



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
TORCEDORA DE VARILLA CUADRADA HASTA
DE ½ PULGADA EN FRÍO”**

**CANDO MERINO DANILO RUBEN
HERNÁNDEZ GUILCAPI IRMA CECILIA**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2012

Epoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Febrero, 29 de 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

DANILO RUBEN CANDO MERINO

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TORCEDORA DE
VARILLA CUADRADA HASTA DE ½ PULGADA EN FRÍO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Fierro
DIRECTOR DE TESIS

Ing. José Paredes
ASESOR DE TESIS

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Febrero, 29 de 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

IRMA CECILIA HERNÁNDEZ GUILCAPI

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TORCEDORA DE
VARILLA CUADRADA HASTA DE ½ PULGADA EN FRÍO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERA MECÁNICA

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Fierro
DIRECTOR DE TESIS

Ing. José Paredes
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXANIMACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: DANILO RUBEN CANDO MERINO

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TORCEDORA DE VARILLA CUADRADA HASTA DE ½ PULGADA EN FRÍO”

Fecha de Exanimación: Febrero, 29 del 2012

RESULTADO DE LA EXANIMACIÓN:

| COMITÉ DE EXANIMACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|---|---------|------------|-------|
| ING. MARCO SANTILLÁN (Presidente Tribunal Defensa) | | | |
| ING. PABLO FIERRO (Director de Tesis) | | | |
| ING. JOSÉ PAREDES (Asesor) | | | |

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

CERTIFICADO DE EXANIMACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: IRMA CECILIA HERNÁNDEZ GUILCAPI

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TORCEDORA DE VARILLA CUADRADA HASTA DE ½ PULGADA EN FRÍO”

Fecha de Examinación: Febrero, 29 del 2012

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|---|---------|------------|-------|
| ING.MARCO SANTILLÁN. (Presidente Tribunal Defensa) | | | |
| ING. PABLO FIERRO (Director de Tesis) | | | |
| ING. JOSÉ PAREDES (Asesor) | | | |

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Danilo Ruben Cando Merino

f) Irma Cecilia Hernández Guilcapi

DEDICATORIA

A **Dios**, por darme la salud, permitirme ante las adversidades tomar las mejores decisiones y por finalmente cumplir mi meta.

A **mis padres**, por darme la fuerza, confianza y las facilidades para culminar con mis estudios, parecía una meta muy lejana pero aquí estoy con pie firme y este triunfo se lo dedico a ustedes.

A **mis hermanos**, por creer siempre en mi y sobre todo aceptarme tal y como soy y comprendan que en la vida hay metas difíciles pero no imposibles.

A **mi novia**, Verito Moreira por ser un soporte fundamental en mi vida, no eres la mujer perfecta para el mundo, pero eres lo que yo siempre soñé.

Danilo R. Cando Merino.

A **mis padres**, Francisco Hernández e Irma Guilcapi, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. Depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento de mi inteligencia y capacidad. Y porque el orgullo que sienten por mí, fue lo que me hizo ir hasta el final.

A **mis hermanos**, Francisco, Patricia, Arturo, Anita, Héctor y Mayrita, por brindarme siempre su fuerza y apoyo incondicional, porque me han ayudado y llevado hasta donde estoy ahora.

A **mi novio**, Carlos Barsallo, quien me brindó su amor, su cariño, su estímulo y su apoyo constante.

A **mi sobrina**, mi princesa Eimmy Coraima, por ser lo más inocente, porque su candidez me llena de vida.

Irma C. Hernández Guilcapi

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a Dios por habernos dado el ser a nuestros padres por habernos dado la vida, un sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos nuestros familiares, profesores, amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Danilo Ruben Cando Merino

Irma Cecilia Hernández Guilcapi

CONTENIDO

| | | Pág. |
|----------|---|------|
| 1 | GENERALIDADES | 1 |
| 1.1 | Introducción | 1 |
| 1.2 | Antecedentes | 2 |
| 1.3 | Justificación técnica | 2 |
| 1.3.1 | Justificación económica | 3 |
| 1.3.2 | Justificación ambiental | 3 |
| 1.4 | Objetivos | 3 |
| 1.4.1 | Objetivo general | 3 |
| 1.4.2 | Objetivos específicos | 3 |
| 2 | MARCO TEÓRICO | 5 |
| 2.1 | Protohistoria | 5 |
| 2.1.1 | Estilo Románico | 6 |
| 2.1.2 | Estilo árabe | 8 |
| 2.1.3 | Estilo gótico | 8 |
| 2.1.4 | Edad moderna | 10 |
| 2.2 | Máquinas utilizadas en la industria para realizar cerrajería metálica. | 13 |
| 2.2.1 | Plegadoras universales | 13 |
| 2.2.2 | Máquina dobladora de varilla con mesa rotatoria. | 14 |
| 2.2.3 | Roladora de planchas de acero. | 15 |
| 2.3 | Principales elementos usados en el diseño de máquina para torcer varilla. | 15 |
| 2.3.1 | Motor eléctrico. | 15 |
| 2.3.2 | Reductor de velocidades. | 16 |
| 2.3.3 | Correas de transmisión. | 17 |
| 2.3.4 | Cadenas de transmisión. | 17 |
| 2.3.5 | Eje de transmisión. | 18 |
| 2.3.6 | Pernos. | 18 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 2.3.7 | Perfiles metálicos. | 19 |
| 3 | DISEÑO DE LA MÁQUINA | 20 |
| 3.1 | Parámetros de diseño. | 20 |
| 3.2 | Determinación del límite de fluencia de manera experimental del acero de construcción ASTM A-36. | 20 |
| 3.2.1 | Requerimientos para una probeta de compresión. | 21 |
| 3.2.2 | Probeta estándar. | 21 |
| 3.2.3 | Ensayo de compresión entre bloques. | 22 |
| 3.2.4 | Preparación de la probeta. | 23 |
| 3.2.5 | Procedimiento del ensayo. | 24 |
| 3.2.7 | Cálculo del límite de fluencia | 27 |
| 3.2.8 | Límite de fluencia del acero de construcción tabulado de las empresas fabricantes. | 28 |
| 3.3 | Cálculo de la potencia de trabajo requerida en el eje. | 28 |
| 3.3.1 | Cálculo del torque máximo | 30 |
| 3.3.2 | Cálculo de la potencia | 30 |
| 3.4 | Potencia de trabajo | 30 |
| 3.5 | Selección de los elementos para realizar el movimiento. | 31 |
| 3.5.1 | Selección del motor. | 31 |
| 3.5.2 | Selección de las poleas y la correa. | 33 |
| 3.5.2.1 | Potencia de diseño corregida. | 34 |
| 3.5.2.2 | Selección del tipo de banda. | 35 |
| 3.5.2.4 | Distancia entre centros. | 37 |
| 3.5.2.5 | Longitud primitiva de la banda | 37 |
| 3.5.2.6 | Distancia real entre centros. | 38 |
| 3.5.2.7 | Ángulo de contacto. | 39 |
| 3.5.2.8 | Potencia transmisible por bandas. | 39 |
| 3.5.2.9 | Determinación del número de bandas. | 41 |
| 3.5.2.10 | Selección de las poleas según catálogo de BIRN. | 42 |
| 3.5.2.11 | Factor de seguridad. | 42 |
| 3.5.2.12 | Durabilidad de la banda. | 43 |
| 3.5.3 | Selección del reductor | 49 |

| | | |
|---------|--|----|
| 3.5.4 | Selección de la transmisión por cadena | 49 |
| 3.5.4.1 | Potencia de diseño | 49 |
| 3.5.4.2 | Determinación del número de cadena | 50 |
| 3.5.4.3 | Determinación del número de dientes de la rueda conducida | 51 |
| 3.5.4.4 | Determinación de longitud de cadena y distancia entre centros | 51 |
| 3.5.4.5 | Número de tramos | 52 |
| 3.5.4.6 | Determinación del número de tramos | 52 |
| 3.5.4.7 | Selección de catarinas | 53 |
| 3.6 | Diseño del eje 1 | 54 |
| 3.6.1 | Consideraciones físicas | 54 |
| 3.6.2 | Consideraciones geométricas | 54 |
| 3.6.3 | Dimensionamiento | 55 |
| 3.6.4 | Material | 55 |
| 3.6.5 | Cargas soportadas por el eje | 55 |
| 3.6.6 | Diagramas de fuerza y momento | 56 |
| 3.6.7 | Diseño del eje estático. | 58 |
| 3.6.8 | Diseño del eje a fatiga. | 60 |
| 3.6.9 | Determinación de la chaveta y su longitud. | 65 |
| 3.7 | Verificación de la resistencia del eje de salida del reductor. | 66 |
| 3.7.1 | Análisis estático | 68 |
| 3.7.2 | Determinación de la chaveta y su longitud | 70 |
| 3.8 | Verificación de la resistencia del eje de entrada del reductor. | 70 |
| 3.8.1 | Cálculo de las reacciones producidas por la banda | 70 |
| 3.8.2 | Análisis estático | 73 |
| 3.8.3 | Determinación de la chaveta y su longitud | 75 |
| 3.9 | Selección de los rodamientos | 76 |
| 3.9.1 | Rodamiento A | 76 |
| 3.9.1.1 | Carga estática equivalente | 77 |
| 3.9.2 | Rodamiento B | 78 |
| 3.9.2.1 | Carga estática equivalente | 79 |

| | | |
|----------|---|-----|
| 3.10 | Selección de los pernos | 80 |
| 3.10.1 | Diseño y selección de los pernos para la mordaza de sujeción | 80 |
| 3.10.1.1 | Diseño Estático | 81 |
| 3.10.2 | Diseño y selección de los pernos para el porta varilla | 83 |
| 3.10.2.1 | Diseño Estático | 84 |
| 3.11 | Análisis de elementos mecánicos | 86 |
| 3.11.1 | Análisis de la mordaza base. | 86 |
| 3.11.1.1 | Fuerzas que actúan en la mordaza base | 87 |
| 3.11.1.2 | Cálculo del factor de seguridad en la mordaza base | 87 |
| 3.11.1.3 | Análisis de tensiones | 88 |
| 3.11.1.4 | Factor de seguridad | 89 |
| 3.11.2 | Análisis de los hexágonos. | 91 |
| 3.11.2.1 | Fuerzas que actúan en el hexágono | 91 |
| 3.11.2.2 | Cálculo del factor de seguridad en el hexágono | 92 |
| 3.11.2.3 | Análisis de tensiones | 93 |
| 3.11.3 | Diseño del porta varillas. | 95 |
| 3.11.3.1 | Fuerzas que actúan la porta varilla | 95 |
| 3.11.3.2 | Cálculo del factor de seguridad en el porta varilla | 96 |
| 3.11.3.3 | Análisis de tensiones | 97 |
| 3.11.3 | Factor de seguridad | 97 |
| 3.11.3.4 | Diseño de la matriz porta varilla | 99 |
| 3.12 | Diseño de la estructura mediante el paquete informático SAP 2000 v.10 | 99 |
| 3.12.1 | Consideraciones del modelo | 100 |
| 3.12.2 | Descripción de la estructura | 100 |
| 3.12.3 | Geometría de la estructura | 101 |
| 3.12.4 | Propuesta de diseño | 101 |
| 3.12.4.1 | Cargas que actúan en la estructura | 102 |
| 3.12.4.2 | Análisis de razón de esfuerzos | 104 |
| 3.12.4.3 | Análisis de la deformación | 104 |
| 3.12.5 | Construcción por disponibilidad del material del auspiciante | 105 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 3.12.5.1 | Cargas que actúan en la estructura | 106 |
| 3.12.5.2 | Análisis de razón de esfuerzos | 108 |
| 3.12.5.3 | Análisis de la deformación | 108 |
| 3.13 | Diseño del circuito eléctrico | 109 |
| 3.13.1 | Inversión de giro de un motor trifásico | 110 |
| 3.13.2 | Funcionamiento | 112 |
| 4 | CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA PARA TORCER VARILLA. | 113 |
| 4.1 | Componentes del equipo y tecnología de la construcción | 113 |
| 4.2 | Procedimiento de construcción | 112 |
| 4.3 | Construcción y montaje | 115 |
| 4.3.1 | Construcción de la máquina de torsión | 115 |
| 4.3.1.1 | Flujo grama de construcción de las partes de la máquina de torsión. | 120 |
| 4.4 | Montaje de la máquina de torsión | 123 |
| 4.5 | Flujo grama de montaje de la máquina de torsión | 125 |
| 5 | MANUAL DE OPERACIONES Y MANTENIMIENTO | 126 |
| 5.1 | Manual de operación | 126 |
| 5.1.1 | Libro de registros de parámetros de funcionamiento. | 127 |
| 5.1.2 | Diagnostico de fallas | 128 |
| 5.2 | Capacitación del operador. | 130 |
| 5.3 | Mantenimiento preventivo de la máquina para torcer varilla | 131 |
| 6 | ANÁLISIS ECONÓMICO | 134 |
| 6.1 | Costos | 134 |
| 6.1.3 | Costos de mano de obra | 136 |
| 6.1.4 | Costos de equipos y herramientas | 136 |
| 6.1.5 | Costos por transporte de materiales | 137 |
| 6.1.6 | Costos total directo | 137 |
| 6.1.7 | Costos indirectos | 137 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 6.1.8 | Costos totales | 138 |
| 6.2 | Depreciación | 138 |
| 6.1.2 | Causas de la depreciación | 139 |
| 6.2.3 | Método de la línea recta | 140 |
| 6.2.4 | Determinación del costo de energía | 141 |
| 6.2.5 | Determinación del beneficio de producción | 143 |
| 6.3 | Cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno) y el VAN (Valor Actual Neto). | 143 |
| 6.3.1 | Cálculo del VAN (Valor Actual Neto). | 144 |
| 6.3.2 | Cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno) | 146 |
| 7 | CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 147 |
| 7.1 | Conclusiones | 147 |
| 7.2 | Recomendaciones. | 148 |

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

| | | Pág. |
|----|---|------|
| 1 | Longitud de la probeta en función del diámetro. | 24 |
| 2 | Propiedades mecánicas del acero A-36 (ADELCA) | 28 |
| 3 | Relación en función de los lados | 29 |
| 4 | Eficiencia de los componentes utilizados | 31 |
| 5 | Datos de placa de motor seleccionado | 32 |
| 6 | Valores F_s de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y carga | 34 |
| 7 | Diámetros primitivos en mm | 36 |
| 8 | Tabla de correas trapezoidales oleostaticpirelli | 38 |
| 9 | Factor de corrección para ángulos de contacto < 180 | 40 |
| 10 | Factor de corrección según el tipo de correa | 41 |
| 11 | Características de las poleas seleccionadas. | 42 |
| 12 | Factor de servicio | 43 |
| 13 | Factor K_c | 44 |
| 14 | Factor k y b | 48 |
| 15 | Factor de servicio por aplicación de carga f_s según norma ISO 10823:1996 | 50 |
| 16 | Valor de C_d | 52 |
| 17 | Medidas del eje | 55 |
| 18 | Factores de modificación de acabado superficial k_a , para el acero | 63 |
| 19 | Factores de confiabilidad k_c , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga | 66 |
| 20 | Diámetros del reductor | 82 |
| 21 | Valores tentativos para k | 88 |
| 22 | Propiedades mecánicas del elemento | 92 |
| 23 | Propiedades mecánicas del elemento | 96 |
| 24 | Propiedades mecánicas del porta varilla | 96 |
| 24 | Partes constructivas de la máquina de torsión | 114 |
| 25 | Tiempos en la construcción de la máquina de torsión | 116 |

| | | |
|----|--|-----|
| 26 | Montaje del sistema estructural de la bancada | 123 |
| 27 | Montaje del eje principal de transmisión. | 123 |
| 28 | Montaje del sistema de transmisión | 123 |
| 29 | Montaje del sistema de torsión en el eje principal | 124 |
| 30 | Montaje del circuito eléctrico | 124 |
| 31 | Tiempo de construcción de la máquina de torsión | 125 |
| 32 | Registro de mantenimiento y fallas del equipo | 127 |
| 33 | Diagnostico de falla en la parte eléctrica | 128 |
| 34 | Diagnostico de falla en la transmisión | 129 |
| 35 | Diagnostico de falla en sistema de torsión en el eje principal | 130 |
| 36 | Manual de mantenimiento | 131 |
| 37 | Designación de variables de tiempo | 133 |
| 38 | Costo de materiales | 134 |
| 39 | Costo de mano de obra | 136 |
| 40 | Costo de equipos y herramientas | 136 |
| 41 | Costo total directo | 137 |
| 42 | Costos indirectos | 137 |
| 43 | Costo total indirecto | 137 |
| 44 | Costo total de la máquina | 138 |
| 45 | Depreciación anual de la máquina | 141 |

LISTA DE FIGURAS

| | | Pág. |
|----|--|------|
| 1 | Espada de la civilización céltica | 6 |
| 2 | Espada de la civilización tene | 6 |
| 3 | Espada de la civilización oriental o griega | 6 |
| 4 | Rejas y verjas | 7 |
| 5 | Herrajes | 7 |
| 6 | Candeleros | 8 |
| 7 | Espada estilo árabe | 8 |
| 8 | Rejas y verjas estilo gótico | 9 |
| 9 | Aldabones estilo gótico. | 9 |
| 10 | Corona de luz estilo gótico | 10 |
| 11 | Pulpito gótico (catedral de Barcelona) | 10 |
| 12 | Verja de edad moderna | 11 |
| 13 | Candelabro plateresco | 11 |
| 14 | Rejas de la catedral de burgos | 11 |
| 15 | Hierro artístico de la edad moderna | 12 |
| 16 | Rejas de la catedral de Segovia | 12 |
| 17 | Plegadoras universal modelo PU-2020 | 14 |
| 18 | Figuras decorativas que se realizan con la plegadora | 14 |
| 19 | Máquina dobladora de varilla | 14 |
| 20 | Figuras decorativas que se realizan con dobladora | 15 |
| 21 | Máquina dobladora a rodillo | 15 |
| 22 | Figuras decorativas que se realizan con la Roladora | 15 |
| 23 | Partes de un motor eléctrico | 16 |
| 24 | Esquema de reductores de velocidad | 16 |
| 25 | Correa de transmisión | 17 |
| 26 | Cadena de transmisión | 18 |
| 27 | Eje de transmisión | 18 |
| 28 | Perno | 19 |
| 29 | Perfil I | 19 |
| 30 | Medidas estándar de la probeta | 22 |

| | | |
|----|---|----|
| 31 | Flexómetro. | 22 |
| 32 | Extensómetro | 22 |
| 33 | Máquina Universal | 23 |
| 34 | Corte transversal de la varilla | 23 |
| 35 | Probeta antes del ensayo | 24 |
| 36 | Medidas de la probeta | 24 |
| 37 | Equipo utilizado | 25 |
| 38 | Probeta centrada | 25 |
| 39 | Colocación del extensómetro | 25 |
| 40 | Probeta comprimiéndose | 26 |
| 41 | Probeta después del ensayo | 26 |
| 42 | Ley de variación de las tensiones tangenciales | 28 |
| 43 | Esquema cinemático de la máquina | 32 |
| 44 | Esquema de la transmisión por bandas trapeciales | 33 |
| 45 | Curvas para la elección de la sección de la correa | 35 |
| 46 | Características de placa del reductor marca BALDOR | 49 |
| 47 | Geometría del eje. | 55 |
| 48 | Cargas que soporta el eje. | 56 |
| 49 | Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa Mdsolid) | 57 |
| 50 | Diagrama de fuerza y momento en el plano XZ (Programa Mdsolid) | 58 |
| 51 | Sección crítica del eje | 58 |
| 52 | Fluctuación de las cargas sobre el eje. | 61 |
| 53 | Factores de modificación de acabado superficial k_a , para el acero | 63 |
| 54 | Diagrama de fuerzas sobre el eje de salida del reductor. | 67 |
| 55 | Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa Mdsolid) | 67 |
| 56 | Diagrama de fuerza y momento en el plano XZ (Programa Mdsolid) | 68 |
| 57 | Diagrama de fuerzas sobre el eje del reductor | 71 |
| 58 | Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa | 72 |

| | | |
|----|--|-----|
| | Mdsolid) | |
| 59 | Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa Mdsolid) | 73 |
| 60 | Taladrado para colocar tornillos | 80 |
| 61 | Taladrado para colocar tornillos del porta varillas | 84 |
| 62 | Mordaza base. | 86 |
| 63 | Fuerzas que actúan en la mordaza base | 87 |
| 64 | Tensión máxima en la mordaza base | 89 |
| 65 | Coefficiente de seguridad de la mordaza base en programa SolidWorks. | 90 |
| 66 | Elemento hexagonal | 91 |
| 67 | Fuerzas que actúan en el hexágono | 91 |
| 68 | Tensiones en el hexágono | 93 |
| 69 | Coefficiente de seguridad del hexágono en programa SolidWorks | 94 |
| 70 | Porta varillas | 95 |
| 71 | Fuerzas que actúan en el porta varilla. | 95 |
| 72 | Tensiones del porta varilla | 97 |
| 73 | Coefficiente de seguridad del hexágono en programa SolidWorks | 98 |
| 74 | Matriz porta varillas | 99 |
| 75 | Esquema de la bancada en AutoCAD | 101 |
| 76 | Vista isométrica de la estructura | 102 |
| 77 | Representación de la carga muerta con elementos Shell | 103 |
| 78 | Representación de la carga viva | 103 |
| 79 | Resultados de SAP 2000: Razón de esfuerzo | 104 |
| 80 | Deformación de la estructura con combinación (L+D) | 105 |
| 81 | Vista isométrica de la estructura | 106 |
| 82 | Representación de la carga muerta con elementos Shell | 107 |
| 83 | Representación de la carga viva | 107 |
| 84 | Resultados de SAP 2000: Razón de esfuerzo | 108 |
| 85 | Deformación de la estructura con combinación (L+D) | 109 |
| 86 | Circuito de potencia. | 111 |

| | | |
|----|--|-----|
| 87 | Circuito de control | 111 |
| 88 | Flujo grama de construcción estructural de la bancada | 120 |
| 89 | Flujo grama de construcción del eje principal | 120 |
| 90 | Flujo grama de construcción del sistema de torsión en el eje principal | 121 |
| 91 | Flujo grama de construcción del sistema de torsión en el eje principal | 122 |
| 92 | Flujo grama de construcción del circuito eléctrico | 122 |
| 93 | Flujo grama de montaje de la máquina de torsión | 125 |
| 94 | Ingresos y egresos por año | 144 |
| 95 | Figura ilustrativa del interés – VAN | 145 |

LISTA DE ABREVIACIONES

| | |
|-------------|---|
| SAE | Sociedad de Ingenieros Automotrices |
| RPM. | Revoluciones por minutos |
| AISC | American Institute of Steel Construction (Instituto Americano de la Construcción en Acero) |
| HP | Potencia |
| n | Coefficiente de seguridad. |
| ISO | International OrganizationStandarization (Organización Internacional para la Estandarización) |
| ANSI | American National Estándar Institute(Instituto Nacional Americano Estándar) |
| ASTM | American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana paraPruebas y Materiales). |
| DIN | Deutsche Industrie Norm (Norma Industrial Alemana). |
| Hz | Hercios |
| TIR | Tasa Interna de Retorno |
| VAN | Valor actual neto |

SIMBOLOGÍA

| Símbolo | Definición | Unidades |
|----------------------------|---|----------------------|
| Deq | Diámetro equivalente | mm |
| Sy | Límite de fluencia | Lbs/plg ² |
| Sut | Resistencia última a la tensión | Lbs/plg ² |
| Lo | Longitud inicial | cm |
| Do | Diámetro inicial | cm |
| Ao | Área inicial | |
| P | Potencia | Hp |
| α | Relación de lados | |
| T | Torque máximo | N.m |
| A | Área | mm ² |
| F | Fuerza | Kg |
| Sp | Resistencia de prueba | kg/cm ² |
| w | Velocidad angular | rpm |
| i | Relación de transmisión | |
| Fs | Factor de servicio | |
| Pc | Potencia corregida | CV |
| d | Diámetro | mm |
| I | Distancia entre centros | mm |
| γ | Ángulo de contacto | Grados |
| Pa | Potencia admisible | CV |
| Pb | Prestación base | |
| Pd | Prestación diferencial | |
| Cj | Factor de corrección para el ángulo de contacto | |
| CL | Factor de corrección según el tipo de correa | |
| μ | Coefficiente de fricción | |
| σ | Esfuerzo | kg/mm ² |
| Nb | Número de bandas | |
| Np | Número de pasadas | |
| T | tensión | lb |

| | | |
|---------------------------------|--|--------------------|
| v | Velocidad lineal | Ft/min |
| β | Ángulo de contacto entre la banda y la polea | grados |
| Z | Número de dientes | |
| M | Momento | Lb.in |
| τ | Esfuerzo tangencial | kg*mm |
| r | Radio | Mm |
| η_t | Rendimiento total | |
| η_m | Rendimiento del motor | |
| η_r | Rendimiento del reductor | |
| Fc | Fuerza de la cadena | Kg |
| Ft | Fuerza de trabajo | Kg |
| W_E | Peso del eje | lb |
| W_c | Peso de la Catarina | Lb |
| W_M | Peso de la mordaza de sujeción | lb |
| fl | Factor de esfuerzo dinámico | |
| fn | Factor de esfuerzo estático | m/s ² |
| Po | Carga dinámica | KN |
| Co | Capacidad de carga dinámica requerida | KN |
| At | Área de esfuerzo de tensión | Mm ² |
| Fi | Fuerza de pretensión | Kg |
| C | Constante elástica de unión | KN |
| Se | Límite de fatiga | kg/mm ² |
| ka | Factor de superficie | |
| kb | Factor de tamaño | |
| kc | Factor de confiabilidad | |
| Kg | Factor de temperatura | |
| ke | Factor de concentración de tensiones | |
| kt | Factor de concentración de esfuerzos | |
| q | Factor de sensibilidad | |
| σ_{eq} | Esfuerzo equivalente | kg/mm ² |
| Rx | Reacción en un punto | Kg |
| N | Número de pernos | |
| p | Paso | Mm |

| | | |
|-------------------------------|---|------|
| D_{anual} | Depreciación anual | \$ |
| V_{salvamento} | Valor de salvamento | \$ |
| C_{diario} | Consumo diario | Kw-h |
| B | Beneficio de producción | |
| | Coeficiente del valor presente en una distribución | |
| P/A | uniforme | |
| P/F | Coeficiente del valor presente de una cantidad futura | |

LISTA DE ANEXOS

- A** Norma ASTM-E9-70
- B** Eficiencia del reductor de velocidad
- C** Eficiencia de bandas planas
- D** Eficiencia de la transmisión de la cadena
- E** Eficiencia de los rodamientos
- F** Características del motor
- G** Valores de P_b y P_d
- H** Selección de poleas (Catalogo BIRN)
- I** Determinación del número de la cadena
- J** Distancia entre centros y longitud de cadena
- K** Selección de las catarinas
- L** Selección de las chavetas
- M** Propiedades del acero Bohler V155
- N** Tipo de cuñeros y factores de concentración de esfuerzos K_f
- O** Selección de la chaveta
- P** Valores de f_l y f_n
- Q** Factor de esfuerzo estático
- R** Selección de rodamientos
- S** Capacidad de carga
- T** S_y para tornillo grado métrico
Tasa de interés activas efectivas vigentes microcrédito de
- U** acumulación ampliada

RESUMEN

El diseño y construcción de una máquina torcedora de varilla cuadrada hasta de $\frac{1}{2}$ pulgada en frío, está basado en el requerimiento del sector industrial dedicado a la cerrajería metálica ornamental, que tiene como principal finalidad disminuir tiempos de fabricación y minimizar costos de producción de la varilla entronchada.

El proceso investigativo previo y necesario para determinar la funcionalidad y las características de la máquina, se realizó en los principios de trabajo de máquinas y herramientas similares construidas en Inglaterra, España y en las consultas permanentes a profesionales de la rama.

Como resultado de ésta investigación, en esta máquina se utilizó un sistema estructural para la bancada, un sistema de sujeción de la varilla fijo y móvil, un sistema de transmisión de potencia para orientar el movimiento del husillo y torque en la varilla y de un sistema eléctrico de control del motor. Para accionar el eje se seleccionaron una transmisión por bandas y cadena conectada a un reductor y este acoplado a un motor trifásico de 220V y 1HP.

