac{|M| \cdot t}{I} \cdot \frac{2}{1}$$

Ecuación 3-33: Esfuerzo cortante nominal en la garganta – soldadura alabe tornillo de mezcla

$$\tau_s = 5.323 \times 10^6 \quad \text{Pa}$$

Una vez obtenidos los valores de las dos componentes de esfuerzo cortante, normales entre ellas, se obtiene, mediante una relación pitagórica, el esfuerzo cortante resultante:

$$\tau_r := \sqrt{\tau_s^2 + \tau^2}$$

$$\tau_r = 5.324 \times 10^6 \quad \text{Pa}$$

Ecuación 3-34: Esfuerzo cortante resultante en la soldadura – alabe tornillo de mezcla

Al tener el valor del esfuerzo resultante, éste tiene que ser comparado con el valor de la resistencia al cortante del material con el que se va a soldar.

El acero inoxidable, AISI 304, puede ser soldado mediante varios procesos, mientras que el metal base que se aplique sea un AISI 308. En este caso, se ha escogido un proceso TIG, el cual consiste en una varilla de acero inoxidable austenítico con mucha resistencia a la corrosión, propiedad por la cual es recomendado para equipos para procesar y almacenar alimentos y químicos.

La resistencia a la tracción⁶ de la varilla de acero inoxidable AISI 308 para proceso TIG es:

$$S_{us} := 567 \cdot 10^6 \quad \text{Pa}$$

⁶ Catálogo de Soldadura, AGA, p.48

El esfuerzo cortante permisible por el código AISC⁷ (American Institute of Steel Construction) para el metal de aporte es:

$$\tau_{\text{perms}} := 0.3 \cdot S_{us}$$

Ecuación 3-35: Esfuerzo cortante permisible de la soldadura

Al comparar el esfuerzo cortante nominal aplicado a la soldadura, con el esfuerzo permisible por la AISC, se obtiene el factor de seguridad para la soldadura.

$$FS_s := \left| \frac{\tau_{\text{perms}}}{\tau} \right|$$

$$FS_s = 31.947$$

Ecuación 3-36: Factor de seguridad para la soldadura

Se puede observar claramente que la soldadura no va a fallar, de manera que el proceso, así como el material a usar quedan definidos.

Se utilizará una varilla de acero inoxidable 308 L para proceso TIG de 1.5 mm de diámetro, con electrodo de tungsteno de igual diámetro.

El cordón de soldadura será intermitente, con un cateto de 1.5 mm, 24 mm de longitud e igual distancia entre centros de cordón.

3.4.3.- SIMULACIÓN DE CARGAS EN EL ÁLABE

La primera simulación consiste en el esfuerzo. Al tratarse de un material dúctil y tener esfuerzos combinados, la teoría de falla que más se adapta a las

⁷ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley Joseph, Ed. Mc. Graw-Hill, p.551, T. 9.5

necesidades es la de Von Mises. Esta teoría de falla es la que se utilizará a lo largo de todas las simulaciones de los diferentes elementos de la máquina.

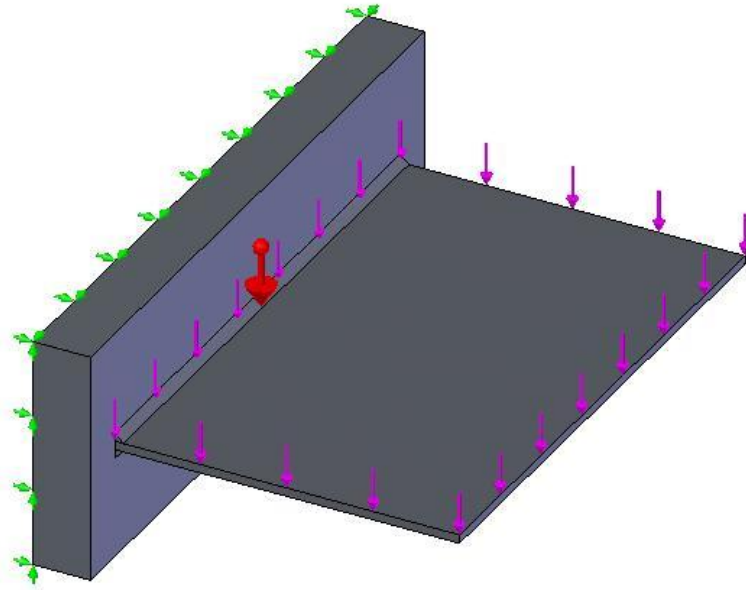


Figura 3-7: Simulación tensiones alabe – Von Mises

Las flechas de color morado representan la carga distribuida debida al peso del material a mezclar. Las flechas de color verde representan una restricción, es decir, que esa sección es fija, y por último, la flecha roja representa la fuerza de la gravedad, es decir que representa el peso propio de la pieza.

Claramente se puede observar que el mayor esfuerzo estará aplicado en el empotramiento, es decir en la soldadura, donde se tiene un valor de 8.7 MPa. El esfuerzo de Von Mises disminuye a medida que se acerca al extremo libre del alabe tal como muestra la figura 3.8.

Nombre de modelo: eje-helice-voladizo-soldada-cosmosworks
Nombre de estudio: estatico
Tipo de resultado: Static esfuerzo nodal Plot1
Escala de deformación: 176.812

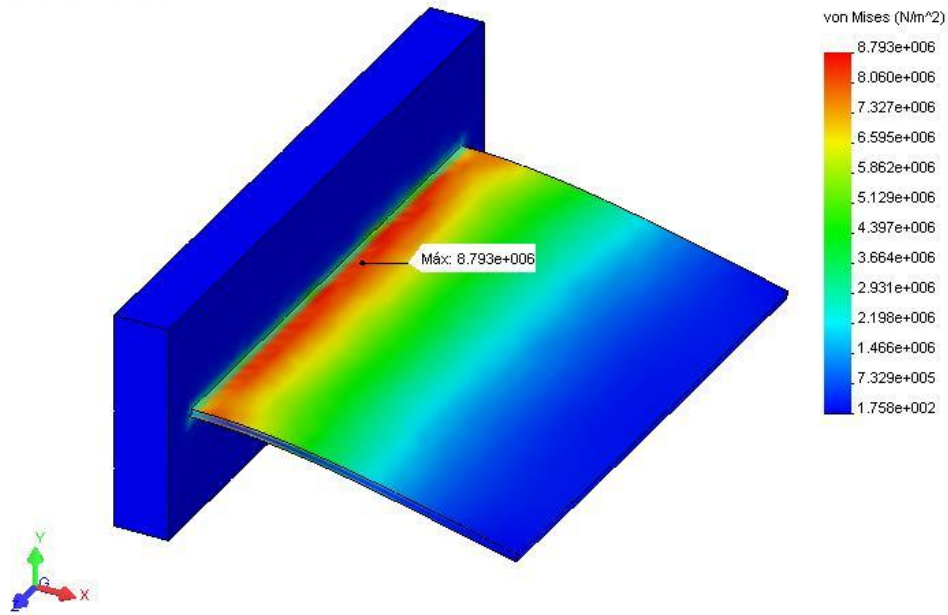


Figura 3-8: Distribución de tensiones - alabe

Nombre de modelo: eje-helice-voladizo-soldada-cosmosworks
Nombre de estudio: estatico
Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 24

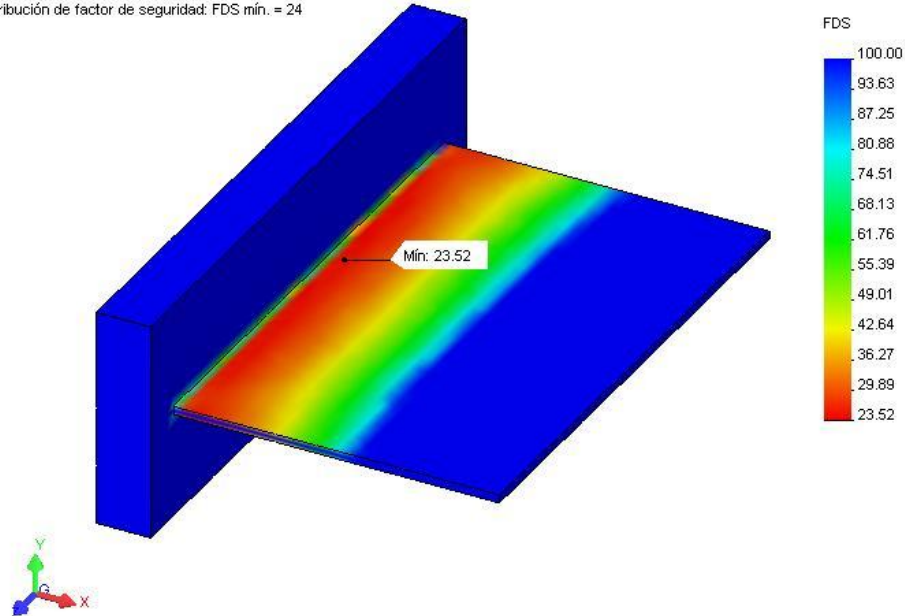


Figura 3-9: Simulación Tensiones Alabe – Factor de Seguridad

En la figura 3.9, se tiene una verificación del diseño, en el que se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 24, es decir en la sección más crítica que se puede ver en color rojo.

Se concluye que la analogía establecida para el cálculo del alabe está correcta ya que el factor de seguridad es de igual valor al obtenido mediante los cálculos.

3.4.4.- CÁLCULO DEL EJE

En la figura se muestran las cargas que intervienen en el eje:

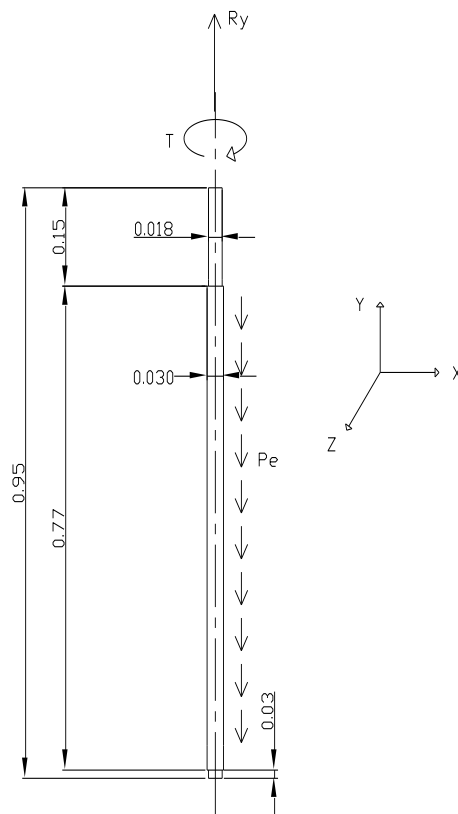


Figura 3-10: Cargas en el eje de dosificación

Las dimensiones en la figura anterior están en (m).

donde:

Pe: carga total aplicada al eje (N)

T: torque ejercido por el motor (N.m)

Ry: reacción en el elemento de sujeción (N)

La carga total aplicada en el eje es la suma de las 3 cargas distribuidas presentes:

$q_m := 13.61$		carga distribuida debida a la hélice y el material
$q_{e1} := 5.65$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}}$	carga distribuida debida al peso del eje $D = 0.0305$ m
$q_{e2} := 2.03$		carga distribuida debida al peso del eje $d = 0.018$ m

El cálculo de las cargas distribuidas parciales fue realizado mediante Solid Works, un software de diseño y simulación.

La carga total aplicada sobre el eje será:

$$Pe := (q_m \cdot L + q_{e1} \cdot Le1 + q_{e2} \cdot Le2) \cdot 9.8$$
$$Pe = 139.58 \quad \text{N}$$

Ecuación 3-37: Carga total aplicada sobre eje de mezcla

$$R_y := Pe$$

$$R_y = 139.58 \quad \text{N}$$

donde:

Ry: reacción en el elemento de sujeción (N)

L: longitud del eje (m)

Le1: longitud del eje con diámetro $D=30$ mm (m)

Le2: longitud del eje con diámetro $d=18$ mm (m)

Como se puede observar en la Figura 3.9, la única reacción que se tiene es en el elemento de sujeción, lo que quiere decir que éste estará sometido únicamente a carga axial.

El torque ejercido por el motor está dado por:

$$T := \frac{7123P}{n}$$

Ecuación 3-38: Torque

Para una potencia $P=0.33$ HP, y una rotación del eje de 100 rpm, reemplazando en la Ec. (3.38) se tiene:

$$T = 23.506 \text{ N}\cdot\text{m}$$

3.4.5.- RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE

En el eje están presentes 2 esfuerzos, uno axial producido por el peso propio de la hélice y del material en la sección de menor diámetro, y un cortante producido por el torque ejercido por el motor.

El esfuerzo axial antes mencionado está dado por:

$$\sigma := \frac{Ry}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$

Ecuación 3-39: Esfuerzo axial sobre eje de mezcla

donde:

Ry: fuerza axial (N)

d: diámetro menor del eje (m)

Lo cual da un valor de esfuerzo axial de:

$$\sigma = 5.485 \times 10^5 \quad \text{Pa}$$

El valor obtenido es bastante bajo, motivo por el cual éste esfuerzo axial no va a ser considerado en el diseño final del eje.

El esfuerzo cortante producido por el torque viene dado por:

$$\tau := \frac{T \cdot \rho}{J}$$

Ecuación 3-40: Esfuerzo cortante (Torque) – eje mezcla

donde:

T: torque ejercido por el motor (N.m)

ρ : distancia de la línea neutra al punto de análisis, siendo la más crítica $d/2$ (m)

J: momento polar de inercia de la sección (m^4)

De donde, el esfuerzo cortante producido por el torque será:

$$\tau = 2.053 \times 10^7 \quad \text{Pa}$$

Los esfuerzos máximo y mínimo serán:

$$\tau_{\max} = 2.053 \times 10^7 \quad \text{Pa}$$

$$\tau_{\min} = 0$$

El punto crítico, en el cual se basa todo el análisis, es el punto C, donde se realiza el escalonamiento del eje desde D hasta d como muestra la figura 3.10:

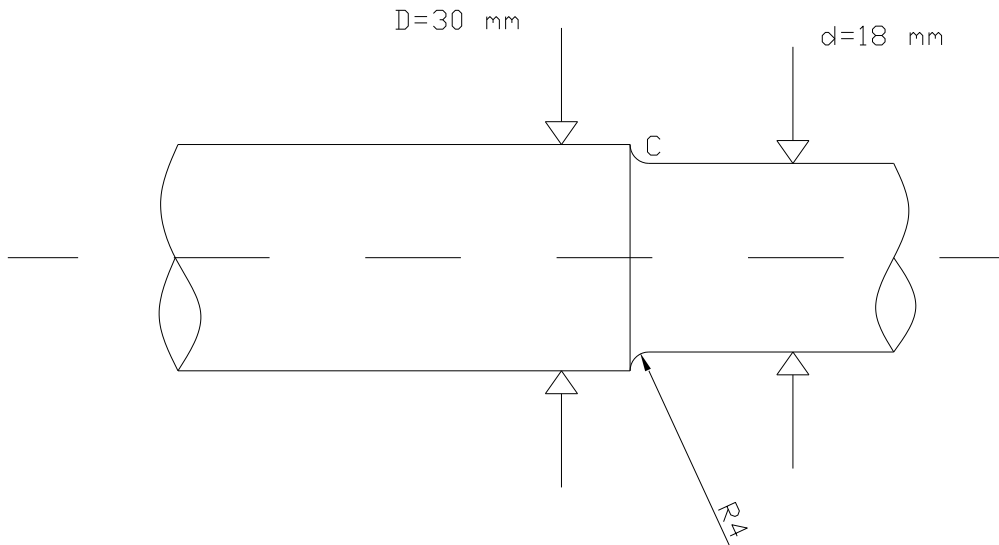


Figura 3-11: Punto Crítico de Análisis en el Eje (Mezcla)

El diseño será muy conservador, con el fin de maximizar las posibles fallas.

Aplicando los principios de fatiga⁸, se tiene que:

$$\tau_m := \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad \tau_m = 1.026 \times 10^7 \quad \text{Pa}$$

Ecuación 3-41: Esfuerzo cortante medio – eje mezcla

$$\tau_a := \left| \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \right| \quad \tau_a = 1.026 \times 10^7 \quad \text{Pa}$$

Ecuación 3-42: Esfuerzo cortante alternante – eje mezcla

donde:

⁸ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley Joseph, Ed. Mc. Graw-Hill, Cap.7 – Cap.18

τ_a : *esfuerzo cor tante alternante (Pa)*

τ_m : *esfuerzo cor tante medio (Pa)*

El límite de resistencia a la fatiga para un punto crítico que se encuentra bajo condiciones específicas es:

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{S_e'}{k_f}$$

Ecuación 3-43: Límite de resistencia a la fatiga

donde:

k_a : factor de modificación de la condición superficial

k_b : factor de modificación de tamaño

k_c : factor de modificación de carga

k_d : factor de modificación de temperatura

k_e : factor de modificación de efectos varios

S_e' : límite de resistencia a la fatiga para una flecha en rotación

k_f : factor de concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca

Ahora, tomando en cuenta las condiciones del presente diseño, se tiene los siguientes valores para los distintos factores presentados anteriormente:

$k_a = 0.83$ (maquinado o laminado en caliente)

$k_b = 0.91$ (para $d = 18$ mm)

$k_c = 0.57$ (para carga axial y torsión)

$k_d = 1$ (no considerado)

$k_e = 1$ (no considerado)

El coeficiente k_f , que representa el factor de concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca, fue obtenido mediante la siguiente relación:

$$k_f := 1 + q \cdot (k_{ts} - 1)$$

Ecuación 3-44: Factor de concentración de esfuerzos

donde:

k_{ts} : coeficiente correspondiente a un eje, con entalle en el hombro, sometido a torsión⁹ ($K_{ts} = 1.194$).

q : sensibilidad a la muesca¹⁰ ($q = 0.85$)

De manera que el valor final de k_f será:

$$K_f = 1.165$$

La resistencia a la fatiga para una flecha en rotación S_e' es considerada como el 50% de la resistencia a la tracción del material de la misma:

$$S_e' := 0.50 S_{ut}$$

$$S_e' = \quad Pa$$

Ecuación 3-45: Resistencia a la fatiga – flecha en rotación

Una vez obtenidos los valores de todos los factores inmiscuidos en el cálculo de la resistencia a la fatiga de un eje en un punto crítico, éstos se pueden reemplazar en la Ec. 3.43, quedando:

$$S_e = 1.062 \times 10^8 \quad Pa$$

Para la fatiga, existen varios criterios dependiendo de las restricciones y del caso que se tiene. Para este caso se aplicará el criterio de Soderberg, ya que se cumple que el eje esté sometido a flexión totalmente invertida debido a la rotación del mismo y que el esfuerzo de torsión sea constante. Como se ha

⁹ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley Joseph, Ed. Mc. Graw-Hill, Ap.E, p. 1204

¹⁰ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley Joseph, Ed. Mc. Graw-Hill, p. 289

descrito, este criterio es válido para ejes en rotación sometidos a esfuerzos de flexión y torsión únicamente, pero debido a que se obtuvo un valor muy pequeño de esfuerzo axial, éste se puede considerar despreciable y de ésta manera se puede aplicar tranquilamente el criterio por cumplir con las restricciones.

Aplicando el criterio de Soderberg para la resistencia a la fatiga, el cual es conservador por considerar el límite de fluencia del material, y despejando el factor de seguridad, se tiene la siguiente relación:

$$FS := \frac{S_e \cdot S_y}{S_y \cdot \tau_a + S_e \cdot \tau_m}$$

Ecuación 3-46: Factor de seguridad (fatiga) – eje mezcla

donde:

FS: factor de seguridad para la fatiga

Reemplazando los valores de resistencia a la fatiga, límite de fluencia del material y los esfuerzos cortantes máximo y alternante, se obtiene un factor de seguridad para la fatiga de:

$$FS = 7.743$$

Como se puede observar, el factor de seguridad obtenido es alto, lo que quiere decir que no se va a tener ningún problema en lo que respecta a la fatiga, pero no es recomendable disminuir el diámetro del eje debido a que esto resultaría en dificultades al momento de la construcción.

Por último, se va a obtener un factor de seguridad para la fluencia, el cual se obtiene relacionando la resistencia al cortante del material y el máximo esfuerzo cortante aplicado en el eje:

$$FST := \frac{0.506y}{\tau_{max}}$$

$$FST = 6.803$$

Ecuación 3-47: Factor de seguridad (fluencia) – eje mezcla

donde:

FST: factor de seguridad para el cortante máximo

Al haber obtenido un valor similar para ambos factores de seguridad, se puede concluir que la fatiga va a ser mínima en el diseño propuesto del eje.

3.4.6.- SUMULACIÓN DE CARGAS EN EL TORNILLO

La figura siguiente, es la simulación de tensiones en el tornillo helicoidal de mezcla, es decir en el conjunto eje – hélice.

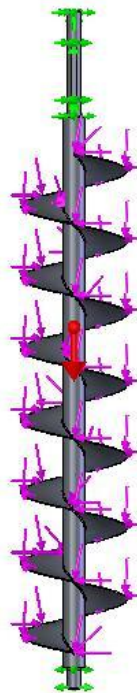


Figura 3-12: Cargas tornillo - mezcla

Las flechas de color negro representan el peso del material a mezclar, las flechas de color morado representan la fuerza de fricción o torque de resistencia que ejerce el material a mezclar, las flechas de color verde, en los extremos, representan las restricciones y la flecha de color rojo representa la fuerza de gravedad, es decir el peso propio de todo el conjunto.

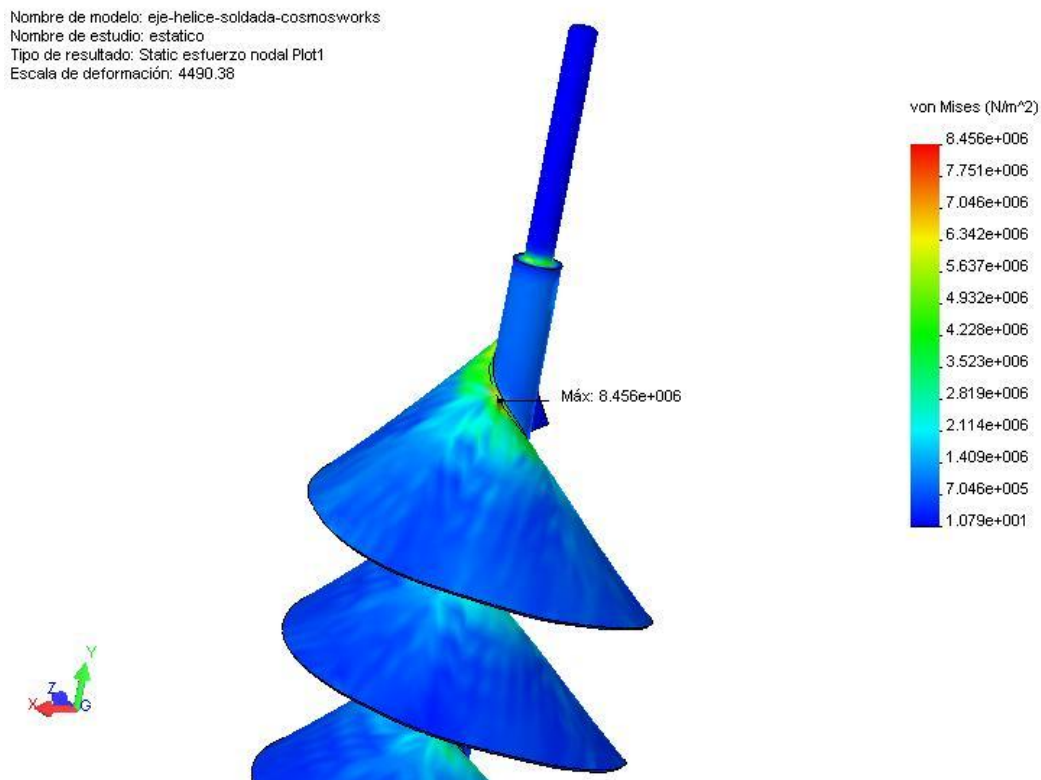


Figura 3-13: Simulación tensiones tornillo mezcla – Von Mises

Se puede observar claramente, que la sección que soporta el mayor esfuerzo en el conjunto eje – hélice es en la unión de estos dos, donde existe un esfuerzo aplicado de 8.5 MPa aproximadamente, pero que en realidad no es crítico ya que al realizar la verificación de diseño del conjunto, Fig. 3.14, se obtiene un factor de seguridad mínimo de 24.