Se tomó en cuenta la necesidad de torcer varilla cuadrada de hasta $\frac{1}{2}$ pulgada de diferentes longitudes y en serie, por lo que se seleccionaron y diseñaron los diferentes mecanismos de acuerdo a esta necesidad, logrando que en la misma máquina se pueda torcer varilla de hasta 100 cm de longitud.

Esta máquina permite alcanzar un gran beneficio para la industria de la cerrajería metálica, por el incremento de la producción que se obtiene y bajo costo de la misma.

ABSTRACT

The twisting Machine Construction and Design of Squared Rod up to ½ Inch in Cold are based on the decorative metallic locksmithing needs in order to decrease manufacturing timing and twisted rod producing costs.

The preliminary researching process was carried out at the machine working beginning and similar tools built in England, Spain and the permanent search to professionals in order to determine the machine features and functions.

Structural system for bedplate, fixed and mobile rod holding system, power transmission system to guide the screw rotation and the rod torque and electric engine control system were used in this machine as a result of this investigation. Chain and band transmission connected to a reducer and fitted to a 220V and 1Hp three-phase engine was chosen to drive the axis.

Several devices were chosen and designed due to the need of twisting the squared rod up to ½ inch from different lengths and in series twisting the rod up to 100 centimeters long in the same machine.

This machine benefits a lot of to the metallic locksmith industry because of its high production and low costs.

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES

1.1 Introducción [1]

La **artesanía del hierro** proviene de periodos históricos muy antiquísimos, elaboraciones tales como el trabajo más o menos artístico del metal del hierro puede venir de testimonios arqueológicos, aun sin contar con el testimonio de la Biblia que nos habla de esta industria como ejercida por alguno de los patriarcas antediluvianos como Tubalcaín (*Génesis, cap. IV, vers. 22*), anterior a las civilizaciones caldea y egipcia.

La evolución histórica de la industria del hierro desde el punto de vista artístico puede reducirse a tres épocas muy desiguales caracterizadas por el espíritu o la idea que predomina en sus obras, de este modo:

Época de labor utilitaria en la cual tiene escaso interés lo artístico y se busca principalmente la utilidad de las herramientas y piezas. Se trata de un largo período que se extiende desde el siglo XII hasta el siglo XV.

Época de labores decorativas en que sobre lo útil prevalece lo artístico o decorativo alcanzando hasta la Edad contemporánea.

Época de obra industrial que es la presente en la cual el arte se convierte en una industria por efecto de la grande y potente maquinaria que suple la mano del artista.

El material más utilizado para la elaboración del artesanías de hierro o cerrajería es el acero estructural ASTM (*American Society for Testing and Materials*) A-36 ya que tiene excelentes propiedades mecánicas y por su bajo contenido de carbono permite una fácil soldabilidad.

Existen muchos tipos de aceros que pueden contener otros elementos en su composición, también son utilizados según sea el requerimiento.

1.2 Antecedentes

En la actualidad la mayoría de empresas, conjuntos habitacionales y programas de vivienda han optado por mejorar su imagen desde el punto de vista estético, para un mejor marketing visual recurriendo así a la ornamentación de sus cerramientos y defensas con diversos estilos tanto en la forma, tamaño, color y material. Para obtener estos cerramientos con su respectiva ornamentación debe tenerse en cuenta los factores de riesgo en cada uno de los procedimientos previos a la obtención del producto final.

En el Ecuador, la mayoría de pequeñas y medianas industrias han utilizado métodos manuales, para torcer la varilla cuadrada para la ornamentación, barrotes, barandas y volutas. Lo cual dificulta la producción en serie para grandes requerimientos, por no tener suficiente capital para invertir en máquinas, que permitan procesos automáticos y a la vez limita su elaboración, por lo cual al tener un aumento de la demanda por parte del consumidor, no pueden abastecer el mercado y opta por soluciones poco decorativas.

Por lo tanto se diseña un equipo para torcer la varilla cuadrada efectivo, eficiente, fácil y tomado en consideración muchos factores que dan viabilidad a lo expuesto, para lograr este propósito se plantean una alternativa de solución correspondiente al diseño conceptual del producto, se evalúa la alternativa de solución aplicando criterios técnicos y se soluciona el problema.

1.3 Justificación técnica

El presente proyecto pretende mejorar el proceso de torsión de la varilla cuadrada de media pulgada destinados a la fabricación de piezas de hierro para la ornamentación, para de esta manera ayudar al operario en algunas tareas que requieren de tiempo, dinero y que en la actualidad se lo realiza de forma manual y por unidades, para esto es necesario la implementación de una máquina torcedora de varilla cuadrada, en serie y manipulada de forma fácil y precisa acorde con las tendencias tecnológicas actuales.

Para la elaboración de esta máquina se ha tomado en consideración muchos factores que dieron viabilidad a lo expuesto, pues, la demanda existente en el mercado justifica los medios y en este caso, el proyecto puede encontrar un sector fértil para el desarrollo de la industrial dentro del campo de la fabricación de piezas de hierro para la ornamentación.

1.3.1 Justificación económica La implementación de este sistema supone una alternativa económica viable para la mediana industria metal-mecánica, puesto que no estará sometida al monopolio de las grandes industrias que están fuera de la localidad, siendo ellos quienes fabriquen piezas que en la actualidad son difíciles de realizar por falta de este equipo, generando fuentes de empleo, activando así el aparato productivo del cantón con una producción a mayor escala, como también será un aporte muy importante para los procesos industriales.

1.3.2 Justificación ambiental Esta tesis toma como principal fundamento la conservación del medio ambiente y las regulaciones medioambientales que las entidades de control sugieren.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general Diseñar y construir una máquina torcedora de varilla cuadrada en frío hasta de media pulgada.

1.4.2 Objetivos específicos

- Analizar y seleccionar una alternativa del sistema a utilizar para la máquina torcedora.
- Diseñar los diferentes mecanismos como el de relación de transmisión para provocar la torsión de la varilla, el de sujeción de las varillas con un máximo de seguridad tanto el fijo como el móvil.
- Realizar el diseño eléctrico que sincronice el movimiento de torsión de acuerdo al motor que se utilice.

- Construir la máquina y realizar las pruebas correspondientes.
- Elaborar un manual de operación y mantenimiento de la máquina.
- Presentar un informe económico detallado del diseño y construcción de la máquina.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO.

La evolución histórica de la industria del hierro desde el punto de vista artístico puede reducirse a tres épocas muy desiguales caracterizadas por el espíritu o la idea que predomina en sus obras, de este modo:

Época de labor utilitaria en la cual tiene escaso interés el sabor artístico y se busca principalmente la utilidad de las herramientas y piezas. Se trata de un largo periodo que se extiende desde los siglos XII al XV A.C. El hierro se elabora con el procedimiento rudimentario del horno.

Época de labores decorativas en que sobre lo útil prevalece lo artístico o decorativo alcanzando hasta la Edad contemporánea. En esta época prevalece la forja, que aviva la combustión extraordinariamente.

Época de obra industrial que es la presente en la cual el arte se convierte en una industria por efecto de la grande y potente maquinaria que suple la mano del artista.

Cada una de las referidas épocas, por lo menos las dos primeras, pueden subdividirse en periodos con sus estilos diferentes.

2.1 Protohistoria [2]

Suele relacionarse con la Edad del Hierro, se sitúa cronológicamente entre la Prehistoria y la Historia.

Las obras de hierro más importantes elaboradas en las épocas o edades que llevan su nombre y forman la protohistoria europea se concretan en diferentes armas de mano, principalmente espadas y dagas de variadas formas y en diferentes clases de frenos de caballo. Las espadas revelan en su forma tres distintas influencias de otras tantas civilizaciones a saber:

- *Las célticas de Hallstatt.* Se llaman de antenas porque su pomo remata en dos apéndices que terminan en esferillas o espirales siendo la espada corta (de unos 40 centímetros) ancha y con estrías o nervaduras a lo largo.

Figura 1.Espada de la civilización céltica.



- *La Tene.* Se trata de espadas más prolongadas sin nervaduras y con un espigón, el cual debió ser de madera. Corresponden al siglo IV a. C. y siguiente.

Figura 2.Espada de la civilización tene.



- *La oriental o griega.* Se llaman falcatas porque ofrecen el corte encorvado (de hoz) y su empuñadura que frecuentemente lleva artísticas incrustaciones y relieves tiene forma especial para asirla con firmeza. Las de este grupo cundieron por el Sur de España desde los comienzo del siglo IV a. C.

Figura 3.Espada de la civilización oriental o griega.



2.1.2 Estilo RománicoEl romántico es el primer estilo cristiano de occidente y se desarrolla a lo largo de los siglos X al XIV extendiéndose por Francia, Alemania, Inglaterra, Italia y Mitad norte de la Península Ibérica. Es a la vez un estilo uniforme y variado, el cual tiene por característica el uso repetido de la espiral como refuerzo y

motivo de ornamentación y la sencillez en las formas de todos los objetos. Estos se reducen a las siguientes clases:

- Las rejas y verjas para cerrar una capilla o una ventana o aislar un recinto cualquiera las cuales se forman con barrotes de sección cuadrada unidos con varillas con forma de volutas o róleos más complicados o adornados en el siglo XIII.

Figura 4. Rejas y verjas.



- Los herrajes para refuerzo de puertas y arcones también con róleos como las rejas.

Figura 5. Herrajes.



- Los candeleros en forma de trípode con un vástago cilíndrico o prismáticocuadrado y que remata en punta para clavar en él la vela o antorcha al cual suele añadirse en su parte inferior desde fines del siglo XIII, un gran plato de hierro para recoger la cera.

Figura 6. Candeleros.



2.1.3 Estilo árabe Coincidiendo con el estilo románico y su inmediato sucesor, el gótico, se conocen algunas bisagras, unos pocos herrajes o grapones, clavos de cabeza gruesa y diferentes llaves.

Figura 7. Espada estilo árabe.



En los hierros artísticos árabes predomina la forma de media luna, que en la época gótica se prolonga en sus extremos tendiendo éstos a reunirse como formando una lanza y se decoran por lo general con labores geométricas incisas. Las cabezas de clavo para ornamento y refuerzo de puertas y arcones presentan la forma cónica o semiesférica y se adornan con labores lineales.

2.1.4 Estilo gótico Pertencen a los siglos XIV, XV y principios del XVI los hierros artísticos de estilo gótico el cual se distingue por sus labores ángulosas a menudo caladas y repujadas y por su esbeltez y buen gusto imitando la escultura ornamental de la época. Los objetos más comunes e interesantes del estilo que todavía pueden admirarse en Museos e iglesias españoles son:

- *Rejas y verjas* que desde finales del siglo XIV se constituyen por delgados barrotes de sección cuadrada y con frecuencia retorcidos, divididos horizontalmente en dos o más cuerpos mediante un friso o cenefa de labores góticas que los separa y coronados por macollas, pináculos y escudos.

Figura 8. Rejas y verjas estilo gótico.



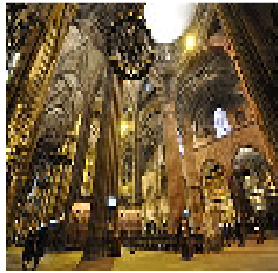
- *Los aldabones* aldabas que desde la época románica tienen la forma de argolla o gruesa anilla y en el gótico toma, a veces, al de animal fantástico y gira sobre una gran placa ornamentada.

Figura 9. Aldabones estilo gótico.



- *Los candelabros y candeleros* que siguen las formas del estilo románico pero con mayor esbeltez y elevación teniendo el árbol una forma poligonal o cuadrada y retorcida con nudos de trecho en trecho y con un plato superior adornado de crestería sobre el cual descansa el cilindro hueco que ha de recibir la vela.
- *Las coronas de luz o arañas* que se forman de grandes aros o de brazos radiantes y suspendidos con la ornamentación propia del estilo y con mecheros o candeleros alrededor del aparato.

Figura 10. Corona de luz estilo gótico.



Se celebran como buenos ejemplares de hierros artísticos de estilo gótico las rejas del coro y de algunas capillas en las catedrales de Barcelona, Pamplona, Teruel, Toledo y Sevilla, un púlpito en la de Ávila y otras muchas piezas.

Figura 11. Púlpito gótico (catedral de Barcelona).



2.1.5 Edad moderna. El apogeo a que llegaron los hierros artísticos en el siglo XV se completó ya entrado el XVI con el estilo plateresco. Las rejas, sobre todo, alcanzaron una esplendidez tan singular en España que no se ha igualado a ellas ninguna obra de este tipo en otro país. Se constituyen dichas rejas de un modo semejante a las del periodo anterior pero convirtiéndose en series de esbeltos balaustres los barrotes cilíndricos o cuadrados y adornándose los frisos con repujados al gusto del Renacimiento al igual que el remate o crestería del conjunto. Suelen decorarse y preservarse de la herrumbre éstos y otros artefactos de hierro (como también se hizo a menudo en el periodo gótico) por medio del dorado, plateado, pavonado (color negro azulado) y la pintura de buen gusto (ver figura 12).

Los demás objetos de hierro antes enumerados siguieron casi con la misma forma general en el estilo plateresco pero cambiando la ornamentación como se supone.

Figura 12. Verja de edad moderna.



Los grandes candelabros tomaron luego la forma de columna elevada sobre su pedestalito o su trípode y se adornaron con relieves platerescos o con labores más destacadas. Las cruces con imágenes se hicieron muy perfectas, como obras de esculturas.

Figura 13. Candelabro plateresco.



Entre las rejas típicas y monumentales del mencionado estilo se cuentan:

- la que cierra la capilla de los Reyes Católicos en Granada (gótico-plateresca)
- la del condestable en la catedral de Burgos
- las del coro y presbiterio de las catedrales de Toledo, Sevilla y Zaragoza.

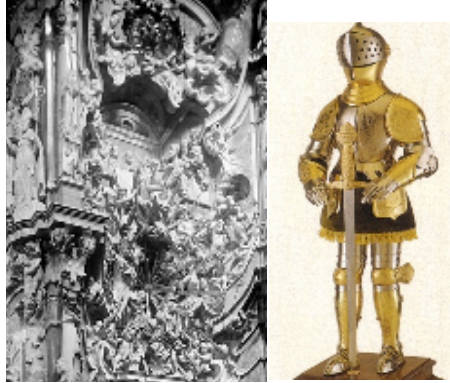
Figura 14. Rejas de la catedral de burgos.



Y entre los demás hierros artísticos de la misma época y estilo están

- El candelabro de la catedral de Toledo y el de la de León
- Otro que sirve de tenebrario en la catedral de Burgos
- Varias piezas de armadura y escudos en Madrid

Figura15.Hierro artístico de la edad moderna.



Por el último tercio del siglo XVI cundió en las obras de hierro el estilo herreriano de arquitectura con su obligada parsimonia y sequedad en los adornos. Y en los dos siglos siguientes se decoraron muchos utensilios con labores ampulosas de florones poco naturales, formados por planchas recortadas y encorvada y asimismo se adornaron arquetas y otros muebles con planchas caladas y de escaso gusto, olvidándose casi por completo el repujado de los dos siglos precedentes. Con estilo algo severo se labraron las monumentales rejas del coro y capilla mayor de la catedral de Sigüenza y otras en la de Burgos durante el siglo XVII y en el XVIII la del coro de la catedral de Segovia y de la capilla de los Reyes en la de Sevilla.

Figura 16. Rejas de la catedral de Segovia.



En la Edad Media era cada vez mayor la demanda de aplicaciones de hierro (sobre todo armas y armaduras debido al continuo guerrear) tanto fue así, que empezaron a surgir especialistas que conseguían mayor precisión y calidad. Algunos en la construcción de armas, otros en rejas, soportes y elementos de apoyo a la construcción, herraje de animales, carruajes, etc.

El oficio de trabajos la artesanía del hierro, fue evolucionando hasta el inicio de la Revolución Industrial(1750), donde se empezó a requerir mayor producción con menor coste. Esto produjo que algunos talleres cambiaran su sistema de trabajo para adaptarse a unas necesidades menos artesanales, otros sin embargo, siguieron fieles a las técnicas tradicionales utilizando como fundamento de sus trabajos la forja.

En la actualidad se han creado empresas grandes dedicadas a la elaboración especificada de algún producto de cerrajería metálica como son, rejas, barrotes, barandas y volutas para la ornamentación con requerimientos extremadamente voluminosos por lo cual se ha visto la necesidad de suplir la fuerza del hombre y reemplazarla por la ventaja mecánica lo cual hace que los requerimientos estén a tiempo, con mayor calidad, a menor costo y se los pueda realizar cuando el demandante así lo requiera.

2.2. Máquinas utilizadas en la industria para realizar cerrajería metálica.[3]

En la actualidad existen numerosas máquinas que ayudan a realizar esta labor en **frío** es decir, sin tener que precalentar el acero antes del trabajo, entre las cuales tenemos:

2.2.1 Plegadoras universales. Las prensas plegadoras son máquinas utilizadas para el trabajo en frío de materiales en hojas, generalmente chapas.

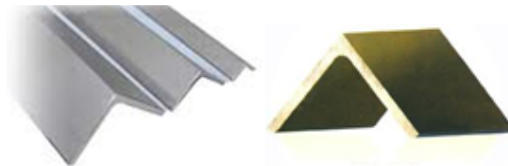
Su aplicación se generaliza a varios sectores industriales.

El espesor del material (chapas) a trabajar puede variar desde 0,5 a 20 mm y su longitud desde unos centímetros hasta más de 6 metros, aunque esta longitud puede aumentarse si se colocan unidas varias máquinas.

Figura 17. Plegadoras universal modelo PU-2020.



Figura 18. Figuras decorativas que se realizan con la plegadora.



2.2.2 *Máquina dobladora de varilla con mesa rotatoria.* Con pesos que varían desde 90 hasta más de 1360 kg, las dobladoras de mesa rotatorias son unidades estacionarias proyectadas para uso en el taller.

Figura 19. Máquina dobladora de varilla.



El propósito principal de esta máquina es doblar la varilla según la forma que se desee y los ángulos de dobles en mesas rotatorias son infinitamente variables hasta los 185 grados, y se pueden fijar previamente por cuadrante o, en algunas máquinas, por un programa de control automático. Una dobladora programable permite al trabajador fijar

previamente una serie de ángulos de dobles, una característica que es especialmente útil cuando se requiere fabricación rápida y uniforme de estribos.

Figura 20. Figuras decorativas que se realizan con dobladora.



2.2.3 Roladora de planchas de acero. Se utiliza para laminar y cilindrar transformando la hojalata plana en semicilíndrica y viceversa.

Para laminar se acciona una manija que hace girar dos rodillos encargados de sujetar la hojalata.

Figura 21. Máquina dobladora a rodillo.



Para cilindrar, además de los elementos móviles mencionados se utiliza un tercer rodillo que permanece fijo durante la operación anterior.

Figura 22. Figuras decorativas que se realizan con la Roladora.

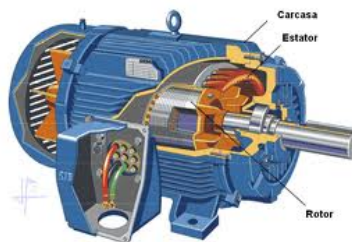


2.3 Principales elementos usados en el diseño de máquina para torcer varilla.[4]

2.3.1 Motor eléctrico. Es una máquina eléctrica que transforma energía eléctrica en energía mecánica por medio de interacciones electromagnéticas. Algunos de los motores eléctricos son reversibles, pueden transformar energía mecánica en energía

eléctrica funcionando como generadores. Está formado por un estator (permanece fijo a la carcasa) y un rotor (gira en el interior del estator). El motor funciona por la atracción y repulsión entre campos magnéticos creados en unas bobinas colocadas en el rotor y en el estator. Las bobinas son alimentadas con corriente eléctrica para crear los campos magnéticos. La alimentación del rotor se realiza por medio de un colector (que gira con el rotor) y de escobillas (que permanecen fijas en la carcasa).

Figura 23. Partes de un motor eléctrico.

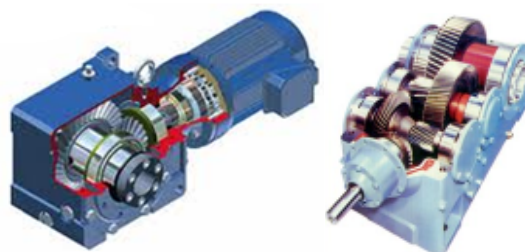


2.3.2 Reductor de velocidades. Los reductores son diseñados a base de engranajes, mecanismos circulares y dentados con geometrías especiales de acuerdo con su tamaño y la función en cada motor.

Rara vez las máquinas funcionan de acuerdo con las velocidades que les ofrece el motor, por ejemplo, a 1.800, 1.600 o 3.600 revoluciones por minuto. La función de un reductor es disminuir esta velocidad a los motores (50, 60, 100 rpm) y permitir el eficiente funcionamiento de las máquinas, agregándole por otro lado potencia y fuerza.

Los Reductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente.

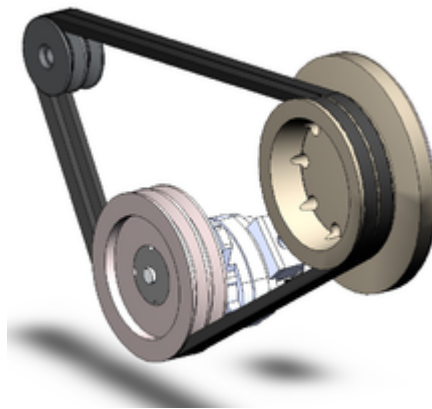
Figura 24. Esquema de reductores de velocidad.



2.3.3 *Correas de transmisión.* Es una cinta o tira cerrada de cuero, caucho u otro material flexible que permite la transmisión del movimiento entre ambas poleas. La correa debe mantenerse lo suficientemente tensa pues, de otro modo, no cumpliría su cometido satisfactoriamente.

Las transmisiones por correa, en su forma más sencilla, consta de una cinta colocada con tensión en dos poleas: una motriz y otra movida. Al moverse la cinta (correa) transmite energía desde la polea motriz a la polea movida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas.

Figura 25. Transmisión por bandas



2.3.4 *Cadenas de transmisión.* El término *cadena* proviene del latín *catēna* y hace mención a una serie de diversos eslabones que se encuentran enlazados entre sí.

Una cadena es un componente confiable de una máquina, que transmite energía por medio de fuerzas extensibles, y se utiliza sobre todo para la transmisión y transporte de energía en los sistemas mecánicos. La función y las aplicaciones de la cadena son similares a la de una correa.

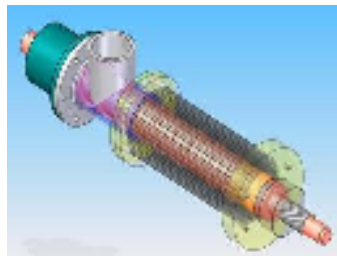
La flexibilidad de la transmisión es garantizada con la cadena, la cual consta de eslabones unidos por pasadores, que permiten asegurar la necesaria flexibilidad de la cadena durante el engrane con las ruedas dentadas. En el caso más simple, la transmisión por cadena consta de una cadena y dos ruedas dentadas, denominadas ruedas de estrella, ruedas dentadas, una de las cuales es conductora y la otra conducida.

Figura 26. Cadena de transmisión.



2.3.5 Eje de transmisión. En ingeniería mecánica se conoce como eje de transmisión o árbol de transmisión a todo objeto axis métrico especialmente diseñado para transmitir potencia. Estos elementos de máquinas constituyen una parte fundamental de las transmisiones mecánicas y son ampliamente utilizados en una gran diversidad de máquinas debido a su relativa simplicidad.

Figura 27. Eje de transmisión.



2.3.6 Pernos. El perno o espárrago es una pieza metálica larga de sección constante cilíndrica, normalmente hecha de acero o hierro. Está relacionada con el tornillo pero tiene un extremo de cabeza redonda, una parte lisa, y otro extremo roscado para la chaveta, tuerca, o remache, y se usa para sujetar piezas en una estructura, por lo general de gran volumen.

Figura 28. Perno.



2.3.7 Perfiles metálicos. Son aquellos productos laminados, fabricados usualmente para su empleo en estructuras de edificación, o de obra civil siendo éstos de diferentes características según su forma y dimensiones y debiéndose usar específicamente para una función concreta, ya sean vigas o pilares, Se distinguen:

Perfil *I*, perfil *C*, perfil *T*.

Figura 29. Perfil I.



CAPÍTULO III

3. DISEÑO DE LA MÁQUINA PARA TORCER VARILLA

3.1 Parámetros de diseño.

El interesado en el diseño y construcción de la máquina para torcer varilla cuadrada, pretendeminimizar tiempos y maximizar la producción, por lo que se debe cumplir con las siguientes condiciones de diseño:

- La altura del plano de trabajo debe estar entre 0.90 y 1.10 m del nivel de piso terminado.
- Debe tomarse en cuenta los diferentes tamaños que poseen las varillas menores de media pulgada.
- La longitud total de la máquina debe estar entre 1.3 a 1.6 m.
- Debe tomarse en cuenta que la máquina necesita energía eléctrica para su funcionamiento.
- La velocidad máxima a la que debe girar el eje de salida debe ser de 6 rpm.
- El manejo total del funcionamiento de todos los componentes de la máquina deben constituirse al lado derecho de la misma.
- Debe ser de fácil manejo.

3.2 Determinación del límite de fluencia de manera experimental del acero de construcción ASTM A-36.

La determinación del límite de fluencia S_y de este material se lo realizó en el laboratorio de resistencia de materiales, en la máquina universal de la Facultad de Mecánica de la ESPOCH, basándonos en ensayos experimentales y con la ayuda de diferentes instrumentos de medida.

El ensayo destructivo de compresión se realizó bajo la norma ASTM-E9-70 “ESTANDAR METHODS OF COMPRESSION TESTING OF METALLIC MATERIALS AT ROOM TEMPERATURE”

En ingeniería, el ensayo de compresión es un ensayo técnico para determinar la resistencia de un material o su deformación ante un esfuerzo de compresión. En la mayoría de los casos se realiza con hormigones y metales (sobre todo aceros), aunque puede realizarse sobre cualquier material.

Se realiza preparando probetas normalizadas que se someten a compresión en una máquina universal.

Se supone que desean las características simples del material y no la acción de los miembros estructurales como columnas de modo de que la atención se limita aquí al bloque de compresión corto.

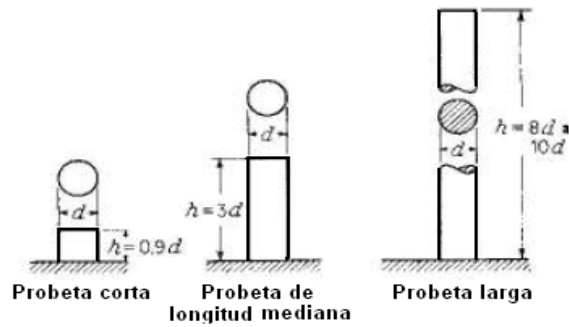
3.2.1 *Requerimientos para una probeta de compresión.*

- Para el esfuerzo uniforme de la probeta de compresión, una sección circular es preferible a otras formas. Sin embargo, la selección cuadrada o rectangular se usan frecuentemente para piezas manufacturadas.
- La selección de la relación entre la longitud y el diámetro de una probeta de compresión parece ser más o menos un compromiso entre varias condiciones indeseables.
- Los extremos a los cuales se aplica la carga deben ser planos y perpendiculares al eje de la probeta o de hecho, convertidos así mediante el uso de cabeceo y dispositivo de montaje.

3.2.2 *Probeta estándar.* Probetas para los ensayos de compresión de materiales metálicos recomendados por ASTM:

- Las probetas cortas son para usarse con metales antifricción.
- Las de probetas medianas para uso general y las probetas largas para ensayo que determine el módulo de elasticidad.

Figura 30. Medidas estándar de la probeta.



3.2.3 Ensayo de compresión entre bloques. Se somete al material a una carga axial de compresión. Probetas: cilindros o prismas rectos de caras paralelas.

Aplicación de la carga: axial y centrada (para que el estado tensional sea uniforme) Se miden cargas y acortamientos.