Nombre de modelo: eje-helice-soldada-cosmosworks
 Nombre de estudio: estatico
 Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 24

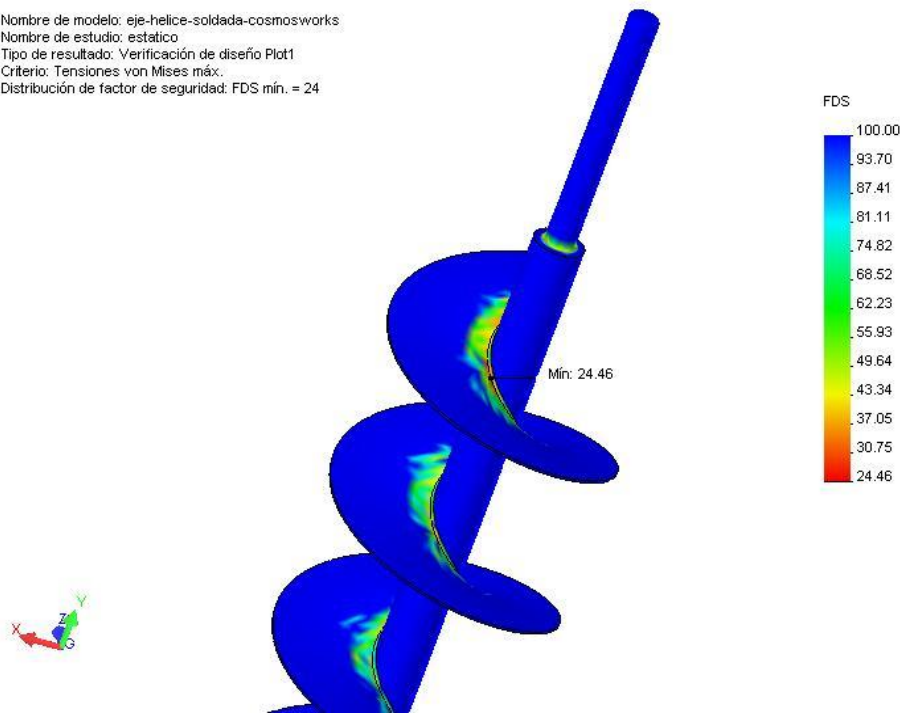


Figura 3-14: Simulación Tensiones Alabe – Factor de Seguridad

3.4.7.- DISEÑO DEL SILO DE MEZCLA

Para el cálculo del silo de mezcla se trabajará con la nomenclatura presentada en la siguiente figura:

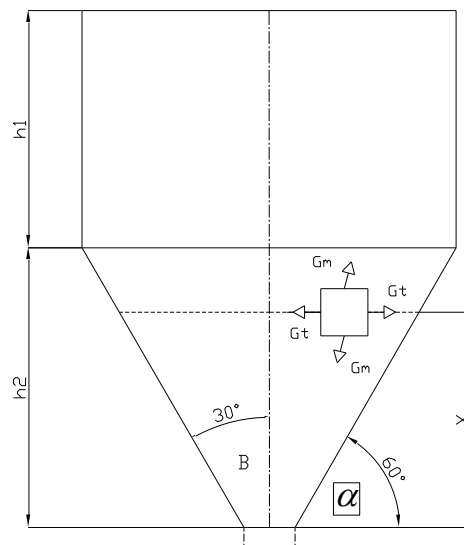


Figura 3-15: Nomenclatura para el Cálculo del Silo

El silo representa un superficie de revolución sometida a presión interna distribuida simétricamente respecto del eje de revolución, por lo que se tiene un estado biaxial de esfuerzos. Si consideramos que el silo se encuentra completamente lleno del material a mezclar, aplicando las ecuaciones del cálculo de esfuerzos en una bóveda cilíndrica con fondo cónico¹¹, se tiene que:

Para $h_1 > \frac{h_2}{3}$: el esfuerzo en dirección del meridiano es máximo cuando $X = h_2$

Dicho esfuerzo está dado por:

$$\sigma_m := \frac{\delta \cdot \tan(\beta)}{2 \cdot t \cdot \cos(\beta)} \cdot \left(h_1 + \frac{h_2}{3} \right) \cdot h_2$$

Ecuación 3-48: Esfuerzo en dirección del meridiano – silo de mezcla

Para $h_1 \leq h_2$ el esfuerzo en dirección tangencial es máximo cuando $X = h_2$, y está dado por:

$$\sigma_t := \frac{\delta \cdot \tan(\beta)}{t \cdot \cos(\beta)} \cdot h_1 \cdot h_2$$

Ecuación 3-49: Esfuerzo en dirección tangencial – silo de mezcla

donde:

β : ángulo interno de inclinación del cono

δ : densidad del producto (Kg/m^3)

t: espesor de la pared del silo, asumido $t = 0.0015 \text{ m}$

¹¹ Manual de Resistencia de Materiales, G. Pisarenko, Ed. Mir Moscú, p. 435

h1: altura del cilindro (0.35 m)

h2: altura de la parte cónica (0.35 m)

Si se reemplazan los datos en las Ec. 3.48 y Ec. 3.49, respectivamente, se obtienen valores de:

$$\sigma_m = 1.108 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_t = 1.662 \times 10^8 \text{ Pa}$$

El esfuerzo máximo de diseño, para un estado biaxial, es:

$$\sigma := \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_t^2 - \sigma_m \cdot \sigma_t}$$

Ecuación 3-50: Esfuerzo máximo de diseño (estado biaxial) – silo de mezcla

Al reemplazar los valores obtenidos de las Ec. 3.48 y Ec. 3.49 se obtiene un valor de esfuerzo máximo de diseño de:

$$\sigma = 1.466 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Por último, se obtendrá un factor de seguridad, para lo cual se relacionará la resistencia a la cedencia del material del silo (AISI 304) con el esfuerzo máximo de diseño, teniendo:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma}$$

Ecuación 3-51: Factor de seguridad – silo de mezcla

donde:

Sy: límite de fluencia del material AISI 304 (276 MPa)

FS: factor de seguridad de diseño del silo

Reemplazando los valores anteriores, se obtiene el valor del factor de seguridad:

$$FS = 1.883$$

Este valor de FS indica que se puede reducir el espesor de la pared del silo, pero, tal como se consideró en el diseño del espesor del alabe del tornillo homogenizador, hay que tomar en cuenta que debemos escoger un espesor que nos garantice buena soldabilidad, por lo que se concluye que el espesor de 1.5 mm asumido inicialmente es suficiente.

3.4.8.- SIMULACIÓN DE CARGAS EN EL SILO DE MEZCLA

Tal como se explicó anteriormente, la simulación de tensiones está realizada mediante la teoría de falla de Von Mises. A continuación, se muestran las cargas aplicadas y la verificación de diseño mediante el factor de seguridad obtenido.

Las flechas de color morado representan la carga a la que va a estar sometido el silo de mezcla, es decir la presión interna que va a tener que soportar, mientras que la flecha de color rojo, tal como se ha hecho en los casos anteriores, representa el peso propio del silo. Las flechas de color verde representan las restricciones, es decir donde estará apoyado el silo.

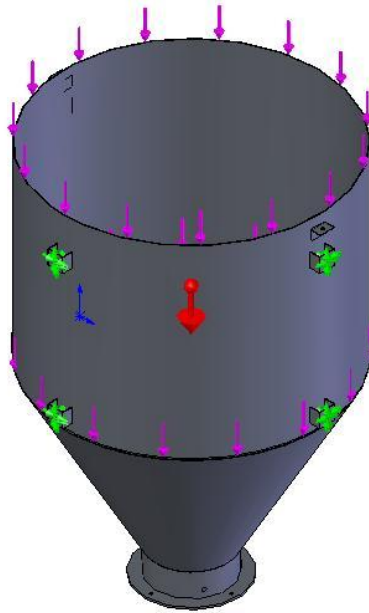


Figura 3-16: Cargas en el Silo

Se puede observar claramente, en la figura 3.17, que el diseño es satisfactorio, ya que se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 8 en la sección más crítica, es decir en los apoyos, mientras que en el silo propiamente dicho se tiene un factor de seguridad de 100 aproximadamente.

Nombre de modelo: silo
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 4

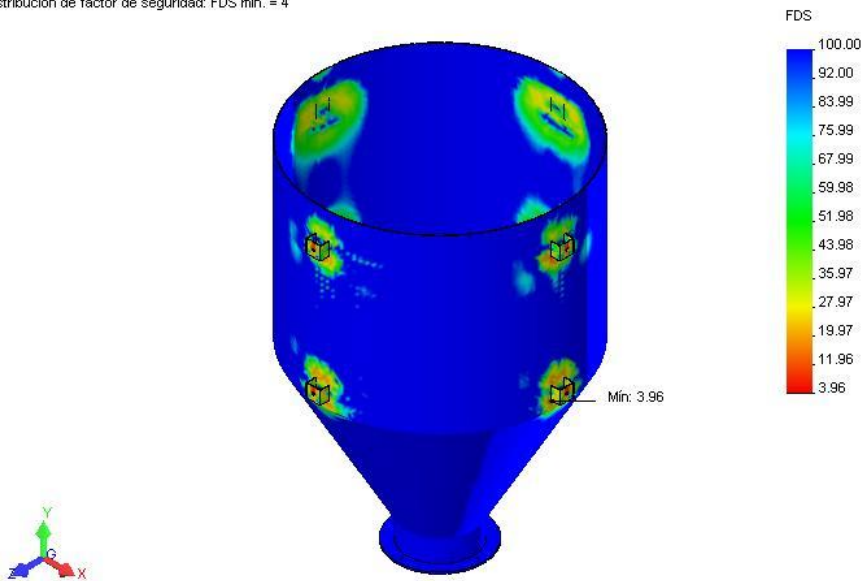


Figura 3-17: Verificación de diseño Silo

En cuanto a las tensiones, se tiene un valor máximo de 25 MPa aproximadamente, el cual está aplicado en los apoyos como se puede observar en la figura 3.18, pero no son de consideración ya que como se pudo observar en la figura 3.16, el factor de seguridad más pequeño de todo el conjunto del silo es de 8. Lo anteriormente dicho es fácil de visualizar ya que las zonas críticas son las de color rojo en las figuras, mientras que las zonas más seguras siempre están representadas con el color azul.

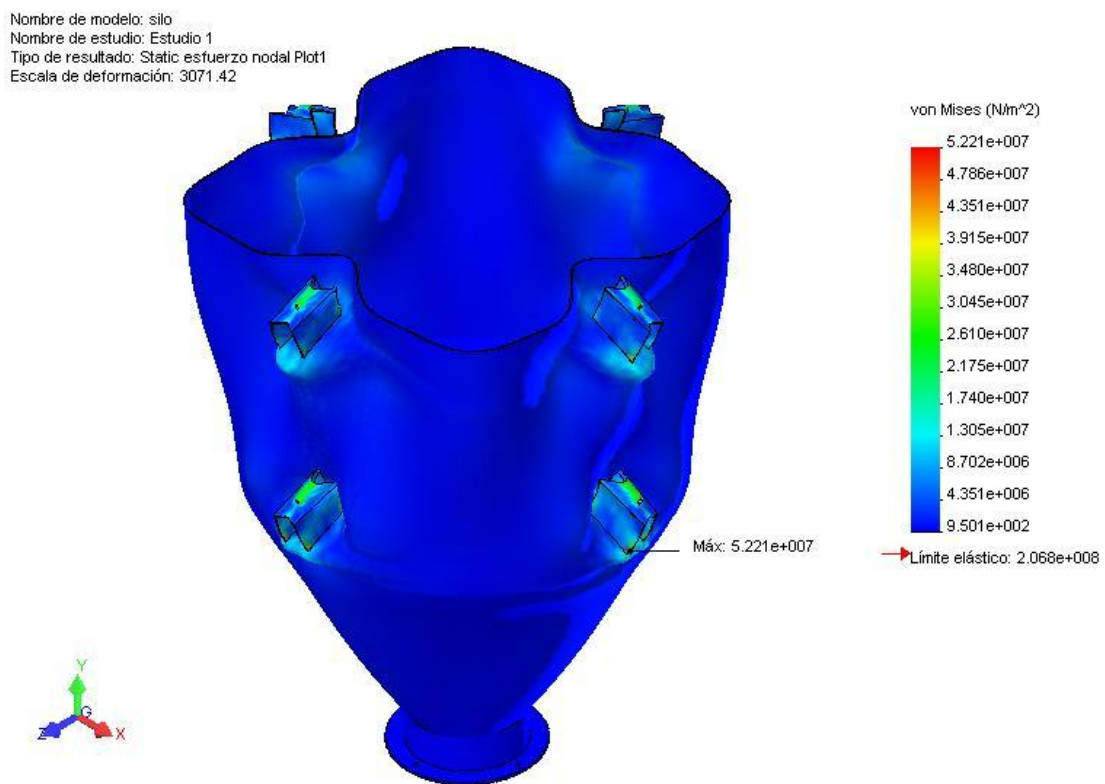


Figura 3-18: Simulación Tensiones Silo – Von Mises

Adicionalmente, se presenta en las Figs. 3.19 y 3.20, la simulación de tensiones, desplazamientos y verificación de diseño de la tapa del silo, la cual va a estar sometida a la carga que ejerce el peso del moto – reductor y el tornillo de mezcla.

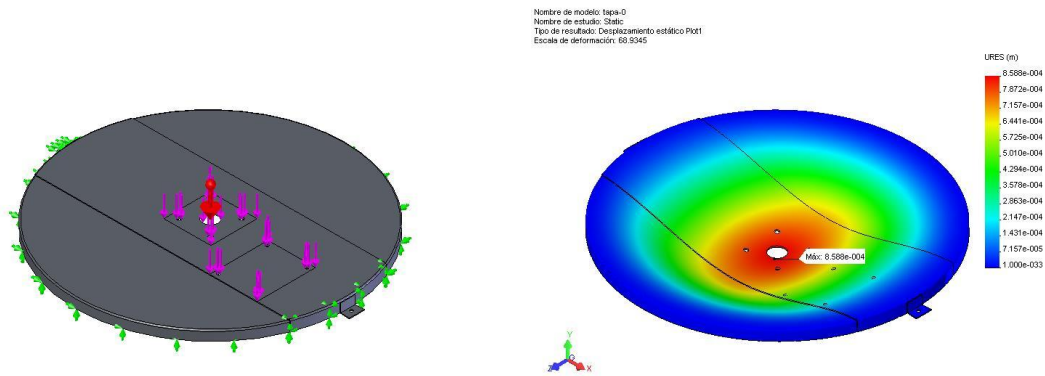


Figura 3-19: Cargas y desplazamientos en la tapa del silo

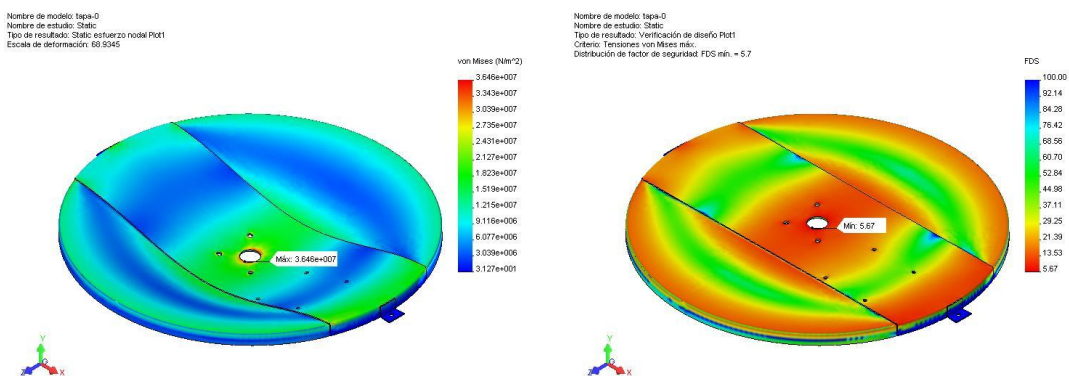


Figura 3-20: Tensiones de Von Mises y Verificación de diseño de la tapa del silo

Se obtiene un desplazamiento máximo de 0.86 mm en el centro mismo de la tapa y en esa misma zona, que es la más crítica, se tiene una tensión máxima de Von Mises de 36 MPa y un factor de seguridad mínimo de 5.67.

3.5.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN:

Para el diseño del dosificador, se tiene que tener en cuenta un aspecto muy importante, y es que éste, debe poseer una capacidad de transporte similar, o múltiplo a la del tornillo mezclador. Ésta condición se debe a que, para el proceso de dosificación, girarán ambos tornillos simultáneamente, ya que, en ése instante, el tornillo de mezcla dosificará parcialmente el material girando en

sentido contrario, hacia un recipiente que conecta el silo de mezcla con el cilindro de dosificación, mientras el tornillo dosificador sigue transportando el material hacia la salida y éste es envasado.

Al tener ambos tornillos capacidades similares, o ser múltiplos, es mucho más fácil el cálculo de los tiempos de funcionamiento de cada tornillo en el ciclo de dosificación.

Luego de ésta consideración, la propuesta inicial es de un transportador helicoidal con las siguientes características:

$L = 0.455 \text{ m}$	largo del transportador
$D = 0.1 \text{ m}$	diámetro externo del tornillo
$d = 0.025 \text{ m}$	diámetro interno del tornillo
$n = 140 \text{ rpm}$	velocidad de giro del tornillo
$S = 0.065 \text{ m}$	paso del tornillo

Con las características presentadas, se puede calcular el rendimiento o capacidad del tornillo mediante la Ec. 3.11 utilizada para el cálculo del tornillo de mezclado:

$$Q_m = 15\pi \cdot D^2 S n \delta$$

Al reemplazar los datos ya conocidos se obtiene una capacidad para el tornillo de:

$$Q_m = 2.916 \frac{\text{Ton}}{\text{h}}$$

Lo que significa que tendrá una capacidad para transportar 2916 Kg de material por cada hora. Este resultado muestra que las características escogidas para el tornillo exceden la capacidad requerida, lo que quiere decir que el proceso será mucho más eficiente.

Por otro lado, se puede observar que la capacidad del tornillo dosificador es la mitad de la del tornillo de mezclado, por lo que, como se explicó anteriormente, los cálculos se facilitarán en la etapa de pruebas de funcionamiento de la máquina.

3.5.1.- CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA

La potencia necesaria para transportadores helicoidales horizontales la determina Link – Belt Co¹²., con la fórmula siguiente:

$$H_p = (A \cdot L \cdot N + C \cdot W \cdot L \cdot F) \cdot 10^{-6}$$

Ecuación 3-52: Potencia requerida por el sistema de dosificación

donde:

A: factor para el tamaño del material (40 para D = 4 plg)

L: longitud del transportador (pie)

N: rpm del transportador

C: capacidad del transportador (pie³/h)

W: densidad del material (lb/pie³)

F: factor por el tipo de material (0.9 para materiales finos y granulados)

Se obtiene un valor de 0.022, pero el tamaño del motor depende de la eficiencia E de impulsión, que por lo general es cercana al 90%, y adicionalmente se considera un margen G, que depende del valor obtenido en la Ec. 3.52:

G = 1 para H<=1

E = 0.85

¹² Manual del Ingeniero Mecánico, Marks, Mc. Graw-Hill, cap.10, p. 53

Finalmente se obtiene la potencia requerida en la flecha de la cabeza del transportador:

$$HP := \frac{H \cdot G}{E}$$

Ecuación 3-53: Potencia necesaria para impulsar el sistema de dosificación

$$HP = 0.056 \quad \text{hp}$$

Como se puede observar, el valor de la potencia requerida es bastante pequeño, de manera que, como los motorreductores más comerciales en el mercado ecuatoriano son de 1/3 HP, será éste el valor de potencia que se entregará al sistema. El detalle de los motorreductores a utilizar, se encontrará en la descripción del sistema de transmisión de potencia más adelante.

En el caso del transportador helicoidal horizontal, se debe diseñar únicamente el eje, debido a que las cargas en los alabes van a ser mínimas.

3.5.2.- DISEÑO DEL EJE

El eje será tratado como una viga apoyada en sus extremos con una carga distribuida uniformemente a lo largo de la longitud producida por el peso propio del mismo. Adicionalmente, aparecerá una carga axial producida por la resistencia que ejerce el material al transportarlo, y el torque producido por el motor, el cual tiene que ser capaz de vencer un torque resistente producido por la inercia propia del tornillo y por la resistencia que ejerce el material a transportar al giro del tornillo.

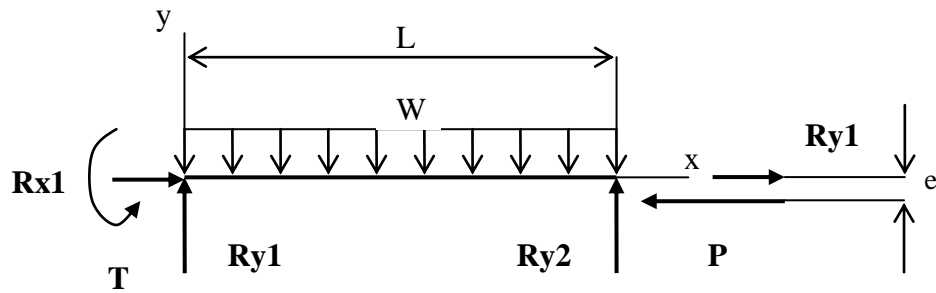


Figura 3-21: Cargas en el eje del dosificador

Donde:

L: longitud del transportador (m)

W: carga distribuida (Kg/m)

R1: reacción en el primer apoyo (N)

R2: reacción en el segundo apoyo (N)

P: fuerza axial debida a la resistencia del material (N)

T: torque ejercido por el motor (N.m)

La carga distribuida W, es la carga producida por el peso propio del eje, el cual fue obtenido de la herramienta "propiedades físicas" de Solid Works 2006, de donde:

$$\delta_a := 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$q_{e1} = 3.927 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \quad \text{carga distribuida debida al peso del eje } D = 0.1$$

$$q_{e2} = \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad \text{carga distribuida debida al peso del eje } d = 0.05$$

Una vez obtenidas las cargas distribuidas parciales, de ambos diámetros del eje, se obtiene la carga total aplicada sobre el eje:

$$W := (q_{e1} \cdot L_{e1} + q_{e2} \cdot L_{e2}) \cdot 9.8$$

$$W = \quad \quad N$$

Ecuación 3-54: Carga total aplicada – eje dosificación

Aplicando la estática se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = W$$

$$R_1 + R_2 = 21.2$$

Ecuación 3-55: Reacciones en los apoyos – eje dosificación

$$\sum M_1 = 0$$

$$-R_2 \cdot 0.455 + 21.2 \cdot 0.23 = 0$$

$$R_2 = 10.6 \text{ N}$$

Ecuación 3-56: Sumatoria de momentos – eje dosificación

Reemplazando la Ec. (3.56) en la Ec. (3.55), se obtiene:

$$R_1 = 10.6 \text{ N.}$$

A continuación, se calculará el torque ejercido por el motor por medio de la Ec. (3.38), donde para un potencia del motor de $P = 0.33 \text{ hp}$ y una velocidad de rotación de $n = 140 \text{ rpm}$ se tiene:

$$T = \quad \quad N \cdot m$$

3.5.3 RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE

Como se puede observar en la Fig. 3.21, en el eje están presentes tres fuerzas. Una carga distribuida dada por el peso propio del eje, una carga axial producida por el arrastre del material y el torque producido por el motor.

El análisis, tal como se hizo en el diseño del sistema de mezcla, será realizado en el punto C, donde se realiza el escalonamiento del eje desde D hasta d como muestra la figura 3.22:

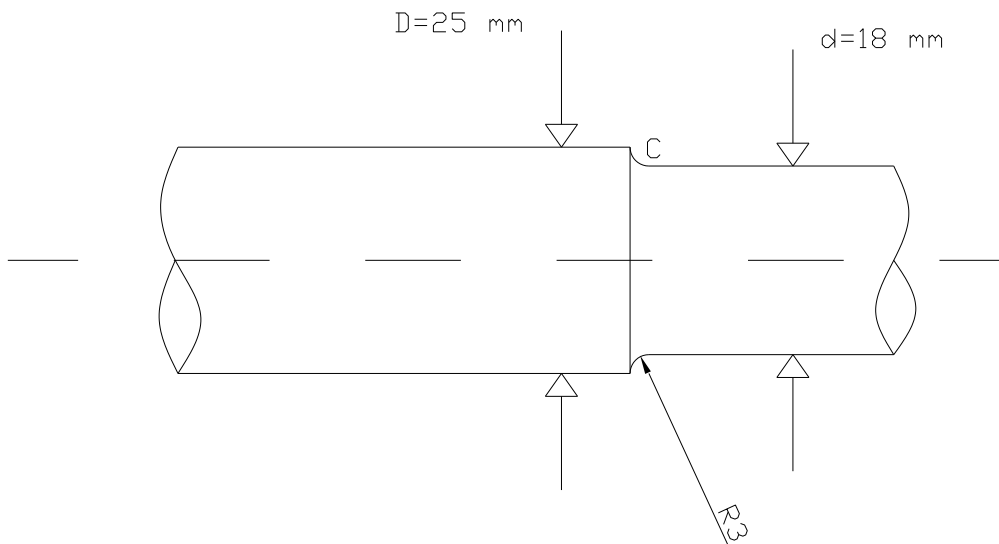


Figura 3-22: Punto Crítico de Análisis en el Eje (Dosificación)

El esfuerzo normal producido por la carga distribuida viene dado por:

$$\sigma_1 := \frac{P}{A}$$

Ecuación 3-57: Esfuerzo normal – eje dosificación

donde:

P: resistencia ejercida por el material a transportar (N)

A: área de la sección transversal sobre la que ejerce presión el material¹³ (N)

La carga P está dada por la siguiente relación y tiene un valor de:

¹³ Transformación de plásticos, Savgorodny, Gustavo Gili, p. 24-25

$$P := A \cdot p$$

$$P = 22.326 \text{ N}$$

Ecuación 3-58: Resistencia ejercida por el material a transportar

donde p representa la presión específica del material (N/m^2)

El área A , viene dado por:

$$A := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (1 - u^2)$$

Ecuación 3-59: Área sección transversal del tornillo dosificador

Siendo:

D : el diámetro externo del tornillo (0.1 m)

u : relación de diámetros del tornillo (d / D)

Reemplazando las Ec. (3.58) y (3.59) en la Ec. (3.57), se obtiene un valor de esfuerzo normal de:

$$\sigma_1 = 3.032 \times 10^3 \text{ Pa}$$

El otro esfuerzo normal presente, es el de flexión, producido por la carga distribuida y por la carga axial¹⁴, y está determinado como se muestra:

$$\sigma_2 := \frac{M_{\max}}{w_o}$$

Ecuación 3-60: Esfuerzo normal de flexión – eje dosificación

Donde:

M_{\max} : momento flector máximo (N.m)

¹⁴ Transformación de plásticos, Savgorodny, Gustavo Gili, p. 24-25

w_0 : momento resistente respecto al eje neutro (m^3)

$$w_0 := \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot (1 - u^4)$$

Ecuación 3-61: Momento resistente respecto eje neutro – eje dosificación

El momento máximo presente es:

$$M_{\max} := M_1 + M_2$$

Ecuación 3-62: Momento flector máximo – eje dosificación

donde M_1 y M_2 so calculados como se muestra a continuación:

$$M_1 := \frac{w \cdot L^2}{2}$$

Ecuación 3-63: Momento flector (carga distribuida) – eje dosificación

$$M_2 := P \cdot e$$

Ecuación 3-64: Momento flector (resistencia material a transportar) – eje dosificación

W : carga distribuida (N/m)

L : longitud del transportador (m)

P : carga axial (N)

e : distancia desde la línea neutra a la línea de acción de la carga axial P (m)

El cálculo de la distancia e se lo realiza mediante la siguiente ecuación:

$$e := \frac{w \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot J}$$

Ecuación 3-65: Deflexión máxima – eje dosificación

donde:

E: módulo de elasticidad del material (200 GPa)

J: momento polar de inercia de la sección (m⁴)

De esta manera, se tiene todos los datos necesarios para ser reemplazados en la ecuación 3.60, con lo que se obtiene un valor de esfuerzo de flexión de:

$$\sigma_2 = \quad \text{Pa}$$

Los esfuerzos flectores alternante y medio producidos por el momento flector serán:

$$\sigma_a = \quad \text{Pa}$$

$$\sigma_m := 0 \quad \text{Pa}$$

El torque producido por el motor, ya calculado, produce un esfuerzo cortante dado por la Ec. (3.40), obteniendo el valor de:

$$\tau = \quad \text{Pa}$$

Los esfuerzos cortantes alternante y medio serán:

$$\tau_m = \quad \text{Pa}$$

$$\tau_a := 0$$

Los esfuerzos de Von Mises¹⁵ alternante y medio serán:

$$\sigma'_a := \sqrt{(k_f \cdot \sigma_a)^2 + 3 \cdot (k_{ts} \cdot \tau_a)^2}$$

Ecuación 3-66: Esfuerzo Von Mises alternante – eje dosificación

¹⁵ Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley Joseph, Ed. Mc. Graw-Hill, p. 1131

$$\sigma_m' := \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2}$$

Ecuación 3-67: Esfuerzo Von Mises medio – eje dosificación

De la Ec. (3.44) se obtiene el valor de k_f (con $k_{ts} = 1.226$ para un eje sometido a torsión con entalle en el hombro) con $D/d = 1.38$, $r/d = 0.17$, $q = 0.82$.

$$K_f = 1.185$$

Reemplazando los datos y conocidos en las Ec. (3.66) y E. (3.67) respectivamente, se obtienen valores de:

$$\sigma_a' = \quad Pa$$

$$\sigma_m' = \quad Pa$$

Ahora se aplicará el criterio de fatiga de Soderberg, tal como se hizo para la mezcla por cumplir con las restricciones de resistencia, con la única diferencia que ésta vez intervienen los esfuerzos de Von Mises alternante y medio:

$$FS_{fa} := \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_y}}$$

Ecuación 3-68: Factor de seguridad (fatiga) – eje dosificación

S_y representa la resistencia a la fluencia del material (AISI 304) y S_e el límite de resistencia a la fatiga para un punto específico, para lo cual se necesitan los factores ya utilizados en el diseño del tornillo de mezcla.

$$k_a = 0.83 \quad (\text{maquinado o laminado en caliente})$$

$$k_b = 0.91 \quad (\text{para } d = 18 \text{ mm})$$

$$k_c = 0.57 \quad (\text{para carga axial, torsión y flexión})$$

$$k_d = 1 \quad (\text{no considerado})$$

$$k_e = 1 \quad (\text{no considerado})$$

Utilizando el valor de la resistencia a la fatiga para una flecha en rotación obtenido mediante la Ec. (3.45), y reemplazando, junto con los factores presentados arriba, en la Ec. (3.43), se obtiene el límite de resistencia a la fatiga para un punto específico bajo ciertas condiciones:

$$S_e = \quad P_a$$

Ahora se tienen todos los datos necesarios para obtener el factor de seguridad para la fatiga, de manera que reemplazando en la ecuación (3.68), se obtiene:

$$FS_{fa} = 10.786$$

El Factor de seguridad para la fluencia FS_{fl} tiene un valor de:

$$FS_{fl} := \frac{S_y}{\sigma_a' + \sigma_m'}$$

$$FS_{fl} =$$

Ecuación 3-69: Factor de seguridad (fluencia) – eje dosificación

Al haber obtenido un valor similar para ambos factores de seguridad, se puede concluir que el la fatiga va a ser mínima en el diseño propuesto del eje.