Los equipos utilizados:

- Flexómetro.
- Probeta normalizada.
- Máquina universal
- Indicador de carátula (Extensómetro).

Figura 31. Flexómetro.



Figura 32. Extensómetro.

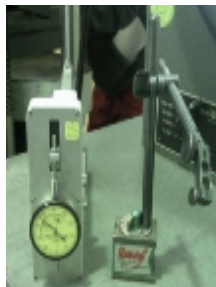


Figura 33. Máquina Universal.

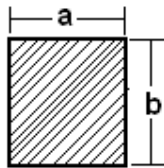


3.2.4 Preparación de la probeta. Como en la norma ASTM E9-70 solo existen medidas para probetas cilíndricas porque son las de mayor estudio, tenemos que ajustarnos a esos requerimientos, por lo tanto se procede a calcular nuestro diámetro equivalente de la varilla cuadrada.

Con la formula siguiente[5] obtenida del libro DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS- Robert L. Mott, Virgilio González y Pozo -Edición 2006 – Pág 182.

$$D_{eq} = 0.808\sqrt{a * b}(mm) \quad (1)$$

Figura 34. Corte transversal de la varilla.



Dónde:

Lado a = 11 mm

Lado b = 11 mm

Reemplazando en la ecuación(1) los datos obtenemos.

$$D_{eq} = 0.808 * \sqrt{11 * 11} (mm)$$

$$D_{eq} = 8,889 mm$$

$$D_{eq} = 0,349 in$$

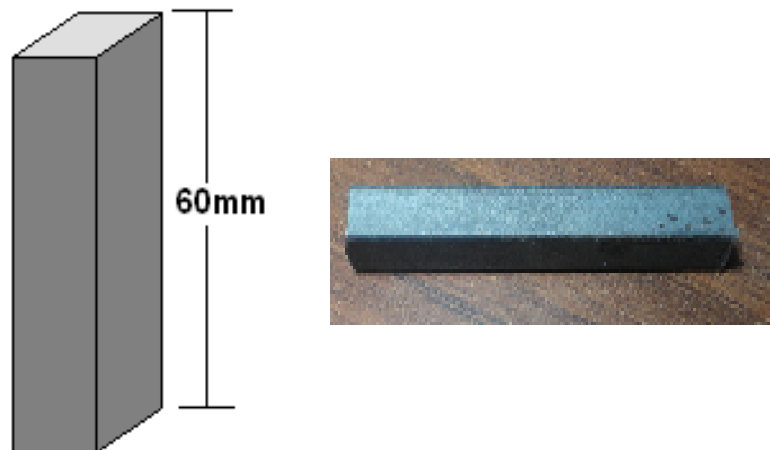
Con nuestro diámetro equivalente vamos a la *Tabla.1* de dimensiones de probetas de cilindros sólidos, para ver los datos de nuestra probeta.

Tabla1.Longitud en función del diámetro.

| MediumLength | DIAMETERS | | LENGTH | |
|--------------|-----------|----|---------|----|
| | In | mm | In | mm |
| | 50/127 | 10 | 1 ½ | 60 |
| | 0,8 | 20 | 300/127 | 70 |

Fuente:ASTM-E9-70 “ESTANDAR METHODS OF COMPRESSION TESTING OF METALLIC MATERIALS AT ROOM TEMPERATURE”

Figura 35. Probeta antes del ensayo.



Probeta antes del ensayo

3.2.5 Procedimiento del ensayo.

- Se anotan las medidas correspondientes iniciales a la probeta a ensayar.
- Se le hacen las marcas a la probeta para ver en el término del ensayo hasta que medida terminó.

Figura 36. Medidas de la probeta.



- Nos familiarizamos con la máquina e instrumentos de ensayo y se colocan los aditamentos correspondientes para sujetar la probeta (Fig. 37).
- Escoger una escala adecuada para la aplicación de fuerzas (10000 Kgf)
- Se procede a bajar la máquina para colocar la probeta en el lugar indicado, asegurando que esté lo más centrada posible a la base (Fig. 37).

Figura 37. Equipo utilizado.



Figura 38. Probeta centrada.



- Antes de comenzar nuestro ensayo procederemos a colocar un indicador de carátula correctamente calibrado en la parte inferior de la máquina (Fig. 39).

Figura 39. Colocación del extensómetro.



- Procedemos a bajar el plato superior hasta que casi esté a punto de tocar la probeta (1-2 mm).
- Nos cercioramos de que el extensómetro esté correctamente colocado antes de comenzar nuestra práctica.
- Cuando la máquina es puesta en marcha el indicador de carátula antes mencionado es puesto a cero.
- Se procede a tomar los datos mostrados por nuestra máquina.
- Mientras la carga va en aumento se observa como la probeta se comprime progresivamente (Fig.40)

Figura 40. Probeta comprimiéndose.



3.2.6 *Probeta después de realizar el ensayo.*

Figura 41. Probeta después del ensayo.



3.2.7 Cálculo del límite de fluencia

Datos iniciales de la probeta:

$$L_o = 6\text{cm}$$

$$D_o = 0,889\text{cm}$$

$$A_o = \frac{\pi D_o^2}{4} \quad (2)$$

Dónde:

L_o = Longitud inicial (cm)

D_o = Diámetro equivalente (cm)

A_o = Área (cm²).

Reemplazando valores en la ecuación (2), se tiene:

$$A_o = 0,621\text{cm}^2$$

Límite de fluencia

$$S_y = \frac{F (kg_f)}{A_o(\text{cm}^2)} \quad (3)$$

Dónde:

S_y = límite de fluencia (cm)

F = fuerza ejercida (kg_f)

A_o = área (cm²).

Al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (3) tenemos:

$$S_y = \frac{1590 \text{ Kg}_f}{0.621 \text{ cm}^2}$$

$$S_y = 2560,386 \text{ Kg}_f/\text{cm}^2$$

Obteniendo en el ensayo un $S_y = 2560.386 \text{ Kgf/cm}^2$

3.2.8 Límite de fluencia del acero de construcción, tabulado de las empresas fabricantes [6]. Se requiere el límite de fluencia del acero para calcular la potencia de trabajo de la máquina, para lo cual tomamos de Tablas este valor, de uno de los fabricantes de aceros del Ecuador, siendo ADELCA el que tiene el punto de fluencia mucho más elevado.

Tabla2. Propiedades mecánicas del acero A-36 (ADELCA)

| PROPIEDADES MECANICAS | kgf/cm ² |
|---|---------------------|
| Límite de fluencia mínimo | 2580 |
| Resistencia a la tracción mínima | 3400 |
| Resistencia a la tracción máxima | 4800 |
| ALARGAMIENTO (%) MÍNIMO CON PROBETA $L_0=5.65 \cdot (A_0)$ 1/2 mm | |
| | 26% |

Fuente: www.adelca.com

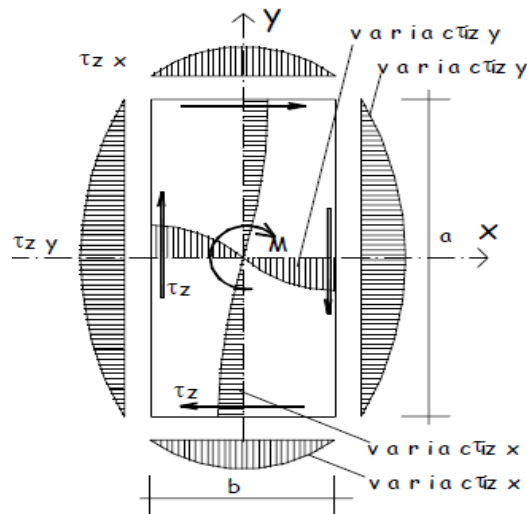
Haciendo una comparación entre los datos experimentales y teóricos notamos que la diferencia es insignificante y tomamos para nuestro caso el límite de fluencia tabulado $S_y = 2580 \text{ Kgf/cm}^2$

3.3 Cálculo de la potencia de trabajo requerida en el eje. [7]

Utilizamos las ecuaciones de ley de variación de tensiones tangenciales prismáticas no circulares ya que las fórmulas de la ley de Hooke de cortante no tienen validez.

Las medidas de nuestra varilla corresponden a $\frac{1}{2}$ pulgada aproximadamente 1.27 cm procediendo a realizar un muestreo de las longitudes reales de sus lados arrojándonos los siguientes resultados

Figura 42. Ley de variación de las tensiones tangenciales.



Lado a = 1,275 cm

Lado b = 1,275 cm

Conociendo las medidas reales de las varillas procedemos al cálculo del torque máximo con la siguiente ecuación:

$$\tau_{max} = \frac{T}{\alpha ab^2} \quad (4)$$

Tabla3. Relación en función de los lados

| a/b | 1 | 1.5 | 1.75 | 2 | 2.5 | 3 | 4 | 6 | 8 | 10 | ∞ |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| α | 0.208 | 0.231 | 0.239 | 0.246 | 0.258 | 0.267 | 0.282 | 0.299 | 0.307 | 0.313 | 0.333 |
| β | 0.141 | 0.196 | 0.214 | 0.229 | 0.249 | 0.263 | 0.281 | 0.299 | 0.307 | 0.313 | 0.333 |
| γ | 1.00 | 0.859 | 0.820 | 0.795 | 0.766 | 0.753 | 0.745 | 0.743 | 0.742 | 0.742 | 0.742 |

Fuente: GEREJames, GOODNOBarry, PhDMecánica de materiales —Edición 2009 — página 238

Donde:

T= Torque máximo (N.m).

α= Está en función de la relación de lados a/b, pueden obtenerse de la Tabla3.3

a,b = longitud de los lados(cm).

τ_{max}= Límite de fluencia máximo (Kgf/cm²)

3.3.1 Cálculo del torque máximo

Despejando de la ecuación (4) se tiene:

$$T = \tau_{\max} a^3 \alpha$$

$$T = 2580 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} * (1.275\text{cm})^3 * 0,208$$

$$T = 1112,279 \text{ Kg. cm} * \frac{9.8\text{N}}{1\text{Kg}_f} * \frac{1\text{m}}{100\text{cm}}$$

$$T = 109,003 \text{ N. m}$$

3.3.2 Cálculo de la potencia

$$P = T * \omega \tag{5}$$

Donde:

T = Torque máximo (N.m).

ω = Velocidad angular requerida en el eje (rpm)

P = Potencia (Hp).

Al remplazar los valores conocidos en la ecuación (5) se tiene:

$$P = 109,003 \text{ J} * 6 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1\text{rev}} * \frac{1\text{min}}{60\text{s}}$$

$$P = 68,489 \text{ Watt}$$

$$P = 68,489 \text{ Watt} * \frac{1\text{Hp}}{745,7\text{Watt}}$$

$$P = 0.092 \text{ Hp}$$

3.4 Potencia de trabajo.

A la potencia de trabajo, nosotros le damos un factor de seguridad de 1.5 como respaldo a nuestra máquina.

$$P_{\text{trabajo}} = 0.092 \text{ Hp} * 1,5 \tag{6}$$

$$P_{\text{trabajo}} = 0.138 \text{ Hp}$$

3.5 Selección de los elementos para realizar el movimiento. [8]

Los elementos que se seleccionan deben proporcionar los siguientes requerimientos:

$$\omega = 6 \text{ rpm}$$

$P_t \equiv 0,138\text{Hp}$ (Potencia que se necesita en el eje, sin tomar en cuenta las pérdidas debido a los componentes que realizan el movimiento)

En base a los datos de requerimiento se opta por seleccionar los siguientes componentes:

Motor.

Reductor.

Una transmisión por cadena – catarinas.

Una transmisión por banda – polea.

Rodamiento de bolas.

3.5.1 Selección del motor. Para seleccionar el motor primero debemos conocer la eficiencia de todos los componentes a utilizar.

Tabla4. Eficiencia de los componentes utilizados

| COMPONENTES | EFICIENCIAS % | ANEXOS |
|-------------------------|---------------|--------|
| Reductor | 82 | B |
| Transmisión por bandas | 98 | C |
| Transmisión por cadenas | 98 | D |
| Rodamientos de bolas | 90 | E |
| Otras pérdidas | 85 | |

Una vez conocido los rendimientos o eficiencias de todos los elementos procedemos a calcular de adelante, es decir la potencia requerida en el eje hacia atrás, la potencia que requerimos en el motor como podemos observar en la figura 43.

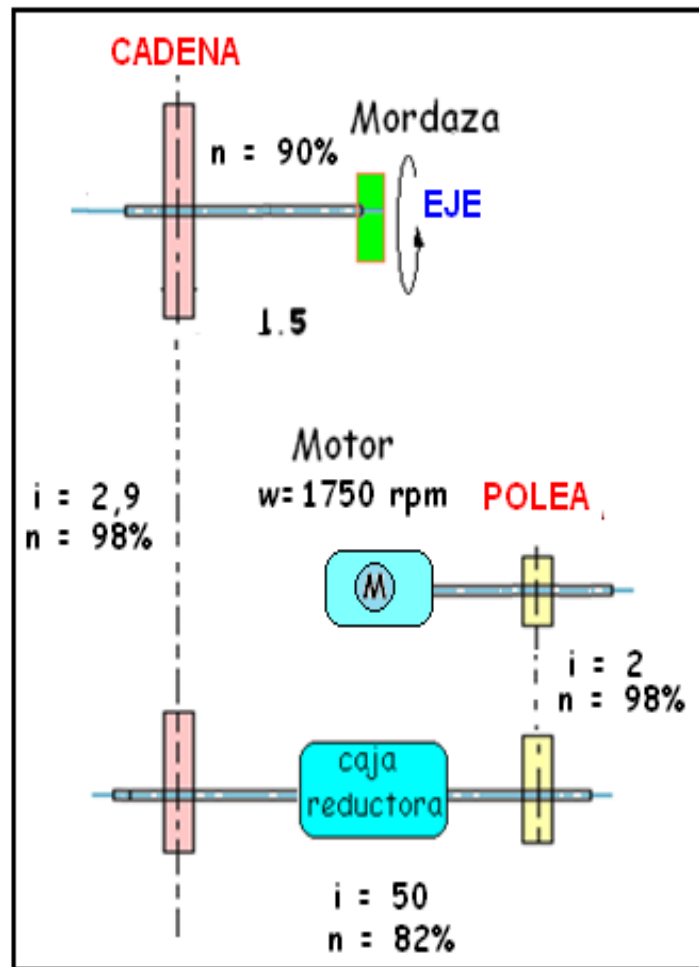
Potencia del motor

$$P_{\text{motor}} = 0,138 \text{ Hp} / (n_{\text{reductor}} * n_{\text{bandas}} * n_{\text{cadena}} * n_{\text{rodamientos}} * n_{\text{otros}}) \quad (7)$$

$$P_{\text{motor}} = 0,138 \text{ Hp} / (0,82 * 0,98 * 0,98 * 0,90 * 0,85)$$

$$P_{\text{motor}} = 0,229 \text{ Hp}$$

Figura 43. Esquema cinemático de la máquina.



Al obtener la potencia que se requiere en el motor la cual es 0,229 Hp procedemos a seleccionar nuestro motor.

Los datos técnicos del motor se encuentran en el ANEXO F.

Tabla 5. Datos de placa de motor seleccionado

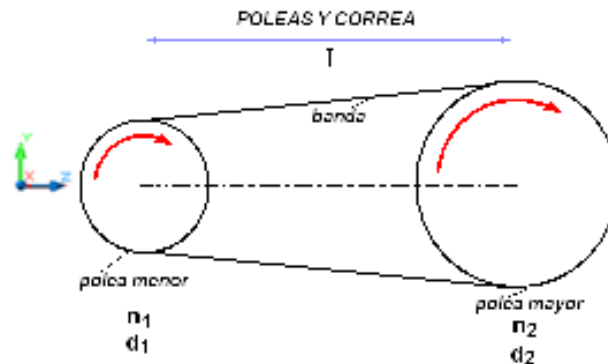
| MARCA | WEG |
|-----------------|---------|
| Modelo | W22 |
| Frecuencia | 60Hz |
| Potencia | 1 HP |
| RPM | 1750 |
| Voltaje | 220/440 |
| Amperaje | 8.4/4.2 |
| Factor servicio | 1.25 |
| Polos | 4 |
| Factor potencia | 0.72 |
| Peso (kg) | 4.2 |
| ph | 3 |

Fuente: www.weg.net

Escogemos este motor con sus respectivos datos de placas.

3.5.2 Selección de las poleas y la correa.

Figura 44. Esquema de la transmisión por bandas trapeciales



Procedemos a la selección de uno de los elementos de la transmisión de movimiento y potencia conociendo previamente los datos de placa del motor adjuntos en la Tabla 3.5.

Escogemos bandas trapeciales porque son las más recomendadas para distancias pequeñas entre centros.

Datos del motor

$P_{\text{motor}} = 1 \text{ Hp}$ potencia a transmitir, en $C_v = 1.01397$

$i = 2$

$n_1 = 1750 \text{ rpm}$

Determinar la relación de transmisión.

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (8)$$

Donde:

i = Relación de transmisión.

n_1 =rpm de la polea motriz.

n_2 = rpm de la polea conducida.

Al remplazar los valores conocidos en la ecuación (8) se tiene:

$$n_2 = \frac{n_1}{2}$$

$$n_2 = \frac{1750 \text{ rpm}}{2}$$

$$n_2 = 875 \text{ rpm}$$

3.5.2.1 Potencia de diseño corregida. La potencia transmisible por correas que viene dada en las Tablas de prestación, está calculada bajo la hipótesis de carga constante Los fabricantes de correas suelen catalogar los valores de los factores de servicio conforme la aplicación resultante.

Si se trata de una máquina herramienta de servicio normal, con 5 a 12 horas diarias de funcionamiento continuo, F_s toma el valor de **1,4** como podemos observar en la Tabla 6

Tabla6. Valores F_S de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y carga.

| Tipo de servicio | Condiciones de trabajo | Motor eléctrico | Motor de explosión | |
|------------------|--|-----------------|--------------------|-------------|
| | | | n. cil. > 4 | n. cil. < 4 |
| Ligero | Servicio intermitente-funcionamiento ≤ 6 horas diarias ninguna punta de carga | 1 | 1.1 | 1.2 |
| Normal | Funcionamiento de 3-12 horas día-punta de carga $\leq 150\%$ del trabajo a plena carga | 1.4 | 1.3 | 1.4 |
| Pesado | Puntas de carga o puesta en marcha $\leq 50\%$ del trabajo a plena carga - servicio continuo 16-24 h día | 1.5 | 1.5 | 1.6 |
| Muy pesado | Puntas de carga > 250% del trabajo a plena carga funcionamiento continuo. | 1.6 | 1.8 | 2 |

Fuente: Catálogo de correas trapeciales oleostatic PIRELLI pag-22.

$$P_c = P_{\text{motor}} * F_S \quad (9)$$

Donde:

P_c = Potencia corregida.

F_S = Factor de servicio (según las condiciones de trabajo).

P_{motor} = Potencia motor.

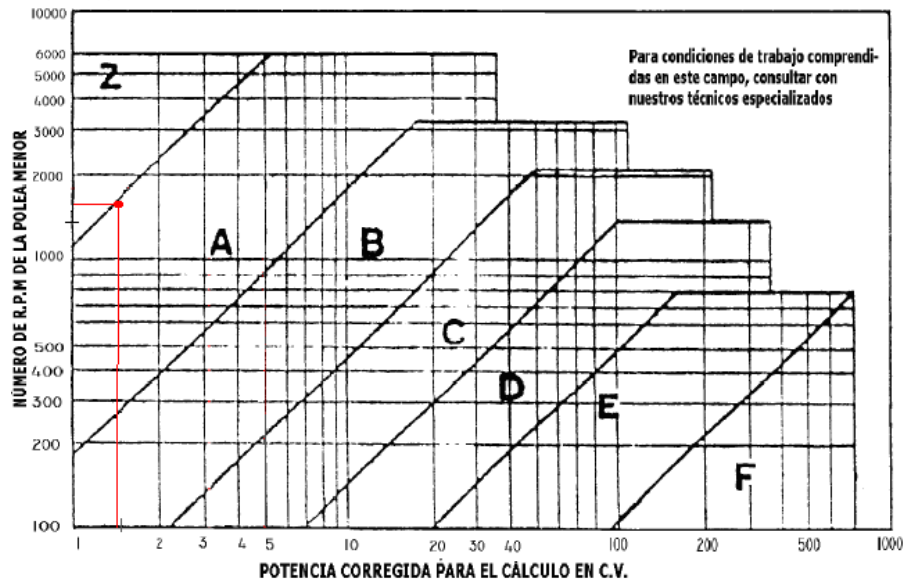
Al reemplazar los valores conocidos en la ecuación (9) se tiene:

$$P_c = 1.01397 C_v * 1.4$$

$$P_c = 1.419 C_v$$

3.5.2.2 Selección del tipo de banda. Se determina mediante la figura 45, en función de la potencia a transmitir corregida y el número de revoluciones por minuto de la polea menor.

Figura 45. Curvas para la elección de la sección de la correa.



Fuente: Catálogo de correas trapeciales oleostatic PIRELLI pag-22.

Como la polea menor girara a 1750 rpm y la potencia corregida es 1.4 Cv, la selección recomendada es la tipo "A" como puede verse resaltado en la figura 45.

3.5.2.3 Elección de los diámetros primitivos d_1 y d_2 de las poleas. Escogemos el diámetro de la polea menor $d_1 = 100$ mm ya que está dentro del rango del tipo A que va desde (75-1000) mm, por el espacio reducido q existe entre el reductor y el motor, ya q el reductor posee una placa base para el montaje del motor que no permite ceder lo suficiente como se desea.

ÁNGULO DE GARGANTA = 38° TIPO AD MENOR RECOMENDAD ≥ 125 mm

$$i = \frac{d_2}{d_1} \tag{10}$$

Donde:

i = Relación de transmisión que es 2.

d_1 = Diámetro en mm de la polea menor - motriz.

d_2 = Diámetro en mm de la polea mayor - conducida.

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (10) se tiene:

$$2 = \frac{d_2}{100 \text{ mm}}$$

$$d_2 = 200 \text{ mm}$$

Tabla 7. Diámetros primitivos en mm.

| SECCIONES | | | | | |
|-----------|--------|--------|--------|---------|---------|
| Z | A | B | C | D | E |
| 50 - | 75 - | 125 + | 200 ++ | 355 +- | 500 ++ |
| 53 - | 80 - | 132 + | 212 + | 375 + | 530 + |
| 58 - | 85 - | 140 ++ | 224 ++ | 400 ++ | 560 ++ |
| 60 + | 90 ++ | 150 + | 236 + | 425 + | 600 + |
| 63 ++ | 95 + | 160 ++ | 250 ++ | 450 +- | 630 ++ |
| 67 + | 100 ++ | 170 + | 265 + | 475 + | 670 + |
| 71 ++ | 106 + | 180 ++ | 280 ++ | 500 + | 710 ++ |
| 75 + | 112 ++ | 190 - | 300 + | 530 - | 750 - |
| 80 ++ | 118 + | 200 ++ | 315 ++ | 560 + | 800 ++ |
| 90 + | 125 ++ | 224 + | 355 + | 600 + | 900 + |
| 100 ++ | 132 + | 250 ++ | 375 + | 630 + | 1000 ++ |
| 112 + | 140 ++ | 280 + | 400 ++ | 710 + | 1120 + |
| 125 ++ | 150 + | 300 + | 450 + | 750 + | 1250 ++ |
| 140 + | 160 ++ | 315 ++ | 500 ++ | 800 + | 1400 + |
| 150 ++ | 170 - | 355 + | 530 - | 800 + | 1500 + |
| 160 ++ | 180 ++ | 375 + | 560 + | 1000 +- | 1600 ++ |
| 180 + | 190 - | 400 ++ | 600 + | 1060 + | 1800 + |
| 200 ++ | 200 ++ | 450 + | 630 ++ | 1120 + | 1900 + |
| 221 + | 224 + | 500 ++ | 710 + | 1250 ++ | 2000 ++ |
| 250 + | 250 ++ | 530 - | 750 + | 1400 + | 2240 + |
| | 280 + | 560 + | 800 ++ | 1500 + | 2500 ++ |

++ Especialmente recomendados

Fuente: Catálogo de correas trapeciales oleostatic PIRELLI pag-23.

3.5.2.4 Distancia entre centros. Se procede a determinar la distancia entre centros tomando en consideración la relación de transmisión como factor principal.

Si $1 \leq i \leq 3$

$$I = \frac{(i+1)d_1}{2} + d_1 \tag{11}$$

Si $i \geq 3$

$$I \leq d_2$$

Para nuestro caso utilizamos la ecuación **(11)** ya que nuestra relación de transmisión está dentro de estas condiciones.

$$I = \frac{(i + 1)d_1}{2} + d_1$$

Donde:

I = Distancia entre centros en mm.

d_1 = Diámetro de la polea menor - motriz.

Al remplazar los valores conocidos en la ecuación **(11)** se tiene:

$$I = \frac{(2 + 1)100mm}{2} + 100mm$$

$$I = 250mm$$

3.5.2.5 Longitud primitiva de la banda. De acuerdo al tipo de transmisión se calcula la longitud primitiva L, así para el caso más común de transmisión por banda abierta determinamos por la ecuación (3.10).

$$L = 2I + 1,57(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4I} \quad (12)$$

Donde:

L = Longitud de la banda mm.

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación **(12)** se tiene:

$$L = 2(250) + 1,57(200 + 100) + \frac{(200 - 100)^2}{4 * 250}$$

$$L = 981 \text{ mm}$$

Con este valor escogemos el diámetro primitivo más cercano superior en la Tabla8.

Tabla8. Correas trapecoidales oleostaticpirelli.

| A (mm 13x8) | | | |
|-------------|---------|-------|-------|
| A 24 | | 610 | 643 |
| A 25 1/4 | | 641 | 674 |
| A 26 | (1-A) | 660 | 693 |
| A 27 1/2 | | 688 | 731 |
| A 28 3/4 | | 718 | 751 |
| A 29 | | 737 | 770 |
| A 30 | (2-A) | 762 | 795 |
| A 33 | | 838 | 871 |
| A 35 | (3-A) | 889 | 922 |
| A 36 1/2 | | 933 | 966 |
| A 38 | (3-A-1) | 965 | 998 |
| A 42 | (4-A) | 1.067 | 1.100 |
| A 42 1/2 | | 1.079 | 1.112 |
| A 43 3/4 | | 1.111 | 1.144 |

Fuente: Catálogo de correas trapeciales oleostatic PIRELLI pag-24.

Concluimos que tenemos una banda tipo A38 (3-A-1) de L'=998 mm.

3.5.2.6 Distancia real entre centros. La longitud próxima superior es de 998 mm correspondiendo a la longitud primitiva L' y como L es diferente de L' variara I aumentando la mitad de la diferencia entre (L-L') como se muestra en la ecuación (13).

$$\text{Si } L' < L \quad (-)$$

$$L' > L \quad (+)$$

$$I_{\text{real}} = I \pm \frac{L-L'}{2} \quad (13)$$

$$I_{\text{real}} = 250 + \frac{981-998}{2} \text{ (mm)}$$

$$I_{\text{real}} = 241,5 \text{ mm}$$

3.5.2.7 Ángulo de contacto. Debe calcularse el ángulo de contacto para la polea menor de acuerdo al tipo de transmisión, con una transmisión abierta se calcula por la siguiente ecuación y su valor debe obedecer la siguiente restricción por ser banda trapecoidal $\gamma > 120^\circ$.

$$\gamma = 180 - 57 \left(\frac{d_2 - d_1}{I_{\text{real}}} \right) \quad (14)$$

Donde:

γ = Ángulo de contacto banda polea en grados ($^{\circ}$).

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (14) se tiene:

$$\gamma = 180 - 57 \left(\frac{200 - 100}{241,5} \right)$$
$$\gamma = 156,398^{\circ}$$

3.5.2.8 Potencia transmisible por bandas. La prestación base P_b es la potencia en Cv en hipotéticas condiciones de trabajo que son $k=1$, $d_1 = d_2$ y $\gamma = 180^{\circ}$ y longitudes primitivas estándar.

La prestación diferencial P_d es la potencia en Cv que la banda transmite a más de la prestación diferencial P_b por el hecho que las condiciones reales pueden ser que k (relación de transmisión) como en nuestro caso sean diferentes de uno.

Entonces se debe calcular la prestación actual P_a que será la potencia aparente en Cv, que puede transmitir la banda en condiciones reales por medio de la siguiente ecuación (3.15).

$$P_a = (P_b + P_d) * C_j * C_L \quad (15)$$

Donde:

P_b = Prestación base Cv.

P_d = Prestación diferencial Cv.

C_j = Factor de corrección para ángulos de contacto inferior a 180° .

C_L = Factor de corrección según el tipo de correa.

En el **ANEXO G**, determinamos los valores **P_b** en función de n_2 y d_2 y también **P_d** en función de i y n_2 en los dos casos con las revoluciones de la polea menor y el tipo de banda.

Obteniendo como resultado los siguientes valores:

$$P_b = 2.5P_d = 0.3$$

Los valores de los coeficientes C_j y C_L se muestran en las Tablas 9 y 10 respectivamente.

Tabla9. Factor de corrección para ángulos de contacto $< 180^\circ$.

| Arco de contac. sobre la polea men. | 180° | 175° | 170° | 165° | 160° | 155° | 150° | 145° | 140° | 135° | 130° | 125° | 120° | 115° | 110° | 105° | 100° | 90° |
|-------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Transm. Trap/trap | 1 | 0.99 | 0.98 | 0.96 | 0.95 | 0.93 | 0.92 | 0.90 | 0.89 | 0.87 | 0.86 | 0.84 | 0.82 | 0.80 | 0.78 | 0.76 | 0.74 | 0.69 |
| Transm. Trap/plana | 0.75 | 0.76 | 0.77 | 0.79 | 0.80 | 0.81 | 0.82 | 0.83 | 0.84 | 0.85 | 0.86 | 0.84 | 0.82 | 0.80 | 0.76 | 0.76 | 0.74 | 0.69 |

Fuente: Catálogo de correas trapeciales oleostatic PIRELLI pag-34.

Tabla10. Factor de corrección según el tipo de correa.

| | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 320 | 400 | 500 | 630 | 800 | |
|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| A | 0.91 | 0.87 | 0.83 | 0.82 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | |
| B | | | | 0.87 | 0.87 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 |
| C | | | | | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 | 0.85 |
| D | | | | | | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 |
| E | | | | | | | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 | 0.81 |
| F | | | | | | | | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 |

Fuente: Catálogo de correas trapeciales oleostatic PIRELLI pag-34.

Obteniendo los siguientes valores como resultado.

$$C_j = 0.95C_L = 0.93$$

Reemplazando los valores obtenidos, en la ecuación (15) se tiene:

$$P_a = (2.5 + 0.3) * 0.95 * 0.93$$

$$P_a = 2.474 \text{ CV}$$

3.5.2.9 *Determinación del número de bandas.* El número de bandas se determina por la ecuación (16)

$$N \text{ de bandas} = \frac{P_c}{P_a} \quad (16)$$

Donde:

P_c =Potencia corregida.

P_a =Potencia aparente.

Al remplazar los valores conocidos en la ecuación (16) se tiene:

$$N \text{ de bandas} = \frac{1,419 \text{ Cv}}{2,474 \text{ Cv}}$$

$$N \text{ de bandas} = 0,574$$

Si la transmisión es con menos de cinco bandas, y la parte decimal del cociente es menor del 30% se toma la parte entera, pero si sobrepasa el 30% se toma el entero superior, razón por la cual se tiene:

$$N \text{ de bandas} = 1$$

3.5.2.10 *Selección de las poleas según catálogo de BIRN.* La selección se lo realiza mediante catálogos del fabricante en este caso seleccionaremos con el catálogo de la empresa BIRN como se observa en el ANEXO H.

Tabla 11. Características de las poleas seleccionadas.

| | DIÁMETRO (mm) | SECCIÓN | Nº BANDAS | CÓDIGO | PESO (Kg) |
|-----------|--------------------------|----------------|------------------|---------------|----------------------|
| Motriz | 100 | SPA-1 | 1 | 62,0100,01 | 0,8 |
| Conducida | 200 | SPA-1 | 1 | 62,0200,01 | 2,6 |

Fuente: Catálogo de poleas BIRN.

3.5.2.11 *Factor de seguridad [9].* El factor de seguridad se obtiene por la ecuación (15), cabe resaltar que el factor de servicio K_s se lo muestra en la Tabla 17-15.

$$F_s = \frac{P_a * N_b}{P_{nominal} * K_s} \quad (17)$$

Donde:

F_s =Factor de seguridad.

P_a =Potencia aparente en Cv.

P_n =Potencia nominal en Cv.

N_b =Número de bandas.

k_s =Factor de servicio.

Tabla12. Factor de servicio.

Table 17-15

Suggested Service
Factors K_s for V-Belt
Drives

| Driven Machinery | Source of Power | |
|------------------|---------------------------------|------------------------------|
| | Normal Torque Characteristic | High or Nonuniform Torque |
| Uniform | 1.0 to 1.2 | 1.1 to 1.3 |
| Light shock | 1.1 to 1.3 | 1.2 to 1.4 |
| Medium shock | 1.2 to 1.4 | 1.4 to 1.6 |
| Heavy shock | 1.3 to 1.5 | 1.5 to 1.8 |

Fuente:Shigley'sMechanical Engineering - Eighth Edition – Pág 882.

$k_s = 1$ Impacto Ligero; Parde Torsión Normal

Reemplazando los valores obtenidos, en la ecuación (15) se tiene:

$$F_s = \frac{2,474 \text{ Cv} * 1}{1,013 \text{ Cv} * 1}$$

$$F_s = 2,452$$

$$F_s \approx 2.5$$

3.5.2.12 Durabilidad de la banda.

Velocidad de la banda.

La velocidad se calcula con la ecuación (16).

$$v = \frac{\pi * d_1 * n_1}{1000 * 60} \quad (\text{m/s}) \quad (18)$$

Donde:

d_1 = Diámetro de la polea menor (mm).

n_1 = Velocidad de la rueda motriz 1750 r.p.m.

Reemplazando los valores obtenidos, en la ecuación (16) se tiene:

$$v = \frac{\pi * 100 * 1750}{1000 * 60}$$
$$v = 9,163 \text{ m/s} = 9,163 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \frac{3,28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$
$$v = 1803,278 \text{ ft/min}$$

En las bandas trapeziales o en V que es lo mismo tenemos una fuerza centrífuga F_c , que se calcula con la siguiente ecuación.

$$F_c = Kc * \left(\frac{v}{1000}\right)^2 \quad (\text{lbf}) \quad (19)$$

Donde:

Kc = Parámetros constantes en la Tabla 17.16 de SHIGLEY.

v = Velocidad de la banda ft/min.

Al reemplazar los valores conocidos en la ecuación (19) se tiene:

$$F_c = 0,501 * \left(\frac{1803,278}{1000}\right)^2 (\text{lbf}_f)$$
$$F_c = 1,629 \text{ lbf}_f$$

Tabla13. Factor Kc.

| Table 17-16 | | Belt Section | K_b | K_c |
|-------------------------|--|---------------------|-------------------------|-------------------------|
| Some V-Belt Parameters* | | A | 220 | 0.501 |
| | | B | 576 | 0.965 |
| | | C | 1 600 | 1.716 |
| | | D | 5 680 | 3.498 |
| | | E | 10 850 | 5.041 |
| | | 3V | 230 | 0.425 |
| | | 5V | 1098 | 1.217 |
| | | 8V | 4830 | 3.288 |

*Data courtesy of Gates Rubber Co., Denver, Colo.

Fuente: Shigley's Mechanical Engineering - Eighth Edition – Pag 883.

La fuerza que es transmitida por la banda se basa en la siguiente ecuación.

$$\Delta F = F_1 - F_2 \quad (20)$$

Donde:

ΔF = Variación de la fuerza (lbf_f).

F_1 = Fuerza de la banda lado tenso (lbf_f).

F_2 = Fuerza de la banda lado flojo (lbf_f)

Pero ΔF está dada en función de los siguientes parámetros.

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{P_C}{N_b}}{n_{motriz} * \left(\frac{d_{motriz}}{2}\right)} (\text{lbf}_f) \quad (21)$$

Donde:

P_C = Potencia corregida (Hp).

N_b = Número de bandas.

d_{motriz} = Diámetro de la polea motriz 100mm o 3,937in.

n_{motriz} = Revoluciones por minuto de la rueda motriz.

Al remplazar los valores en la ecuación (21) se tiene:

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{1.419}{1}}{1750 * \left(\frac{3,937}{2}\right)} \quad (\text{lbf}_f)$$

$$\Delta F = 25,961 \text{ lbf}_f$$

Una vez calculada la variación de fuerza existente procedemos a calcular la fuerza F_1 tomando en cuenta los siguientes parámetros.

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (22)$$

Donde:

μ = Coeficiente de rozamiento entre la banda y la polea.

β = Ángulo de contacto de la banda en la polea donde se va a calcular las tensiones (rad).

$$^\circ\beta = 180 - 2\text{arc sen}\left(\frac{d_2 - d_1}{2I_{\text{real}}}\right) \quad (23)$$

$$^\circ\beta = 180 - 2\text{arc sen}\left(\frac{200 - 100}{2 * 241,5}\right)$$

$$^\circ\beta = 156,102^\circ$$

$$\beta = \frac{^\circ\beta}{57} \quad (24)$$

$$\beta = \frac{156,102}{57}$$

$$\beta = 2,738 \text{ rad}$$

Escogemos el valor de μ respecto a las superficies de contacto en este caso caucho o cuero sobre metal correspondiendo.

$$\mu = 0.25$$

Al remplazar los valores en la ecuación (24) se tiene:

$$F_1 = 1,629 \text{ lbf}_f + \frac{25,961 \text{ lbf} * e^{0.25*2,738}}{e^{0.25*2,738} - 1}$$

$$F_1 = 54,005 \text{ lbf}_f$$

Despejamos la ecuación (3.18) para obtener el valor de F_2 .

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad (\text{lbf}_f)$$

$$F_2 = 54,005 - 25,961 \quad (\text{lbf}_f)$$

$$F_2 = 28,044 \text{ lbf}_f$$

Cálculo de tensiones máximas para determinar la durabilidad de la banda[11].

El cálculo de las tensiones máximas se lo realiza por medio de la siguiente ecuación.

$$T_1 = F_1 + \frac{kb}{d} \quad (25)$$

$$T_2 = F_1 + \frac{kb}{D} \quad (26)$$

Donde:

kb =Esfuerzo de tensión máxima en la Tabla 17.16 de SHIGLEY

d =Diámetro de la polea motriz (in).

D =Diámetro de la polea conducida (in).

Al remplazar los valores en la ecuación **(25)** se tiene:

$$T_1 = 54,005 + \frac{220}{3,937}$$

$$T_1 = 109,885 \text{ lbf}_f$$

Al remplazar los valores en la ecuación **(26)** se tiene:

$$T_2 = 54,005 + \frac{220}{7.874}$$

$$T_2 = 54,005 \text{ lbf}_f$$

Cálculo del número de pasadas.

Se calcula con la siguiente ecuación.

$$N_p = \left[\left(\frac{k}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{k}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (27)$$

Donde:

N_p = Número de pasadas.

K y b = Constantes de la Tabla (13).

T_1 y T_2 = Tensiones en la banda (lbf_f).

Tabla14. FactorK y b.

| Belt Section | 10 ⁶ to 10 ⁷ Force Peaks | | 10 ⁷ to 10 ¹⁰ Force Peaks | | Minimum Sheave Diameter, in |
|--------------|--|--------|---|--------|-----------------------------|
| | K | b | K | b | |
| A | 674 | 11.089 | | | 3.0 |
| B | 1193 | 10.926 | | | 5.0 |
| C | 2036 | 11.173 | | | 6.5 |
| D | 4206 | 11.105 | | | 13.0 |
| E | 6061 | 11.100 | | | 21.6 |
| 3V | 726 | 12.464 | 1062 | 10.153 | 2.65 |
| 5V | 1654 | 12.593 | 2394 | 10.283 | 7.1 |
| 8V | 3638 | 12.629 | 5263 | 10.319 | 12.5 |

Fuente:Shigley'sMechanical Engineering - Eighth Edition – Pag 884.

Reemplazando los valores, en la ecuación (27) se tiene:

$$N_p = \left[\left(\frac{674}{109,885} \right)^{-11,089} + \left(\frac{674}{54,005} \right)^{-11,089} \right]^{-1}$$

$$N_p = 5,43 * 10^8$$

Con este valor calculamos la durabilidad de la banda en horas, reemplazando en la siguiente ecuación.

$$t = \frac{N_p * L}{720 * v} \quad (28)$$

Donde:

N_p = Número de pasadas ($5,43 * 10^8$).

L = Longitud de la banda 981mm o 38,622 in

v = Velocidad de la banda 1803,278 ft/min

Reemplazando los valores, en la ecuación (26) se tiene:

$$t = \frac{5,43 * 10^8 * 38,622 \text{ in}}{720 * 1803,278 \text{ ft/min}}$$

$$t = 16152,487 \text{ horas}$$

3.5.3 Selección del reductor. [12]

Ya conocemos las revoluciones con las que entra al eje del reductor, que corresponde a 875 rpm con una relación de transmisión de 1: 50 con una entrada de potencia aproximadamente 1 Hp, teniendo en cuenta estos parámetros seleccionamos nuestro reductor de la marca BALDOR.

Figura 46. Características de placa del reductor marca BALDOR.

Specifications: WDF5026AG

| | |
|-------------------------------|-----------------|
| Catalog Number: | WDF5026AG |
| Specification Number: | GR0206C010 |
| Style Number: | WDF-926-50-B5-G |
| Ratio: | 50 mm |
| Max. Input HP: | 1.00 |
| Max. Torque rating(in-lbs.): | 4242 |
| Output RPM @ 900: | 18 |
| C-Face Motor NEMA Frame Size: | 56C |

Fuente: Catálogo de motores y reductores de marca BALDOR.

3.5.4 Selección de la transmisión por cadena.

Datos:

P=1HP

N1=17,5 rpm

N2=6

3.5.4.1 Potencia de diseño. Escogemos el valor de Factor de servicio correspondiente de la Tabla15 = 1 clase B

Tabla15. Factor de servicio por aplicación de carga fs según norma ISO 10823:1996

| Trabajo característico de la máquina movida | Trabajo de la máquina motriz | | |
|---|--|--|---|
| | <u>uniforme</u> : motores eléctricos, turbinas de gas, motores de combustión interna con acoplamiento hidráulico. | <u>choques leves</u> : motores eléctricos sometidos a frecuentes arranques, motores de combustión interna con seis o más cilindros. | <u>choques moderados</u> : motores de combustión interna con menos de seis cilindros con acoplamientos mecánicos.. |
| <u>movimiento uniforme</u> : bombas y compresores centrífugos, impresoras, transportadores de banda uniformemente cargados, agitadores y mezcladores de líquidos, secadores rotatorios, ventiladores. | 1,00 | 1,10 | 1,30 |
| <u>choques moderados</u> : bombas y compresores con tres o más cilindros, mezcladoras de concreto, transportadores de banda no cargados uniformemente, agitadores y mezcladores de sólidos. | 1,40 | 1,50 | 1,70 |
| <u>choques fuertes</u> : excavadoras, molinos de bolas, máquinas para el procesado de gomas, prensas, cizallas, bombas y compresores con uno o dos cilindros. | 1,80 | 1,90 | 2,10 |

Fuente: Catálogo de cadenas REXNORD pag-A38.

$$Pd = P \times FS \quad (29)$$

Donde:

Pd: potencia de diseño

P: potencia nominal

FS: factor de servicio

Reemplazando los valores, en la ecuación (29) se tiene:

$$Pd = 1HP \times 1$$

$$Pd = 1HP$$

3.5.4.2 Determinación del número de cadena [13]. En el ANEXO Ideterminamos el número de cadena, número de dientes de la rueda motriz, el diámetro de manzana y el tipo de lubricación, en función de la potencia y el número de rpm de la Catarina motriz.

80 (17) 2 3/4 lubricación TIPO A (manual)

Donde:

80= Número de la cadena

17= Número de dientes de la rueda motriz

2 3/4= Diámetro de manzana (in)

3.5.4.3 Determinación del número de dientes de la rueda conducida

$$Z_2 = i \times Z_1 \quad (30)$$

Donde:

Z2: número de dientes de la rueda conducida.

Z1: número de dientes de la rueda motriz.

I: relación de transmisión.

Reemplazando los valores, en la ecuación (30) se tiene:

$$Z_2 = 2,9 \times 17$$

$$Z_2 = 49 \text{ dientes}$$

3.5.4.4 Determinación de longitud de cadena y distancia entre centros

En el ANEXO J se determina la relación de transmisión corregida, distancia entre centros y longitud de la cadena en función del número de dientes de la Catarina motriz y de la conducida.

Relación de transmisión: 2,82

Distancia entre centros: 19,110pasos

Longitud de cadena: 72pasos

Corrigiendo la relación de transmisión de $i=2,9$ a $i= 2,82$ se observa que el número de rpm no varía significativamente, por lo tanto, reemplazando en la ecuación (30) se tiene:

Para determinar la distancia entre centros y la longitud de cadena, se multiplica por el paso correspondiente a la cadena, con el número de cadena # 80 el paso que le corresponde es de 1”

Distancia entre centros: 19.110pasos \longrightarrow 19.110 in =485,394 mm
 Longitud de cadena: 72pasos \longrightarrow 72 in = 1828,8 mm

3.5.4.5 Número de tramos. Para el valor de factor múltiple de paso tomamos el valor de la siguiente Tabla:

Tabla 16. Valor de Cd

| No. of Teeth Small Spkt. | | REVOLUTIONS PER MINUTE – SMALL SPROCKET | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 25 | 50 | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 700 | 900 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 | 2400 | 2700 | 3000 |
| 11 | 0.97 | 1.80 | 3.36 | 6.28 | 9.04 | 11.7 | 14.3 | 19.4 | 23.0 | 19.8 | 14.9 | 11.8 | 9.69 | 8.12 | 6.93 | 6.01 | 5.27 | 4.42 | 3.77 | 1.70 |
| 12 | 1.00 | 1.98 | 3.69 | 6.89 | 9.93 | 12.9 | 15.7 | 21.3 | 26.2 | 22.3 | 17.0 | 13.5 | 11.0 | 9.25 | 7.90 | 6.85 | 6.01 | 5.04 | 4.30 | ... |
| 13 | 1.16 | 2.16 | 4.03 | 7.52 | 10.9 | 14.0 | 17.1 | 23.2 | 29.1 | 25.2 | 19.2 | 15.2 | 12.5 | 10.4 | 8.91 | 7.72 | 6.78 | 5.68 | 4.85 | ... |
| 14 | 1.25 | 2.34 | 4.36 | 8.14 | 11.7 | 15.2 | 18.6 | 25.1 | 31.5 | 28.2 | 21.4 | 17.0 | 13.9 | 11.7 | 9.96 | 8.83 | 7.57 | 6.35 | 5.42 | ... |
| 15 | 1.35 | 2.52 | 4.70 | 8.77 | 12.6 | 16.4 | 20.0 | 27.1 | 34.0 | 31.2 | 23.8 | 18.9 | 15.4 | 12.9 | 11.0 | 9.57 | 8.40 | 7.04 | 6.01 | ... |
| 16 | 1.45 | 2.70 | 5.04 | 9.41 | 13.5 | 17.6 | 21.5 | 29.0 | 36.4 | 34.4 | 26.2 | 20.8 | 17.0 | 14.2 | 12.2 | 10.5 | 9.25 | 7.76 | 6.62 | ... |
| 17 | 1.55 | 2.88 | 5.38 | 10.0 | 14.5 | 18.7 | 22.9 | 31.0 | 38.9 | 37.7 | 28.7 | 22.7 | 18.6 | 15.6 | 13.3 | 11.5 | 10.1 | 8.49 | 7.25 | ... |
| 18 | 1.65 | 3.07 | 5.72 | 10.7 | 15.4 | 19.9 | 24.4 | 33.0 | 41.4 | 41.1 | 31.2 | 24.8 | 20.3 | 17.0 | 14.5 | 12.6 | 11.0 | 9.25 | 7.90 | ... |
| 19 | 1.74 | 3.25 | 6.07 | 11.3 | 16.3 | 21.1 | 25.8 | 35.0 | 43.8 | 44.5 | 33.9 | 26.9 | 22.0 | 18.4 | 15.7 | 13.6 | 12.0 | 10.0 | 8.57 | ... |
| 20 | 1.84 | 3.44 | 6.41 | 12.0 | 17.2 | 22.3 | 27.3 | 37.0 | 46.3 | 48.1 | 36.6 | 29.0 | 23.8 | 19.9 | 17.0 | 14.7 | 12.9 | 10.8 | ... | ... |
| 21 | 1.94 | 3.62 | 6.76 | 12.6 | 18.2 | 23.5 | 28.8 | 39.0 | 48.9 | 51.7 | 39.4 | 31.2 | 25.6 | 21.4 | 18.3 | 15.9 | 13.9 | 11.7 | ... | ... |
| 22 | 2.04 | 3.81 | 7.11 | 13.3 | 19.1 | 24.8 | 30.3 | 41.0 | 51.4 | 55.5 | 42.2 | 33.5 | 27.4 | 23.0 | 19.6 | 17.0 | 14.9 | 12.5 | ... | ... |
| 23 | 2.14 | 4.00 | 7.46 | 13.9 | 20.1 | 26.0 | 31.8 | 43.0 | 53.9 | 59.3 | 45.1 | 35.8 | 29.3 | 24.6 | 21.0 | 18.2 | 15.9 | 13.4 | ... | ... |
| 24 | 2.24 | 4.19 | 7.81 | 14.6 | 21.0 | 27.2 | 33.2 | 45.0 | 56.4 | 62.0 | 48.1 | 38.2 | 31.2 | 26.2 | 22.3 | 19.4 | 17.0 | 14.2 | ... | ... |
| 25 | 2.34 | 4.37 | 8.16 | 15.2 | 21.9 | 28.4 | 34.7 | 47.0 | 59.0 | 64.8 | 51.1 | 40.6 | 33.2 | 27.8 | 23.8 | 20.6 | 18.1 | 15.1 | ... | ... |
| 26 | 2.45 | 4.56 | 8.52 | 15.9 | 22.9 | 29.7 | 36.2 | 49.1 | 61.5 | 67.6 | 54.2 | 43.0 | 35.2 | 29.5 | 25.2 | 21.8 | 19.2 | 16.1 | ... | ... |
| 28 | 2.65 | 4.94 | 9.23 | 17.2 | 24.8 | 32.1 | 39.3 | 53.2 | 66.7 | 73.3 | 60.6 | 48.1 | 39.4 | 33.0 | 28.2 | 24.4 | 21.4 | ... | ... | ... |
| 30 | 2.85 | 5.33 | 9.94 | 18.5 | 26.7 | 34.6 | 42.3 | 57.3 | 71.8 | 78.9 | 67.2 | 53.3 | 43.6 | 36.6 | 31.2 | 27.1 | 23.8 | ... | ... | ... |
| 32 | 3.06 | 5.71 | 10.7 | 19.9 | 28.6 | 37.1 | 45.4 | 61.4 | 77.0 | 84.6 | 74.0 | 58.7 | 48.1 | 40.3 | 34.4 | 29.8 | 25.2 | ... | ... | ... |
| 35 | 3.37 | 6.29 | 11.7 | 21.9 | 31.6 | 40.9 | 50.0 | 67.6 | 84.8 | 93.3 | 84.7 | 67.2 | 55.0 | 46.1 | 39.4 | 34.1 | ... | ... | ... | ... |
| 40 | 3.89 | 7.27 | 13.6 | 25.3 | 36.4 | 47.2 | 57.7 | 78.1 | 98.0 | 108 | 103 | 82.1 | 67.2 | 56.3 | 48.1 | 40.0 | ... | ... | ... | ... |
| 45 | 4.42 | 8.25 | 15.4 | 28.7 | 41.4 | 53.6 | 65.6 | 88.7 | 111 | 122 | 123 | 98.0 | 80.2 | 67.2 | 54.1 | ... | ... | ... | ... | ... |

For optimum results, use with respect to Engineers the conditions of operation of the chains in the shaded (gearing) range speed area.

Fuente: Catálogo de cadenas REXNORD pag-A50.

Lubricación Tipo A

3.5.4.6 Determinación del número de tramos

$$\# \text{ de tramos} = \frac{P_{\text{diseño}}}{C_d} \quad (31)$$

Reemplazando los valores, en la ecuación (31) se tiene:

$$\# \text{ de tramos} = \frac{1}{1,55} = 0,64 \approx 1 \text{ tramo}$$

3.5.4.7 Selección de catarinas. En función del número de cadena y el número de dientes de las catarinas motriz y conducida de acuerdo al ANEXO K se tiene:

| | | | |
|--------------------|---|-------------|-----------|
| Motriz: 80 A 17 | → | Dp=5.442 in | W= 3,3lbf |
| Conducida: 80 B 48 | → | Dp= 15.29in | W=36,8lbf |

Donde Dp es el diámetro primitivo de las catarinas y W el peso.

3.5.4.8 Carga de trabajo transmitida por la Catarina

$$F_c = \frac{33000 \times \text{HP}}{V} \quad (32)$$

Donde:

F_c: carga transmitida

HP: potencia de diseño

V: velocidad

$$V = \omega \times \frac{D_p}{2} \quad (33)$$

Donde:

ω : Velocidad angular de la Catarina conducida

D_p: Diámetro de la Catarina conducida

Reemplazando datos en la ecuación (33) se tiene:

$$V = 6 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{15,29\text{in}}{2} \times \frac{1\text{ft}}{12\text{in}} \times \frac{2\pi\text{rad}}{1\text{rev}}$$
$$V = 24 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Reemplazando datos en la ecuación (32) se tiene:

$$F_c = 1375 \text{ lb}_f$$

Torque que se transmite al eje

$$T_c = F_c \times \frac{D}{2} \tag{34}$$

Reemplazando datos en la ecuación (34) se tiene:

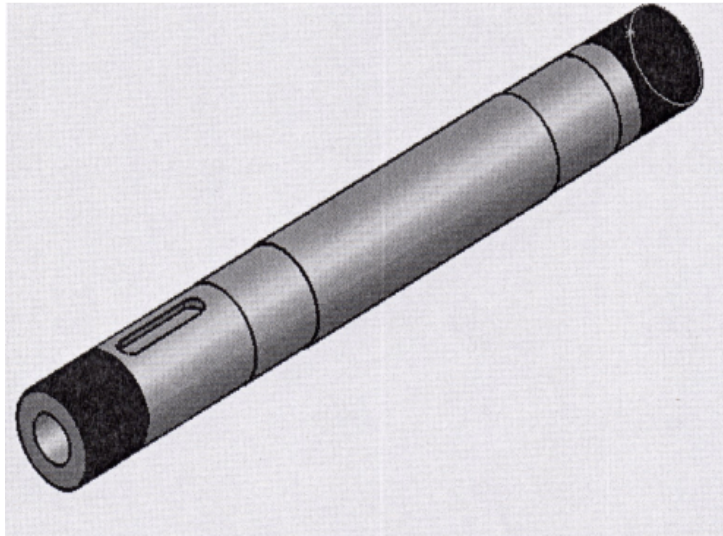
$$T_c = 1375 \text{ lb}_f \times \frac{15,29''}{2}$$
$$T_c = 10511,8 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

3.6 Diseño del eje 1. [14]

3.6.1 Consideraciones físicas. Para el diseño del eje se toma en consideración el uso de un eje hueco, por las siguientes ventajas: son más fuertes y rígidos que los macizos a igualdad de peso, a causa de que las fibras exteriores son más eficaces para resistir los momentos aplicados, que responden mejor al tratamiento térmico debido a que el temple se puede efectuar tanto de afuera hacia dentro principalmente por el requerimiento del auspiciante.

3.6.2 Consideraciones geométricas. Por el diagrama cinemático mostrado anteriormente, se puede hacer algunas restricciones geométricas, se sabe que en el eje van montados dos rodamientos, una mordaza, una Catarina. El eje debe medir 420mm, entonces nuestra propuesta geométrica del eje es la siguiente:

Figura 47. Geometría del eje.