3.5.4.- SIMULACIÓN DE CARGAS EN EL DOSIFICADOR

En la Fig. 3.23 se muestra el tornillo dosificador con sus respectivas cargas. Las flechas de color verde representan las restricciones o apoyos, las flechas de color morado representan la resistencia del material a transportar y la flecha de color rojo el peso propio del tornillo dosificador.

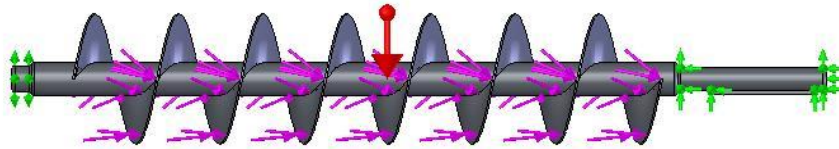


Figura 3-23: Cargas en el tornillo dosificador

Se puede observar, en la Fig. 3.24, que el factor de seguridad mínimo del conjunto es de 16, el mismo que se encuentra en la unión de la hélice con el eje, mientras que en el resto del conjunto, en color azul, está representado un factor de seguridad de 100 aproximadamente.

Nombre de modelo: eje-helice-dosatori-soldada-cosmos
 Nombre de estudio: Static
 Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 16

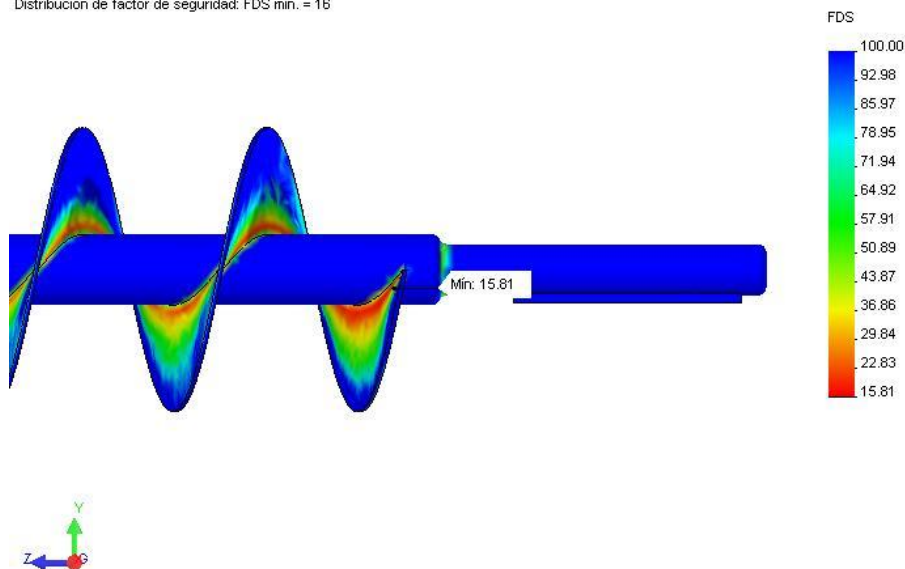


Figura 3-24: Simulación Tensiones Dosificador – Factor de Seguridad

En la figura 3.24 se puede visualizar con mayor facilidad la verificación de diseño. Tal como se explicó anteriormente, la zona más crítica es en el extremo apoyado de la hélice, donde se tiene el factor de seguridad mínimo de todo el conjunto de 15.81, el mismo que va aumentando a medida que se acerca al extremo libre de la hélice, donde se llega a tener el factor de seguridad de 100, representado con color azul.

En los extremos del eje del tornillo, donde se tiene los entalles, también se tiene un factor de seguridad bajo, pero sobre el mínimo, ya que éstos son críticos en toda flecha en rotación, razón por la cual los análisis siempre se centran en estos puntos

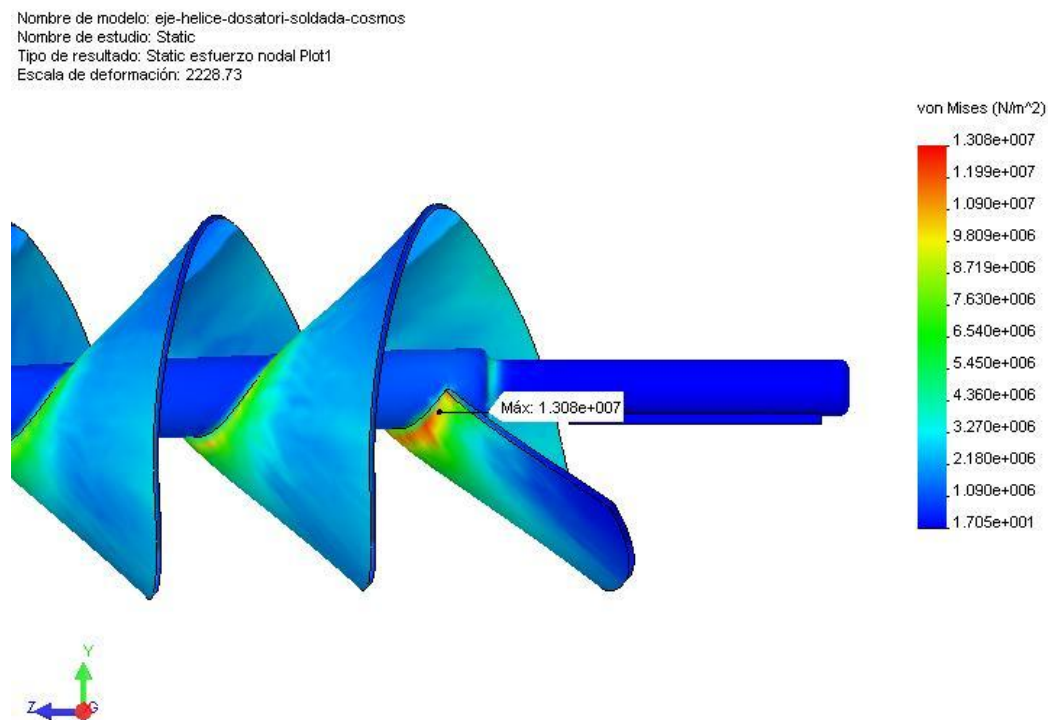


Figura 3-25: Simulación Tensiones Dosificador (Von Mises)

En la figura 3.25 se tiene la simulación de tensiones mediante la teoría de Von Mises. Se observa claramente lo que hemos venido anotando anteriormente, que la mayor tensión estará aplicada en la unión del eje con la hélice.

Los valores máximo y mínimo de tensiones en todo el conjunto del tornillo dosificador son de 13 MPa y 17 Pa respectivamente.

En la figura se muestra la forma deformada del modelo, con una escala de deformación de 2230:1.

Adicionalmente, se presenta la simulación de tensiones y verificación de diseño de toda la carcasa del sistema de dosificación, que comprende la tolva intermedia y el cilindro dentro del cual funciona el tornillo helicoidal dosificador.

En la figura 3.26 se presentan las cargas aplicadas al sistema de dosificación y en la figura 3.27 se puede observar la simulación de tensiones de en la carcasa, donde la boca de descarga de la tolva soporta la tensión máxima de aproximadamente 1 MPa. Dicho valor es bastante bajo si lo comparamos con la resistencia del acero inoxidable AISI 304 de 550 MPa, así que el elemento no está sometido a grandes tensiones en realidad.

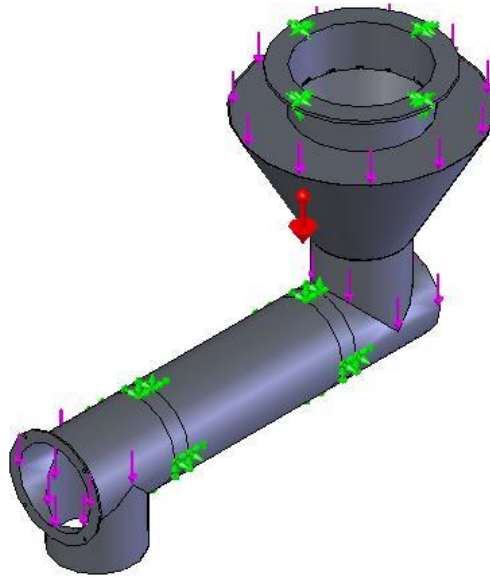


Figura 3-26: Cargas – Carcasa Dosificación

Nombre de modelo: tubo dosatori
 Nombre de estudio: Static
 Tipo de resultado: Static esfuerzo nodal Plot1
 Escala de deformación: 106040

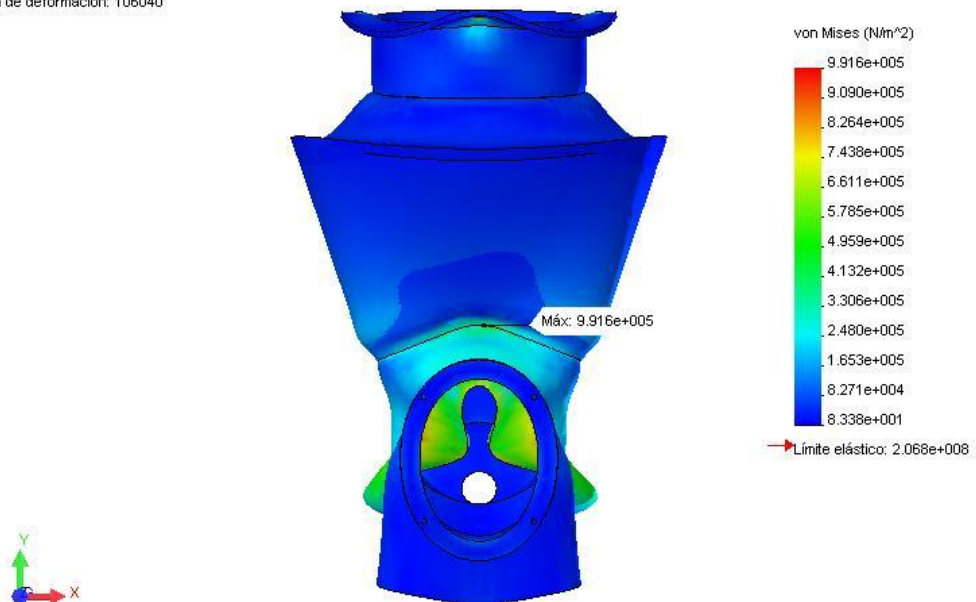


Figura 3-27: Simulación de tensiones (Von Mises) – Carcasa de dosificación

En la figura 3.28 se presenta la verificación de diseño de la carcasa del sistema de dosificación:

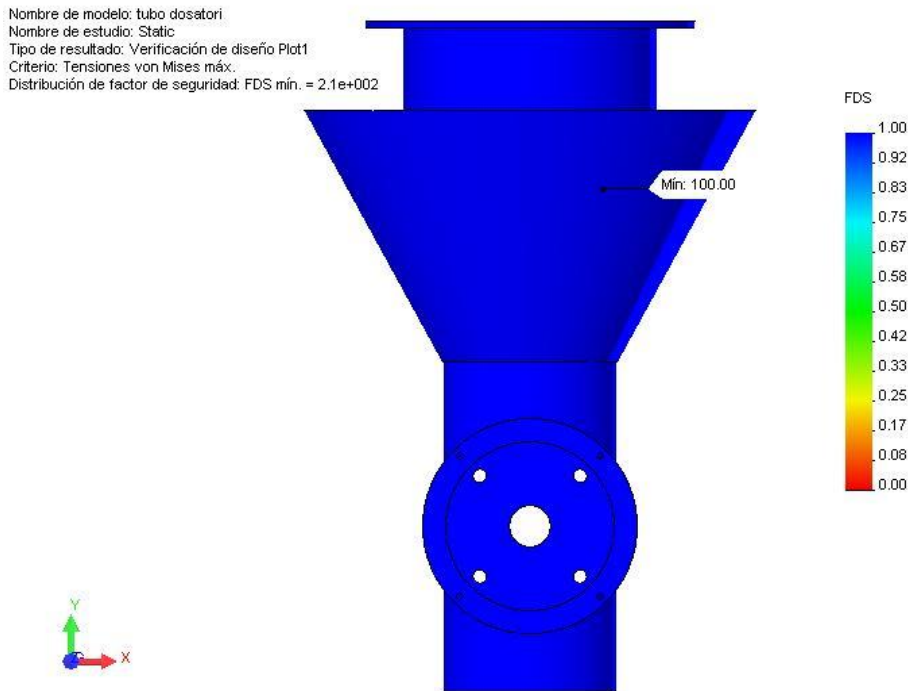


Figura 3-28: Verificación de Diseño – Carcasa Dosificación

Como se puede observar, el factor de seguridad mínimo obtenido mediante la simulación es de 100, con lo que se corrobora lo expuesto anteriormente, que el diseño es completamente seguro en lo que respecta a cargas y tensiones.

3.6.- CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA PARA LA ROTACIÓN DE LAS PARTES

La potencia nominal del motor eléctrico que generará la potencia necesaria para hacer rotar el sistema está dada por:

$$P_n = \frac{P}{\eta}$$

Ecuación 3-70: Potencia nominal del motor eléctrico

donde:

P_n : potencia nominal del motor eléctrico (HP)

P : potencia necesaria para la rotación de los componentes (HP)

η : eficiencia del motor eléctrico

La potencia P ya fue determinada en este capítulo, tanto para el sistema de mezclado como para el sistema de dosificación, e incluso, se tomó valores muy por encima de éstas para la selección de los motores eléctricos en función de los moto - reductores más comerciales en el mercado ecuatoriano y específicamente de la ciudad de Quito. Adicionalmente, no se descarta un posible incremento en la capacidad de mezclado y dosificación del sistema.

Los valores de las potencias P_1 y P_2 utilizados en el diseño de los sistemas de mezcla y dosificación respectivamente son los siguientes:

$$P_1 = 0.33 \text{ HP}$$

$$P_2 = 0.33 \text{ HP}$$

Como se mencionó anteriormente en este capítulo, se utilizarán moto - reductores con los valores ya descritos de potencias, cuyas características serán detalladas en la sección del sistema de transmisión de potencia.

3.7.- CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE Y SIMULACIÓN DE ESFUERZOS.

En la Fig. 3.29 se tienen las cargas aplicadas a la estructura soporte, las mismas que están representadas con flechas color morado y que representan a su vez al peso del silo, peso del material a mezclar y el conjunto del tornillo de mezcla con su respectivo moto – reductor. Las flechas de color verde representan las restricciones o apoyos de la estructura soporte y la flecha de color rojo es el peso de la misma.

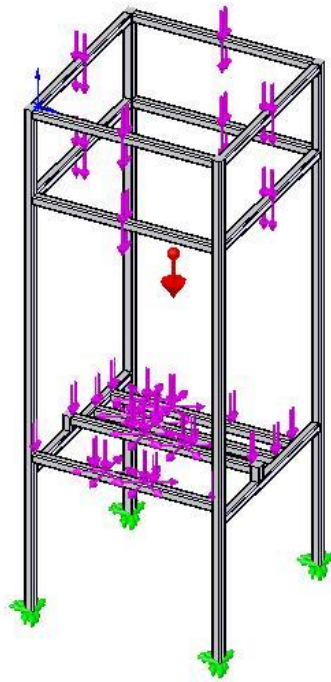


Figura 3-29: Cargas estructura soporte

En la figura siguiente, se muestra la simulación de tensiones en la estructura soporte. El valor máximo de tensión aplicada al conjunto es de 37 MPa aproximadamente y está localizado en las esquinas donde se unen las columnas con las vigas. El resto de la estructura soporta tensiones menores como se puede ver en la figura mediante la escala de colores. La figura muestra la forma deformada del modelo con escala de deformación de 875:1.

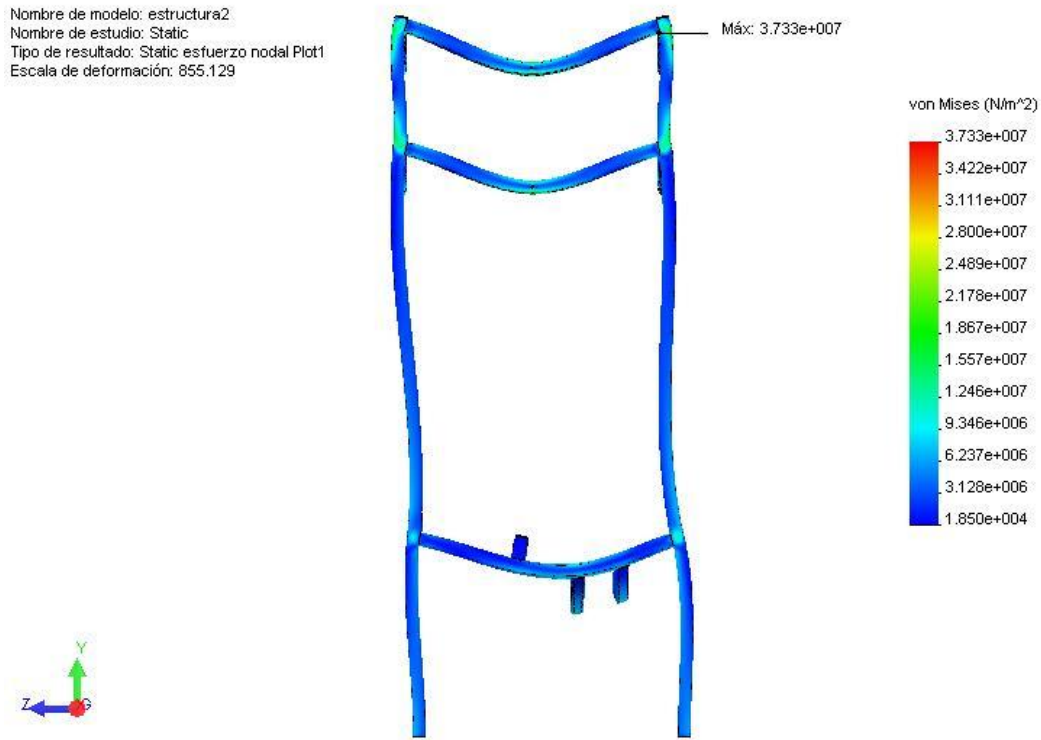


Figura 3-30: Simulación Tensiones Estructura Soporte – Von Mises

En la fig. 3.31 se presenta la verificación de diseño de la viga superior de la estructura soporte, la cual está soportando el mayor esfuerzo, obteniéndose un factor de seguridad mínimo de 6.2 en dicho punto. Adicionalmente, en la fig. 3.32, se tienen los valores de deformación máxima de la estructura, dando el punto más crítico una deformación máxima de 0.2 milímetros.

Nombre de modelo: estructura2
Nombre de estudio: Static
Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 6.2

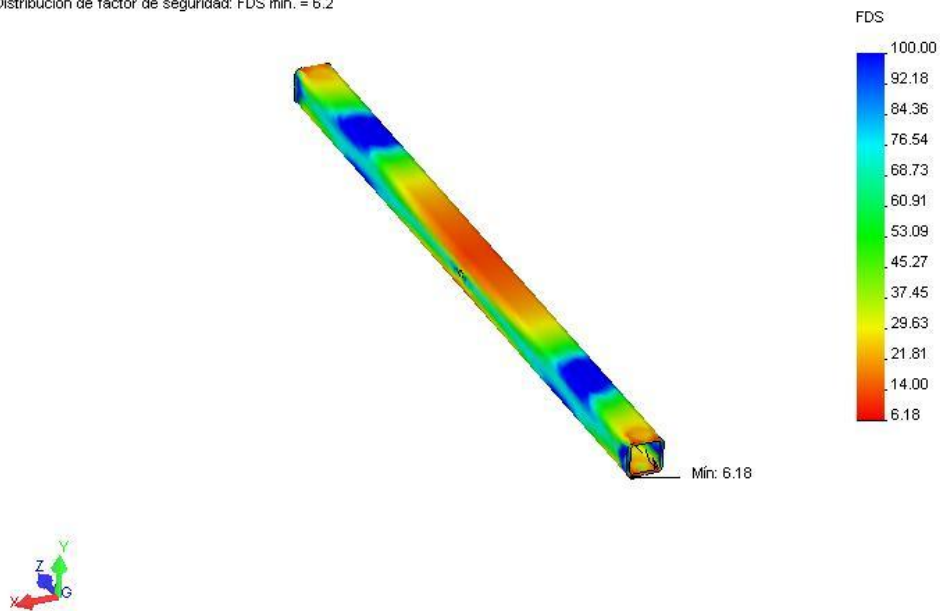


Figura 3-31: Verificación de diseño estructura soporte

Nombre de modelo: estructura2
Nombre de estudio: Static
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Plot1
Escala de deformación: 855.129

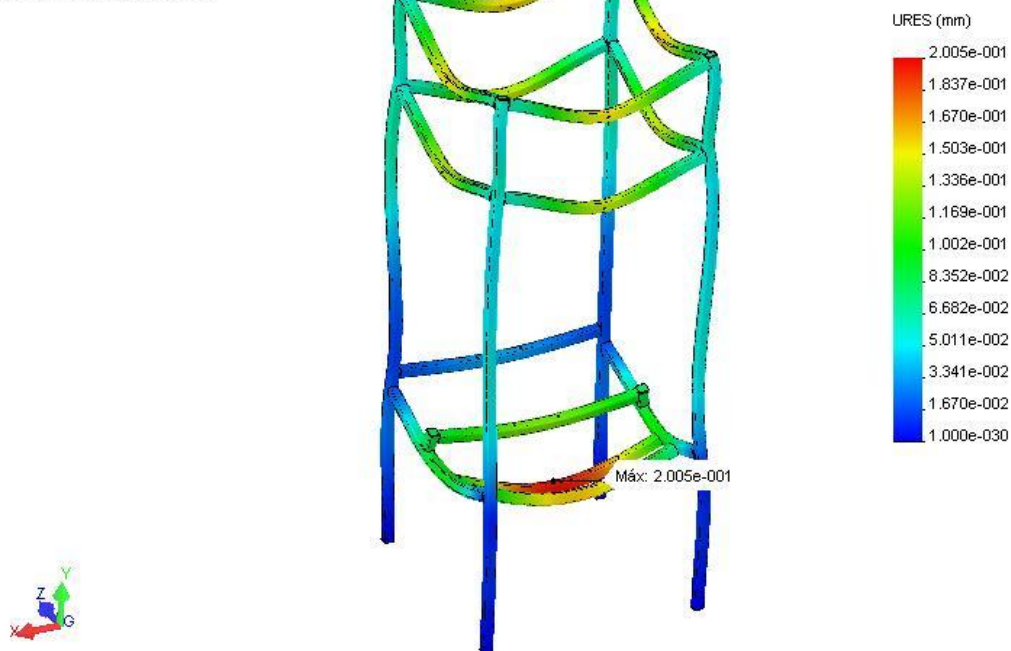


Figura 3-32: Deformación máxima de la estructura soporte

En las figuras siguientes, se presentan las simulaciones del detalle de la unión de a oreja que soportará al silo de mezcla y la estructura soporte de la máquina, obteniéndose buenos resultados. Se tiene una deformación máxima de menos de 0.1 mm, una tensión de Von Mises máxima de 60 MPa en la oreja y un factor de seguridad mínimo de 5.8 en esa misma zona.