3.6.3 Dimensionamiento

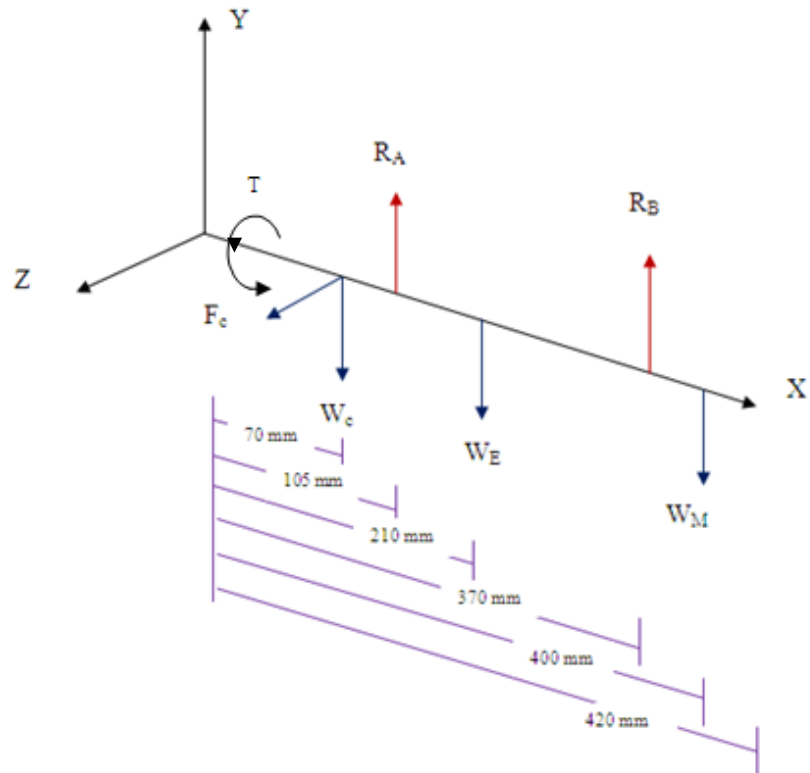
Tabla 17. Medidas del eje

| PARÁMETROS | MEDIDA (mm) |
|------------------------|---------------------------|
| Longitud total del eje | 420 |
| Diámetro | 25.4 |
| Chaveta | 14 x 9 (ver en el ANEXOL) |

3.6.4 Material. El material a utilizar es el acero Bohler V-155, que es un acero de construcción bonificado. (Ver en el ANEXO M)

3.6.5 Cargas soportadas por el eje. Las cargas que soporta el eje se indican a continuación:

Figura 48. Cargas que soporta el eje.



Peso del eje: $W_E = 4,719 \text{ kg} = 10,405$

Peso de la Catarina: $W_c = 16,6 \text{ kg} = 36,8$

Peso de la mordaza: $W_M = 7,96 \text{ kg} = 17,552$

Fuerza producida por la Catarina:

Torque necesario para deformar la varilla: $T = 1112,279 \text{ kg.cm} = 965,56 \text{ .in}$

3.6.6 Diagramas de fuerza y momento

Plano XY

$P_1 = 16,6 \text{ kg} = 36,8 \text{ lb}_f$

$P_2 = 4,719 \text{ kg} = 10,405 \text{ lb}_f$

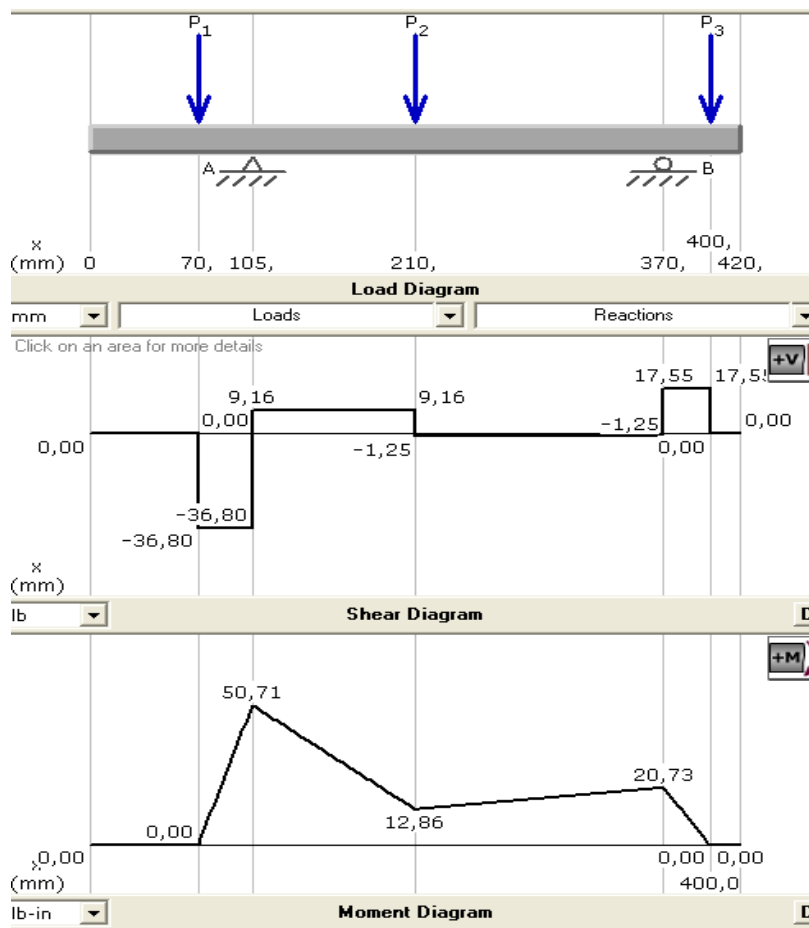
$P_3 = 7,96 \text{ kg} = 17,552 \text{ lb}_f$

Reacciones:

$R_a = 45,96 \text{ lb}_f$

$R_b = 18,8 \text{ lb}_f$

Figura 49. Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa Mdsolid).



Plano XZ

Cargas:

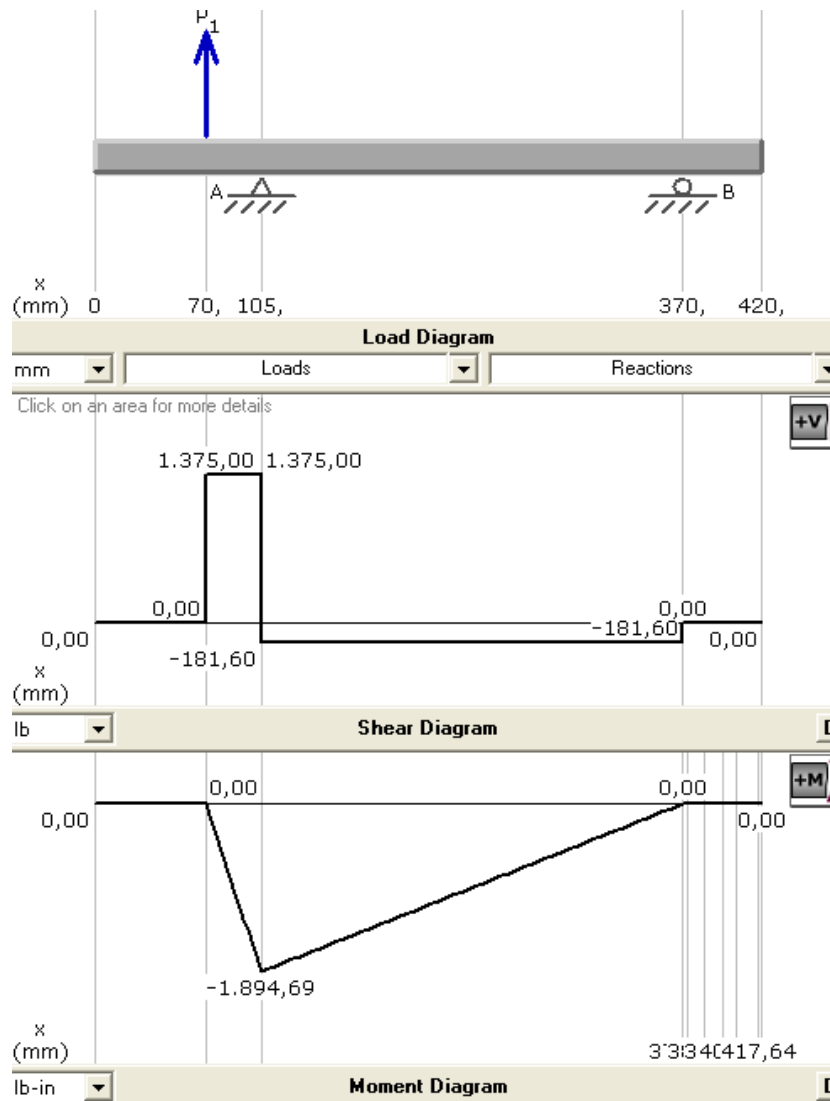
$P_1 = 623,58 \text{ kg} = 1375 \text{ lb}_f$

Reacciones:

$R_a = 1556,6 \text{ lb}_f$

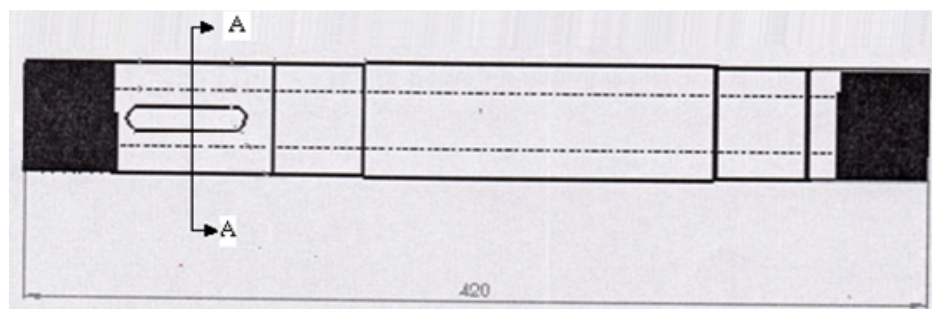
$R_b = 181,6 \text{ lb}_f$

Figura 50. Diagrama de fuerza y momento en el plano XZ (Programa Mdsolid).



3.6.7 Diseño del eje estático.

Figura 51. Sección crítica del eje



Sección A-A

$$M_{xy} = 43,46 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

$$M_{xz} = 1624 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

La sección crítica es A-A (en el chavetero)

Existen esfuerzos combinados por torsión y flexión.

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (35)$$

Reemplazando datos en la ecuación (35) se tiene:

$$M = \sqrt{(43,46 \text{ lb}_f \cdot \text{in})^2 + (1622,8 \text{ lb}_f \cdot \text{in})^2}$$

$$M = 1624,5 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

$$\text{Si } \frac{de}{di} = 2 \longrightarrow de = 2di \quad (36)$$

Esfuerzo normal debido a F_c :

$$\sigma = \frac{32M}{\pi(de^3 - di^3)} \quad (37)$$

Reemplazando la ecuación (36) en (37) se tiene:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{32M}{7\pi di^3} \\ \sigma &= \frac{32(1624,5) \text{ lbf} \cdot \text{in}}{7\pi di^3} \\ \sigma &= \frac{2364 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{di^3} \end{aligned} \quad (38)$$

Esfuerzo tangencial debido al torque.

$$\tau = \frac{16 T_c}{\pi(d_e^3 - d_i^3)} \quad (39)$$

Reemplazando la ecuación (36) en (39) se tiene:

$$\tau = \frac{16T_c}{7\pi d_i^3}$$

$$T_c = 965,56 \text{ lbf. in}$$

$$\tau = \frac{703 \text{ lbf.in}}{d_i^3} \quad (40)$$

Si $d_i=1$ in, entonces reemplazo en (39) y (40)

$$\sigma = 2364 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

$$\tau = 703 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

Aplicando el teorema de la energía de distorsión:

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (41)$$

El material es de acero Bohler V155 cuyo límite de cedencia es $11220 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ que es igual a $159613,23 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$, entonces el coeficiente de seguridad que se tiene es:

$$n = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}} \quad (42)$$

$$n = \frac{159613,23}{\sqrt{(2364)^2 + 3(703)^2}}$$

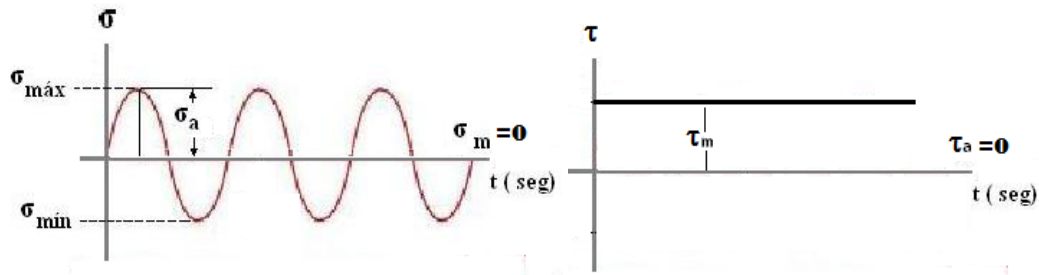
$$n = 20$$

Entonces teniendo un factor de seguridad igual a 20 podemos concluir que el eje soporta estáticamente las cargas.

Como $d_i=1$ in reemplazando en la ecuación (34), se tiene que $d_e=2$ in

3.6.8 Diseño del eje a fatiga. Análisis de fluctuación: la inversión es completa y a torque constante.

Figura 52. Fluctuación de las cargas sobre el eje.



Si $d_i = 1 \text{ in}$

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi(d_e^3 - d_i^3)} \quad (43)$$

Reemplazando datos en la ecuación (41) se tiene:

$$\sigma_a = \frac{32(16224,5) \text{ lbf. in}}{7\pi d_i^3}$$

$$\sigma_a = 2364 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

$$\tau_m = \frac{16 T_c}{\pi(d_e^3 - d_i^3)} \quad (44)$$

Reemplazando datos en la ecuación (44) se tiene:

$$\tau_m = \frac{703 \text{ lbf. in}}{d_i^3}$$

$$\tau_m = 703 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

Esfuerzos equivalentes:

$$\sigma_{\text{eqa}} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (45)$$

Reemplazando datos en la ecuación (45) se tiene:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{eqa}} &= \sqrt{2364^2} \\ \sigma_{\text{eqa}} &= 2364 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \\ \tau_{\text{eqm}} &= \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}\end{aligned}\tag{46}$$

Reemplazando datos en la ecuación (46) se tiene:

$$\begin{aligned}\tau_{\text{eqm}} &= \sqrt{3(703)} \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \\ \tau_{\text{eqm}} &= 1217,6 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\end{aligned}$$

Según la ecuación de GOODMAN

$$\frac{\sigma_{\text{eqa}}}{S_e} + \frac{\tau_{\text{eqm}}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}\tag{47}$$

El límite de fatiga está dado por:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e'\tag{48}$$

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga medio

k_a = Factor de superficie

k_b = Factor de tamaño

k_c = Factor de confiabilidad

k_d = Factor de temperatura

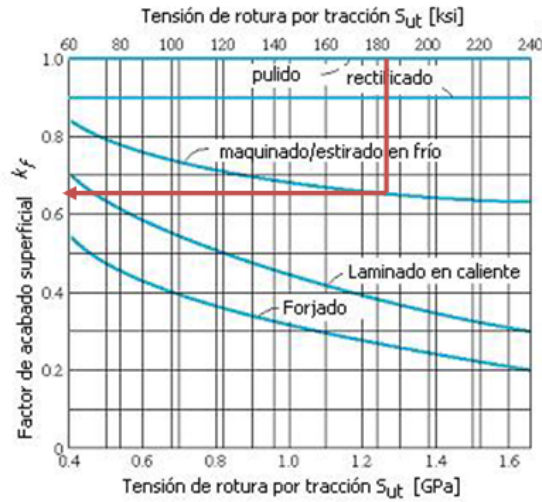
k_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos

k_f = factor de efectos diversos.

Entonces:

=0,66 para maquinada y Sut 188Kpsi

Figura 53. Factores de modificación de acabado superficial k_a , para el acero.



{ 1

0.3in < d < 10 in
 d < 0.3 in o bien d < 8 mm
 8mm < d < 250mm

=0,868 para R=95%

Tabla 18. Factores de confiabilidad k_c , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga.

| Confiabilidad R | Kc |
|--------------------|-------|
| 0,5 | 1 |
| 0,9 | 0,847 |
| 0,95 | 0,868 |
| 0,99 | 0,814 |

| | |
|--------|-------|
| 0,999 | 0,753 |
| 0,9999 | 0,702 |

Fuente: J.E. Shigley L.R. Mitchell – Diseño en ingeniería mecánica- Cuarta Edición – Pág. 319.

$$kd = \begin{cases} 1, 0 & T \leq 450 \text{ °C (840°F)} \\ 1-5,8(10)^{-3}(T-450) & 450 \text{ °C} < T \leq 550 \text{ °C} \\ 1-3,2(10)^{-3}(T-840) & 840 \text{ °F} < T \leq 1020 \text{ °F} \end{cases}$$

$$kd=1$$

$$ke = \frac{1}{kf} \tag{49}$$

$$kf = 1.6(\text{Ver en el ANEXO N})$$

Entonces reemplazando en (49) se tiene:

$$ke=0.625$$

$$kf = 0.8 \text{ corrosión por apriete }^{(1)}$$

Sustituyendo los factores k se tiene en la ecuación (48) se tiene:

$$Se = ka \cdot kb \cdot kc \cdot kd \cdot ke \cdot kf \cdot Se'$$

$$Se = ka \cdot kb \cdot kc \cdot kd \cdot ke \cdot kf \cdot (0.5Sut)$$

$$Se = 0,66 \times 0,81 \times 0,868 \times 1 \times 0,652 \times 0,8(0,577 \times 188)Kpsi$$

$$Se = 26,25 Kpsi$$

De la ecuación (47) sustituimos valores y despejamos n:

$$\frac{\sigma_{eqa}}{Se} + \frac{\tau_{eqm}}{Sut} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_{eqa}}{Se} + \frac{\tau_{eqm}}{Sut}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{2364}{26250} + \frac{1217,6}{188000}}$$

$$n = 10,3$$

Entonces teniendo un factor de seguridad igual a 10,3 podemos concluir que el eje soporta dinámicamente las cargas.

3.6.9 Determinación de la chaveta y su longitud. Como la catarina conducida es solidaria al eje, esto se logra gracias a una chaveta, la cual se instala dentro de una ranura axial maquinada en el eje denominada chavetero, mientras que la parte externa de la chaveta va alojada en otra ranura realizada en la catarina la cual se denomina asiento de la chaveta.

Lo primero que se realiza es la selección de la chaveta en base al diámetro del eje, lo cual se realiza empleando la Tabla mostrada en el ANEXO L.

A continuación se indican las dimensiones de la chaveta y chavetero para el eje cuyo diámetro es de 50 mm obtenido en el ANEXO L.

Sección de la chaveta: W x H = 14 x 9

Chavetero en el eje: 5,5 mm

Chavetero en el cubo: 3,8 mm

Una vez dimensionada la sección de la chaveta se procede a determinar su longitud, de manera que se indica a continuación:

Material: acero AISI 1020 CD con $S_y = 51000 \text{ psi}$

$$L = \frac{4Tn}{DHS_y} \tag{50}$$

Donde

T: torque necesario para torcer la varilla ($lb_f \cdot in$)

N: coeficiente de seguridad

D: diámetro

H: altura de la chaveta

Sy: Límite de fluencia

Reemplazando en la ecuación (48) se tiene:

$$L = 2,07 \text{ in} = 53 \text{ mm}$$

Por tanto para que la chaveta no falle, esta debe tener una longitud mayor o igual a 53mm. Considerando esto y para mejorar la estabilidad de la catarina y ampliar la resistencia de la chaveta, se toma una longitud igual a la de la catarina así se tiene que $L=60 \text{ mm}$

3.7 Verificación de la resistencia del eje de salida del reductor.

Como la velocidad lineal en las catarinas es la misma al igual que la potencia se tiene que:

$$F_c = 1375 \text{ lbf}$$

Torque que se transmite al eje, utilizando la ecuación (34):

$$T_c = F_t \times \frac{D}{2}$$

$$T_c = 3741,4 \text{ lbf. in}$$

Existen parámetros del reductor que no podemos cambiar como el eje de entrada y el eje de salida, correspondiendo estos valores a los mostrados en la Tabla (19).

Tabla19. Diámetros del reductor.

| Datos del reductor | |
|--------------------|--------|
| EJE | D (cm) |
| Entrada | 2 |
| Salida | 5 |

DATOS:

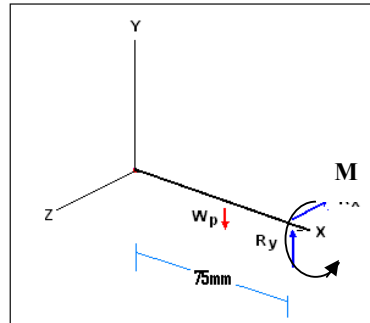
Diámetro del eje = 50mm

Peso de la catarina motriz = 3,3 lb_f

Fuerza ejercida por la cadena = 1375 lb_f

Longitud del eje = 75 mm

Figura 54. Diagrama de fuerzas sobre el eje de salida del reductor.

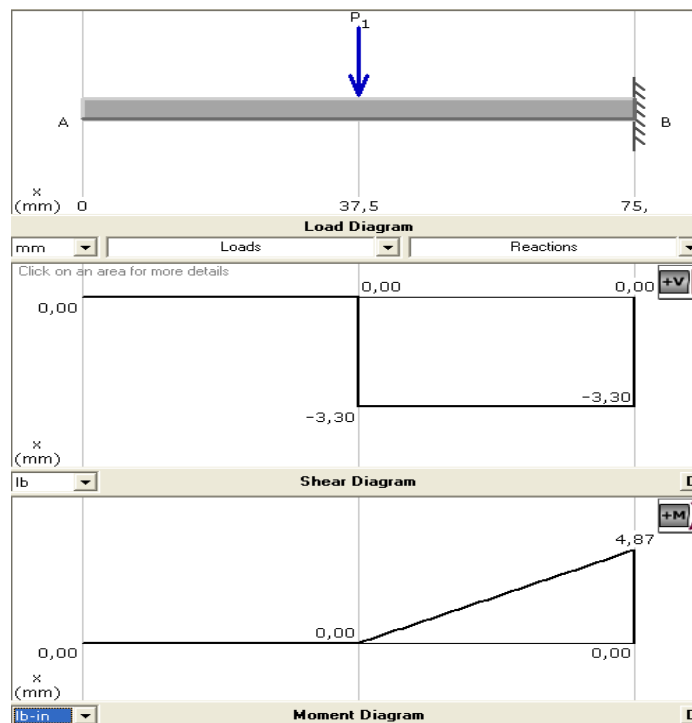


Plano XY

$R_{xy} = 3,3$

$M_{xy} = 4,87$.in

Figura 55. Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa Mdsolid).

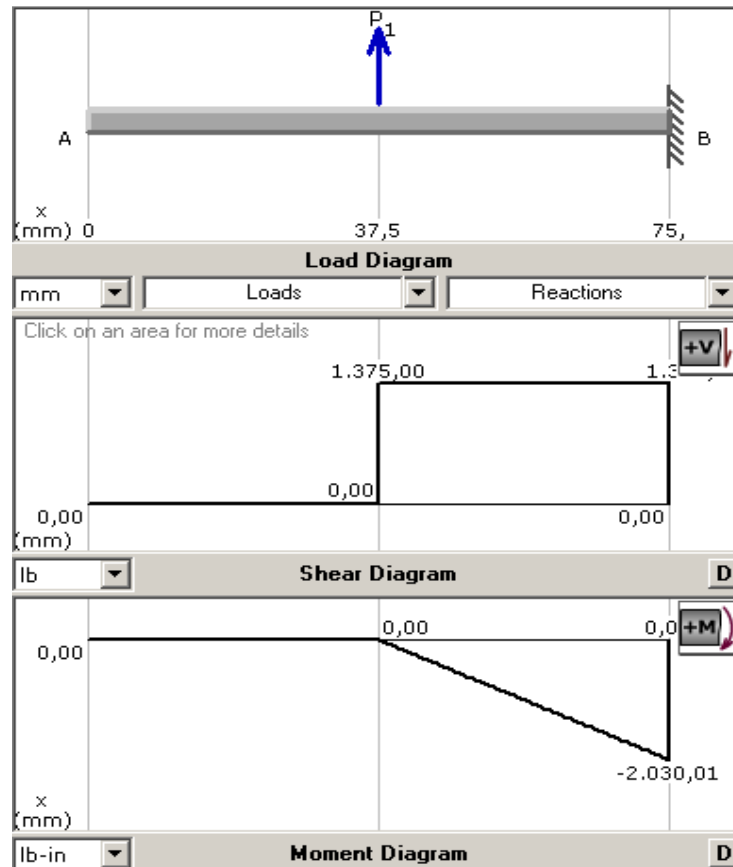


Plano XZ

$$R_{xz} = 1375 \text{ lb}_f$$

$$M_{xz} = 2030,01 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

Figura 56. Diagrama de fuerza y momento en el plano XZ (Programa Mdsolid).



3.7.1 Análisis estático

Sección A-A

$$M_{xy} = 4,87 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

$$M_{xz} = 2030 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

La sección crítica es A-A (en la chaveta)

Existen esfuerzos combinados por torsión y flexión. Utilizando las ecuaciones anteriores se tiene:

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M = \sqrt{(4,87\text{lb}_f \cdot \text{in})^2 + (2030\text{lb}_f \cdot \text{in})^2}$$

$$M = 2030\text{lb}_f \cdot \text{in}$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma = \frac{32(2030)\text{lb}_f \cdot \text{in}}{\pi(1,96)^3}$$

$$\sigma = 2710 \text{ psi}$$

Esfuerzo tangencial debido al torque.

$$\tau = \frac{16T_c}{\pi d^3}$$

$$T_c = 3741,4 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

$$\tau = \frac{16(3741,4) \text{ lb}_f \cdot \text{in}}{1,96^3 \times \pi}$$

$$\tau = 2530,6 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2}$$

Aplicando el teorema de la energía de distorsión, ecuación **(36)**:

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

En el eje tenemos un acero de transmisión 1018.

$$S_y = 32000 \text{ Psi}$$

Despejando el coeficiente de seguridad se tiene:

$$n = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}}$$

$$n = \frac{32000}{\sqrt{(2710)^2 + 3(2530,6)^2}}$$

$$n = 6,2$$

Entonces teniendo un factor de seguridad igual a 6.2 podemos concluir que el eje soporta estáticamente las cargas.

3.7.2 *Determinación de la chaveta y su longitud.* Sección de la chaveta (ver en el ANEXO O)

W x H = 14 x 9 con un diámetro sólido de eje de 50 mm

Material: acero AISI 1020 CD con $S_y = 51000 \text{ psi}$

Reemplazando los valores de la ecuación (48) se tiene:

$$L = \frac{4Tn}{DHS_y}$$

$$L = \frac{4(3741,4 \text{ lbf. in})(3)}{(1 \text{ in})(0,354 \text{ in}) \left(\frac{51000 \text{ lb}}{\text{in}^2} \right)}$$

$$L = 2,48 \text{ in} = 63 \text{ mm}$$

3.8 Verificación de la resistencia del eje de entrada del reductor.

Los factores que se deben considerar para la verificación de los ejes son varios según los elementos y características que se presenten, en nuestro caso las reacciones, el peso de la polea, el diámetro del eje y pueden aumentar según sea el caso.

3.8.1 *Cálculo de las reacciones producidas por la banda.* El cálculo de las reacciones se lo realiza en función de las fuerzas de las bandas obtenidas en las ecuaciones (23) y (24) y el ángulo obtenidos en la ecuación (23).

$$R_A = (F_1 + F_2) * \cos \alpha \tag{51}$$

$$R_B = (F_1 + F_2) * \text{sen } \alpha \quad (52)$$

Donde:

R_A y R_B = Reacciones producidas por la banda.

F_1 = Fuerza de la banda lado tenso (lb_f)

F_2 = Fuerza de la banda lado flojo (lb_f).

α = Ángulo entre polea y la banda = 24° .

Reemplazando los valores, en la ecuación (3.51) se tiene:

$$R_A = (54,005 + 28,044) \text{lb}_f * \cos 24^\circ$$

$$R_A = 74,955 \text{lb}_f$$

Reemplazando los valores, en la ecuación (3.52) se tiene:

$$R_B = (54,005 + 28,044) \text{lb}_f * \text{sen } 24^\circ$$

$$R_B = 33,356 \text{lb}_f$$

Datos calculados.

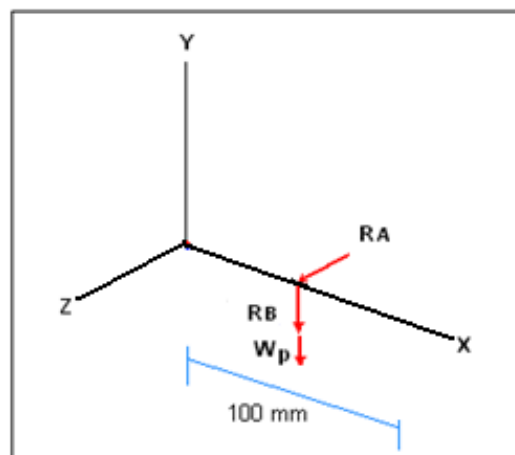
Estos son los datos obtenidos previamente mediante cálculo.

$$R_A = 74,955 \text{lb}_f$$

$$R_B = 33,356 \text{lb}_f$$

$$W_p = 2,6 \text{Kg} \quad - \quad 5,73 \text{lb}_f$$

Figura 57. Diagrama de fuerzas sobre el eje del reductor.



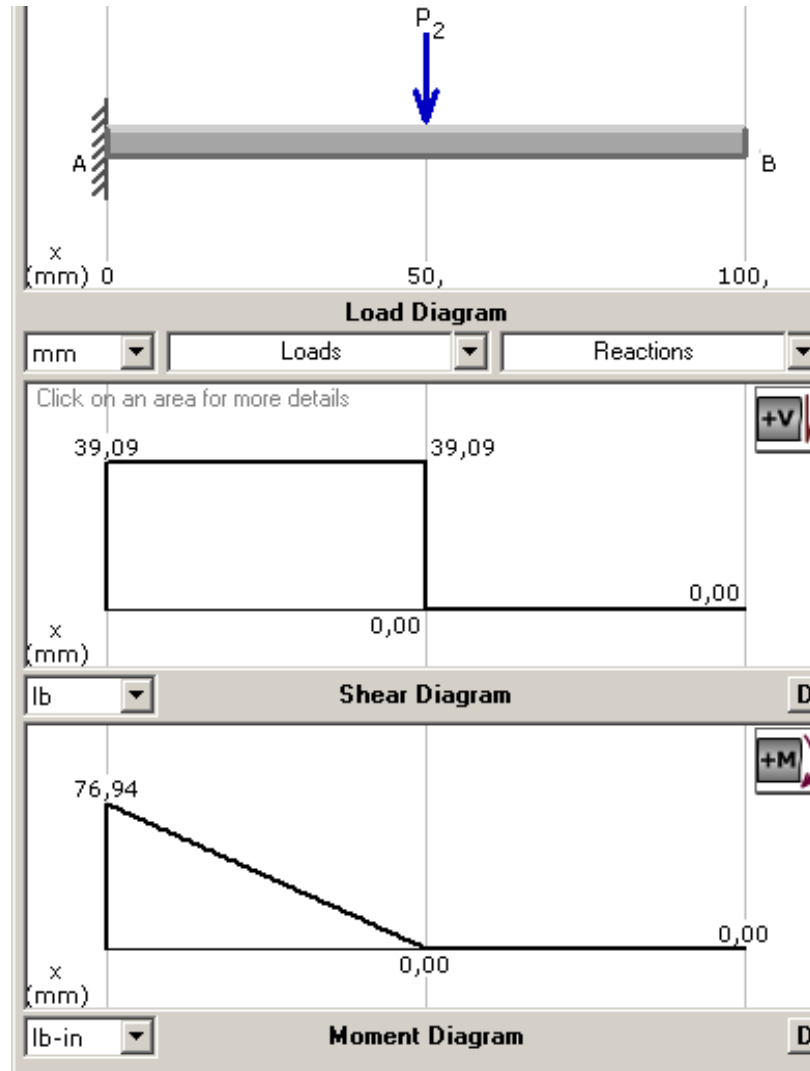
Se analiza en cada uno de los planos en los cuales se generan las fuerzas.

PLANO XY

$$R_{xy}=39,09 \text{ lb}_f$$

$$M_{xy}=76,94 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

Figura 58. Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa Mdsolid).

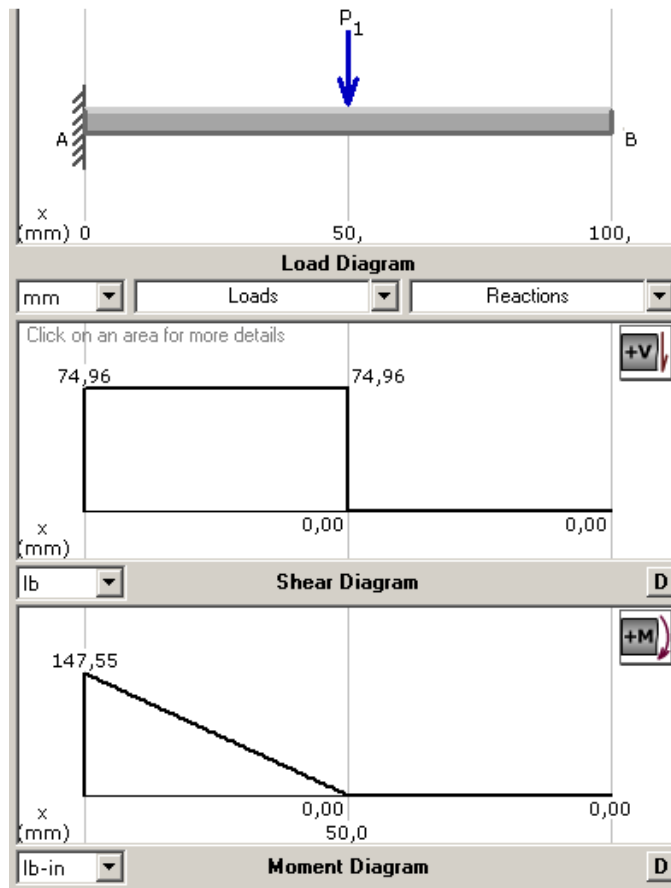


PLANO XZ

$$R_{xz}=74,96 \text{ lb}_f$$

$$M_{xz}=147,55 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

Figura 59. Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa Mdsolid).



3.8.2 Análisis estático

Sección A-A

$$M_{xy} = 76,94 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

$$M_{xz} = 147,55 \text{ lb}_f \cdot \text{in}$$

La sección crítica es A-A (en la chaveta)

Existen esfuerzos combinados por torsión y flexión, Utilizando las ecuaciones anteriores se tiene:

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M = \sqrt{(76,94 \text{ lb}_f \cdot \text{in})^2 + (147,55 \text{ lb}_f \cdot \text{in})^2}$$

$$M = 166,4 \text{ lbf. in}$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma = \frac{32(166,4)\text{lbf. in}}{\pi(0,78\text{in})^3}$$

$$\sigma = 3471,8 \text{ psi}$$

Esfuerzo tangencial debido al torque.

$$P = T * \omega \tag{53}$$

Donde:

P = Potencia en hp.

T = Torque generada por la banda

ω =rpm a la que gira la polea.

Conversión de unidades.

$$1 \text{ Hp} * \frac{1000\text{W}}{1,3410\text{Hp}} * \frac{75 \text{ Kgf. m/s}}{735,499 \text{ W}} = 76,041 \text{ Kgf. m/s}$$

$$875 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi\text{rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 91,629 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Reemplazando los valores, en la ecuación (53) se tiene:

$$T = \frac{76,041 \text{ Kgf. m/s}}{91,629 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$T = 0,8298 \text{ Kgf. m}$$

$$T = 82,98 \text{ Kgf. cm}$$

$$T = 72,035\text{lbf. in}$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16(72,035)) \text{ lbf. in}}{(0,78)^3 \times \pi}$$

$$\tau = 751,5 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

Aplicando el teorema de la energía de distorsión, ecuación **(38)**:

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

En el eje tenemos un acero de transmisión 1018.

$$S_y = 32000 \text{ Psi}$$

Despejando el coeficiente de seguridad se tiene:

$$n = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}}$$

$$n = \frac{32000}{\sqrt{(3471,8)^2 + 3(751,5)^2}}$$

$$n = 8,6$$

Entonces teniendo un factor de seguridad igual a 8,6 podemos concluir que el eje soporta estáticamente las cargas.

3.8.3 *Determinación de la chaveta y su longitud.* Sección de la chaveta (ver en el ANEXO O)

W x H = 6 x 6 con un diámetro sólido de eje de 20 mm

Material: acero AISI 1020 CD con $S_y = 51000 \text{ psi}$

Reemplazando en la ecuación **(50)** se tiene:

$$L = \frac{4Tn}{DHSy}$$

$$L = \frac{4(72,035 \text{ lbf.in})(3)}{(0,78 \text{ in})(0,23 \text{ in}) \left(\frac{51000 \text{ lb}}{\text{in}^2} \right)}$$

$$L = 0,22 \text{ in} = 5,82 \text{ mm}$$

3.9 Selección de los rodamientos [15]

3.9.1 Rodamiento A. El rodamiento A se le llama al rodamiento que se lo coloca en el punto A del eje (ver figura 36).

Con las reacciones calculadas en las secciones que se mencionan a continuación se procede a la selección de lo rodamiento.

Reacciones eje en el plano xy (ver sección 3.6.5)

$$R_{xyA} = 45,96 \text{ lb}_f$$

Reacciones eje en el plano xz (ver sección 3.6.5)

$$R_{xzA} = 1556,6 \text{ lb}_f$$

- *Constantes de fl y fn*

Si la máquina va a trabajar 380000h, encontramos un factor de esfuerzo dinámico *fl* de 4,24 (ver en el ANEXO P).

Para una velocidad de 10 rpm tenemos un factor de velocidad de giro *fn* de 1,49 (ver en el ANEXO P).

- *Cálculo de la fuerza radial resultante en el punto A*

$$f_r = \sqrt{(R_{xyA}^2 + R_{xzA}^2)} \quad (54)$$

Reemplazando datos en la ecuación (54) se tiene:

$$f_r = \sqrt{(45,96^2 + 1556,6^2)} = 1557,3 \text{ lbf} = 6,93 \text{ KN}$$

- *Carga dinámica* $P = X * f_r + Y * f_a$

Como no se tiene carga axial, y el factor radial X es 1 (ver en el ANEXO Q) la expresión se reduce a:

$$P = f_r \tag{55}$$

$$P = 6,93 \text{ KN}$$

- *Ecuación del factor de esfuerzo dinámico*

La capacidad de carga dinámica requerida está dada por la siguiente ecuación; y reemplazando valores se tiene:

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} * P \tag{56}$$

$$C_{req} = \frac{4,24}{1,49} * 6,93 \text{ KN} = 19,72 \text{ KN}$$

$$C_{req} = 19,72 \text{ KN};$$

3.9.1.1 Carga estática equivalente

$$P_o = f_r \text{ [KN]} \quad \text{para } \frac{f_a}{f_r} \leq 0,8$$

$$P_o = 6,93 \text{ [KN]}$$

Para calcular la capacidad de carga estática se reemplaza valores, tomando en cuenta que para una exigencia normal tenemos un factor de esfuerzo estático f_s de 1,2 (ver en el ANEXO R)

$$C_o = f_s * P_o \tag{57}$$

$$C_o = 1,2 * 6,93 = 8,31 \text{ KN.}$$

$$C_{o req} = 8,31 \text{ KN};$$

Seleccionó un rodamiento oscilante de Bolas FAG **6010** (CATÁLOGO FAG)

Propiedades: (ver en el ANEXO S)

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$B = 16 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

Comparación de la carga tabulada y requerida (ANEXO S)

$$C_{\text{tab}} > C_{\text{req}} \quad \rightarrow \quad 20,8 > 19,72$$

$$C_{0\text{tab}} > C_{0\text{req}} \quad \rightarrow \quad 15,6 > 8,31$$

3.9.2 Rodamiento B. El rodamiento B se le llama al rodamiento que se lo coloca en el punto B del eje (ver figura 36).

Con las reacciones calculadas en las secciones que se mencionan a continuación se procede a la selección de lo rodamiento.

Reacciones eje en el plano xy (ver sección 3.6.5)

$$R_{xyB} = 18,8 \text{ lb}_f$$

Reacciones eje en el plano xz (ver sección 3.6.5)

$$R_{xzB} = 181,6 \text{ lb}_f$$

- *Constantes de fl y fn.* Si la máquina va a trabajar 380000h, encontramos un factor de esfuerzo dinámico *fl* de 4,24 (ANEXO P).

Para una velocidad de 10rpm tenemos un factor de velocidad de giro *fn* de 1,49 (ANEXO P).

- *Cálculo de la fuerza radial resultante en el punto B*

$$f_r = \sqrt{(R_{xyB}^2 + R_{xzB}^2)} \quad (58)$$

Reemplazando datos en la ecuación (54) se tiene:

$$f_r = \sqrt{(18,8 + 181,6^2)} = 182,5 \text{ lb}_f = 0,812 \text{ KN}$$

- *Carga dinámica* $P = X * f_r + Y * f_a$

Como no se tiene carga axial, y el factor radial X es 1 (ANEXOQ) la expresión se reduce a:

$$P = f_r \quad (59)$$

$$P = 0,812 \text{ KN}$$

- *Ecuación del factor de esfuerzo dinámico*

La capacidad de carga dinámica requerida está dada por la siguiente ecuación; y reemplazando valores se tiene:

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} * P \quad (60)$$

$$C_{req} = \frac{4,24}{1,49} * 0,812 \text{ KN} = 2,31 \text{ KN}$$

$$C_{req} = 2,31 \text{ KN};$$

3.9.2.1 Carga estática equivalente

$$P_o = f_r \text{ [KN]}$$

$$\text{para } \frac{f_a}{f_r} \leq 0,8$$

$$P_o = 0,812 \text{ [KN]}$$

Para calcular la capacidad de carga estática se reemplaza valores, tomando en cuenta que para una exigencia normal tenemos un factor de esfuerzo estático f_s de 1,2 (ver en el ANEXO R)

$$C_o = f_s * P_o \quad (61)$$

$$C_0 = 1,2 * 0,812 = 0,974\text{KN.}$$

$$C_{o\text{ req}} = 0,974\text{KN};$$

Seleccionó un rodamiento oscilante de Bolas FAG **16010**(CATÁLOGO FAG)

Propiedades: (ver en el ANEXO S)

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$B = 10 \text{ mm}$$

$$D = 80\text{mm}$$

Comparación de la carga tabulada y requerida (ANEXO S)

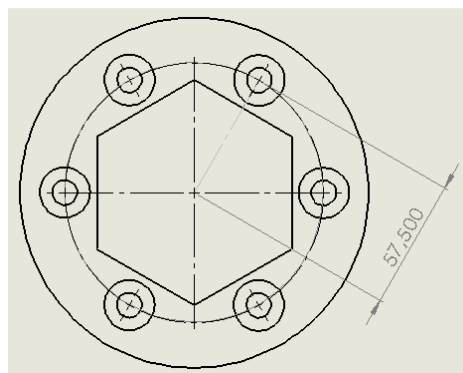
$$C_{\text{tab}} > C_{\text{req}} \quad \rightarrow \quad 16 > 2,31$$

$$C_{o\text{ tab}} > C_{o\text{ req}} \quad \rightarrow \quad 13,2 > 0,974$$

3.10 Selección de los pernos

3.10.1 *Diseño y selección de los pernos para la mordaza de sujeción.* Para transmitir movimiento del eje para torcer la varillase requerirá que la mordaza vaya atornillado al soporte por lo tanto se procede a diseñar y seleccionar los pernos que están sujetos a esfuerzos cortantes.

Figura 60. Taladrado para colocar tornillos.



Cargas que soportan los pernos:

$$T = 1112,279kg_f - cm$$

$$T = Fx r \tag{62}$$

Despejando F de la ecuación (62) se tiene:

$$F = \frac{T}{r}$$
$$F = \frac{1112,279 kg_f \cdot cm}{5,75cm}$$
$$F = 193,5 kg_f$$

F: provoca tracción primaria.

Tomamos el coeficiente de seguridad $n=3.5$ ya que Shigley recomienda factores de seguridad grandes ($n>2$).

$$F = 193,5 \times 3.5 = 677.25 kg_f$$

Tracción primaria:

$$F = \frac{F}{6}$$

$$F = \frac{677.25 Kg}{6}$$

$$F = 112.87 Kg$$

3.10.1.1 Diseño Estático

Esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{Fi}{At} + \frac{cP}{2AtN} \tag{63}$$

Dónde:

Fi: Fuerza de pretensión [kg_f/cm^2]

At: Área de esfuerzo de tensión [cm]

C: Constante elástica de unión

P: Fuerza a la que se encuentra sometido el perno [kg_f]

N: Número de pernos

$$Fi = kSp. At \quad (64)$$

Tabla20. Valores tentativos para K

| K | función |
|----------|----------------------|
| 0,7 | Junta desarmable |
| 0,75 | Uniones desmontables |
| 0,9 | Uniones fijas |

Fuente: I. Moran- Diseño de elementos de máquinas I

Para encontrar un perno tentativo asumimos: $c=0,3$

Sp: Resistencia a la prueba (ver en el ANEXO T)

Perno grado métrico 4.6cuyo $Sp=225MPa$, $Sut=400MPa$, $Sy=240MPa$

Reemplazando valores en la ecuación (64) se tiene el valor de la fuerza de pretensión Fi:

$$Fi = kSp. At$$

$k = 0,75$ para uniones desmontables (ver TABLA 20.)

$$Fi = (0,75 \times 229 \frac{Kg}{cm^2}). At$$

$$Fi = 171.75At$$

Reemplazando valores en la ecuación (64) se tiene:

$$\sigma = \frac{Fi}{At} + \frac{cP}{2AtN}$$

$$\sigma = \frac{171.75 At}{At} + \frac{0,3(112.87)}{2At(1)}$$

$$\sigma = 171.75 + \frac{16.9}{At} \quad (65)$$

Sabiendo que:

$$\frac{Fi}{At} + \frac{cP}{2AtN} = Sy \quad (66)$$

Reemplazando la ecuación (65) en (66) y despejando At:

$$171.75 + \frac{16.9}{At} = 244$$

$$At = 0,235 \text{ cm} = 2,35 \text{ mm}$$

Tomando de Tablas (ver en el ANEXO T) se tiene lo siguiente:

Por lo tanto se selecciona seis pernos grado métrico 4.6 M5 con una longitud de 20mm ya que se encuentran como tamaño normalizado en los catálogos.

3.10.2 Diseño y selección de los pernos para el porta varilla

Para transmitir movimiento del eje para torcer la varilla se requerirá que el porta varilla vaya atornillado al soporte por lo tanto se procede a diseñar los pernos que están sujetos a esfuerzos cortantes.

Cargas que soportan los pernos:

$$T = 1112,279 \text{ kg}_f - \text{cm}$$

$$T = Fx r$$

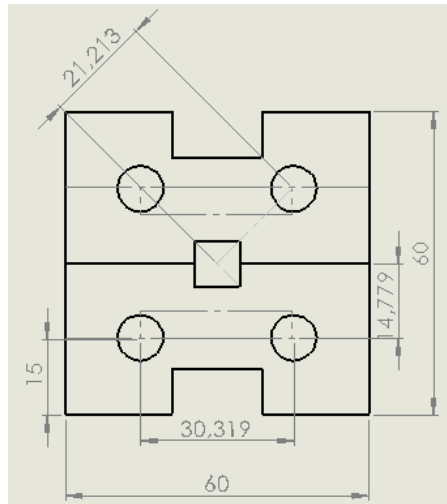
Despejando F de la ecuación (62) se tiene:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{1112,279 \text{ kg}_f \cdot \text{cm}}{2,21 \text{ cm}}$$

$$F = 503,3 \text{ kg}_f$$

Figura 61. Taladrado para colocar tornillos del porta varilla.



Mediante el análisis se sabe que F: provoca tracción primaria.

Tomamos el coeficiente de seguridad $n=3.5$ ya que Shigley recomienda factores de seguridad grandes ($n>2$).

$$F = 503,3 \times 3.5 = 1761.55 \text{ kg}_f$$

Tracción primaria:

$$F = \frac{F}{4}$$

$$F = \frac{1761.55 \text{ Kg}}{4}$$

$$F = 440.4 \text{ Kg}$$

3.10.2.1 Diseño Estático

Esfuerzo normal, para esto se procede a utilizar las ecuaciones antes señaladas:

$$\sigma = \frac{Fi}{At} + \frac{cP}{2AtN}$$

Donde:

Fi: Fuerza de pretensión [kg_f/cm^2]

At: Área de esfuerzo de tensión [cm]

C: Constante elástica de unión

P: Fuerza a la que se encuentra sometido el perno [kg_f]

N: Número de pernos

Utilizando la ecuación (3.64):

$$Fi = kSp \cdot At$$

Para encontrar un perno tentativo asumimos: $c=0,3$

Sp: Resistencia a la prueba (ver en el ANEXO T)

Perno grado métrico 4.6 cuyo $Sp=225$ MPa, $Sut=400$ MPa, $Sy=240$ MPa

Reemplazando valores en la ecuación (61) se tiene el valor de la fuerza de pretensión Fi:

$$Fi = kSp \cdot At$$

$k = 0,75$ para uniones desmontables (ver TABLA 3.19.)

$$Fi = (0,75 \times 229 \frac{Kg}{cm^2}) \cdot At$$

$$Fi = 171.75At$$

Reemplazando valores en la ecuación (62) se tiene:

$$\sigma = \frac{Fi}{At} + \frac{cP}{2AtN}$$

$$\sigma = 171.75 + \frac{66.06}{At}$$

Sabiendo que:

$$\frac{Fi}{At} + \frac{cP}{2AtN} = Sy$$

Reemplazando la ecuación (63) en(64) y despejando At.

$$171.75 + \frac{66.06}{At} = 244$$

$$At = 0.9 \text{ cm} = 9\text{mm}$$

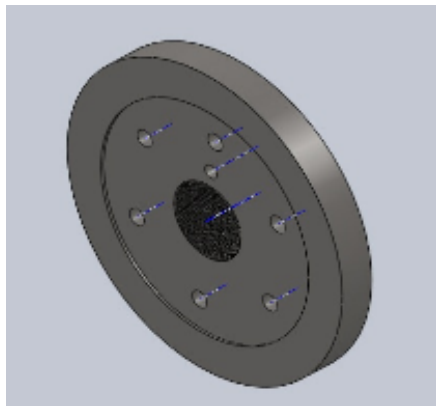
Tomando de Tablas (ANEXO T) se tiene lo siguiente:

Seis pernos grado métrico 4.6 M10 con una longitud de 30mm ya que se encuentran como tamaño normalizado en los catálogos.

3.11 Análisis de elementos mecánicos

3.11.1 Análisis de la mordaza base. La mordaza como la hemos denominado en nuestro caso, es un elemento mecánico cuya idea para el diseño fue tomado en base a máquinas ya existentes, de la empresa *NARGESA* (Compañía Española dedicada a la fabricación de maquinaria industrial.) y *HEBO MACHINE* (Industria dedicada a la construcción de maquinaria en los E.E.U.U.).

Figura 62.Mordaza base.

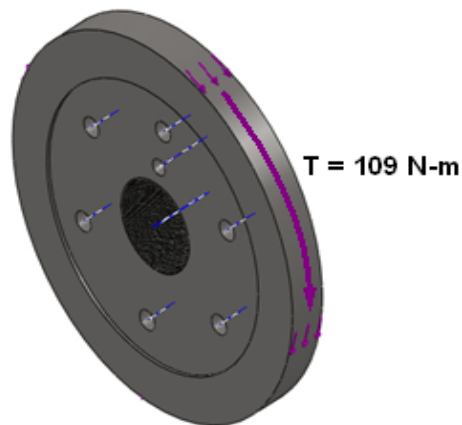


Nuestra mordaza está elaborado con acero de construcción A-36, tiene una forma redonda con un agujero en la mitad, tiene un peso de 5,5 kgf, roscado en un extremo para permitir el acople con el eje, en cuyo centro denota la figura con medidas precisas del elemento a torcer y tiene como principal objetivo lo siguiente:

- Transmitir la potencia del eje, para realizar el trabajo.
- Ser una base para la colocación de hexágonos con diferentes medidas, de acuerdo a los elementos que se deseen torcer como varillas cuadradas de diferentes medidas, platinas entre otras.
- Permitir un fácil montaje y desmontaje en caso de mantenimiento o parada de emergencia.

3.11.1.1 *Fuerzas que actúan en la mordaza base.* La única carga que va a soportar este elemento es el torque que se genera al torcer la varilla cuadrada, en nuestro caso tomamos el torque máscritico correspondiente para una varilla de media pulgada siendo su valor de 109 N-m.

Figura 63. Fuerzas que actúan en la mordaza base.



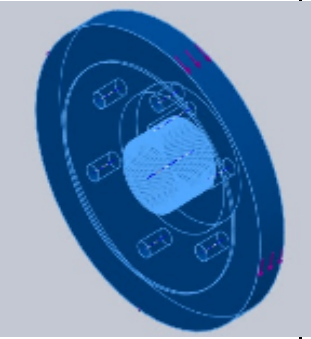
3.11.1.2 *Cálculo del factor de seguridad en la mordaza base.* El cálculo del factor de seguridad de la mordaza base se lo realiza en SolidWorks, para lo cual se debe seguir los siguientes pasos los cuales se mencionan a continuación:

- Se modela la mordaza base en SolidWorks (ver medidas en plano)

- Se edita el material cuyas propiedades se encuentra ya establecidas en el programa (material ver plano)
- Se coloca las restricciones.
- Se edita las fuerzas que se observan en la figura 63
- Se ejecuta el programa

Luego de realizar los pasos mencionados anteriormente se obtiene la siguiente información del programa SolidWorks:

Tabla21.Propiedades mecánicas del elemento.

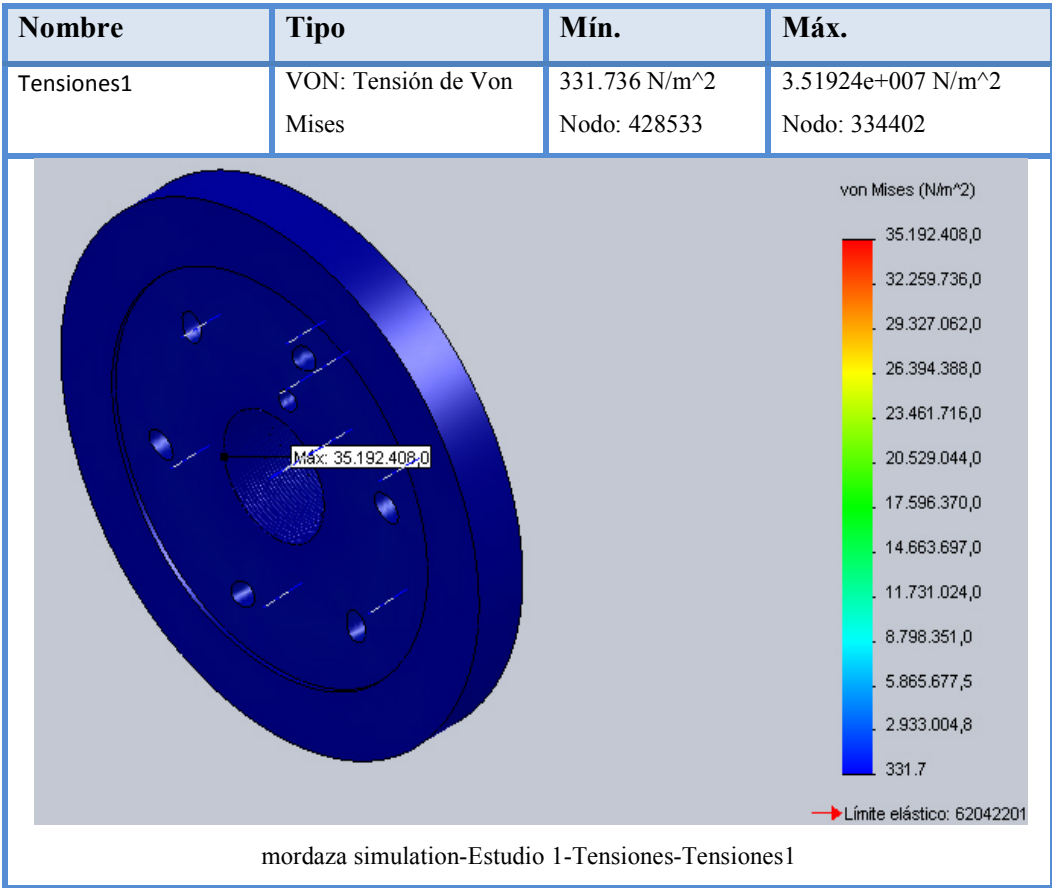
| Referencia de modelo | Propiedades | Componentes |
|--|---|---|
|  | Nombre: Acero aleado Bohler Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 6.20422e+008 N/m ² Límite de tracción: 7.23826e+008 N/m ² Módulo elástico: 2.1e+011 N/m ² Coefficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7700 kg/m ³ Módulo cortante: 7.9e+010 N/m ² Peso: 12.1296 lbf | Sólido 1(MatrizC1)(mordaza simulation) |
| | Datos de curva: | |

3.11.1.3 Análisis de tensiones. El límite de fluencia del Acero aleado Bohler con el cual está construido la mordaza base es de 620422016 N/m² como se puede observar en la Tabla21.