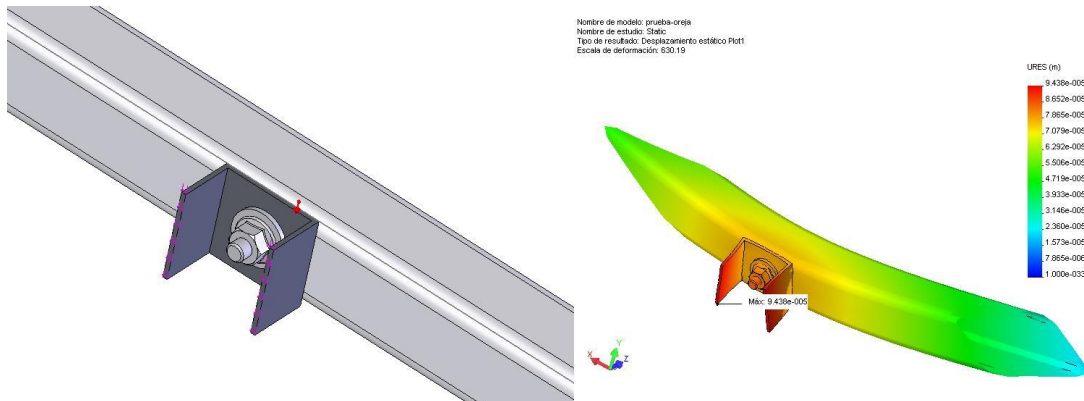


Figura 3-33: Cargas y desplazamientos en la unión oreja – estructura soporte

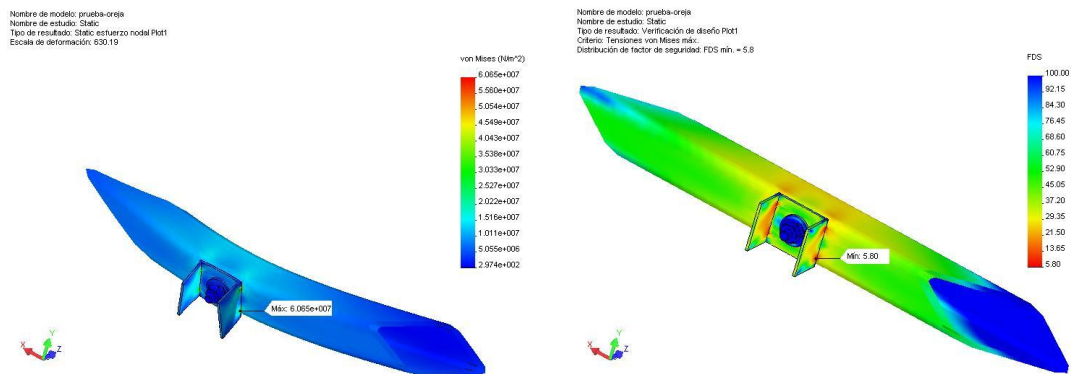
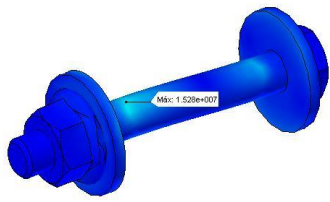


Figura 3-34: Tensiones y Verificación de diseño unión oreja – estructura soporte

La última figura, Fig. 3.35, muestra la simulación de tensiones y verificación de diseño de los pernos M6, utilizados para esta unión, obteniéndose también, buenos resultados, pues la tensión de Von Mises máxima es de 15 MPa y el factor de seguridad mínimo es de 23.

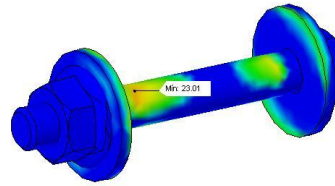
Nombre de modelo: prueba-creja
Nombre de estudio: Static
Tipo de resultado: State: esfuerzo nodal Plot1
Escala de deformación: 630.19



von Mises (N/m²)

6.065e+007
5.580e+007
5.095e+007
4.610e+007
4.125e+007
3.640e+007
3.155e+007
2.670e+007
2.185e+007
1.700e+007
1.215e+007
730e+006
2.974e+002

Nombre de modelo: prueba-creja
Nombre de estudio: Static
Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 5.8



FDS

100.00
92.15
84.30
76.45
68.60
60.75
52.90
45.05
37.20
29.35
21.50
13.65
5.80

Figura 3-35: Simulación de tensiones y verificación de diseño de los pernos M6

3.8.- SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

El sistema de transmisión de potencia que se utilizará en este diseño, tanto en el sistema de mezcla como en el de dosificación, es bastante sencillo y seguro, pues se utilizarán moto – reductores de eje hueco, es decir, el eje del dispositivo que va a rotar ingresa y atraviesa completamente el moto – reductor, garantizando una excelente sujeción y alineamiento. Véase la figura 3.36:

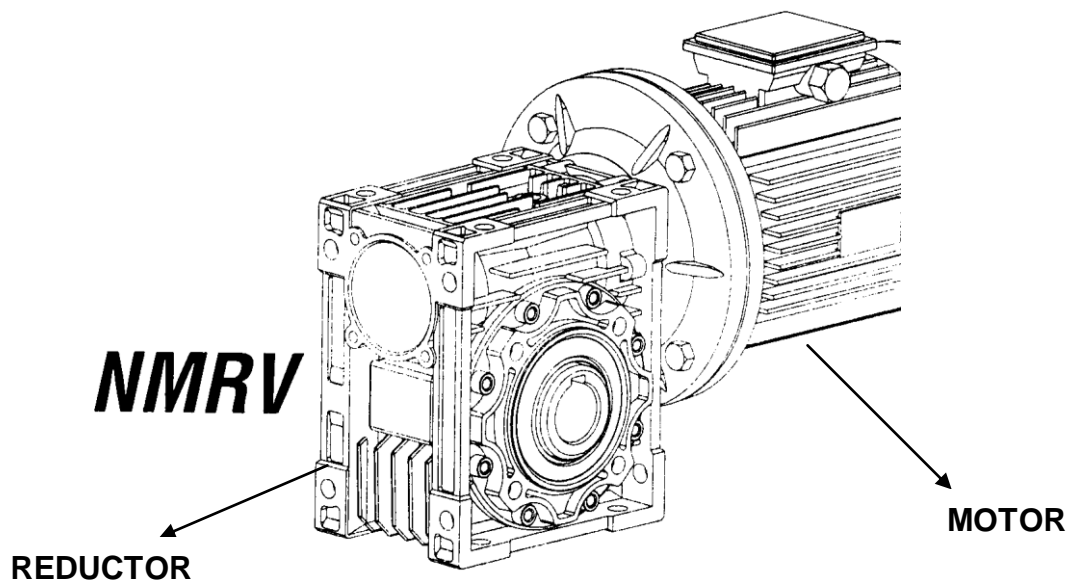


Figura 3-36: Moto – reductor de eje hueco

Para el sistema de mezclado se tiene un moto – reductor con las siguientes características técnicas:

Descripción	Motorreductor Ortogonal
Tipo	Tornillo sin fin – corona
Marca	Motovario (Italia)
Modelo	NMRV040 i = 10
Potencia	1/3 HP - 6 polos
Velocidad de servicio	110 RPM
Torque de servicio	19 Nm
Diámetro de agujero de servicio	18 mm
Voltaje	220 – 440 V
Frecuencia	60 Hz, trifásico
Protección	IP 55 cerrado contra polvo y agua
Aislamiento	Clase F
Factor de servicio	2 (Soprtaría hasta 38 Nm, con hasta 24 hrs de trabajo continuo a sobrecarga fuerte y un promedio de 80 arranques / hora.

Tabla 3-4: Características técnicas moto – reductor del sistema de mezcla.

Para el sistema de dosificación, se tiene un moto – reductor con las siguientes características técnicas:

Descripción	Motorreductor Ortogonal
Tipo	Tornillo sin fin – corona
Marca	Motovario (Italia)
Modelo	NMRV040 $i = 10$
Potencia	1/3 HP - 4 polos
Velocidad de servicio	165 RPM
Torque de servicio	13 Nm
Diámetro de agujero de servicio	18 mm
Voltaje	220 – 440 V
Frecuencia	60 Hz, trifásico
Protección	IP 55 cerrado contra polvo y agua
Aislamiento	Clase F
Factor de servicio	2.9 (Soprtaría hasta 38 Nm, con hasta 24 hrs de trabajo continuo a sobrecarga fuerte y un promedio de 100 arranques / hora.

Tabla 3-5: Características técnicas moto – reductor del sistema de dosificación.

Como se mencionó anteriormente, éstos moto – reductores son denominados de eje hueco, debido a que el eje atraviesa completamente al reductor. La transmisión de potencia se realiza mediante una chaveta, la misma que debe tener las siguientes dimensiones:

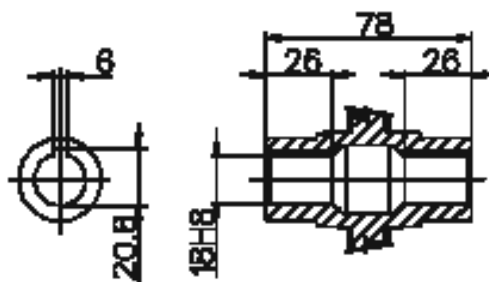


Figura 3-37: Dimensiones de las chavetas

3.8.1.- DISEÑO DE CHAVETA DEL EJE DE MEZCLA

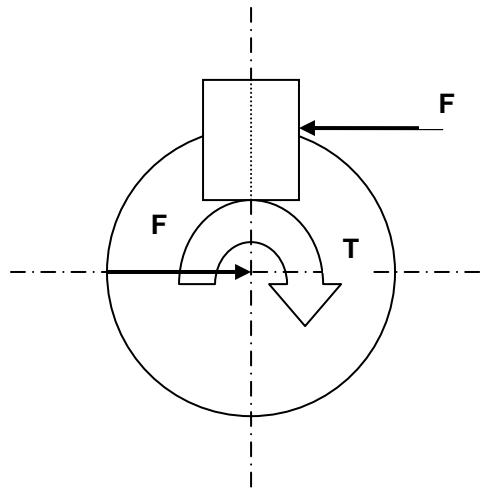


Figura 3-38: Diagrama de fuerzas chaveta

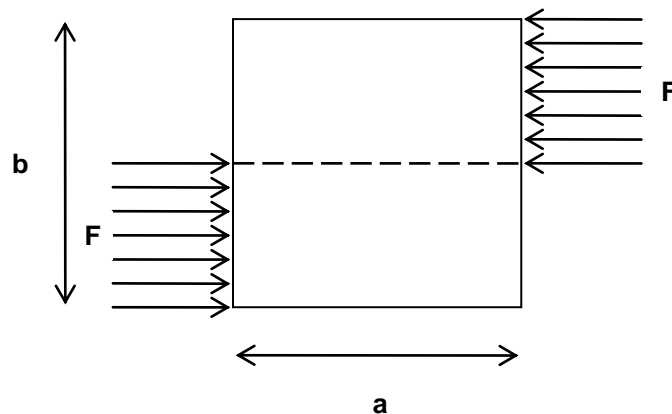


Figura 3-39: Distribución de fuerzas chaveta

De las figuras 3.38 y 3.39 se sabe que:

$$b := 0.0056 \text{ m}$$

$$a := 0.006 \text{ m}$$

El diámetro del eje, D , ya es conocido y es igual a 0.018 m, y de la figura 3.38, se determina el largo de la chaveta:

$$L := 0.078 \text{ m}$$

La chaveta será hecha de acero estructural, ASTM A 36, el cual tiene las siguientes características:

$$S_y := 250 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_{sy} = 1.265 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Siendo S_y y S_{sy} la resistencia a la fluencia y al cortante respectivamente.

Las chavetas fallan por cortante, de manera que el esfuerzo cortante máximo viene dado por:

$$\tau_v := \frac{F}{A_c}$$

Ecuación 3-71: Esfuerzo cortante - chaveta

Siendo:

F: la fuerza cortante (N)

$$F := \frac{2 \cdot T}{D}$$

Ecuación 3-72: Fuerza cortante - chaveta

A_c : área sometida al cortante (m^2)

$$A_c := a \cdot L$$

Ecuación 3-73: Área sometida a cortante - chaveta

T: torque aplicado al eje. Ec. 3.38 ($T = 23.506 \text{ Nm}$)

Reemplazando las ecuaciones 3.72 y 3.73 en la Ec. 3.71, se obtiene un valor de esfuerzo cortante de:

$$\tau_v = 5.581 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Al comparar este esfuerzo, con la resistencia al cortante del material (ASTM A 36), se obtiene un factor de seguridad:

$$F_s := \frac{S_{sy}}{\tau_v}$$

$$F_s = 22.667$$

Ecuación 3-74: Factor de seguridad - fatiga

Este factor de seguridad nos indica que el material satisface las necesidades de resistencia y que soporta las cargas y esfuerzos aplicados en la chaveta.

3.8.1.- DISEÑO DE CHAVETA DEL EJE DE DOSIFICACIÓN

Para el diseño de la chaveta del eje de dosificación se procederá de igual forma que para el eje de mezcla, es más, las dimensiones de la chaveta y diámetro del eje son los mismos para ambos sistemas debido a que los moto – reductores a utilizarse tienen las mismas características geométricas.

Con esta consideración, se puede pasar directamente al cálculo del esfuerzo cortante, para lo cual necesitamos el valor del torque ya calculado en el diseño del eje dosificador, obteniendo un valor de $T = 16.79 \text{ Nm}$.

Reemplazando la Ec. 3.72 y el valor de A_c , en la Ec. 3.71 se obtiene un esfuerzo cortante de:

$$\tau_v = 3.986 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Para obtener el valor del factor de seguridad aplicamos la Ec. 3.74:

$$F_s = 31.734$$

Al igual que en el diseño de la chaveta del eje de mezcla, se obtuvo un factor de seguridad bastante alto, lo que quiere decir que el diseño es satisfactorio.

3.9.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

3.9.1.- RODAMIENTO SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

Para el sistema de dosificación se ha escogido un rodamiento rígido de una hilera de bolas, pues tienen la capacidad de absorber tanto cargas axiales como radiales, tal como se necesita. El rodamiento escogido tiene la designación 81804, con las siguientes características:

$$d := 20 \text{ mm}$$

$$D := 32 \text{ mm}$$

$$C := 2650 \text{ N}$$

$$C_o := 1400 \text{ N}$$

donde:

d: diámetro interno del rodamiento (mm)

D: diámetro externo del rodamiento (mm)

C: capacidad de carga dinámica (N)

Co: capacidad de carga estática (N)

Las fuerzas radial y axial, obtenidas mediante las ecuaciones 3.56 y 3.58 respectivamente, tienen valores de:

$$R2 := 11 \quad \text{N}$$

$$P1 := 22.326 \quad \text{N}$$

donde:

R2: fuerza radial aplicada (N)

P1: fuerza axial aplicada (N)

Los valores de las cargas axial y radial, se mantienen debido a que se tiene un solo rodamiento. Si se tuviese más de uno, éstas se deberían dividir para el número de rodamientos existentes.

De donde:

Fa = 22.326 N (carga axial total)

Fr = 11 N (carga radial total)

Los valores de los coeficientes X1 y Y1, factores para el cálculo de rodamientos rígidos de una hilera de bolas, para carga radial y axial respectivamente, son:

$$X1 := 0.56$$

$$Y1 := 0.2$$

De donde se puede obtener el valor de la carga dinámica equivalente aplicada mediante la ecuación:

$$P := X1 \cdot Fr + Y1 \cdot Fa$$

$$P = 10.625 \quad \text{N}$$

Ecuación 3-75: Carga dinámica equivalente – rodamiento

El valor de la carga estática equivalente aplicada viene dado por:

$$P_o := 0.6F_r + 0.5F_e$$

Ecuación 3-76: Carga estática equivalente – rodamiento

y tiene un valor de:

$$P_o = 17.763 \text{ N}$$

Por último, para obtener la capacidad de carga estática que debe tener el rodamiento, aplicamos la siguiente relación:

$$C_{o1} := S_o \cdot P_o$$

Ecuación 3-77: Capacidad de carga estática – rodamiento

donde:

S_o : factor de seguridad estático (para condiciones de trabajo medias y vibración normal $S_0 = 1.5$)

P_o : carga estática equivalente aplicada (N)

Al reemplazar los valores ya conocidos en la ecuación 3.77, se tiene el valor de la capacidad de carga estática necesaria del rodamiento escogido:

$$C_{o1} = 26.644 \text{ N}$$

Si queremos comparar la capacidad de carga estática que posee el rodamiento con la que se necesita, obtenemos un factor de seguridad de:

$$FS = 52.54$$

El ajuste recomendado para ejes macizos de acero y rodamientos rígidos de una hilera de bolas sometidos a cargas axiales puramente, es “h6”.

3.10.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control de la máquina consta de los siguientes elementos:

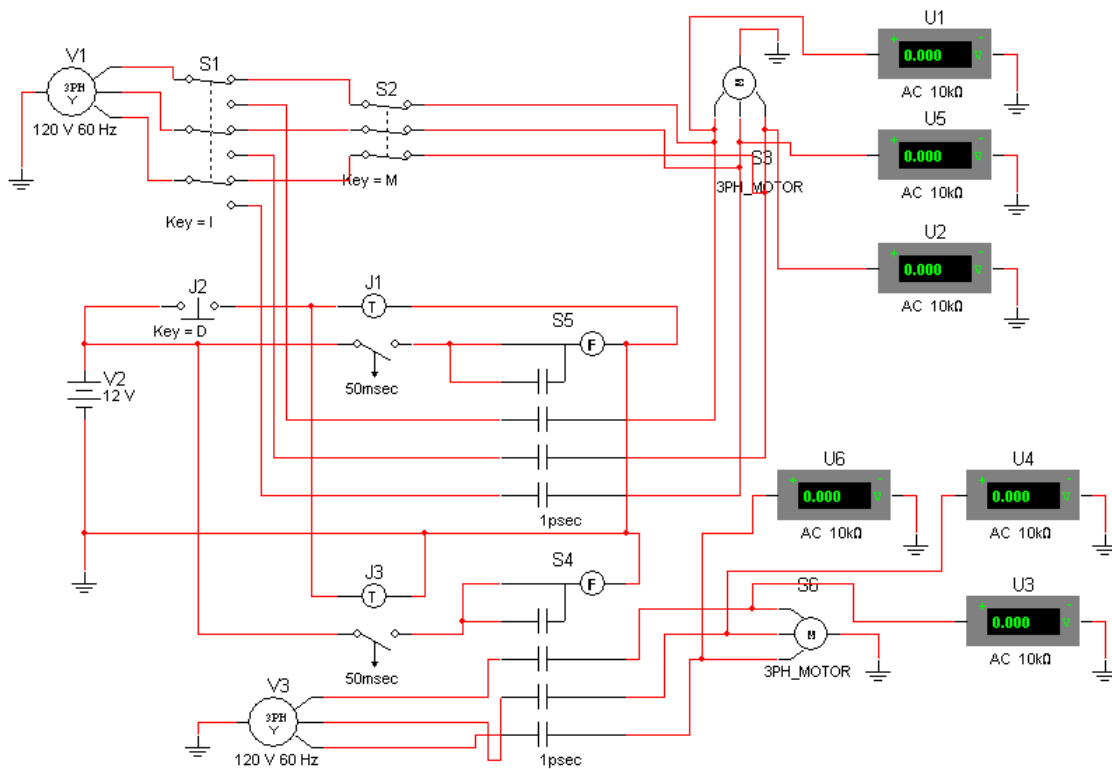


Figura 3-40: Diagrama de control eléctrico

V1 y V3 son las fuentes de corriente alterna trifásica en estrella.

S1: inversor de polaridad trifásico

S2: switch de mezcla

J2: pulsador de dosificación

J1 y J3: relays temporizados (off – delay)

S4 y S5: relays de 3 entradas

S3 y S6: motores trifásicos asíncronos

U1 – U6: voltímetros

Según se muestra en la figura 3.40, el sistema de mezcla es activado mediante un switch S2, habiendo revisado previamente que el inversor de polaridad S1 esté en la posición adecuada. El tiempo de este proceso depende de la cantidad de producto a mezclar.

Para el sistema de dosificación, se posiciona el inversor de polaridad S1 para dicho efecto, y se activa el pulsador J2, con el que se activarán los relays temporizados para los tornillos de mezcla y dosificación.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO, SIMULACIÓN, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL MODELO

4.1.- DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES PRINCIPALES DEL MODELO

El modelo será diseñado y construido en una escala 1:4 con relación a la máquina diseñada. Adicionalmente, el modelo será diseñado y construido en acero al carbono no aleado ASTM A36 y SAE 1018, con la finalidad de reducir los costos y facilitar la construcción del mismo.

Cabe aclarar que el material en el que se construirá el modelo no es apto para la industria alimenticia, pero el objetivo de éste es demostrar el funcionamiento del diseño planteado para la máquina, de manera que el producto final obtenido luego de los procesos de mezcla y dosificación será desechado por no ser apto para el consumo humano.

Una vez hechas estas consideraciones, se puede proceder al dimensionamiento de las partes principales del modelo.

Como se mencionó anteriormente, el modelo estará diseñado y construido en una escala de 1:4, de manera que las dimensiones del silo de almacenamiento, en (mm), serán las siguientes:

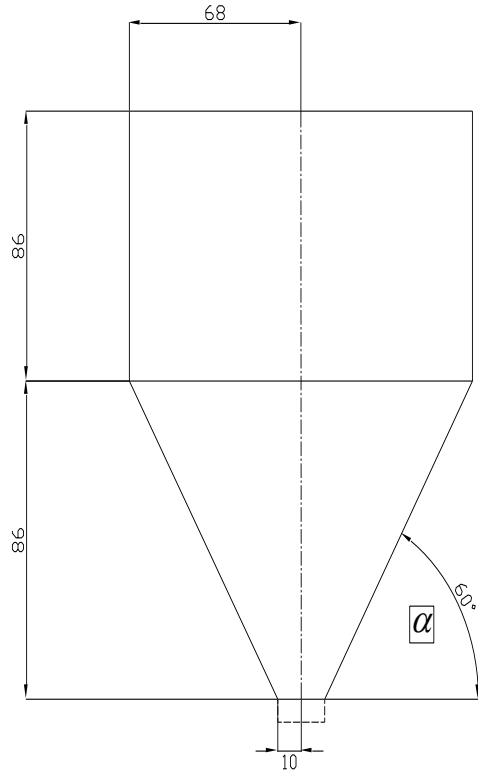


Figura 4-1: Dimensiones del silo (modelo)

Con las dimensiones mostradas en la figura 4.1 y mediante la ecuación 3.5, se obtiene el volumen del silo de mezcla:

$$V = 1.421 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

o lo que es lo mismo, un volumen de 1.5 litros aproximadamente, lo que representa alrededor de 1 Kg de mezcla.

4.2.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE MEZCLADO

4.2.1.- CÁLCULO DEL TORNILLO HOMOGENIZADOR

Se empezará calculando la capacidad del tornillo homogenizador, el mismo que tiene las siguientes características:

D = 0.038	m	Diámetro externo del tornillo
d = 0.008	m	Diámetro interno del tornillo
S = 0.025	m	Paso de la hélice del tornillo
n = 110	rpm	Velocidad de rotación del tornillo

Reemplazando estos datos en la Ec. 3.11, y tomando en cuenta la densidad de la mezcla de 680 Kg/m^3 , se tiene una capacidad de:

$$Q_m = \frac{\text{Kg}}{h}$$

4.2.2.- POTENCIA REQUERIDA PARA LA ROTACIÓN DEL TORNILLO

Para el cálculo de la potencia requerida para la rotación del tornillo homogenizador se utilizará la Ec. 3.16, para lo cual se necesita de algunos datos ya conocidos:

w := 0.34	Peso del eje (kg/m)
D := 0.038	Diámetro externo del tornillo (m)
L := 0.24	Longitud del eje completo (m)
n := 25	Velocidad de giro del tornillo (rpm)
p := 7	Coefficiente dependiente de la longitud del tornillo
L1 := 0.175	Longitud de la hélice (m)
k := 0.3	Coefficiente dependiente del tipo de material que se trans
S := 0.025	Paso de la hélice (m)
$\delta := 0.68$	Densidad del producto (T/m^3)

Reemplazando estos datos, se obtiene la potencia requerida por el sistema:

$$P = 0.00011 \text{ HP}$$

Existe una diferencia entre el sistema de mezcla real y el del modelo, y es que, debido al material (ASTM A36), y su acabado superficial, el polvo tiende a aglomerarse en los costados cuando trabaja el tornillo de mezcla, por lo que se decidió acoplar unos rascadores Fig. 4.2, con el fin de que éstos vayan recogiendo el polvo aglomerado. Estos rascadores no son de igual tamaño, ya que uno de ellos recogerá el polvo de la pared del silo y el siguiente recogerá al polvo en la mitad del mismo.

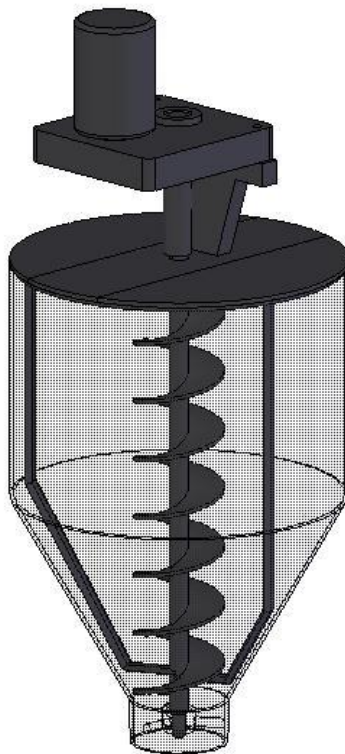


Figura 4-2: Diagrama del sistema de mezcla con rascador – modelo

Considerando lo expuesto, el sistema va a requerir de una potencia adicional, debido a que el polvo aglomerado va a ejercer una resistencia sobre la cara frontal de los rascadores, de manera que se procederá a realizar el cálculo respectivo.

La resistencia ejercida por el material es producida por la presión específica de este, y ésta a su vez se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$p = \rho \cdot g \cdot L$$

siendo :

$$\rho : \text{densidad del material } \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$g : \text{gravedad } \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

L : longitud a ser empujado el material m

Ecuación 4-1: presión específica del material

La densidad del material ya es conocida, así como la gravedad, de manera que lo que resta es conocer la longitud, la misma que va a ser igual al perímetro de las circunferencias que describen los rascadores.

Para el rascador más grande, se tiene una $L1$ y para el más pequeño una $L2$.

$$L1 = 0.251 \text{ m}$$

$$L2 = 0.377 \text{ m}$$

Reemplazando estos valores en la Ec. 4.1, se tienen las presiones específicas sobre cada uno de los rascadores, el más grande, $p1$, y el más pequeño, $p2$:

$$p1 = 1673 \text{ N/m}^2$$

$$p2 = 2512 \text{ N/m}^2$$

El siguiente paso es encontrar la fuerza misma de resistencia que ejerce el material sobre los rascadores, para lo cual se necesita multiplicar la presión específica por el área de la superficie de los rascadores sobre la que ésta va actuar.