En el gráfico de tensiones correspondiente a la figura 64 se observa la tensión máxima de la mordaza base debido a la carga que soporta.

En este gráfico no es fácil observar la termografía q presenta la pieza pues solo se denota un solo color que es el azul y no presenta mayor grado de tensión, pero en realidad el lugar más crítico de tensiones se presenta en el roscado que la pieza tiene y para ser exactos en los filetes del mismo con un valor de 35192400 N/m² como se observa en la figura64.

Figura 64.Tensión máxima en la mordaza base.



3.11.1.4 Factor de seguridad. Para calcular el factor de seguridad se lo realiza con la siguiente fórmula:

$$n = \frac{\sigma_{\text{admisible}}}{\sigma_{\text{calculado}}} \tag{67}$$

Dónde:

n = Factor de seguridad

$\sigma_{\text{admisible}}$ = Valor del S_y del material(N/m²)

$\sigma_{\text{calculado}}$ = Valor de la tensión máxima producida por la carga(N/m²)

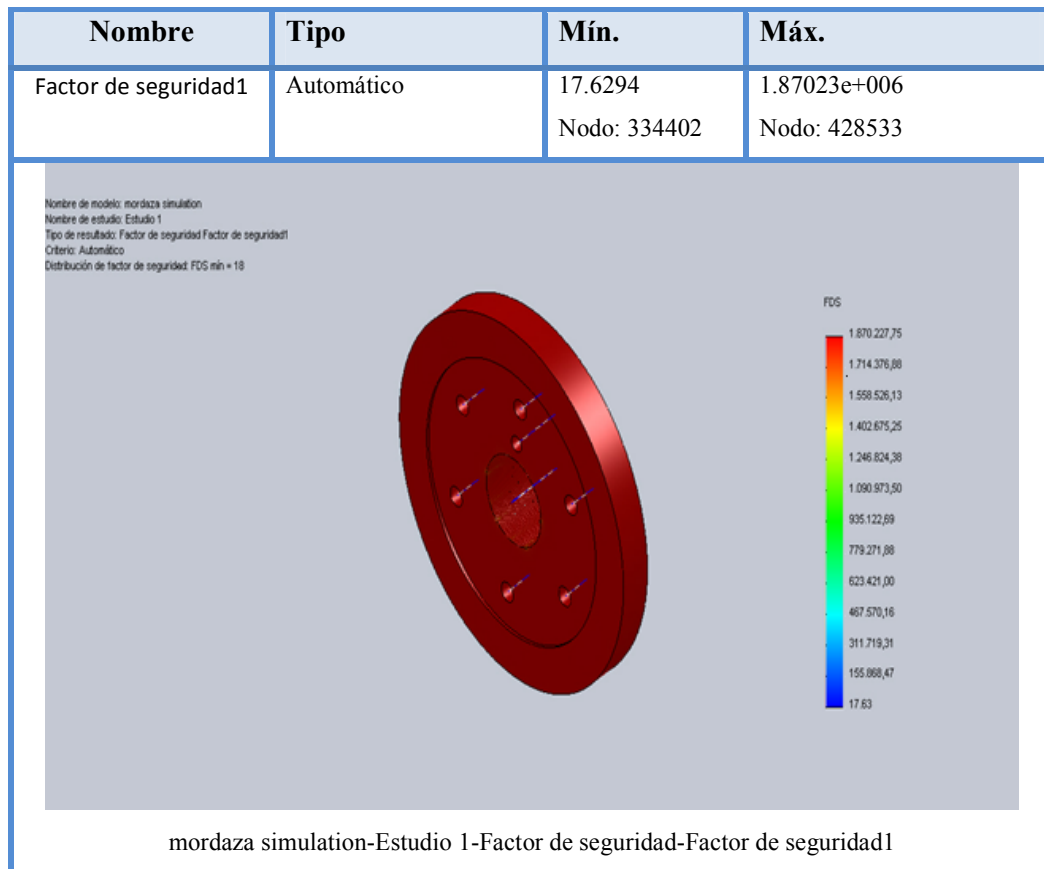
Reemplazando los valores en la ecuación (67) se obtiene:

$$n = \frac{620422016 \text{ N/m}^2}{35192400 \text{ N/m}^2}$$

$n = 17,62$

Comprobamos los resultados obtenidos mediante la ecuación (67) con los desarrollados con el programa SolidWorks como se muestra en la figura 65 notamos que los valores son los mismos.

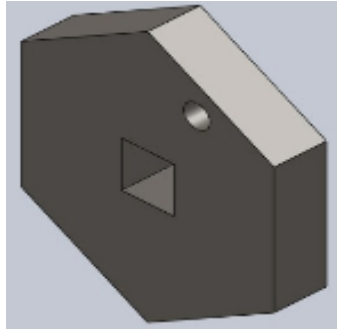
Figura 65.Factor de seguridad de la mordaza base en programa SolidWorks.



Se concluye que la mordaza base tiene buena resistencia al esfuerzo de torsión por lo que da un factor de seguridad elevado.

3.11.2. Análisis de los hexágonos. Este elemento se lo fabricó de acuerdo a la forma que presenta la mordaza base, además debe tener una tolerancia que permita introducirlo y retirarlo sin que exista un apriete ni juego excesivo.

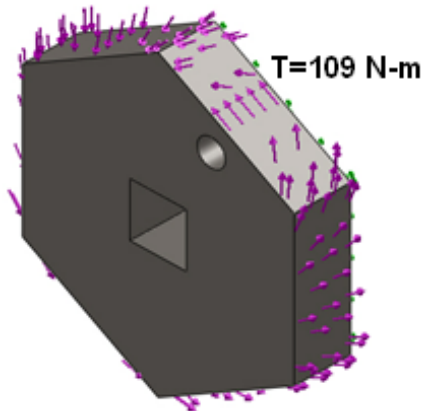
Figura 66. Elemento hexagonal.



Nuestro hexágono está elaborado en acero de AISI 1035, tiene un peso de 0,86kgf, en cuyo centro denota la figura con medidas precisas del elemento a torcer, como varillas cuadradas de diferentes medidas, platinas entre otras.

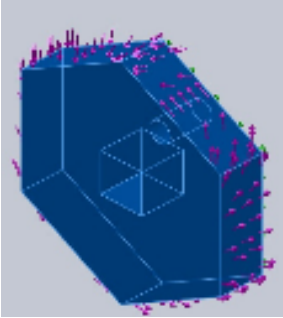
3.11.2.1 Fuerzas que actúan en el hexágono. La única carga que va a soportar el hexágono es el torque que se genera al torcer la varilla cuadrada, en nuestro caso tomamos el torque más crítico correspondiente para una varilla de media pulgada siendo su valor de 109 N-m.

Figura 67. Fuerzas que actúan en el hexágono.



Luego de realizar los pasos mencionados anteriormente se obtiene la siguiente información del programa SolidWorks:

Tabla22. Propiedades mecánicas del elemento.

| Referencia de modelo | Propiedades | Componentes |
|---|---|--|
|  | <p>Nombre: AISI 1035 Acero (SS)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 2.82685e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 5.85e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.29</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 8e+010 N/m²</p> <p>Peso: 1.9013 lbf</p> | <p>Sólido 1(Taladro de margen para M81)(hexagonal2)</p> |
| <p>Datos de curva:</p> | | |

3.11.2.2 Cálculo del factor de seguridad en el hexágono. El cálculo del factor de seguridad del hexágono se lo realiza en SolidWorks, para lo cual se debe seguir una serie de pasos los cuales se mencionan a continuación:

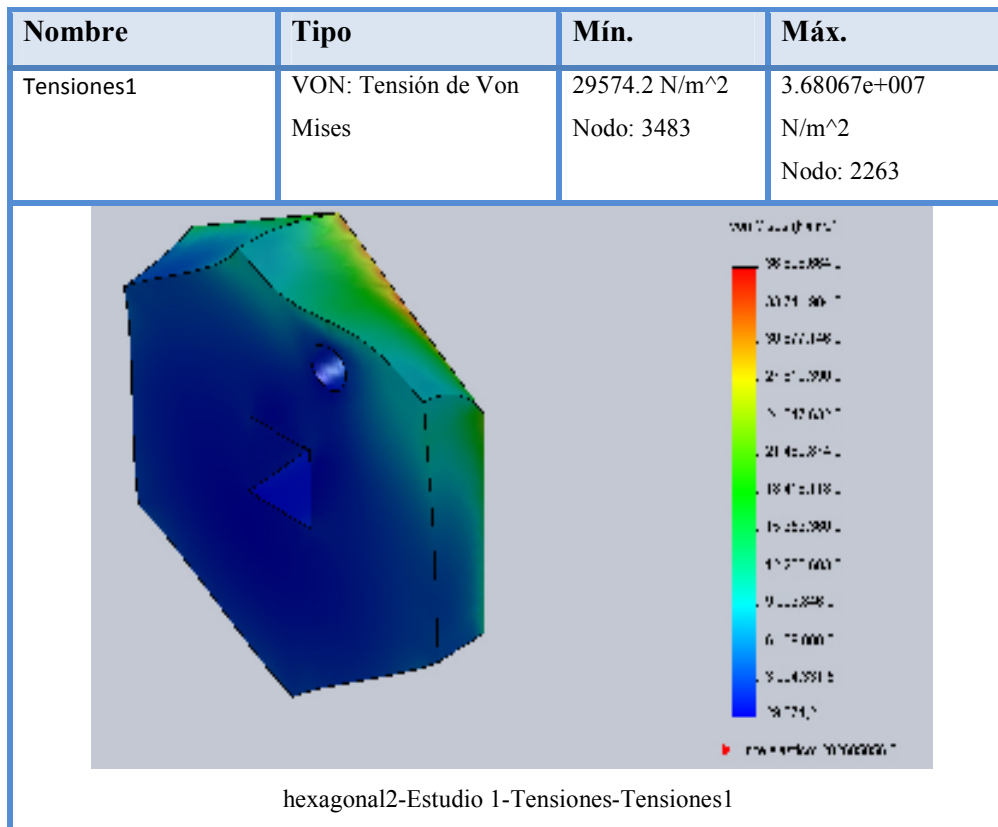
- Se modela el hexágono en SolidWorks (ver medidas en plano)
- Se edita el material cuyas propiedades se encuentra ya establecidas en el programa (material ver plano)
- Se coloca las restricciones.
- Se edita las fuerzas que se observan en la figura 67.
- Se ejecuta el programa.

3.11.2.3 Análisis de tensiones. El límite de fluencia del Acero AISI 1035 con el cual está construido el hexágono, es de 282685000 N/m² como se puede observar en la Tabla22.

En la gráfica de tensiones correspondiente a la figura 68 se observa la tensión máxima del hexágono debido a la carga que soporta.

La termografía que se representa en la pieza denota el lugar de las tensiones y de acuerdo a la tonalidad de color los máximos y mínimos, siendo la máxima tensión 36806700 N/m² como se observa en la figura 68.

Figura68. Tensiones en el hexágono.



3.11.2.4 Factor de seguridad. Para calcular el factor de seguridad se lo realiza con la siguiente fórmula:

$$n = \frac{\sigma_{\text{admisible}}}{\sigma_{\text{calculado}}} \quad (67)$$

Donde:

n = Factor de seguridad

$\sigma_{\text{admisible}}$ = Valor del S_y del material(N/m²)

$\sigma_{\text{calculado}}$ = Valor de la tensión máxima producida por la carga(N/m²)

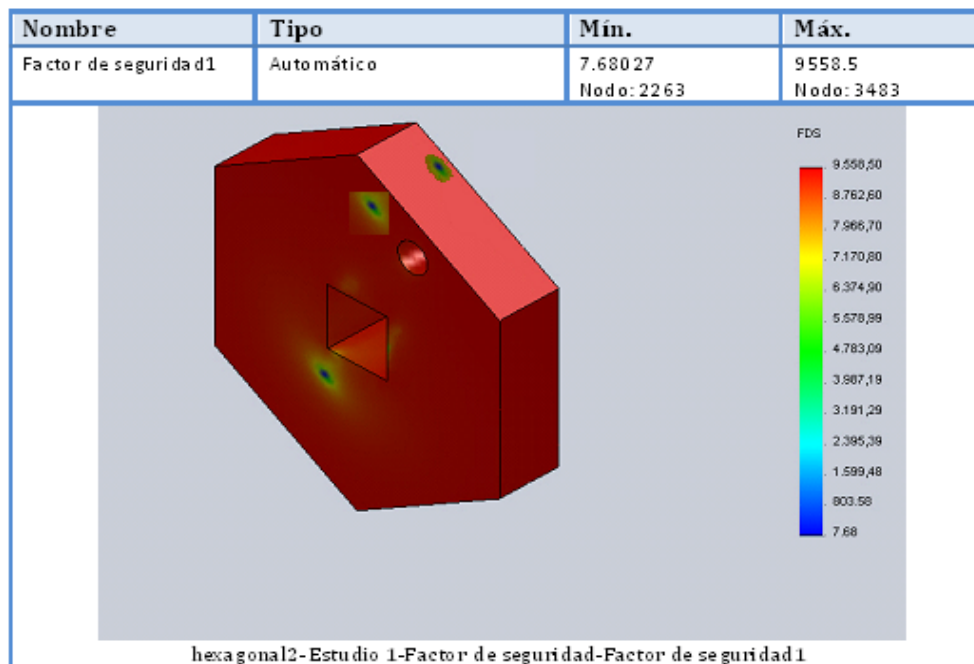
Reemplazando los valores en la ecuación 65 se obtiene:

$$n = \frac{282685000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{36806700 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$n = 7,68$$

Comprobamos los resultados obtenidos mediante la ecuación 3.67 con los desarrollados con el programa SolidWorks como se muestra en la figura 69 notamos que los valores son los mismos.

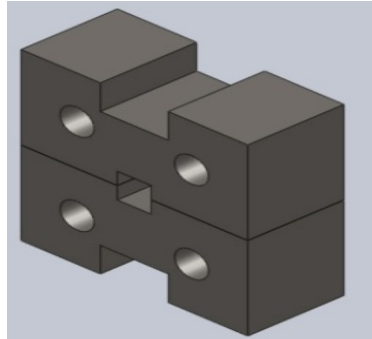
Figura 69.Factor de seguridad del hexágono en programa SolidWorks.



Se concluye que el hexágono construido tiene buena resistencia al esfuerzo de torsión por lo que da un factor de seguridad elevado.

3.11.3 Diseño del porta varillas. Este elemento es diseñado de acuerdo a las medidas de las diferentes varillas cuadradas existentes, además debe tener una tolerancia que permita introducirla y retirarla sin que exista un apriete ni juego excesivo.

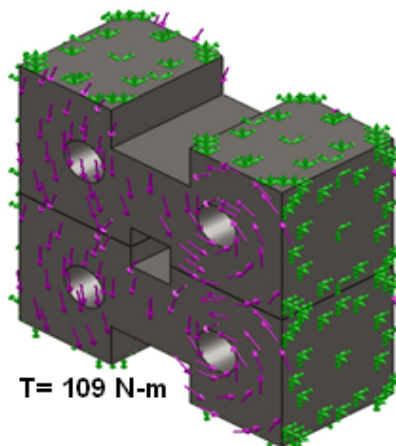
Figura 70. Porta varillas.



El porta varillas está elaborado en acero de AISI 1035, posee un peso de 0,6 kg, en cuyo centro denota la figura con medidas precisas del elemento a torcer, como varillas cuadradas de diferentes medidas, platinas entre otras.

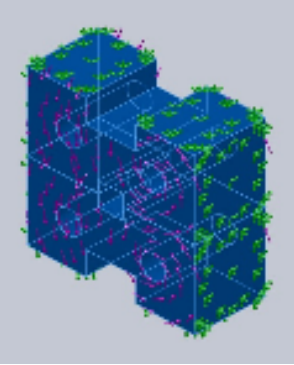
3.11.3.1 Fuerzas que actúan la porta varilla. La única carga que va a soportar el porta varilla es el torque que se genera al torcer la varilla cuadrada, en nuestro caso tomamos el torque más crítico correspondiente para una varilla de media pulgada, siendo su valor de 109 N-m.

Figura 71. Fuerzas que actúan en el porta varilla.



Luego de realizar los pasos mencionados anteriormente se obtiene la siguiente información del programa SolidWorks:

Tabla23. Propiedades mecánicas del porta varilla.

| Referencia de modelo | Propiedades | Componentes |
|---|---|--|
|  | <p>Nombre: AISI 1035 Acero (SS)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 2.82685e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 5.85e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.29</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 8e+010 N/m²</p> <p>Peso: 1.2968 lbf</p> | <p>Sólido 1(Taladro de margen para M83)(porta varilla1-1),</p> <p>Sólido 1(Taladro de margen para M83)(porta varilla1-2)</p> |
| <p>Datos de curva:</p> | | |

3.11.3.2 Cálculo del factor de seguridad en el porta varilla. El cálculo del factor de seguridad del hexágono se lo realiza en SolidWorks, para lo cual se debe seguir una serie de pasos los cuales se mencionan a continuación:

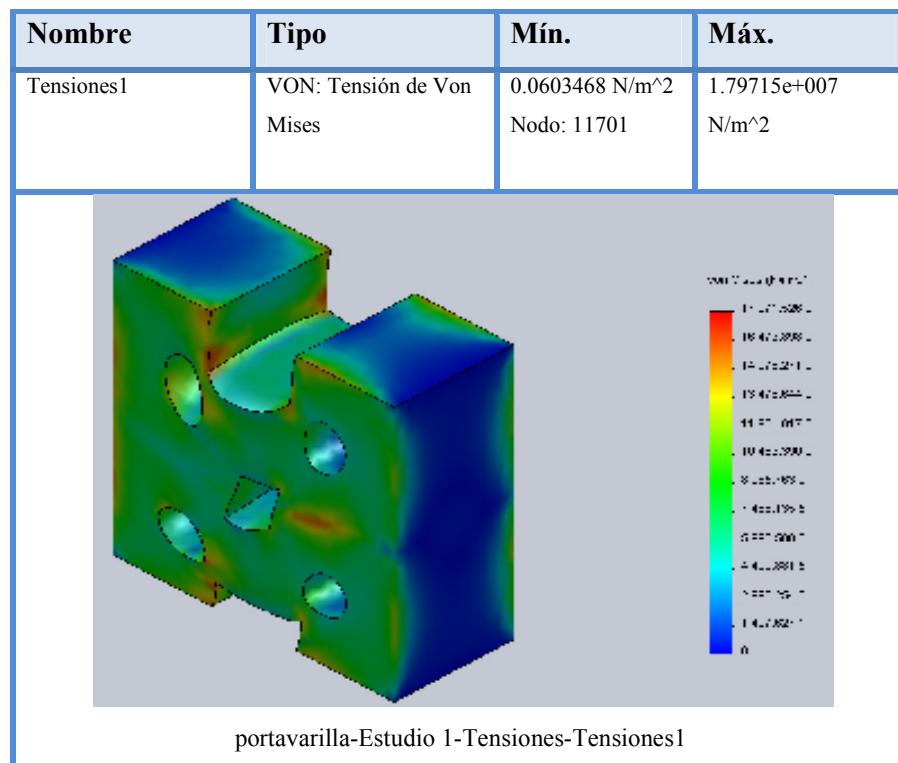
- Se modela el elemento porta varilla en SolidWorks (ver medidas en plano)
- Se edita el material cuyas propiedades se encuentra ya establecidas en el programa (material ver plano)
- Se coloca las restricciones.
- Se edita las fuerzas que se observan en la figura 71.
- Se ejecuta el programa

3.11.3.3 Análisis de tensiones. El límite de fluencia del Acero AISI 1035 con el cual está construido el porta varilla, es de 282685000 N/m² como se puede observar en la Tabla23.

En el gráfico de tensiones correspondiente a la figura 72 se observa la tensión máximadel porta varilla debido a la carga que soporta.

La termografía que se representa en la pieza denota el lugar de las tensiones y de acuerdo a la tonalidad de color los máximos y mínimos, siendo la máxima tensión 17971526 N/m² como se observa en la figura 72.

Figura 72. Tensiones del porta varilla.



3.11.3.4 Factor de seguridad. Para calcular el factor de seguridad se lo realiza con la siguiente fórmula:

$$n = \frac{\sigma_{\text{admisible}}}{\sigma_{\text{calculado}}} \quad (67)$$

Dónde:

n = Factor de seguridad

$\sigma_{\text{admisible}} = \text{Valor del } S_y \text{ del material (N/m}^2\text{)}$

$\sigma_{\text{calculado}} = \text{Valor de la tensión máxima producida por la carga (N/m}^2\text{)}$

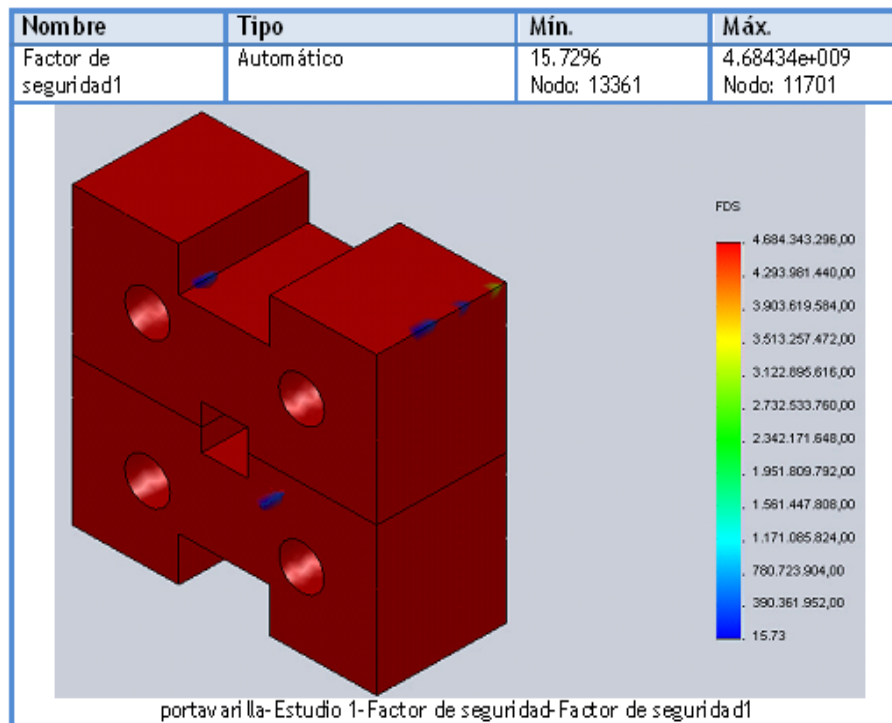
Reemplazando los valores en la ecuación 65 se obtiene:

$$n = \frac{282685000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{17971526 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

n = 15,73

Comprobamos los resultados obtenidos mediante la ecuación 3.67 con los desarrollados con el programa SolidWorks como se muestra en la figura 73 notamos que los valores son los mismos.

Figura 73. Factor de seguridad del hexágono en programa SolidWorks.

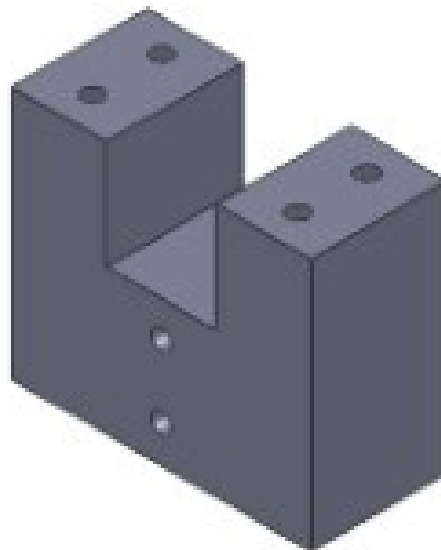


Se concluye que el porta varilla tiene buena resistencia al esfuerzo de torsión por lo que da un factor de seguridad elevado.

3.11.3.4 *Diseño de la matriz porta varilla.* Este elemento mecánico está construido con acero estructural ASTM A-36, tiene un peso de 9 kg, las medidas se pueden observar en el plano, además presenta las siguientes características:

- Es un elemento de soporte para el porta varillas.
- Su configuración se lo realizó en base a los elementos porta varillas.
- Posee una placa en la parte superior que se ajusta con la matriz por medio de 4 pernos Allens cabeza cilíndrica M10 x 25 cuyo objetivo es permitir estabilidad a los elementos porta varillas.

Figura 74. Matriz porta varillas.



Su principal función y la más importante es, dar rigidez y mejor facilidad de montaje a todo el sistema de torsión en el eje principal de trabajo

3.12. Diseño de la estructura mediante el paquete informático SAP 2000 v.10[16]

Para el diseño de la estructura de la máquina para torcer varilla cuadrada se utilizará el paquete informático SAP 2000 V10, el cual facilita el diseño y análisis de los elementos mecánicos estructurales. Este es un paquete informático amigable debido a que se puede empezar con un modelo preliminar, el cual puede ser ajustado al modelo original requerido para el análisis.

Con el programa SAP 2000 v10 se realiza el análisis y el diseño de estructuras mediante modelos idealizados a través de elementos finitos y la interface gráfica realizada por el usuario, en el modelo se pueden incluir las características o consideraciones del sistema estructural, por ejemplo algunas de estas son:

- Propiedades de los materiales
- Elementos estructurales: vigas, columnas.

Cargas sobre los elementos estructurales: que incluyen el peso propio, cargas sísmicas, cargas vivas, cargas de viento, etc.

Al terminar de realizar el análisis mediante SAP 2000 V10 se obtiene resultados como desplazamientos, esfuerzos, reacciones producidas por las cargas, deformaciones, etc.