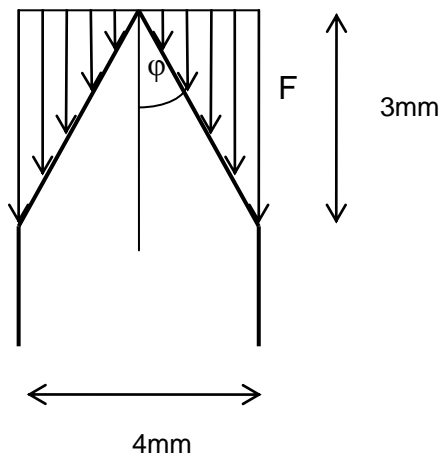


Figura 4-3: Diagrama de fuerza de resistencia en los rascadores - modelo

Las fuerzas F_1 y F_2 , para el rascador grande y el pequeño respectivamente tienen valores de:

$$F_1 = 1.12 \text{ N}$$

$$F_2 = 1.40 \text{ N}$$

La Fuerza F , es la fuerza de resistencia que ejerce el material sobre las caras del rascador, por lo que una vez obtenidas, se procede a obtener el torque de resistencia:

$$T = F.R$$

Ecuación 4-2: Torque de resistencia - modelo

Los torques resistentes T_1 y T_2 , para los rascadores grande y pequeño respectivamente, tienen valores de:

$$T_1 = 0.05 \text{ N.m}$$

$$T_2 = 0.08 \text{ N.m}$$

El torque de resistencia total es igual a la suma de estos los torques resistentes de cada uno de los rascadores:

$$T = 0.13 \text{ N.m}$$

Finalmente, se halla la potencia necesaria para vencer la resistencia del material sobre los rascadores:

$$P = \frac{T \cdot rpm}{7000}$$

Ecuación 4-3: Potencia requerida por el sistema de mezcla – modelo

Se obtiene un valor de potencia de:

$$P_2 = 0.002 \text{ HP}$$

Para obtener la potencia total necesaria por el sistema de mezcla del modelo se suman la P obtenida anteriormente y la P2 obtenida, teniendo.

$$P_T = 0.0022 \text{ HP}$$

En watos, la PT es de 1.64 Watos.

4.2.3.- CARGAS EN EL ALABE DEL TORNILLO HOMOGENIZADOR

El cálculo de las cargas en el alabe del tornillo homogenizador del modelo será realizado con las mismas consideraciones que el diseño real (Fig. 3.4), de manera que se procederá directamente al cálculo de las tensiones y esfuerzos presentes, para lo cual se necesitan ciertos datos, algunos ya conocidos:

$D := 0.038$	Diámetro externo del tornillo (r
$d := 0.008$	Diámetro interno del tornillo (n
$S := \frac{2}{3}D$	
$S = 0.025$	Paso de la hélice (m)
$n := 110$	RPM
$P := 0.0022$	Potencia del motor (HP)
$\delta_a := 7800$	Densidad del acero ASTM A36 (Kg/m
$t := 0.0015$	Espesor del álabe (m)
$L := 0.24$	Longitud del eje (m)
$L_e := 0.18$	Longitud efectiva del tornillo (
$\delta_m := 680$	Densidad del material (Kg/m ³

La carga distribuida total (Ec. 3.19), que resulta de la sumatoria de las cargas distribuidas ejercidas por el peso propio de la hélice (Ec. 3.17) y por el peso del material a mezclar (Ec. 3.18), tiene un valor de:

$$q = 2.09 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

La reacción en el apoyo y el momento flector al que estará sometido el alabe, calculados mediante las Ecuaciones 3.20 y 3.21 respectivamente, tienen valores de:

$$R1 = 0.031 \text{ Kg} \quad M1 = -2.351 \times 10^{-4} \text{ Kg}\cdot\text{m}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector son exactamente iguales a los obtenidos en el diseño real de la máquina (Fig. 3.5), de manera que tanto la fuerza cortante como el momento flector, son máximos cuando $x = 0$, es decir en el apoyo, con valores, en Newtons, de:

$$M = -2.304 \times 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$R = 0.307 \text{ N}$$

Con estos datos se puede ya obtener el valor del esfuerzo flector (Ec. 3.22), el mismo que será máximo en la fibra superior.

$$\sigma = 2.445 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Las propiedades mecánicas del Acero ASTM A36 son las siguientes:

$$S_u := 400 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad S_y := 248 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Siendo S_u y S_y la resistencia última y resistencia a la fluencia del material, de manera que el factor de seguridad por flexión (Ec. 3.24) es $F_{Sm} = 1014$.

El esfuerzo cortante será máximo en la fibra neutra de la sección, de modo que, mediante la Ec. 3.25, se obtiene su valor:

$$\tau = \text{ Pa}$$

Para obtener el valor del factor de seguridad por cortante, F_{Sc} , se necesita la resistencia al cortante del material, la cual está dada por la Ec. 3.27 y tiene un valor de:

$$S_{sy} = \text{ Pa}$$

De donde, aplicando la Ec. 3.28, se tiene un $F_{Sc} = 10260$.

Como se puede apreciar, los valores de los factores de seguridad, tanto por flexión como por cortante, son bastante altos, y se debe a que se tiene un espesor mínimo soldable de la placa de 1.5 mm.

4.2.4.- SIMULACIÓN DE CARGAS EN EL ÁLABE

En la Fig. 4.4, se pueden apreciar las cargas presentes en el sistema de mezcla del modelo. Claramente se visualizan las cargas ejercidas por el material a mezclar, tanto sobre los álabes del tornillo como la resistencia sobre la superficie de los rascadores. Adicionalmente, se encuentra la gravedad, en color rojo, y las restricciones en color verde, es decir las partes fijas del sistema.

La Fig. 4.5 muestra la simulación de esfuerzos sobre este sistema, donde se puede apreciar que la zona más afectada es el entalle del eje con un valor máximo de esfuerzo de aproximadamente 34 Mpa.

En la Fig. 4.6 puede apreciar que el factor de seguridad mínimo hallado es de 6.5, localizado en el entalle del eje del tornillo de mezcla, Fig. 4.6. El resto del sistema, es decir, el tornillo y rascadores tienen factores de seguridad altos como se puede apreciar mediante la escala de colores.

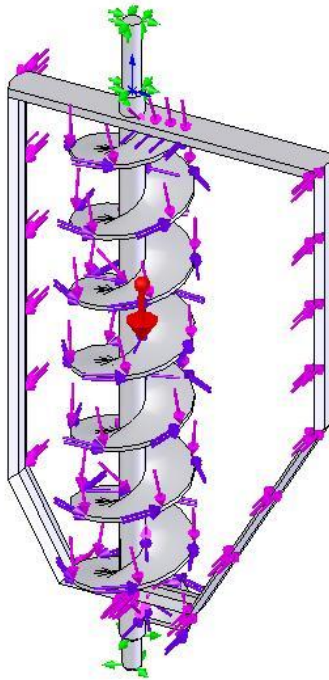


Figura 4-4: Cargas en el alabe y rascadores del sistema de mezcla - modelo

Nombre de modelo: eje-helice
 Nombre de estudio: Static
 Tipo de resultado: Static esfuerzo nodal Plot1
 Escala de deformación: 402.432

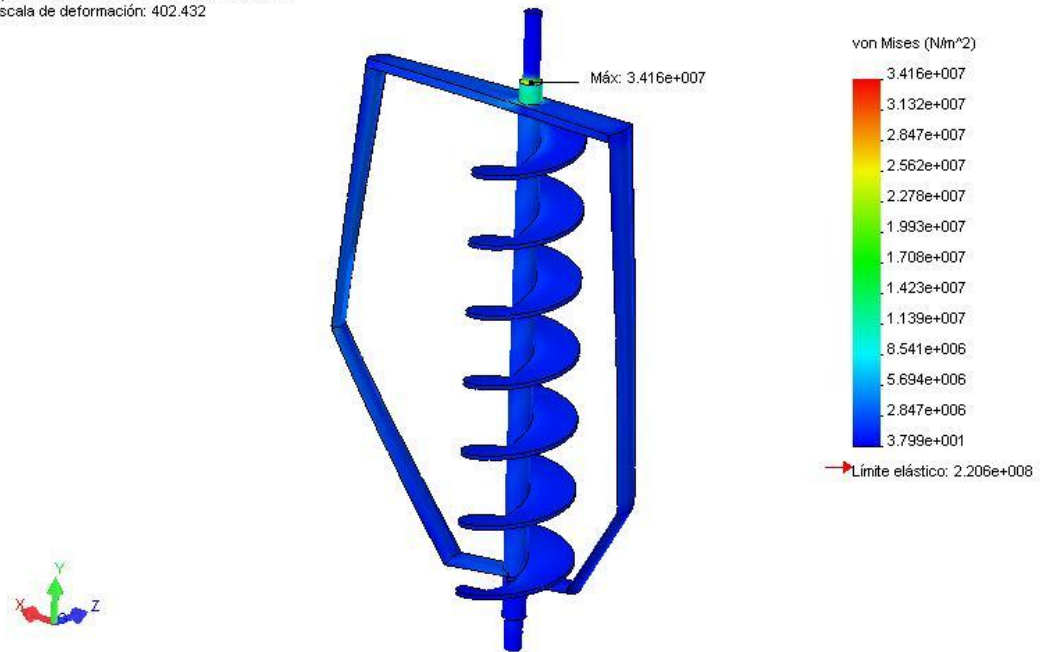


Figura 4-5: Simulación de esfuerzos (Von Mises) en el tornillo de mezcla - modelo

Nombre de modelo: eje-helice
 Nombre de estudio: Static
 Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 6.5

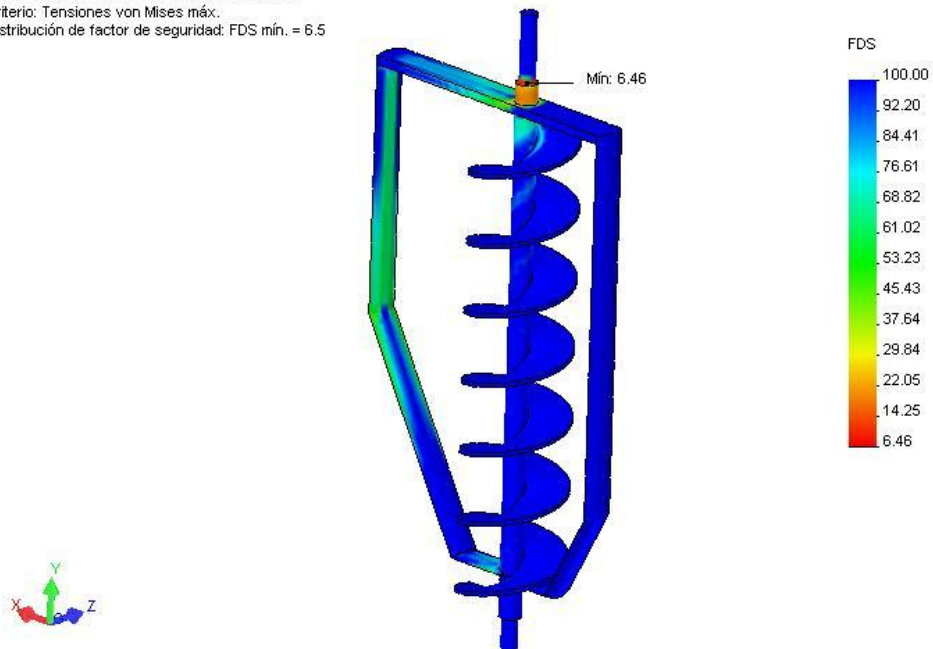


Figura 4-6: Verificación de diseño del tornillo y rascadores del sistema de mezcla – modelo

4.2.5.- CÁLCULO DEL EJE DEL TORNILLO HOMOGENIZADOR

Las cargas que intervienen en el cálculo del eje del tornillo homogenizador del modelo son las mismas, en dirección y sentido, que las que aparecen en el diseño real (Fig. 3.7).

Para este diseño, al igual que en todo lo largo del diseño del modelo, se siguió el mismo procedimiento utilizado en el capítulo 3, de manera que se presentarán únicamente los valores de cargas y esfuerzos presentes, así como los factores de seguridad resultantes.

Antes, se presentan los datos necesarios para el cálculo:

$P := 0.0022$	hp	Potencia aplicada al eje
$n := 110$	rpm	Velocidad de giro del eje
$q_m := 2.1$		carga distribuida debida a la hélice y el material
$q_{e1} := 0.39$	$\frac{kg}{m}$	carga distribuida debida al peso del eje $D = 0.008$
$q_{e2} := 0.22$		carga distribuida debida al peso del eje $d = 0.006$
$D := 0.008$		Diámetro mayor del eje
$d := 0.006$	m	Diámetro menor del eje
$L := 0.18$		Largo de la hélice y el material
$L_{e1} := 0.19$	m	Largo del eje de D
$L_{e2} := 0.05$		Largo del eje de d
$S_{ut} := 400 \cdot 10^6$		Resistencia ultima ASTM A36
$S_y := 248 \cdot 10^6$	Pa	Resistencia a la cedencia ASTM A36

La carga total aplicada al eje será (Ec. 3.37):

$$P_e = 4.538 \quad N$$

$$R_y := P_e$$

$$R_y = 4.538 \quad N$$

El torque ejercido por el motor (Ec. 3.38):

$$T = 0.142 \text{ N.m}$$

4.2.6.- RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE

Esfuerzo axial (Ec. 3.39):

$$\sigma = 1.605 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante (Ec. 3.40):

$$\tau = 3.359 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzos máximos y mínimos:

$$\tau_{\max} = 3.359 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\min} = 0$$

El análisis se realizará en el punto crítico "C" (Fig. 3.8) con un $D = 0.008 \text{ m}$, $d = 0.006 \text{ m}$ y $R = 1.5$.

Los esfuerzos medio (Ec. 3.41) y alternante (Ec. 3.42):

$$\tau_m = 1.679 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_a = 1.679 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Factores de modificación del límite de resistencia a la fatiga (Ec. 3.43):

$k_a = 0.83$ (maquinado o laminado en caliente)

$k_b = 0.99$ (para $d = 6$ mm)

$k_c = 0.57$ (para carga axial y torsión)

$k_d = 1$ (no considerado)

$k_e = 1$ (no considerado)

Factor de concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca (Ec. 3.44), con $K_{ts} = 1.288$ y $q = 0.65$:

$$K_f = 1.187$$

Límite de resistencia a la fatiga para una flecha en rotación (Ec. 3.45):

$$S_e' = 2.024 \times 10^8 \text{ Pa}$$

El límite de resistencia a la fatiga para un punto crítico que se encuentra bajo condiciones específicas (Ec. 3.43) es:

$$S_e = 7.985 \times 10^7 \text{ Pa}$$

El factor de seguridad para la fatiga (Ec. 3.46):

$$FS = 36$$

Factor de seguridad para el cortante máximo (Ec. 3.47):

$$FST = 37$$

Como se puede observar, el diseño es muy confiable debido a los altos valores de los factores de seguridad obtenidos.

4.2.7.- DISEÑO DEL SILO DE MEZCLA

El diseño del silo de mezcla del modelo se realizará haciendo referencia a la Fig. 3.9, de manera que:

Para $h_1 > \frac{h_2}{3}$: el esfuerzo en dirección del meridiano es máximo cuando $X = h_2$ (Ec. 3.48), y para $h_1 \leq h_2$ el esfuerzo en dirección tangencial es máximo cuando $X = h_2$ (Ec. 3.49):

$$\sigma_m = \quad Pa$$

$$\sigma_t = \quad Pa$$

El esfuerzo máximo de diseño, para un estado biaxial (Ec. 3.50), es:

$$\sigma = \quad Pa$$

Por último, el factor de seguridad obtenido (Ec. 3.51) tiene un valor de, FS = 17.

4.2.8.- SIMULACIÓN DEL SILO DE MEZCLA

Las cargas que están presentes sobre el silo de mezcla del modelo están representadas en la Fig. 4.7 como se muestra a continuación:

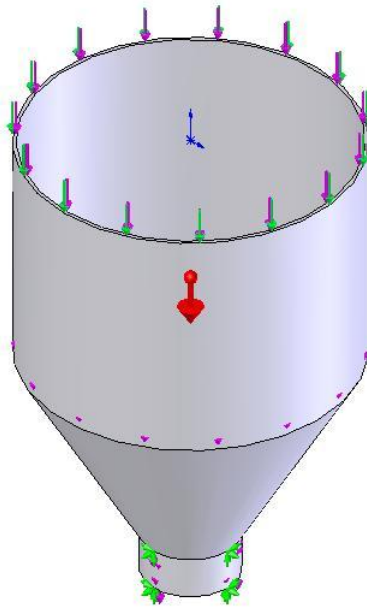


Figura 4-7: Cargas en el silo de mezcla – modelo

La figura 4.8 muestra la simulación de esfuerzos en el silo de mezcla, donde se puede observar que la zona donde se encuentra el mayor esfuerzo es el los soportes de la guía del eje del tornillo, parte secundaria del sistema. Dicho esfuerzo tiene un valor de 3.5 Mpa aproximadamente, el cual es bajo.

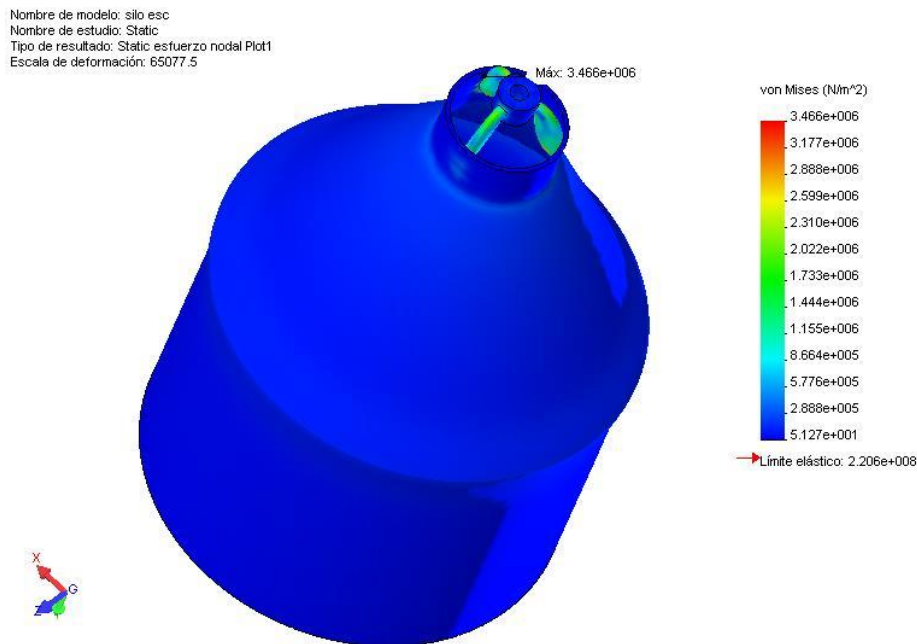


Figura 4-8: Simulación de esfuerzos en el silo de mezcla (Von Mises)- modelo

La figura 4.9 muestra y corrobora lo expuesto anteriormente, pues el silo no está sometido a grandes esfuerzos y por lo tanto el diseño es confiable ya que se ha obtenido un factor de seguridad mínimo de 63 en la zona sometida a mayor esfuerzo y un factor de seguridad de 100 en el resto del silo.

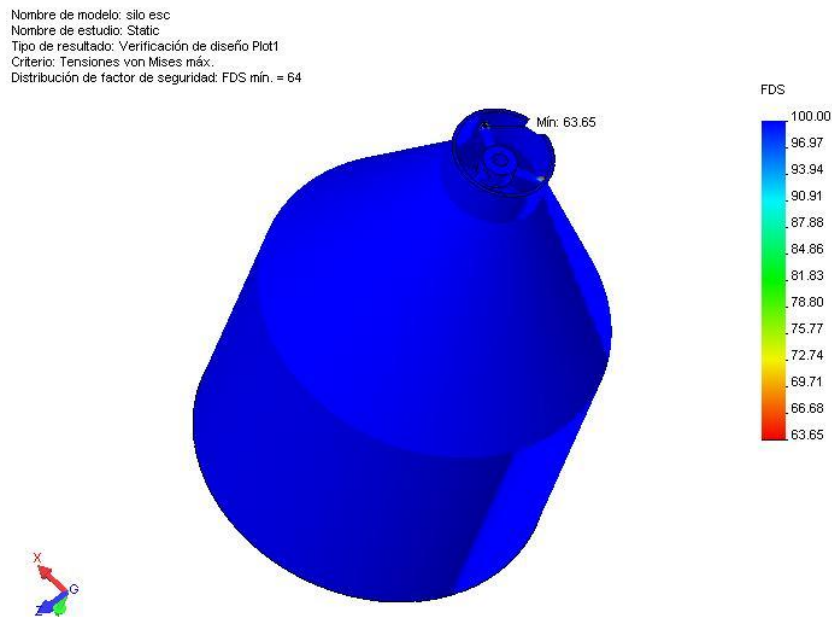


Figura 4-9: Verificación de diseño del silo de mezcla - modelo

4.3.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

Las capacidades de ambos tornillos helicoidales, tanto el de mezcla como el de dosificación, siguen siendo muy similares, pues se hizo una reducción proporcional de las medidas del diseño real, quedando de la siguiente manera:

$D := 0.025$	Diámetro externo del tornillo (r)
$d := 0.0063$	Diámetro interno del tornillo (n)
$n := 65$	rpm
$S = 0.017$	Paso del tornillo (m)
$\delta := 0.68$	Densidad de la mezcla (T/l)

La capacidad del tornillo dosificador del modelo (Ec. 3.11) es de:

$$Q_m = 21.697 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

4.3.1.- CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA

El cálculo de la potencia requerida para el sistema se realizó utilizando la Ec. 3.52 propuesta por la Link – Belt Co., obteniendo un valor de:

$$P = 0.0018 \text{ HP}$$

4.3.2.- DISEÑO DEL EJE

En el diseño del eje del modelo aparecen las mismas cargas que aparecen en el diseño real de la máquina, de manera que se hará referencia a la Fig. 3.10, y se procederá directamente con los resultados.

$$W = 0.316 \quad \text{N}$$

El torque necesario para vencer la inercia del sistema (Ec. 3.38) es:

$$T = 1.608 \times 10^{-3} \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

4.3.3.- RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE

El análisis de fatiga del eje dosificador del modelo se lo hará en el punto “C” (Fig. 3.11), con un $D = 0.006 \text{ m}$ y $d = 0.004 \text{ m}$.

Esfuerzo normal producido por la carga distribuida (Ec. 3.57):

$$\sigma_1 = 759.696 \quad \text{Pa}$$

Esfuerzo flector producido por la carga distribuida y por la carga axial (Ec. 3.60):

$$\sigma_2 = 14.504 \quad \text{Pa}$$

Esfuerzos flectores alternantes y medios:

$$\sigma_a = 14.504 \quad \text{Pa}$$

$$\sigma_m := 0 \quad \text{Pa}$$

Esfuerzo cortante producido por el torque (Ec. 3.40):

$$\tau = 1.279 \times 10^5 \quad \text{Pa}$$

Esfuerzos cortantes alternantes y medios:

$$\tau_m = 1.279 \times 10^5 \quad \text{Pa}$$

$$\tau_a := 0$$

Factor de concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca K_f (Ec. 3.44), con un $K_{ts} = 1.288$ y $q = 0.65$:

$$K_f = 1.187$$

Esfuerzos de Von Mises alternante y medio (Ec. 3.66) y (Ec. 3.67):

$$\sigma'_a = 17.219 \quad \text{Pa}$$

$$\sigma_m' = 2.216 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Para poder aplicar el criterio de Soderberg, es necesario conocer los factores de modificación:

$$k_a = 0.83 \quad (\text{maquinado o laminado en caliente})$$

$$k_b = 0.99 \quad (\text{para } d = 4 \text{ mm})$$

$$k_c = 0.57 \quad (\text{para carga axial, torsión y flexión})$$

$$k_d = 1 \quad (\text{no considerado})$$

$$k_e = 1 \quad (\text{no considerado})$$

Límite de resistencia a la fatiga para una flecha en rotación (Ec. 3.45):

$$S_e = 7.985 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Aplicado el criterio de Soderberg (Ec. 3.68) para obtener el valor del factor de seguridad en la fatiga, se tiene:

$$FS_{fa} = 1119$$

Factor de seguridad para la fluencia (Ec. 3.69):

$$FS_{fl} = 11$$

Al obtener esa marcada diferencia entre los factores de seguridad para la fatiga y para la fluencia, se puede anotar que en el caso del modelo, en el eje dosificador, más crítica será la fluencia que la fatiga en sí.

4.3.4.- SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

En la Fig. 4.10 se presentan las cargas a las que va a estar sometido el sistema de dosificación que comprende la tolva intermedia y el cilindro.

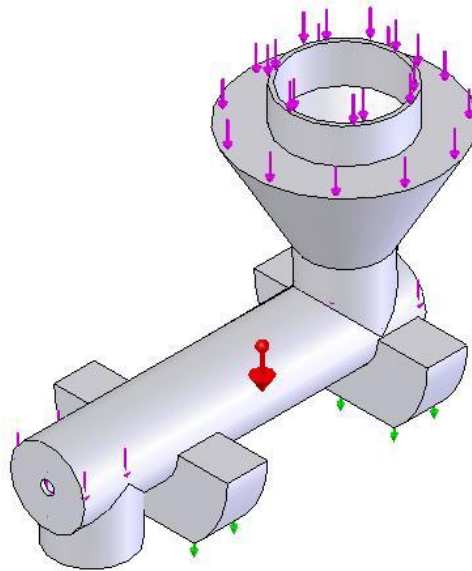


Figura 4-10: Cargas sobre el sistema de dosificación – modelo

La Fig. 4.11 muestra la simulación de esfuerzos sobre la tolva intermedia, donde el polvo, ya mezclado, ingresa una vez que se abre la válvula de cuchilla, Fig. 4.12, y a su vez ingresa al cilindro de dosificación, para luego ser arrastrado mediante el tornillo helicoidal hasta la boca de salida del sistema.

Nombre de modelo: dosatori-soporte
Nombre de estudio: Static
Tipo de resultado: Static esfuerzo nodal Plot1
Escala de deformación: 10179.4

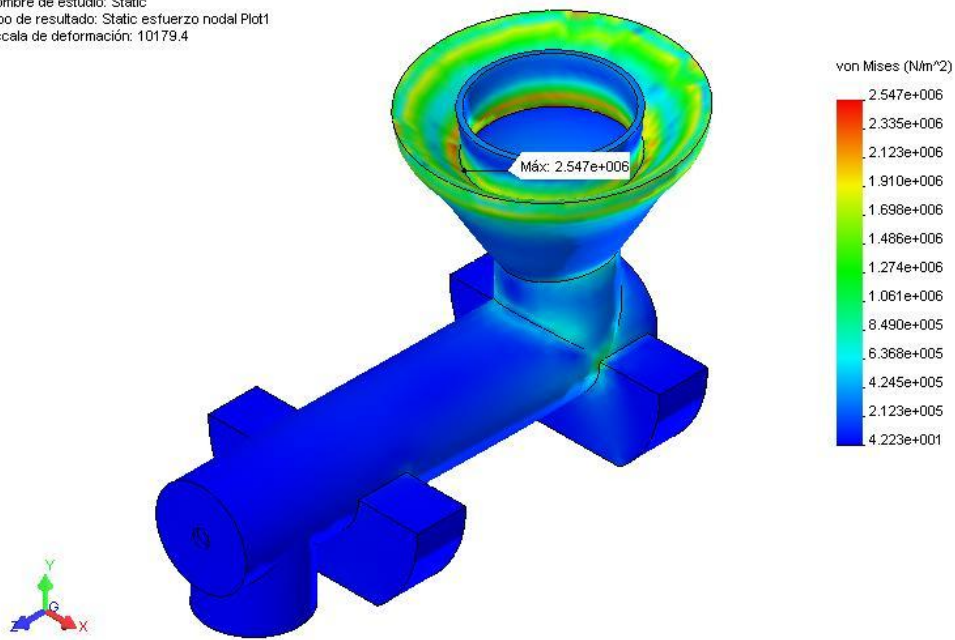


Figura 4-11: Simulación de esfuerzos en la tolva intermedia - modelo

La zona sometida a mayor esfuerzo es el borde externo de la tolva intermedia, donde se apoyará todo el peso del sistema de mezcla y la válvula de cuchilla, Fig. 4.12. Dicho esfuerzo es de 2.5 Mpa, lo cual es bastante bajo.

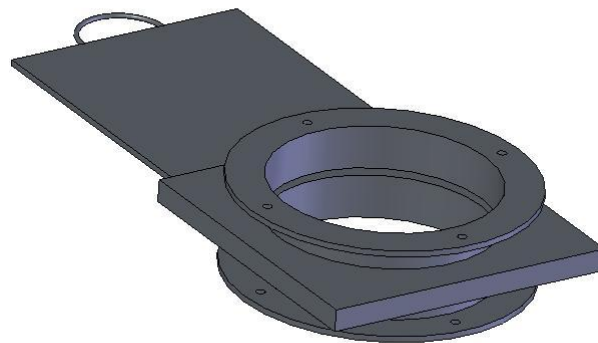


Figura 4-12: Válvula de cuchilla

Nombre de modelo: dosatori-soporte
 Nombre de estudio: Static
 Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 87

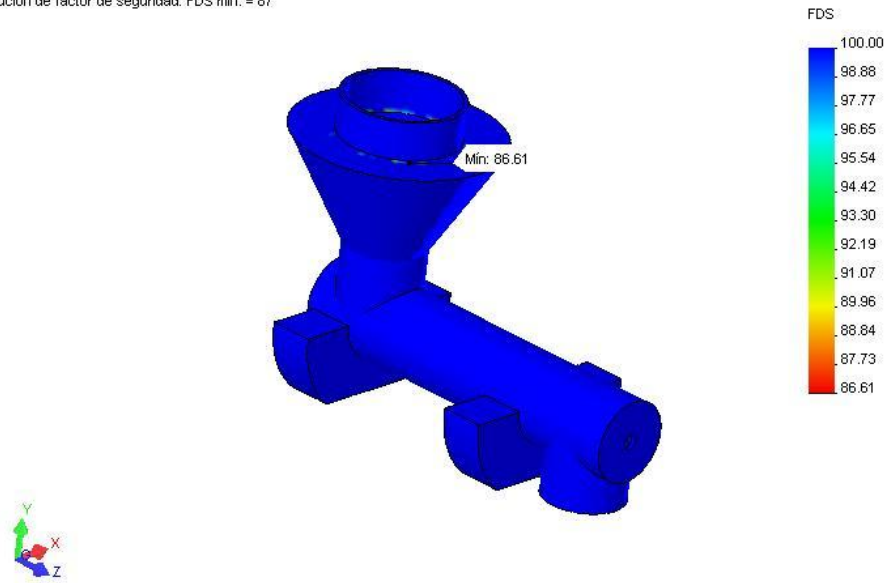


Figura 4-13: Verificación de diseño de la tolva intermedia – modelo

En la Fig. 4.13 se tiene la verificación del diseño de la tolva intermedia, obteniéndose un factor de seguridad mínimo de 86, lo cual indica que el diseño es confiable.

La válvula de cuchilla no está sometida a grandes cargas, tal como se puede apreciar en la Fig. 4.14, pues se tiene un esfuerzo de 1 Mpa y un FS = 100.

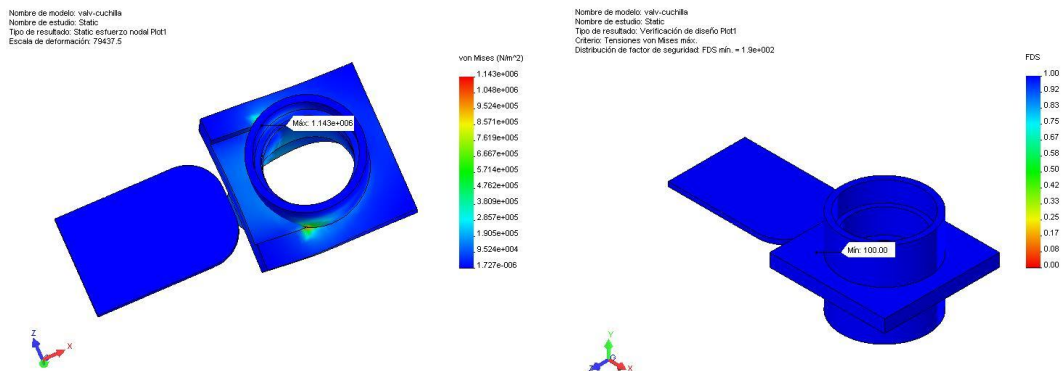


Figura 4-14: Simulación de esfuerzos y factor de seguridad de válvula de cuchilla - modelo

La Fig. 4.15 muestra los esfuerzos a los cuales estará sometido el tornillo dosificador, donde el mayor esfuerzo tiene un valor de 4.6 Mpa, valor relativamente bajo. En dicha figura, se muestra la forma deformada del modelo, con una escala de 4328.

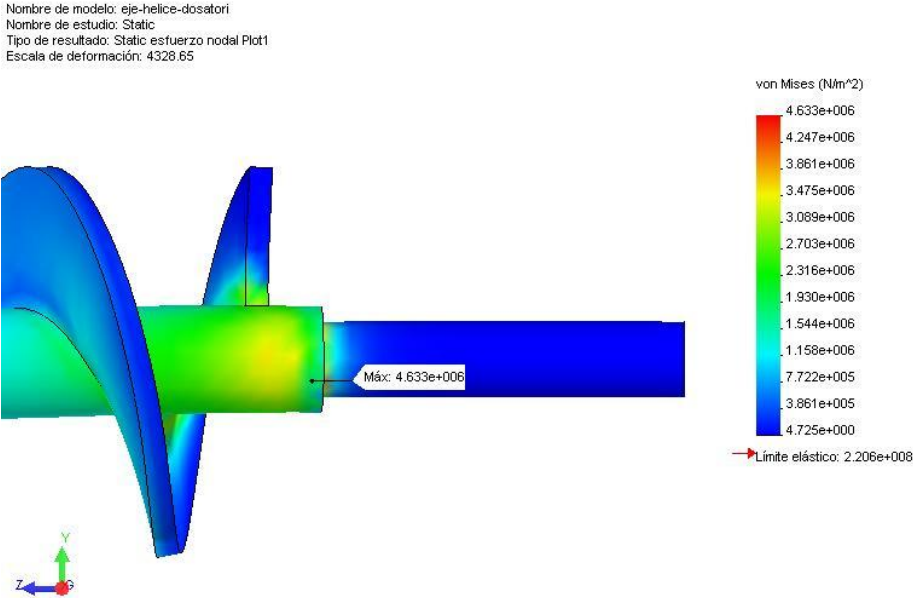


Figura 4-15: Simulación de esfuerzos en el tornillo dosificador – modelo

En la figura siguiente, 4.16, se tiene la verificación de diseño del tornillo dosificador, con un valor de factor de seguridad mínimo de 47 en el extremo del eje, es decir en el entalle.

Nombre de modelo: eje-helice-dosatori
Nombre de estudio: Static
Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 48

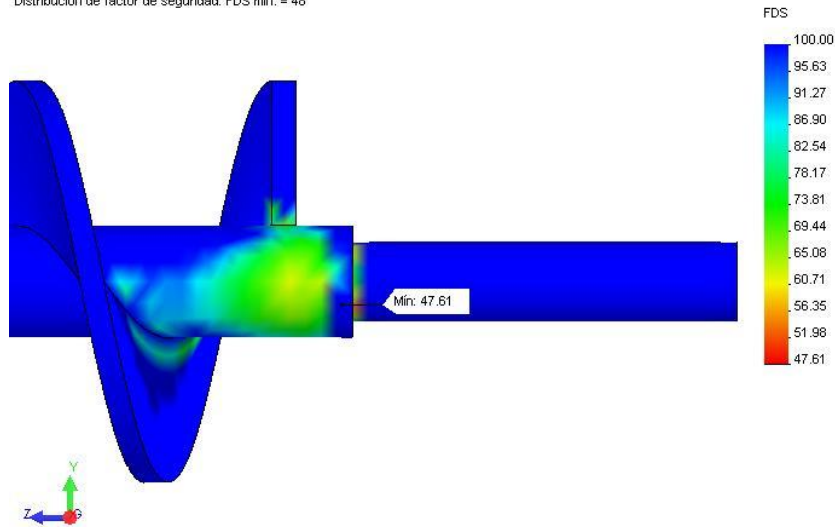


Figura 4-16: Verificación de diseño del tornillo dosificador – modelo

4.4.- CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA PARA ROTACIÓN DE LAS PARTES

El cálculo de la potencia requerida para la rotación de las partes del modelo fue realizado tanto para el sistema de mezcla (4.2.2) como para el sistema de dosificación (4.3.1), ya que las potencias calculadas son las necesarias para la rotación de los tornillos, y éstos son los únicos componentes móviles del sistema.

Las potencias P1 y P2, para el sistema de mezcla y el de dosificación respectivamente son:

$$P1 = 0.0022 \quad \text{HP}$$

$$P2 = 0.0018 \quad \text{HP}$$

Las potencias presentadas para ambos sistemas son bastante bajas, por lo que se tratará de utilizar moto – reductores de similares características de corriente continua, los cuales serán probados en el capítulo de pruebas del modelo,

donde se compararán las potencias de diseño y las que realmente consumen los sistemas.

4.5.- CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL MODELO Y SIMULACIÓN DE ESFUERZOS.

El diseño de la estructura soporte, al igual que el de la tolva intermedia, tanto para la máquina real como para el modelo, fue realizado mediante simulación computarizada, obteniéndose buenos resultados como muestran las Figs. 4.17, y 4.18.

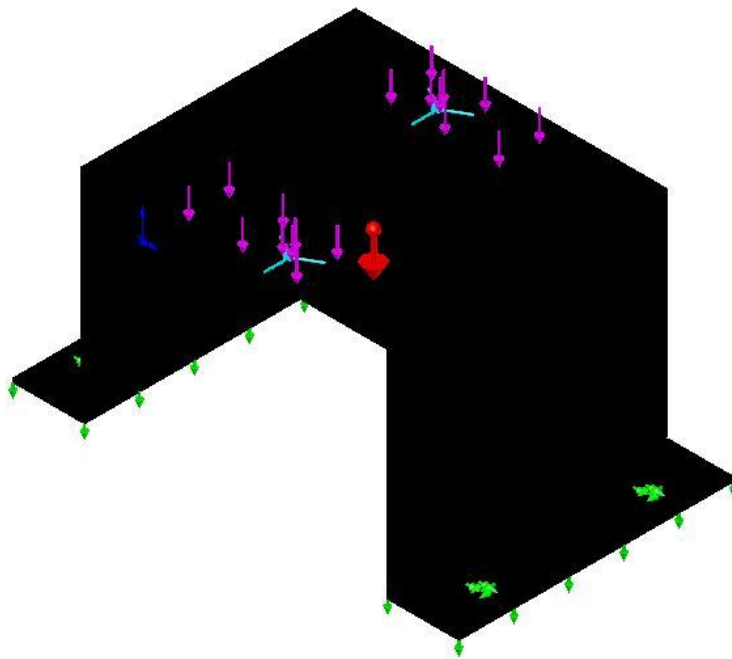


Figura 4-17: Diseño de la estructura soporte (Cargas) – modelo

En la Fig. 4.17 se muestran las cargas aplicadas (flechas moradas) a la estructura soporte del modelo, las mismas que representan el peso de toda a máquina incluido el producto. En color verde se muestran las restricciones de la estructura.

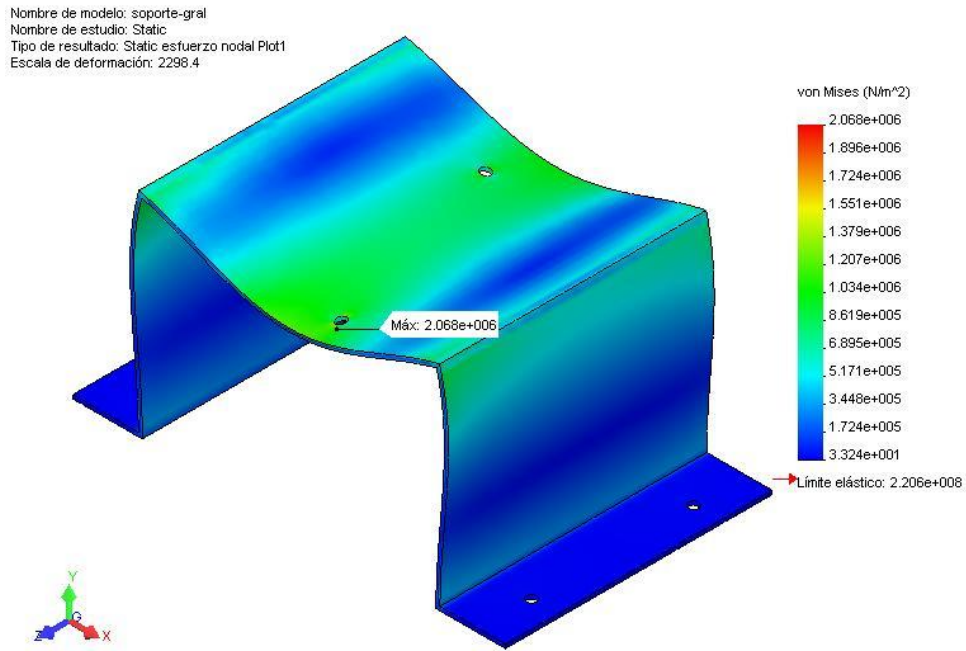


Figura 4-18: Simulación de esfuerzos estructura soporte – modelo

En la figura 4.18 se presenta la simulación de esfuerzos (Von Mises), donde se aprecia que la estructura soporta muy bien las cargas aplicadas. La zona que soporta el mayor esfuerzo es precisamente la de los apoyos, en color verde, con un valor de 2 Mpa aproximadamente.

Adicionalmente, en la Fig. 4.19, se aprecia, mediante la escala de colores, que toda la estructura tiene un factor de seguridad mínimo de 100, por lo que se puede decir que la estructura soporta muy bien las cargas.

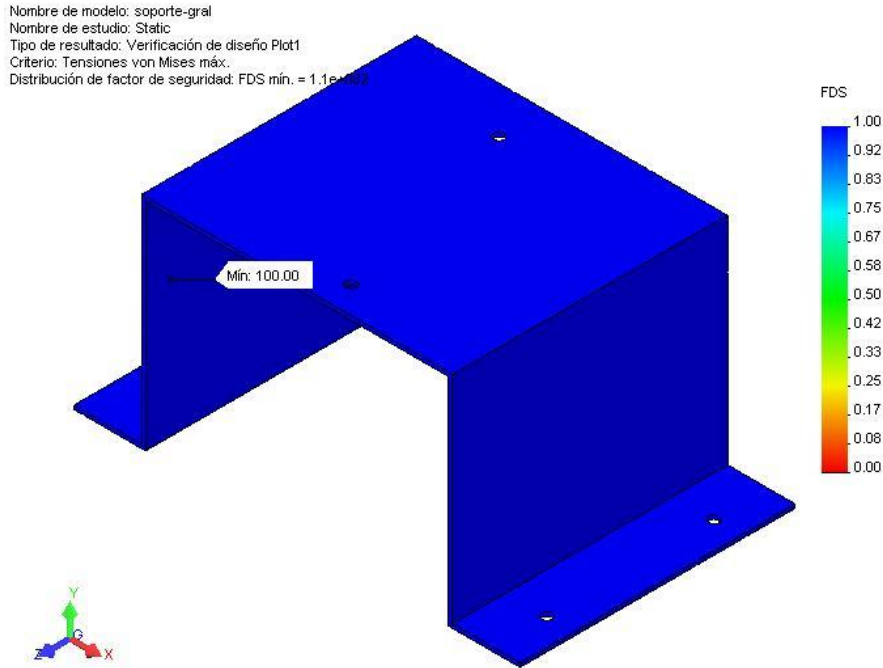


Figura 4-19: Verificación de diseño de la estructura soporte – modelo

4.6.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para el sistema de dosificación se ha escogido rodamientos rígidos de una hilera de bolas, pues tienen la capacidad de absorber tanto cargas axiales como radiales, tal como se necesita. El rodamiento escogido tiene la designación 635-2RZ, con las siguientes características:

$d := 5 \quad \text{mm}$

$D := 19 \quad \text{mm}$

$C := 2340 \quad \text{N}$

$C_o := 950 \quad \text{N}$

donde:

d: diámetro interno del rodamiento (mm)

D: diámetro externo del rodamiento (mm)

C: capacidad de carga dinámica (N)

Co: capacidad de carga estática (N)

Las fuerzas radial y axial, obtenidas mediante las ecuaciones 3.56 y 3.58 respectivamente, tienen valores de:

$$R2 := 0.16 \text{ N}$$

$$P1 := 37.268 \text{ N}$$

donde:

R2: fuerza radial aplicada (N)

P1: fuerza axial aplicada (N)

Debido a que el diseño del modelo consta de dos rodamientos, las cargas axial y radial se dividen para dos, quedando:

$$Fa = 18.634 \text{ N (carga axial total)}$$

$$Fr = 0.08 \text{ N (carga radial total)}$$

Los valores de los coeficientes X1 y Y1 factores para el cálculo de rodamientos rígidos de una hilera de bolas, para carga radial y axial respectivamente (ANEXO), son:

$$X1 := 0.56$$

$$Y1 := 2.3$$

De donde se puede obtener el valor de la carga dinámica equivalente aplicada mediante la ecuación:

$$P := X1 \cdot Fr + Y1 \cdot Fa$$

$$P = 42.903 \text{ N}$$

El valor de la carga estática equivalente aplicada viene dado por:

$$P_o := 0.6F_r + 0.5F_z$$

y tiene un valor de:

$$P_o = 9.365 \text{ N}$$

Por último, para obtener la capacidad de carga estática que debe tener el rodamiento, aplicamos la siguiente relación:

$$C_{o1} := S_o \cdot P_o$$

donde:

S_o : factor de seguridad estático (para condiciones de trabajo medias y vibración normal $S_o = 1.5$)

P_o : carga estática equivalente aplicada (N)

Al reemplazar los valores ya conocidos en la ecuación 3.77, se tiene el valor de la capacidad de carga estática necesaria del rodamiento escogido:

$$C_{o1} = 14.047 \text{ N}$$

Si queremos comparar la capacidad de carga estática que posee el rodamiento con la que se necesita, obtenemos un factor de seguridad de:

$$FS = 67.63$$

El ajuste recomendado para ejes macizos de acero y rodamientos rígidos de una hilera de bolas sometidos a cargas axiales puramente, es "h6".

Para determinar la vida del rodamiento, se aplica la fórmula dada por la SKF, la cual viene dada por:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

L_{10} = millones de revoluciones

Donde:

C: Capacidad de carga dinámica del rodamiento (KN)

P: Carga dinámica equivalente aplicada (KN)

p: factor, para rodamientos rígidos de una hilera de bolas $p = 3$

Según el diseño, los rodamientos girarán a 100 rpm aproximadamente, de manera que, si se realiza el cálculo con 1 hora diaria continua de funcionamiento, se obtiene la vida en años:

$$\text{Vida en años} = 7.4 \times 10^4$$

Con lo que se concluye que los rodamientos, para este caso en particular, tienen vida infinita.

4.7.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DEL MODELO

El sistema de control del modelo es similar al de la máquina real, pues debido al costo, se ha prescindido de los temporizadores.

El sistema de mezcla será activado por un switch, el cual se desactivará en el momento que se haya logrado una mezcla homogénea. Dicho tiempo será determinado mediante la puesta a punto del modelo en el capítulo de pruebas del mismo.

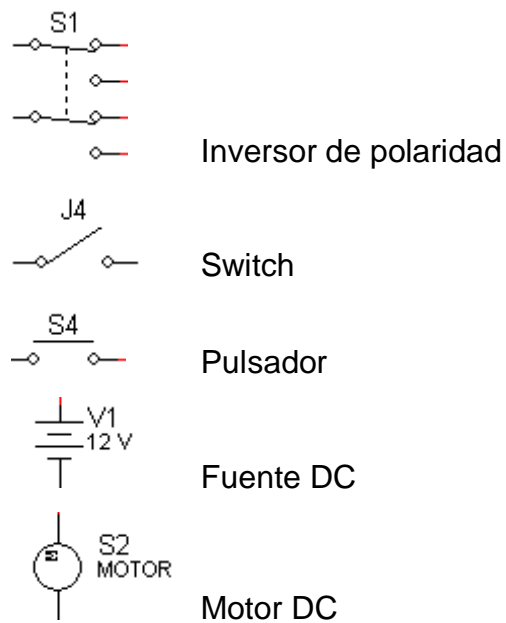


Figura 4-20: Componentes del sistema de control – modelo

Una vez terminado el proceso de mezcla, se procede a invertir el sentido de giro del tornillo de mezcla mediante un inversor de polaridad, para luego, mediante un pulsador, activar los tornillos de mezcla y dosificación simultáneamente por tiempos específicos, los cuales serán determinados también, en el capítulo de pruebas del modelo.

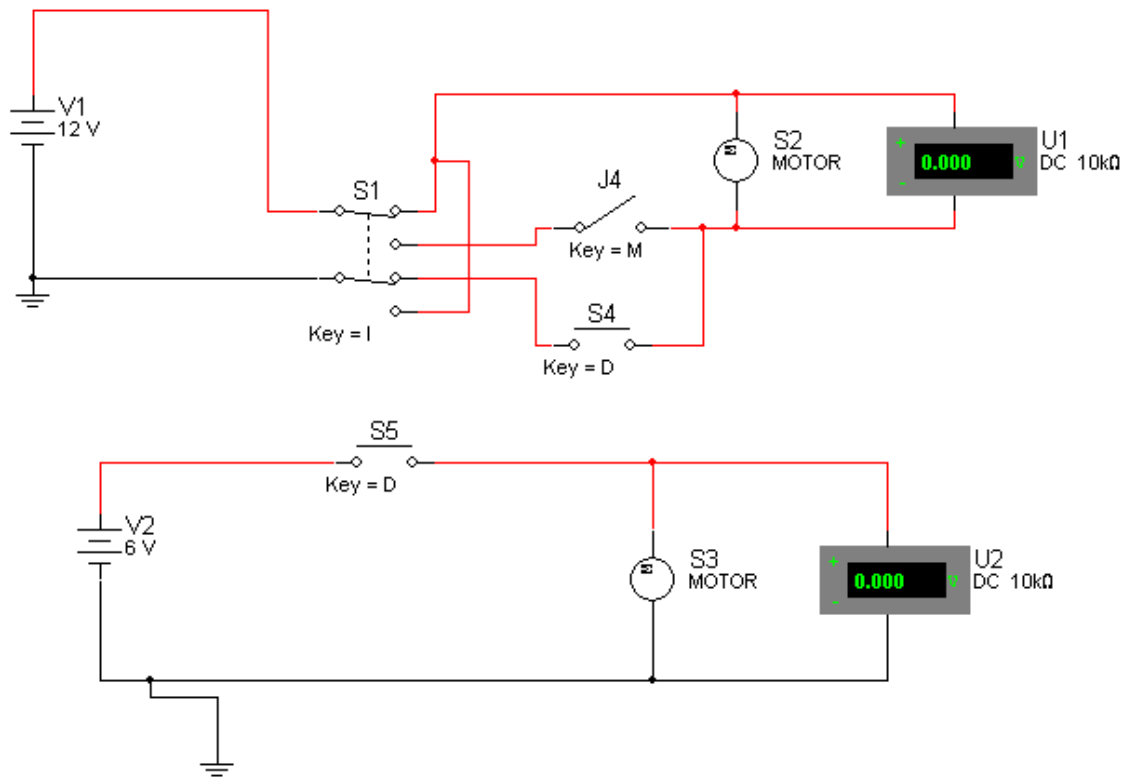


Figura 4-21: Sistema de control – modelo

Para activar el sistema de mezcla, hay que activar el inversor de polaridad S1 a la posición de mezcla, para luego, mediante el switch J4, iniciar dicho proceso. Una vez finalizada la mezcla, se invierte la polaridad (S1), y se activan los pulsadores S4 y S5, por tiempos determinados, de los tornillos de mezcla y dosificación respectivamente. Los indicadores en pantalla, U1 y U2, muestran los valores de voltaje aplicados a cada uno de los motores.

4.8.- LISTA DE MATERIALES Y EQUIPOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL MODELO

En la tabla siguiente, se lista los materiales y equipos necesarios tanto para la construcción, como para el montaje del modelo:

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	MATERIAL	TIPO
1	Varilla	1	SAE 1018	Ø 6 mm L 1 m
2	Arandelas	20	ASTM A-36	24 x 10 x 3 mm
3	Eje macizo	1	SAE 1018	Øext=6 plg L=4 plg
4	Eje Macizo	1	SAE 1018	Øext=6 plg L= 3.5 plg
5	Eje Macizo	3	SAE 1018	Øext=2 plg L=1 plg
6	Eje Macizo	1	SAE 1018	Øext=3 plg L=3 plg
7	Eje hueco	1	SAE 1018	Ø 1 1/4x28 mm L=5 plg
8	Plancha	1	ASTM A-36	1220 X 2440 X 1.5 mm
9	Platina	1	ASTM A-36	65 x 65 x 7 mm
10	Platina	1	ASTM A-36	64 x 42 x 2.5 mm
11	Rodamiento	2	SKF	635 – 2RZ
12	Prisionero	3	Acero A307	Allen M6 L 1/4 plg
13	Electrodos	0.5 Kg	N/A	E6011 Ø 3/32 plg
14	Motor	1	N/A	12 Voltios DC
15	Motor	1	N/A	6 Voltios DC
16	Cable de potencia	3 m	N/A	N/A

Tabla 4-1: Lista de materiales y equipos para la construcción

4.9.- PLAN DE CONSTRUCCIÓN DEL MODELO

4.9.1.- GENERALIDADES

Para la construcción del presente modelo, se debe contar con un taller metal – mecánico completo y con gente experimentada, el mismo que debe estar provisto de maquinaria especializada y variada como las que se listan a continuación:

- Torno
- Fresadora
- Dobladora
- Suelta eléctrica
- Taladro de pedestal
- Cizalla
- Roladora
- Sierra mecánica
- Mesa de trabajo y entenalla
- Herramientas de mano: juego de llaves, sierra, taladro, amoladora, martillo, punto, rayador, etc.
- Equipo de medición: flexómetro, pie de rey, reloj comparador, regla de ingeniero, escuadra, goniómetro.
- Equipo de ajustaje: limatones, limas.
- Varios: lijas, elementos de limpieza, etc.

Para facilitar el plan de construcción del modelo, se ha dividido este proceso en subprocesos, como se lista a continuación:

- Sistema de Mezcla
 - o Tornillo helicoidal
 - o Silo principal

- Sistema de Dosificación
 - o Tornillo helicoidal
 - o Cilindro dosificador
 - o Tapas laterales
 - o Tolva intermedia

4.9.2.- DIAGRAMAS DE PROCESO

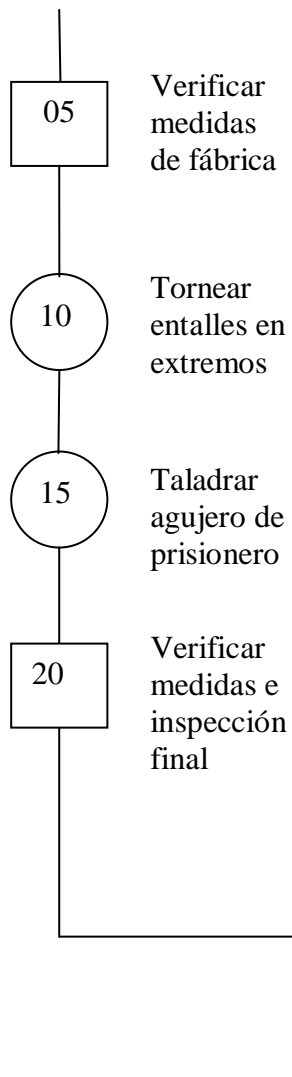
Una vez subdividido el proceso de construcción del modelo, se presentan a continuación, los respectivos diagramas de proceso:

4.9.2.1.- Sistema de mezcla

EJE DEL TORNILLO

SAE 1018

L = 0.3 m φ = 0.008 m



HELICOIDE

ASTM A 36

Arandelas 24 x 10 x 3 mm

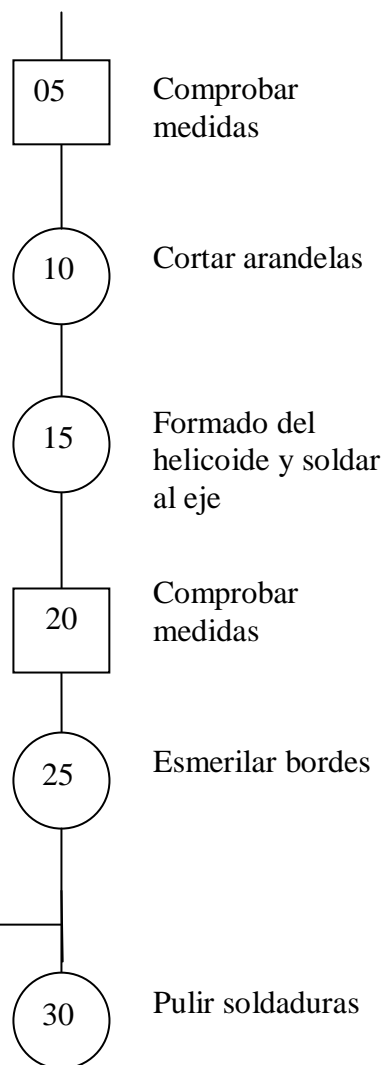


Figura 4-22: Diagrama de proceso del tornillo homogenizador

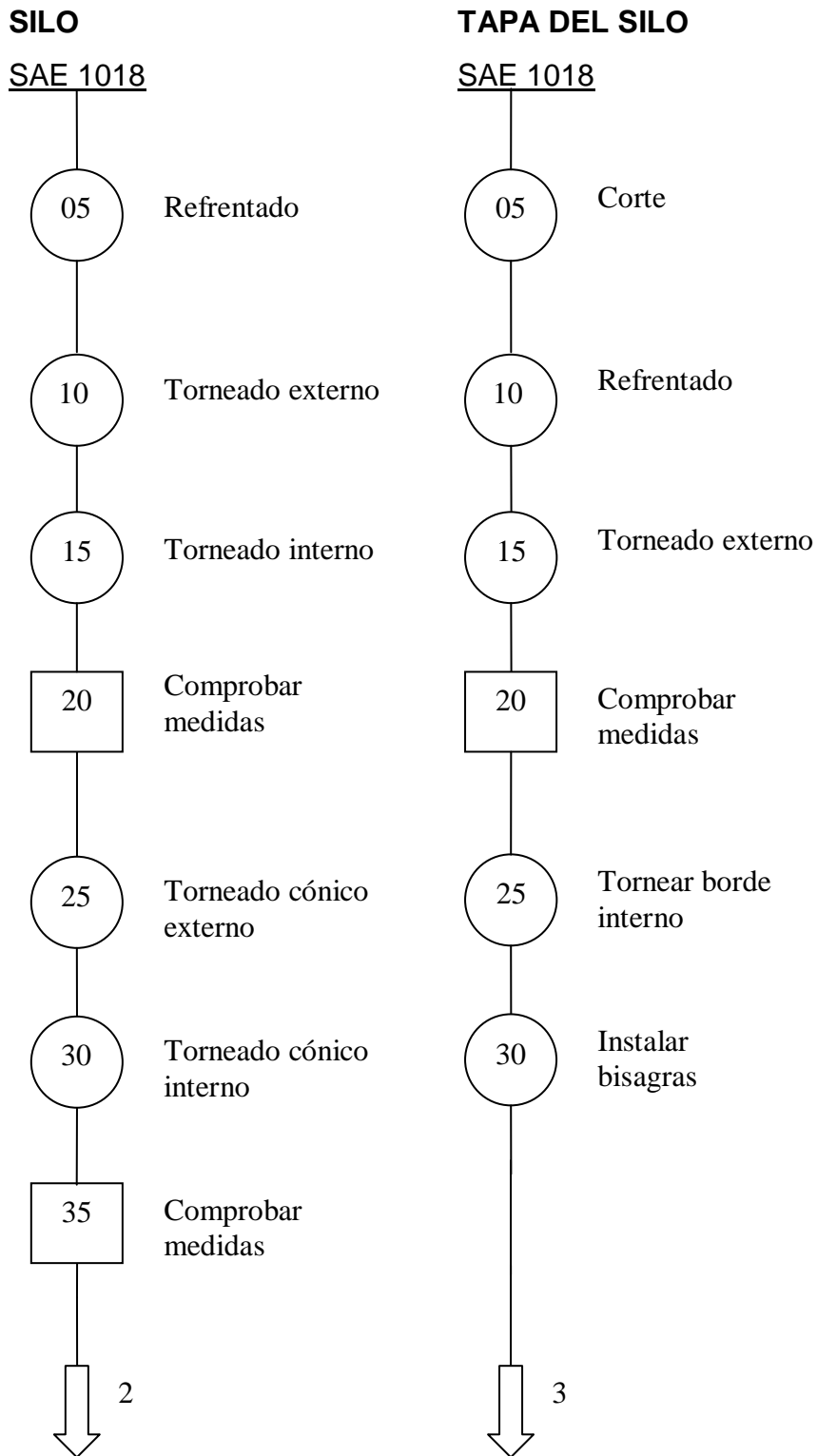


Figura 4-23: Diagrama de proceso del silo de mezcla

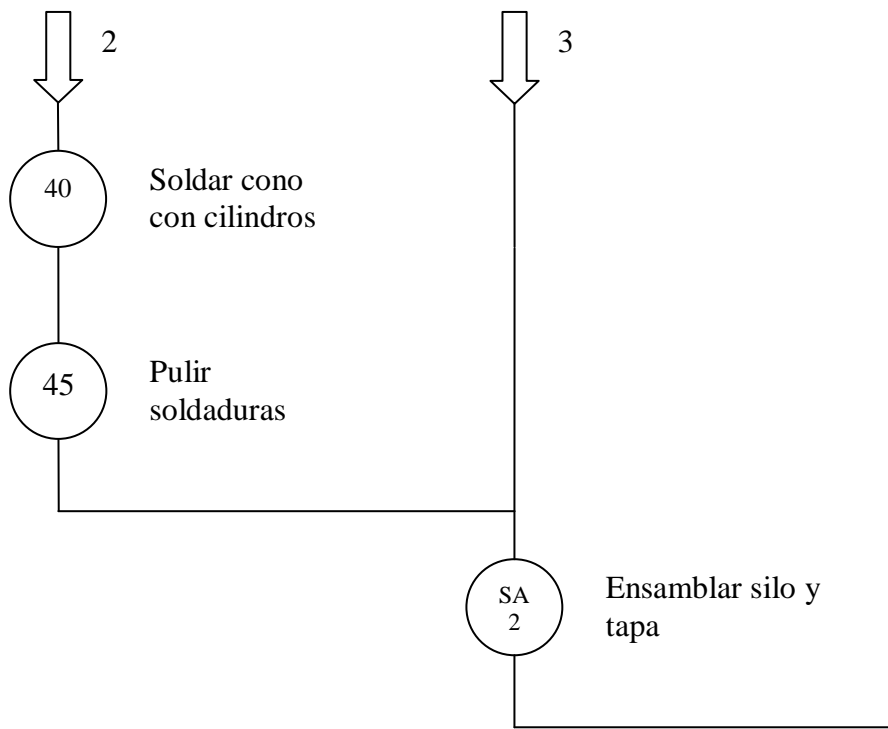


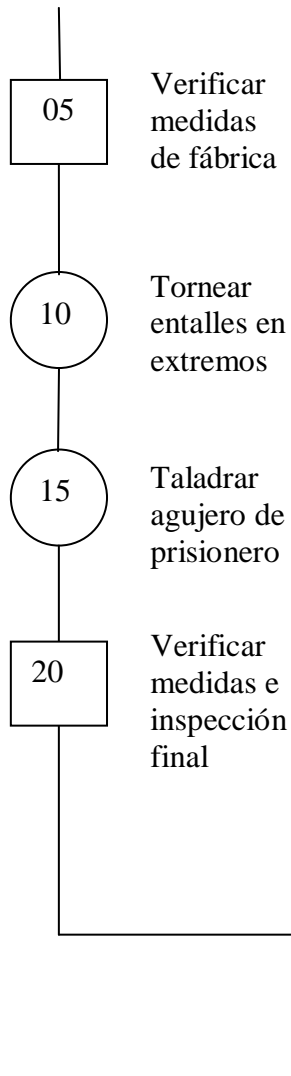
Figura 4.20: Diagrama de proceso del silo de mezcla (continuación)

4.9.2.2.- Sistema de Dosificación

EJE DEL TORNILLO

SAE 1018

$L = 0.3 \text{ m}$ $\phi = 0.008 \text{ m}$



HELICOIDE

ASTM A 36

Arandelas 24 x 10 x 3 mm

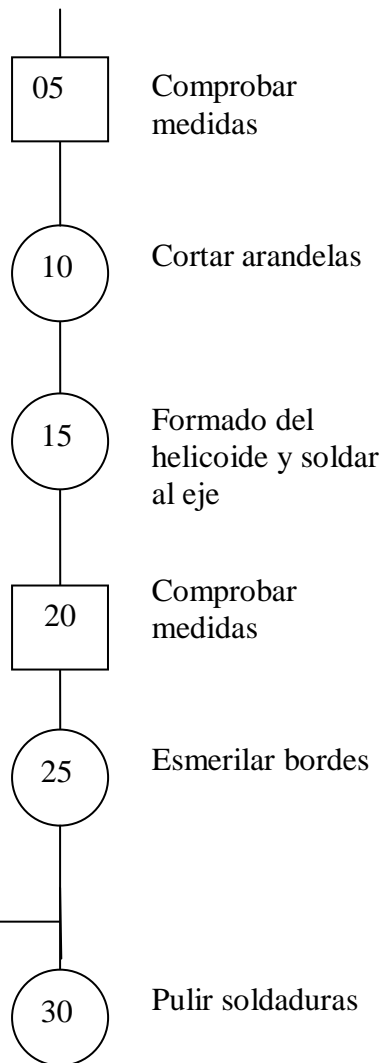


Figura 4-24: Diagrama de proceso del tornillo de dosificación

CILINDRO DE DOSIFICACIÓN

SAE 1018

Tubería \varnothing 1 1/4x28 mm L=5 plg

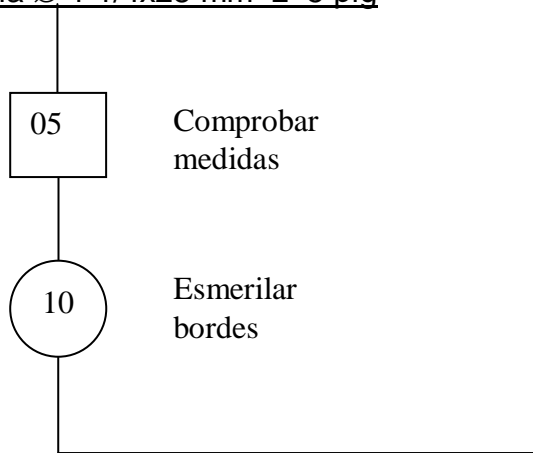


Figura 4-25: diagrama de proceso para el cilindro de dosificación

TOLVA INTERMEDIA

SAE 1018

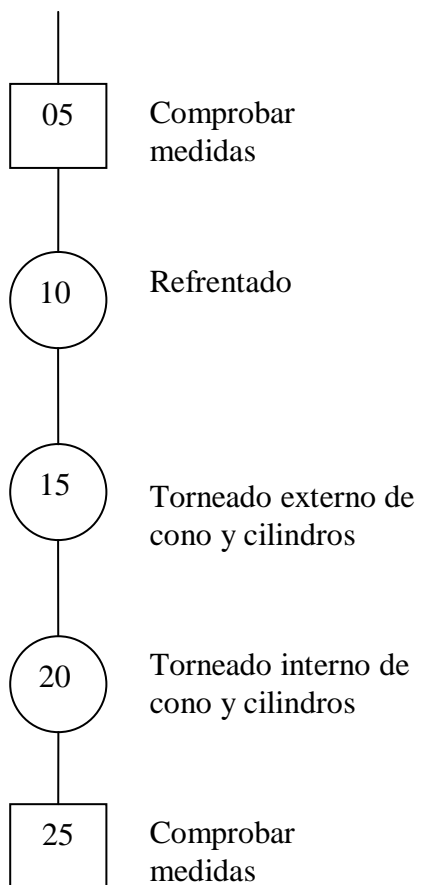


Figura 4-26: Diagrama de proceso para la tolva intermedia

4.10.- PLAN DE MONTAJE DEL MODELO

4.10.1.- GENERALIDADES

Para el montaje del modelo, es necesario contar con las siguientes herramientas, instrumentos y accesorios:

- Martillo de goma
- Martillo
- Juego de llaves hexagonales
- Juego de destornilladores
- Juego de limas
- Cuchilla
- Elementos de limpieza
- Flexómetro
- Multímetro
- Cinta aislante
- Conectores eléctricos

Se estima que el total de horas destinadas al montaje del modelo es de aproximadamente 1 hora, el mismo que debe hacerse siguiendo los diagramas presentados a continuación.

4.10.2.- DIAGRAMAS DE MONTAJE

Para el montaje, se ha dispuesto las operaciones de la siguiente manera:

- A → ensamblar
- B → acoplar
- C → soldar
- D → ajustar prisionero
- E → ajustar tornillos de unión
- F → conexión sistema eléctrico

- Sistema de Mezcla

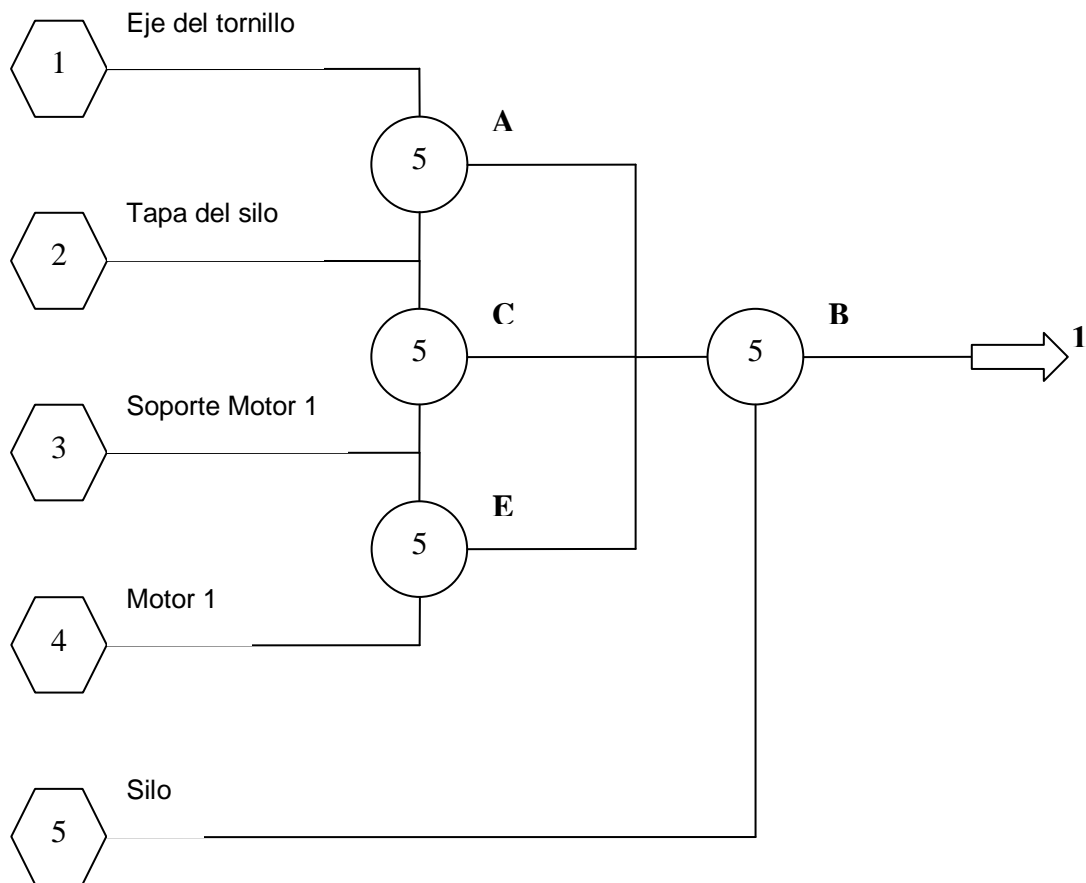


Figura 4-27: Diagrama de montaje del sistema de mezcla

– Sistema de Dosificación

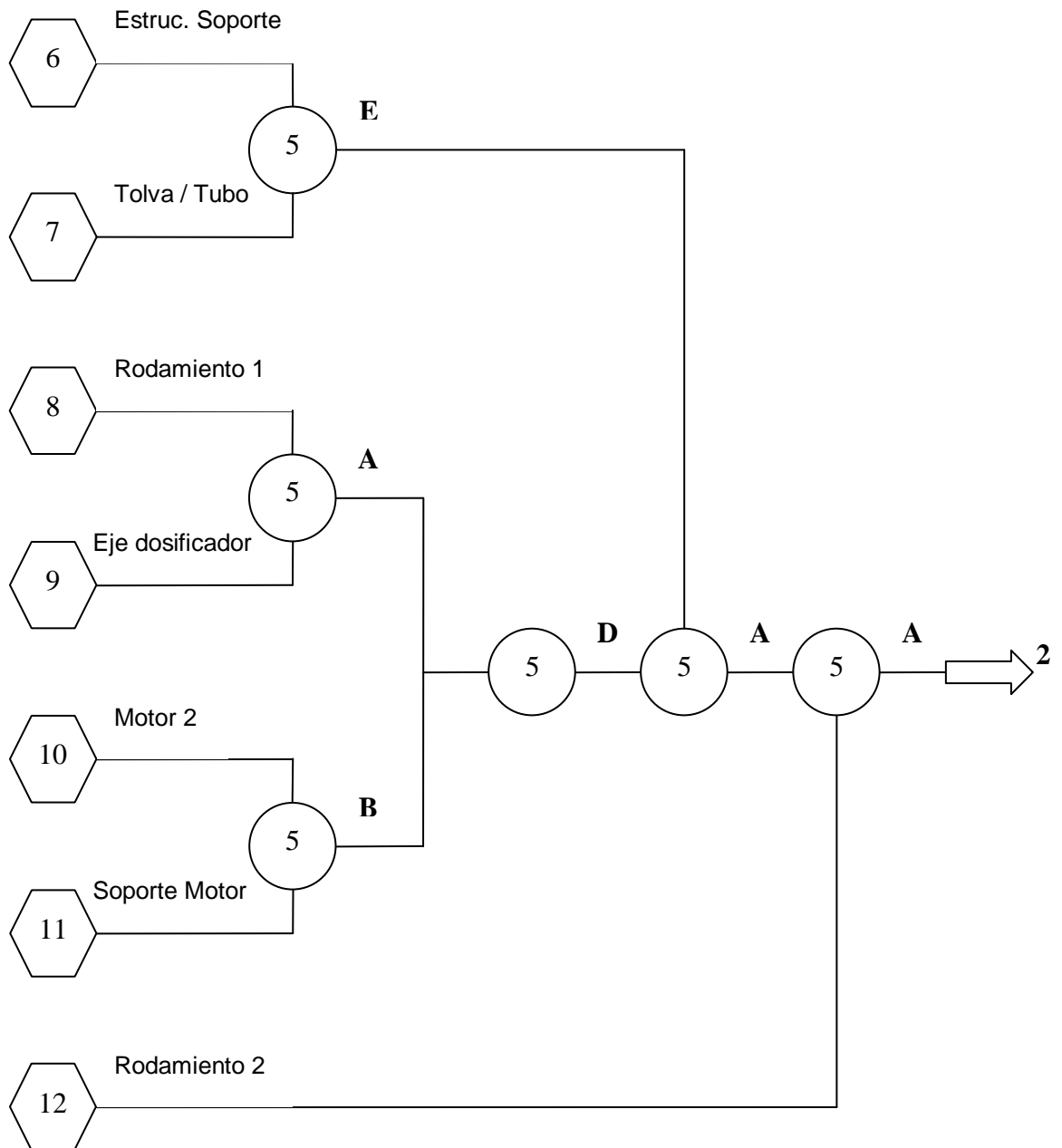


Figura 4-28: Diagrama de montaje para el sistema de dosificación

– **Montaje final:**

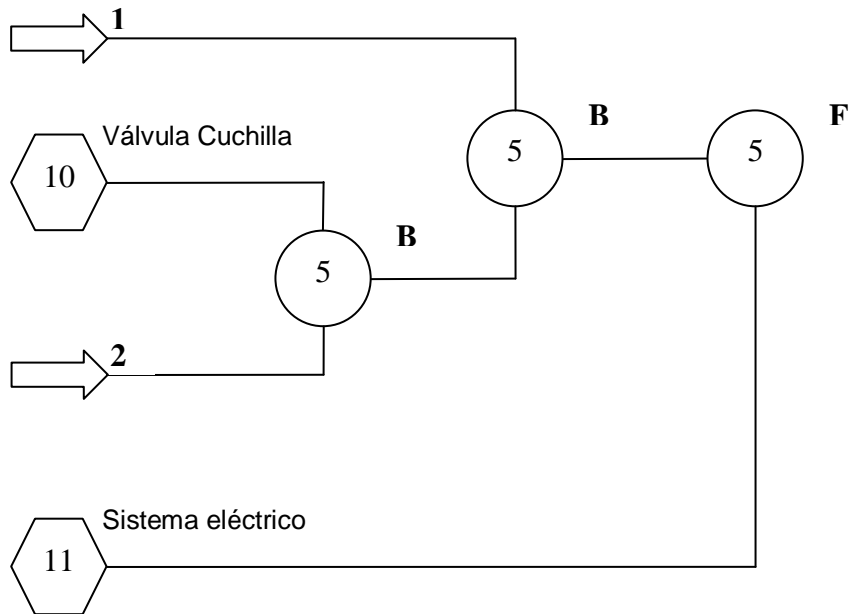


Figura 4-29: Diagrama de montaje final del modelo

CAPÍTULO V

5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MODELO

5.1.- PLAN DE PRUEBAS DEL MODELO

En este capítulo, se explicará y se ejecutará el plan de pruebas del modelo diseñado y construido en el capítulo anterior.

5.1.1.- OBJETIVO

- Comprobar la efectividad y eficiencia del modelo diseñado y construido en base al diseño real de la máquina.

5.1.2.- MATERIALES Y EQUIPOS

- Recipientes, de preferencia plásticos transparentes
- Limpión
- Cronómetro
- Balanza de apreciación 1gr.
- Acometida 110/220 V
- Multímetro

5.1.3.- ESTABLECIMIENTO DEL PLAN DE PRUEBAS

El plan de pruebas consistirá de los siguientes pasos:

- Se introducirán los ingredientes de la mezcla, por separado y en sus respectivas proporciones, en el silo de mezcla.
- Se activará el sistema de mezcla y se sacarán muestras en tiempos T1, T2 y T3 de 2, 4 y 5 minutos respectivamente.
- Si al cabo de T3, no se obtiene una mezcla homogénea, se añadirán los Ti necesarios con intervalos de 1 o 2 minutos según la necesidad.
- Una vez que se obtenga una mezcla homogénea, se medirá la tasa de descarga del silo de mezcla al accionar el movimiento del tornillo helicoidal en sentido contrario al de mezclado, para lo cual se tomarán 10 medidas del tiempo que demora en descargar una determinada cantidad de producto.
- El siguiente paso es llenar la tolva intermedia, donde empieza el sistema de dosificación, con producto ya mezclado, con el objetivo de medir la tasa de descarga del dosificador, para lo cual se hará exactamente lo planteado en el punto anterior con la única diferencia que se aumentará el número de mediciones a por lo menos 15.
- Una vez obtenidas las tasas de descarga de ambos sistemas por separado, se pueden igualar las mismas para determinar el tiempo de funcionamiento de ambos sistemas para lograr una dosificación continua.
- Adicionalmente, se tomarán medidas tanto del voltaje como de la corriente que están utilizando los sistemas mientras están en funcionamiento, con el objetivo de determinar la potencia utilizada por los mismos y comparar con el valor de potencia requerida obtenido en el capítulo IV de diseño del modelo.

5.2.- EJECUCIÓN DE LAS PRUEBAS

Las pruebas se ejecutarán según los pasos descritos anteriormente:

Cantidad de ingredientes a mezclar: 500 gr. (en sus respectivas proporciones)

La tabla muestra los datos obtenidos en la prueba del sistema de mezcla:

TIEMPO (min)	PORCENTAJE MEZCLADO DE PRODUCTO (%)
T1 (2)	70
T2 (4)	90
T3 (5)	100

Tabla 5-1: Porcentaje mezclado de producto en función del tiempo

En la siguiente parte de pruebas del sistema de mezcla, se mide el tiempo de descarga del producto al invertir el sentido de giro del tornillo de mezcla. La tabla muestra los datos obtenidos.

MASA MEDIDA (gr.)	TIEMPO DE DESCARGA (seg.)
78	2.57
80	2.6
72	2.39
70	2.25
78	2.35
70	2.27
75	2.45
75	2.37
78	2.48
82	2.83

Tabla 5-2: Tiempo de descarga de determinada masa al invertir el giro del tornillo de mezcla

La tabla muestra los datos obtenidos al medir la tasa de descarga del sistema de dosificación:

MASA MEDIDA (gr.)	TIEMPO DE DESCARGA (seg.)
16	10.16
15	10.03
14	9.08
14	8.28
15	8.99
15	9.13
13	8.29
16	10.19
13	8.53
15	9.82
15	9.37
15	9.37
15	9.03
15	8.92
13	9.01

Tabla 5-3: Tiempo de descarga del sistema de dosificación

5.3.- RESULTADOS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS

El análisis de las pruebas realizadas consiste en obtener la tasa de descarga para cada una de las mediciones, como se muestra en las tablas para el sistema de mezcla y dosificación respectivamente:

MASA MEDIDA (gr.)	TIEMPO DE DESCARGA (seg)	TASA DE DESCARGA (gr/seg)
78	2,57	30,35
80	2,6	30,77
72	2,39	30,13
70	2,25	31,11
78	2,35	33,19
70	2,27	30,84
75	2,45	30,61
75	2,37	31,65
78	2,48	31,45
82	2,81	29,18

Tabla 5-4: Tasa de descarga del sistema de mezcla al invertir el giro del tornillo

MASA MEDIDA (gr.)	TIEMPO DE DESCARGA (seg)	TASA DE DESCARGA (gr/seg)
16	10,16	1,57
15	10,03	1,50
14	9,08	1,54
14	8,28	1,69
15	8,99	1,67
15	9,13	1,64
13	8,29	1,57
16	10,19	1,57
13	8,53	1,52
15	9,82	1,53
15	9,37	1,60
15	9,37	1,60
15	9,03	1,66
15	8,92	1,68
13	9,01	1,44

Tabla 5-5: Tasa de descarga del sistema de dosificación

El siguiente paso es obtener la media aritmética de las tasas de descarga de cada uno de los sistemas para luego determinar el tiempo óptimo de funcionamiento de los dos sistemas al momento de la dosificación.

Tasa de descarga del Silo de mezcla, en gr./seg:

MEDIA ARITMÉTICA	30,93
-------------------------	--------------

Tasa de descarga del sistema de dosificación, en gr./seg:

MEDIA ARITMÉTICA	1,59
-------------------------	-------------

La última fase de las pruebas consiste en medir el voltaje y el amperaje que están siendo consumidos por los moto – reductores cuando los sistemas están en funcionamiento.

Para el sistema de mezcla, se realizó mediciones con una masa de 260 gr. y 360 gr., con el fin de determinar si existe una variación de estos parámetros al aumentar la masa de producto a mezclar. Las tablas 5.6 y 5.7 muestran los datos obtenidos para ambos casos.

MASA = 260 gr.	
V (voltios)	I (amperios)
19,2	0,17
19,21	0,16
19,15	0,17
18,92	0,17
19,1	0,17

Tabla 5-6: Datos de V e I al mezclar 260 gr.

Se puede observar que tanto el voltaje como la intensidad de corriente se mantienen prácticamente constantes.

Al mezclar una masa de 360 gr., se obtuvieron los siguientes datos:

MASA = 360 gr.	
V (voltios)	I (amperios)
18,56	0,203
18,51	0,204
18,58	0,204
18,55	0,205
18,54	0,209

Tabla 5-7: Datos de V e I al mezclar 360 gr.

Se puede observar que tanto el voltaje como el amperaje se mantienen relativamente constantes mientras se mezcla una determinada masa, pero existe diferencia cuando se ésta masa se aumenta o se disminuye.

Los valores de voltaje y corriente obtenidos mientras funciona el tornillo dosificador son los siguientes presentados en la tabla 5.8:

V (voltios)	I (amperios)
9,6	0,17
9,79	0,17
9,68	0,17
9,78	0,17
9,89	0,17

Tabla 5-8: Datos de V e I al dosificar

Tal como en los dos casos anteriores, los valores son prácticamente constantes, lo que significa que la potencia es constante.

5.4.- ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez efectuadas las pruebas de funcionamiento del modelo, procedemos a determinar los tiempos óptimos de funcionamiento de cada uno de los sistemas, en el momento de la dosificación, para obtener un máximo desempeño.

Esto quiere decir que si queremos dosificar 100 gr., el dosificador tendrá que funcionar un tiempo T2 determinado por:

$$T2 = \frac{100 \text{ gr. seg}}{1.59 \text{ gr.}} = 62.5 \text{ seg}$$

Ecuación 5-1: Tiempo de funcionamiento del tornillo de dosificación (100gr)

El tiempo que deberá funcionar el tornillo de mezcla en sentido contrario, para descargar, T1, será:

$$T1 = \frac{100 \text{ gr. seg}}{30.93 \text{ gr.}} = 3.2 \text{ seg}$$

Ecuación 5-2: Tiempo de funcionamiento del tornillo de mezcla en sentido contrario (100 gr)

Para dosificar 100 gr., el tornillo de mezcla deberá descargar esta cantidad, girando en sentido contrario, en los primeros 3.2 segundos, mientras que el tornillo de dosificación tendrá que funcionar aproximadamente 63 segundos para lograr dosificar dicha cantidad.

Es decir, los primeros 3.2 segundos, ambos tornillos deberían girar simultáneamente, para luego dejar funcionando solamente el dosificador hasta los 63 segundos. Sin embargo, se puede hacer funcionar el tornillo de mezcla, en sentido contrario, por intervalos, tomando en cuenta que no deberá funcionar más de 3.2 segundos en total; esto, para evitar aglomeración de producto en la tolva intermedia entre ambos sistemas.

Al analizar los datos obtenidos de V e I, se pueden determinar las potencias consumidas por los sistemas mientras están en funcionamiento. Sin embargo, se debe hacer una aclaración, pues, si el sistema necesita mayor potencia, lo que aumenta es la intensidad de corriente, más no el voltaje, de manera que la variación de voltaje existente entre las medidas cuando se mezcló 260 gr. y 360 gr., se debe a que dichas medidas fueron tomadas en las instalaciones de la Escuela Politécnica del Ejército a distintas horas del día, pues los 260 gr. se mezclaron a las 07:00 am, cuando el consumo de energía eléctrica en la ESPE

es mínimo, y los 360 gr. se mezclaron a las 10:00 am, cuando el consumo de energía es mucho mayor.

Por último, se va a determinar la potencia consumida por el sistema durante las pruebas realizadas, para lo cual se aplica el siguiente concepto:

$$P = V I$$

Ecuación 5-3: Potencia eléctrica consumida por los sistemas de mezcla y dosificación

Mediante la Ec. 5.3 se tiene que:

MASA = 260 gr.		
V (voltios)	I (amperios)	Pot (W)
19,2	0,17	3,26
19,21	0,16	3,07
19,15	0,17	3,26
18,92	0,17	3,22
19,1	0,17	3,25
Media Aritmética		3,21
MASA = 360 gr.		
V (voltios)	I (amperios)	Pot (W)
18,56	0,203	3,77
18,51	0,204	3,78
18,58	0,204	3,79
18,55	0,205	3,80
18,54	0,209	3,87
Media Aritmética		3,80

Tabla 5-9: Potencias medias al mezclar diferentes masas

Se tienen las medias de las potencias consumidas cuando se mezclaron 260 gr. y 360 gr., de manera que para determinar la potencia aproximada que el sistema consumirá al mezclar 800 gr., se realizará una extrapolación lineal.

Luego de realizar la extrapolación lineal, se obtiene la potencia aproximada consumida por el sistema al mezclar 800 gr:

$P_{m1} = 7 \text{ Watts}$

Al comparar este valor de 7 Watts, que es lo que el sistema consume cuando está trabajando a su máxima capacidad, con el valor de potencia de diseño de 1.7 Watts, existe una diferencia de 5.3 Watts, la cual se debe a que se tiene defectos de construcción, principalmente un desalineamiento del eje, lo cual mueve el resto de partes que sostienen dicho movimiento, y son éstos componentes los que están consumiendo esa diferencia de 5.3 Watts.

El valor medio de potencia utilizado por el sistema de dosificación es el siguiente:

V (voltios)	I (amperios)	Pot (W)
9,6	0,17	1,63
9,79	0,17	1,66
9,68	0,17	1,65
9,78	0,17	1,66
9,89	0,17	1,68
Media Aritmética		1,66

Tabla 5-10: Potencia media requerida por el sistema de dosificación

Se obtiene un valor de 1.66 W, lo que son 0.002 HP, que al comparar con la potencia de diseño de 0.0018, se concluye también que el diseño está correcto.

5.5.- PUESTA A PUNTO DEL MODELO

Para la puesta a punto del modelo, es decir, su calibración, se ha determinado que la cantidad a dosificar por éste, es de 15 -20 gr., de manera que, como ya se conoce las tasas de descarga de ambos sistemas por separado, se determinarán los tiempos de funcionamiento de cada uno de ellos.

Para descargar una masa de 15 gr., el mezclador tendrá que funcionar, girando en sentido contrario, un tiempo igual a T1:

$$T1 = \frac{15 \text{ gr. seg}}{30.93 \text{ gr.}} = 0.48 \text{ seg.}$$

Ecuación 5-4: Tiempo de funcionamiento del tornillo de mezcla en sentido contrario (15 gr)

Mientras tanto, para descargar dicha masa, el dosificador tardará un T2 igual a:

$$T2 = \frac{30 \text{ gr. seg}}{1.59 \text{ gr.}} = 9.8 \text{ seg}$$

Ecuación 5-5: Tiempo de funcionamiento del tornillo de dosificación (15 gr)

Sin embargo, existe un aspecto muy importante, y es que el dosificador tarda cierto tiempo T_m (tiempo muerto) en arrastrar el producto hasta la boca de salida, por lo que el tiempo total de funcionamiento del dosificador, TD , será:

$$TD = T2 + T_m$$

Ecuación 5-6: Tiempo total de funcionamiento del dosificador

El tiempo muerto T_m , fue medido en cada una de las pruebas del sistema de dosificación, cuyos datos están tabulados a continuación:

MASA MEDIDA (gr.)	TIEMPO MUERTO (seg)	TIEMPO DE DESCARGA (seg)	TASA DE DESCARGA (gr/seg)
16	3,35	10,16	1,57
15	3,67	10,03	1,50
14	3,49	9,08	1,54
14	3,54	8,28	1,69
15	3,73	8,99	1,67
15	3,48	9,13	1,64
13	3,62	8,29	1,57
16	3,45	10,19	1,57
13	3,52	8,53	1,52
15	3,73	9,82	1,53
15	3,73	9,37	1,60
15	3,77	9,37	1,60
15	3,69	9,03	1,66
15	3,32	8,92	1,68
13	3,65	9,01	1,44
Media Aritmética	3,58	9,21	1,59

Tabla 5-11: Tiempo muerto en el sistema de dosificación

Una vez que se tienen los Tm para cada medición, se puede determinar el tiempo total de funcionamiento del dosificador, TD, para cada medición:

MASA MEDIDA (gr.)	TIEMPO MUERTO (seg)	TIEMPO DE DESCARGA (seg)	TIEMPO TOTAL TD (seg)
16	3,35	10,16	13,51
15	3,67	10,03	13,70
14	3,49	9,08	12,57
14	3,54	8,28	11,82
15	3,73	8,99	12,72
15	3,48	9,13	12,61
13	3,62	8,29	11,91
16	3,45	10,19	13,64
13	3,52	8,53	12,05
15	3,73	9,82	13,55
15	3,73	9,37	13,10
15	3,77	9,37	13,14
15	3,69	9,03	12,72
15	3,32	8,92	12,24
13	3,65	9,01	12,66
Media Aritmética	3,58	9,21	12,80

Tabla 5-12: Tiempo total de descarga del sistema de dosificación

Con estos datos, se puede obtener la tasa real de dosificación, es decir el tiempo que se demora el sistema en dosificar 15 gr. tomando en cuenta el tiempo que éste tarda en arrastrar la masa hasta la boca de salida:

MASA MEDIDA (gr.)	TIEMPO TOTAL TD (seg)	TASA REAL DE DESCARGA (gr/seg)
16	13,51	1,18
15	13,70	1,09
14	12,57	1,11
14	11,82	1,18
15	12,72	1,18
15	12,61	1,19
13	11,91	1,09
16	13,64	1,17
13	12,05	1,08
15	13,55	1,11
15	13,10	1,15
15	13,14	1,14
15	12,72	1,18
15	12,24	1,23
13	12,66	1,03
MEDIA ARITMÉTICA		1,14

Tabla 5-13: Tasa real de descarga del sistema de dosificación

Con la media aritmética de la tasa real de descarga del dosificador, se obtiene el tiempo de funcionamiento medio del mismo, TDm, con un valor de:

TDm = 12.8 seg.

Finalmente, se puede afirmar, que para dosificar 15 gr. de mezcla, es preciso que se haga girar el tornillo de mezcla en sentido contrario por 0.5 seg. y el tornillo de dosificación 12.8 seg.

CAPÍTULO VI

6. ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1.- COSTOS DE CONSTRUCCIÓN

En el presente capítulo se detallarán los costos del proyecto, para luego analizar la viabilidad y rentabilidad del mismo.

Los costos están divididos en directos e indirectos, tal como se detalla a continuación.

6.1.1.- COSTOS DIRECTOS

Los costos directos comprenden todo lo referente a la construcción de la máquina, es decir, equipos, materiales y mano de obra directa para la construcción de los distintos componentes y por último los materiales y componentes del sistema de control.

Los costos de los equipos necesarios están detallados en la tabla 6.1:

Equipo	Marca	Procedencia	Modelo	Potencia (HP)	Polos	Velocidad de Servicio (rpm)	Precio (U\$)
Motorreductor	Motovario	Italia	NMRV040	1/3	6	110	410
Motorreductor	Motovario	Italia	NMRV040	1/3	4	165	325
COSTO TOTAL DE EQUIPOS							735

Tabla 6-1: Costos y detalle de equipos

La tabla 6.2 detalla los costos de construcción, los cuales incluyen costo tanto de materiales como de mano de obra.

Elemento	Material	Espesor plancha	COSTO (U\$)		
			Materiales	Mano de Obra	Costo Total
Tolva principal con puente			225,3	920	1282,736
Cuerpo de la tolva	AISI 304	2 mm			
Puente soporte	AISI 304	3 mm			
Brida	AISI 304	4 mm			
Válvula de cuchilla			52,08	327,92	425,6
Cuerpo de la válvula	AISI 304	2 mm			
Placa cuchilla	AISI 304	3 mm			
Bridas	AISI 304	4 mm			
Tolva secundaria			42,43	337,57	425,6
Cuerpo de la tolva	AISI 304	2 mm			
Bridas	AISI 304	4 mm			
Tornillo Sin fin Vertical			72	1126	1341,76
Eje macizo d=31 mm	AISI 304				
Espiras	AISI 304	2 mm			
Eje Crapolina d=51 mm	AISI 304				
Dosificador horizontal			292	1494	2000,32
Tubo sanitario d=4" x 1,5 mm	AISI 304				
Bridas extremas	AISI 304	6 mm			
Eje macizo d=25 mm	AISI 304				
Espiras	AISI 304	2 mm			
COSTO TOTAL DE CONSTRUCCIÓN					5476,02

Tabla 6-2: Costos de construcción

Por último, se tienen los costos de los componentes del sistema eléctrico:

Elemento	Cantidad	P. Unit. (U\$)	P. Total (U\$)
Interruptor manual sin retorno	1	1	1
Contacto temporizado con retardo a la excitación NA	2	35	70
Accionamiento de pedal	1	20	20
Cable eléctrico	10 m	0,4	4
Inversor de polaridad	1	8	8
COSTO TOTAL SISTEMA DE CONTROL			103

Tabla 6-3: Costos del sistema eléctrico

6.1.2.- COSTOS INDIRECTOS

Como costo indirecto se tiene únicamente el valor del transporte de la máquina ya construida, lo cual tiene un valor adicional de 100 U\$. Se puede considerar como costos indirectos, los costos de operación y mantenimiento de la máquina.

El costo de operación de la máquina va a ser únicamente la energía que ésta consume al operar. Como se había expuesto anteriormente, la máquina está diseñada para mezclar y dosificar 80 Kg de mezcla por semana en un tiempo máximo de una hora, de manera que ésta, va a trabajar únicamente 52 horas al año.

Los elementos que van a consumir esta energía eléctrica son los 2 moto – reductores, ambos de 1/3 HP, y conociendo el valor del Kw/h para el sector industrial, se realiza el cálculo:

Equipo	Potencia (KW)	Horas/Año	Energía KW*h	Costo KW*h (U\$)	Costo anual (U\$)
Moto -rreductor	0,248	52	12,896	0,35	4,51
Moto -rreductor	0,248	52	12,896	0,35	4,51
Costo anual de Operación de la Máquina					9,03

Tabla 6-4: Costos anuales de operación de la máquina

El mantenimiento de la máquina deberá realizarse cada 2 semanas como mínimo, el cual comprende la limpieza tanto interna como externa. Para la limpieza interna, el operador deberá desacoplar el sistema de la tapa del silo, que incluye el moto reductor y el tornillo de mezcla.

Luego se desacoplará el sistema de válvula de cuchilla y por último se desacoplará el tornillo de dosificación.

Una vez desacoplados los elementos, se lavará con agua y detergente, para luego limpiar con alcohol en sus partes internas.

Los costos de mantenimiento son únicamente el agua, detergente y alcohol que se utilice, así como el tiempo que el operador invierta en esta operación. Estos costos, en total, no suman más de 15 U\$ por cada acción de mantenimiento.

6.1.3.- COSTO TOTAL

El costo total del proyecto es igual a:

Costo de equipos + Costo de elementos + Costo de comp. Eléctricos + transporte = COSTO TOTAL

Ecuación 6-1: Costo total del proyecto

Reemplazando los valores conocidos, se obtiene el costo total del proyecto.

COSTO TOTAL = 6314.02 U\$

6.2.- ANÁLISIS ECONÓMICO FINAL: TIR – VAN – B/C

El análisis económico final comprende el cálculo del Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) y la relación de Beneficio / Costo (B/C). Cabe anotar, que la máquina no devolverá retorno de capital, el principal objetivo de este proyecto es el optimizar el proceso mediante el ahorro del tiempo, de manera que en este aspecto es en el que se verá beneficiado el cliente.

En las tablas 6.5 y 6.6 se presenta el flujo de capital usando una tasa de inflación sugerida del 3.11 % y un tiempo de vida de diez años.

Año	0	1	2	3	4	5
Inversión	-5624,3	0	0	0	0	0
Operación	0,000	-9,047	-9,319	-9,598	-9,886	-10,183
Mantenimiento	0,000	-180,000	-185,400	-190,962	-196,691	-202,592
Ahorro por operador	-2000,000	2060,000	2121,800	2185,454	2251,018	2318,548
Totales	-7624,300	1870,953	1927,081	1984,894	2044,441	2105,774

Tabla 6-5: Flujo de capital para los años 0 – 5

Año	6	7	8	9	10
Inversión	0	0	0	0	-5624,3
Operación	-10,488	-10,803	-11,127	-11,461	-11,805
Mantenimiento	-208,669	-214,929	-221,377	-228,019	-234,859
Ahorro por operador	2388,105	2459,748	2533,540	2609,546	2687,833
Totales	2168,947	2234,015	2301,036	2370,067	-3183,131

Tabla 6-6: Flujo de capital para los años 6 – 10

Se obtiene un VAN de U\$ 6170,18 lo que demuestra que el proyecto es muy rentable ya que nos arroja un valor positivo muy significativo e indica que la máquina genera ganancias por medio de la optimización del tiempo.

$$\text{VAN} = \$ 6170.18$$

De igual manera se calcula un TIR del 20.37 %, definido como la tasa de descuento para la cual el VAN es igual a cero, y el cual indica y corrobora que el proyecto es muy rentable ya que la tasa actual de interés pasivo es del 4.33 %.

$$\text{TIR} = 20.37 \%$$

Por último, se determina la relación beneficio/costo (B/C), definida como los ingresos sobre los gastos, que para el proyecto es igual a 1.53, al ser mayor a 1, demuestra que el proyecto es rentable al existir muchos más ingresos que gastos.

$$\text{B/C} = 1.53$$

Por lo tanto, queda demostrado que para el cliente, un coffee shop, la máquina les resulta muy rentable desde el punto de vista económico así como también desde el punto de vista de la comodidad y asepsia.

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1.- CONCLUSIONES

- Luego de haber analizado cuidadosamente cada opción de los diferentes sistemas mediante una matriz de decisión, se determinó que un sistema de mezcla de tornillo helicoidal vertical y un sistema de dosificación de tornillo helicoidal horizontal, son los más idóneos para el proceso.
- La analogía utilizada en el Capítulo III, en lo que se refiere al diseño de la hélice para el sistema de mezclado, la cual fue considerada como un empotramiento simple, fue verificada mediante la simulación computarizada.
- El diseño de la máquina fue realizado componente por componente. Así tenemos, que el mínimo factor de seguridad se obtuvo en el silo (FDS=1.9), y en la tapa del mismo (FDS=5.7).
- El diseño realizado para la máquina es sanitario y cumple con las normas internacionales 3 A y el CODEX alimentario. Es decir la máquina está diseñada en acero inoxidable AISI 304, cumple con los radios de curvatura requeridos y se puede desarmar con gran facilidad para su limpieza.
- La simulación computarizada de las piezas fue realizada en Cosmosworks 2006. Nos permitió corroborar los resultados obtenidos en el diseño convencional, como en el eje con la hélice vertical, tanto en el diseño convencional como en la simulación, el factor de seguridad obtenido es de 24.

- La simulación del sistema de control eléctrico realizada en el programa Electronic Workbench, permite una fácil y segura operación de la máquina.
- El modelo fue construido en acero de transmisión SAE 1018 y acero al carbono A36, guarda una estrecha similitud en sus componentes básicos con el diseño de la máquina real. Existen diferencias evidentes tales como la estructura soporte de la máquina, la cual fue reemplazada por un soporte sencillo; el sistema de mezcla del modelo cuenta con un par de rascadores debido a que el producto a mezclar tiende a aglomerarse en las paredes del silo, cosa que no sucede con el acero inoxidable AISI 304.
- Los indicadores económicos, TIR (20,3 %), VAN (US\$ 6170,18) y B/C (1,53), apuntan a un éxito inminente de la máquina en la aplicación para la que fue diseñada.

7.2.- RECOMENDACIONES

- Es recomendable la utilización del método de la matriz Combinex para la toma de decisiones, pues proporciona valores más precisos sobre la ponderación de cada parámetro de diseño.
- Se recomienda el uso de los moto – reductores, los cuales, aunque elevan un tanto el costo de la máquina, son mucho más confiables en su funcionamiento y simplifican la disposición de los diferentes elementos constituyentes.
- Existen muchos programas en el mercado capaces de simular aplicaciones similares. En nuestro caso el Cosmosworks 2006, para simulación de las partes mecánicas, y el Electronic Workbench, para la simulación del sistema eléctrico, han cumplido con todas nuestras expectativas por eso recomendamos su uso.

- Para la optimización del presente diseño, en lo que se refiere a precisión en la dosificación, es recomendable realizar un estudio acerca de la posibilidad de utilización de celdas de carga con su respectivo PLC para garantizar la cantidad exacta de producto.

BIBLIOGRAFÍA

- Marks, Manual del Ingeniero Mecánico, Mc. Graw Hill, 2001.
- Shigley J., Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc. Graw Hill, 2002.
- Larburu, Prontuario de Máquinas Herramientas, Thomson, 1989.
- Pisarenko, Manual de Resistencia de Materiales, Mir, 1977.
- Piskunov, Cálculo diferencial e Integral, Mir, 1975.
- Zieliński, Máquinas de elevación y transporte, Estatal, s.f.
- Zavorodsky, Transformación de plásticos, Mir, s.f.
- Escuela Politécnica Nacional, Control Industrial, EPN, s.f.
- AGA, Catálogo de soldadura, AGA, 2004.
- SKF, Catálogo de rodamientos rígidos de bolas, SKF, s.f.