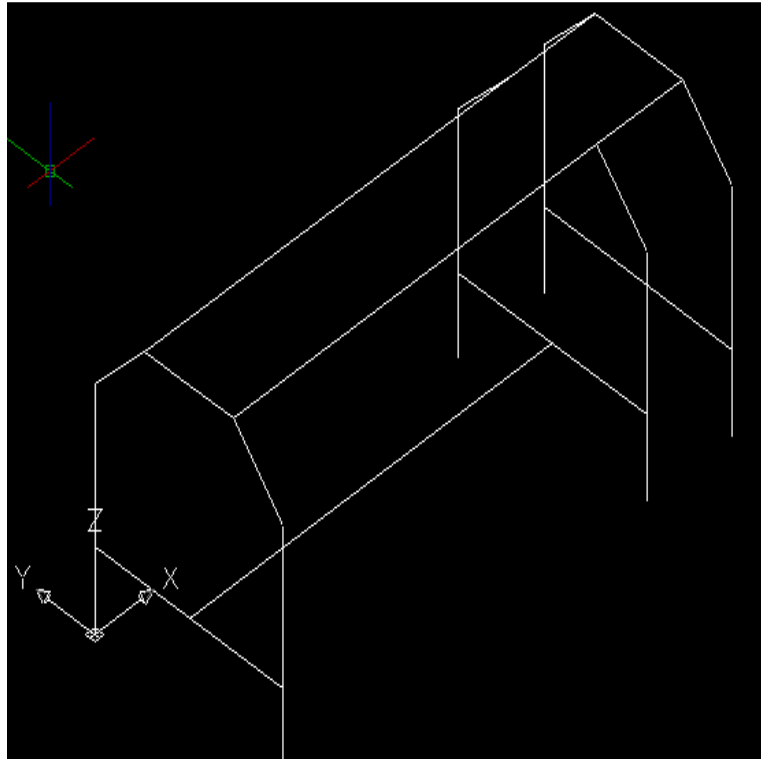
3.12.1. Consideraciones del modelo

- El sistema es considerado elástico lineal.
- El modelo se encuentra sometido principalmente a esfuerzos de flexión debido a las cargas generadas por el peso de los elementos que se encuentran sobre la estructura y la tensión que se ejerce al momento de realizar el ensayo.
- Las cargas se distribuyen uniformemente a lo largo de las vigas y travesaños.

3.12.2. Descripción de la estructura. En la estructura se propone un conjunto de elementos como son; perfil IPN-100, perfil IPN-160y tubo cuadrado (50x30x3) mm, todos estos de acero estructural ASTM A36, unidos entre ellos mediante soldadura por lo que se obtiene un sistema estructural de nodos rígidos.

3.12.3 Geometría de la estructura. El primer paso en nuestro caso fue realizar el esquema de la bancada en el programa informático AutoCAD 2011, para posteriormente guardarlo como archivo dxf y seguidamente abrir el archivo en el SAP 2000 V10.

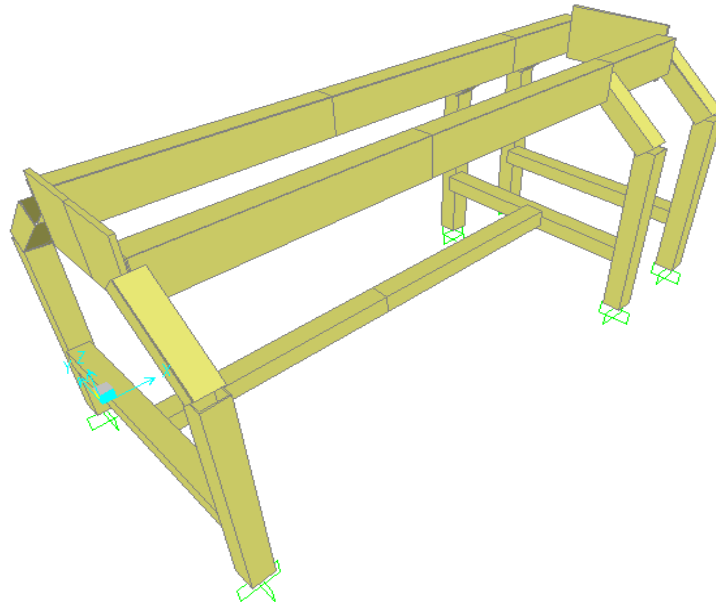
Figura 75. Esquema de la bancada en AutoCAD



Para realizar el modelo estructural de la máquina, cuyas dimensiones son altura 1,10 m, longitud 1,60m y ancho 0.6 m.

3.12.4 Propuesta de diseño. Es necesario definir las secciones (Tubo cuadrado 60 x 3 mm, Tubo rectangular 100 x 50 x 3 mm); a cada elemento asignamos las secciones según corresponda.

Figura 76. Vista isométrica de la estructura



3.12.4.1 Cargas que actúan en la estructura. Asignamos la carga con el elemento Shell, en forma de presión porque no son puntuales, ya que la matriz porta varilla se desplaza por todo el carril.

Estado de carga I: La presión debido a los elementos de trabajo y transmisión, producto del peso expresados en Kg_f, sobre un área determinada expresada en mm.

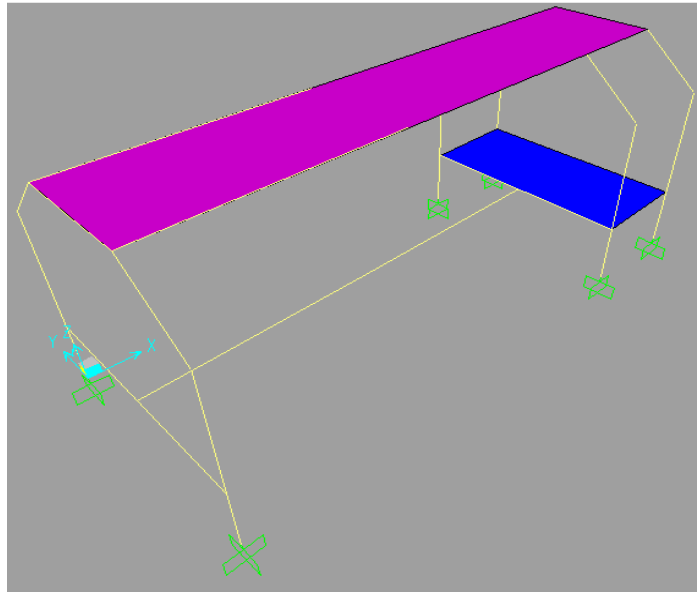
Presión en A:

| ELEMENTOS DE TRABAJO | | |
|----------------------|-------------------------|---|
| Peso (kgf) | Área (mm ²) | Presión (Kg _f /mm ²) |
| 200 | 389160 | 0,000513927 |

Presión en B:

| ELEMENTOS DE TRANSMISION | | |
|--------------------------|-------------------------|---|
| Peso (kgf) | Área (mm ²) | Presión (Kg _f /mm ²) |
| 100 | 159300 | 0,000627746 |

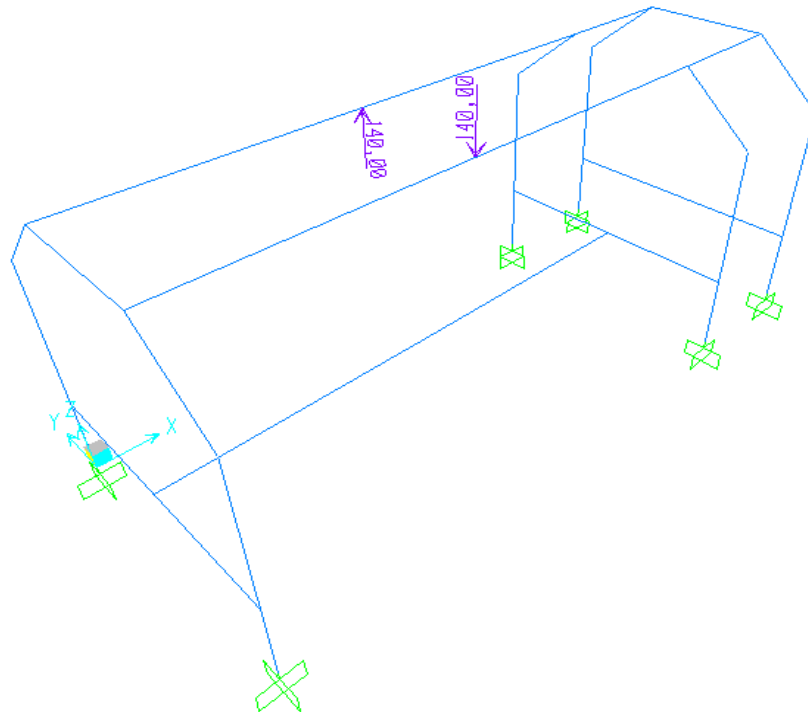
Figura 77. Representación de la carga muerta con elementos Shell



Estado de carga II: Fuerzas del sistema de torsión cuando la máquina está trabajando, es decir carga viva.

Reacción en A=B= 140 Kgf

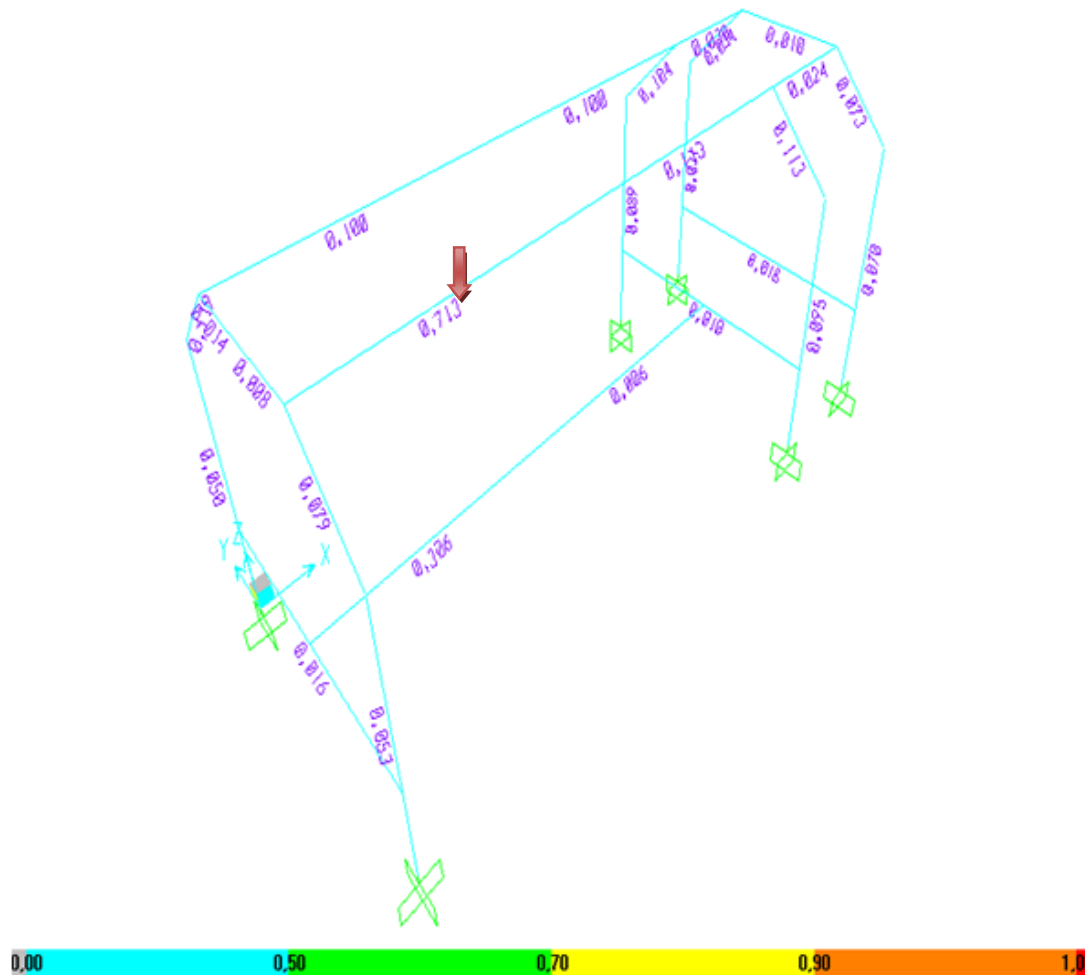
Figura 78. Representación de la carga viva



3.12.4.2 Análisis de razón de esfuerzos. Una vez realizado el análisis estructural se comprueba que los elementos utilizados si soportan las cargas actuantes en la misma, y la razón de esfuerzos deben presentar valores menores que 1.

Como observamos en la figura 79 de razón de esfuerzos de nuestros elementos el valor más elevado y cercano a la unidad es 0,713 entonces concluimos que la razón de esfuerzos está dentro de lo permitido.

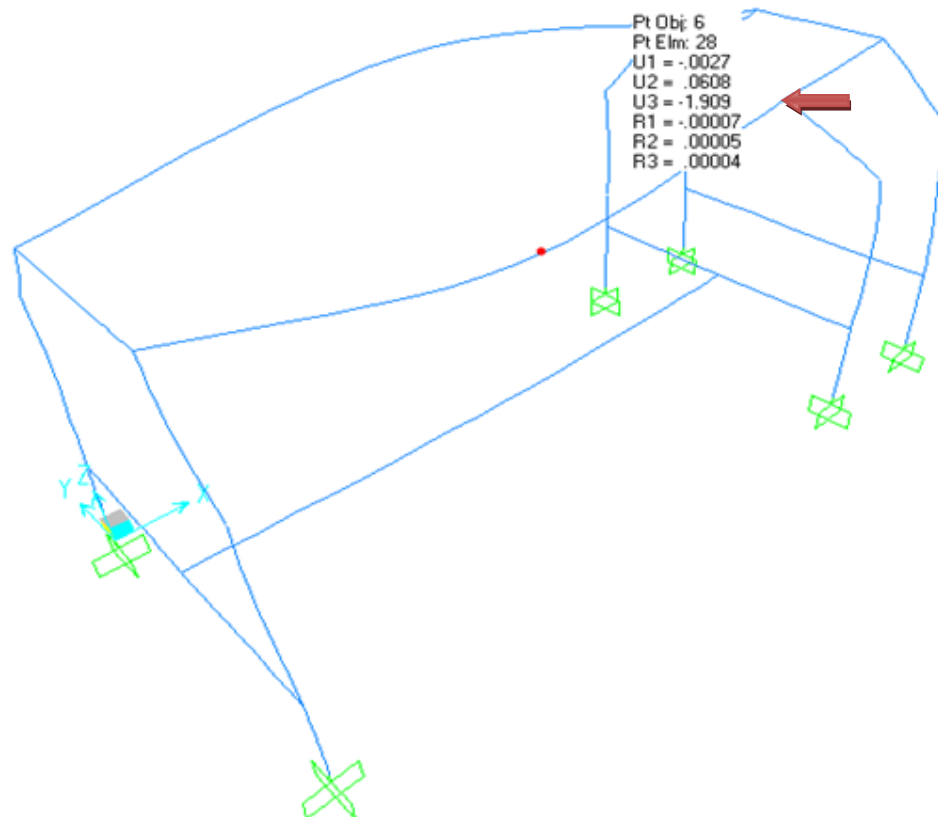
Figura 79. Resultados de SAP 2000: Razón de esfuerzos



3.12.4.3 Análisis de la deformación. Haciendo un análisis de la deformación lo cual cumple con la limitación proporcional establecida para carga muerta según el AISC L/240.

Verificando uno de los travesaños más largo cuya longitud es de 1600 mm y como flecha permisible $L/240$ se tiene que la:

Figura 80. Deformación de la estructura con combinación (L+D)



Como el valor de la deformación de la figura 80 (1,909 mm) es inferior a la deformación permisible se concluye que la estructura posee rigidez apropiada.

3.12.5 Construcción por disponibilidad del material del auspiciante. Es necesario definir las secciones (IPN 160, IPN 100, Tubo cuadrado 50 x 2 mm); a cada elemento asignamos las secciones según corresponda. (Ver figura 81)

3.12.5.1 Cargas que actúan en la estructura. Asignamos la carga con el elemento Shell, en forma de presión porque no son puntuales, ya que la matriz porta varilla se desplaza por todo el carril.

Estado de carga I: La presión debido a los elementos de trabajo y transmisión, productodel peso expresados en Kgf, sobre un área determinada expresada en mm.

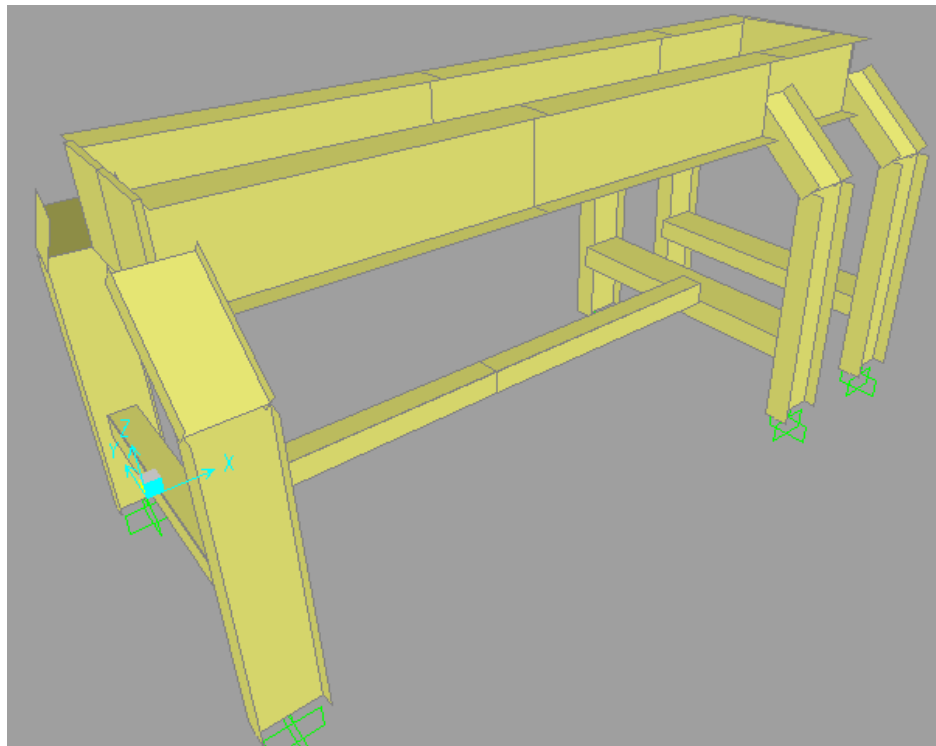
Presión en A:

| ELEMENTOS DE TRABAJO | | |
|----------------------|-------------------------|--------------------------------|
| Peso (kgf) | Área (mm ²) | Presión (Kgf/mm ²) |
| 200 | 389160 | 0,000513927 |

Presión en B:

| ELEMENTOS DE TRANSMISION | | |
|--------------------------|-------------------------|--------------------------------|
| Peso (kgf) | Área (mm ²) | Presión (Kgf/mm ²) |
| 100 | 159300 | 0,000627746 |

Figura 81. Vista isométrica de la estructura



Estado de carga II: Fuerzas del sistema de torsión cuando la máquina está trabajando, es decir carga viva.

Reacción en A=B= 140 Kgf

Figura 82. Representación de la carga muerta con elementos Shell

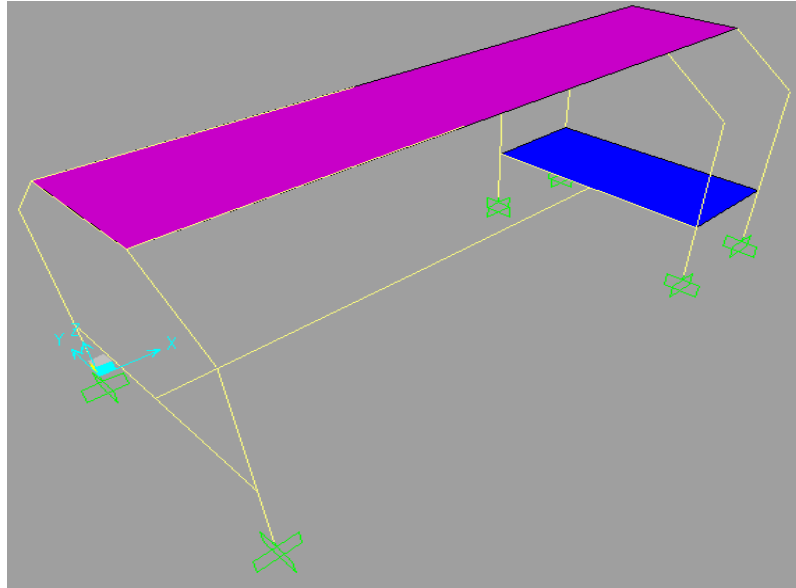
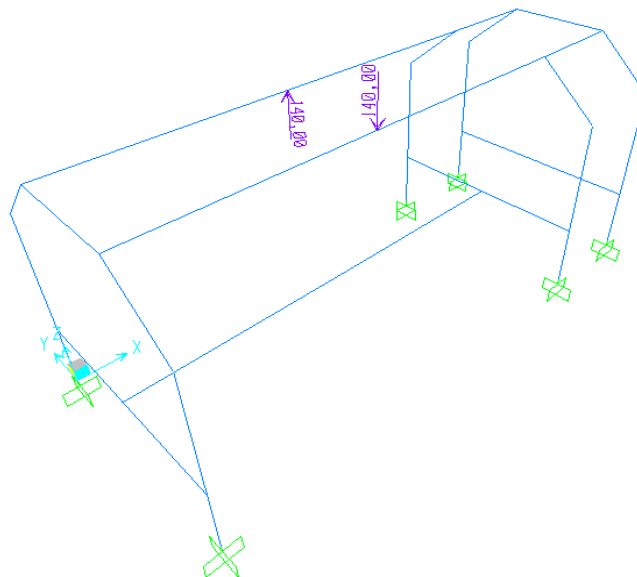


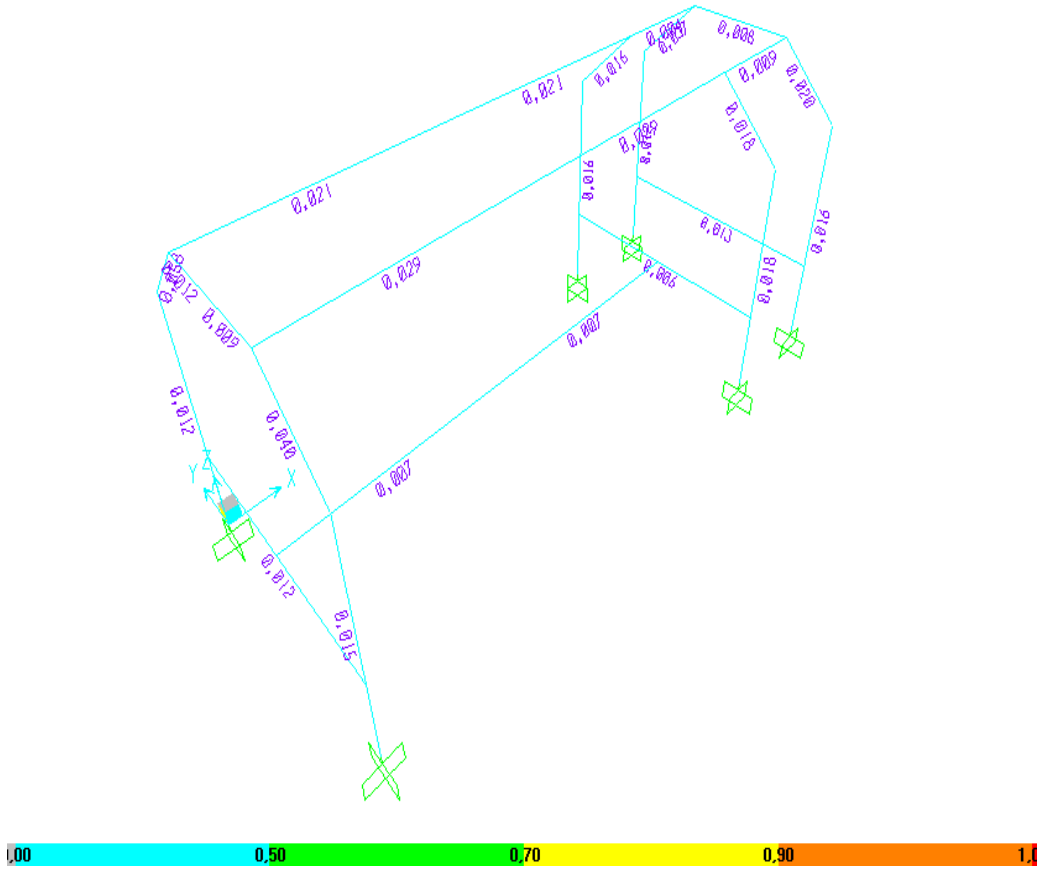
Figura 83. Representación de la carga viva



3.12.5.2 Análisis de razón de esfuerzos. Una vez realizado el análisis estructural se comprueba que los elementos utilizados si soportan las cargas actuantes en la misma, y la razón de esfuerzos deben presentar valores menores que 1.

Como observamos en la figura 84 de razón de esfuerzos de nuestros elementos el valor más elevado y cercano a la unidad es 0.040 entonces concluimos bien.

Figura 84. Resultados de SAP 2000: Razón de esfuerzos

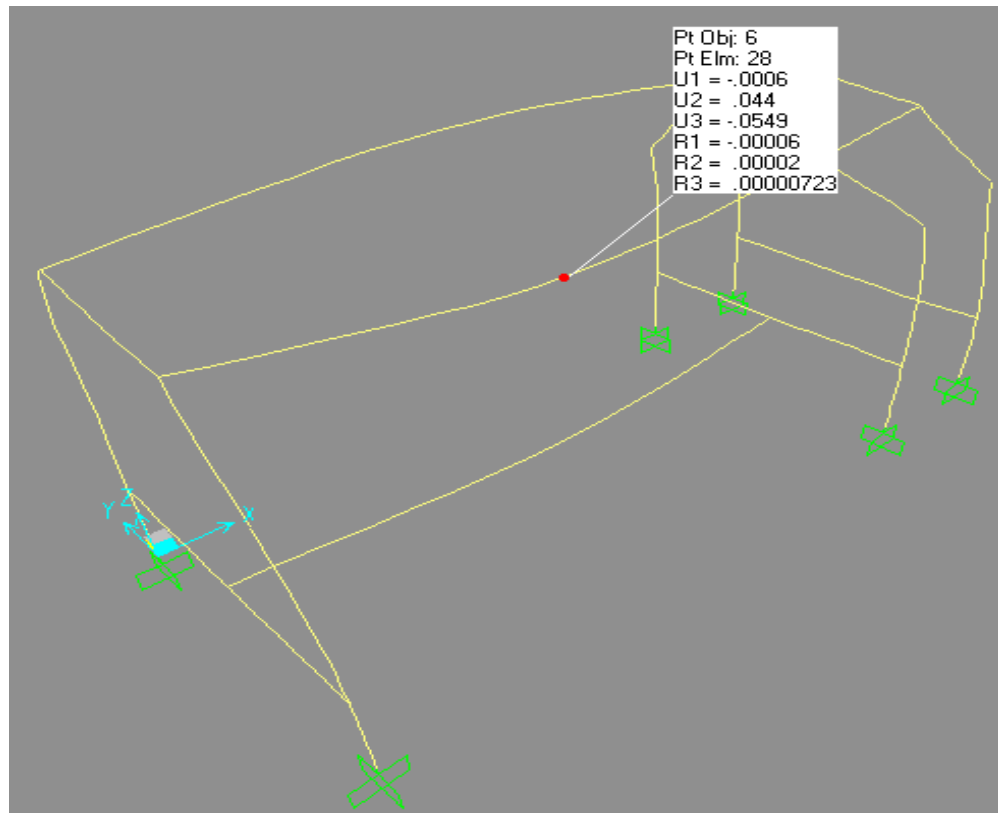


3.12.5.3 Análisis de la deformación. Haciendo un análisis de la deformación lo cual cumple con la limitación proporcional establecida para carga muerta según el AISC L/240.

Verificando uno de los travesaños más largo cuya longitud es de 1600 mm y como flecha permisible L/240 se tiene que la:

$$\text{Deformación permisible} = \frac{1600}{240} = 6,66\text{mm}$$

Figura 85. Deformación de la estructura con combinación (L+D)



Como el valor de la deformación de la figura 85 (0.0549 mm) es inferior a la deformación permisible se concluye que la estructura posee rigidez apropiada.

3.13 Diseño del circuito eléctrico [17]

El diseño consta de un circuito de potencia y uno circuito de control con su respectiva protección.

Los elementos que conforman el circuito deben cumplir con los siguientes requerimientos:

- Voltaje =110 V.
- Frecuencia= 60HZ,

- Corriente = 8.4 A y una potencia de 1Hp

3.13.1 Inversión de giro de un motor trifásico. Para invertir el sentido de giro de un motor basta con que se intercambien entre sí dos fases cualesquiera.

Aquí se presenta el diseño de un automatismo que realice la inversión de giro de un motor trifásico, con tres pulsadores que permitan elegir el sentido de giro del motor, una para la izquierda y otro para la derecha.

Previo al cambio de giro, y para evitar fuertes corrientes por estator, se deberá de pasar por un estado de paro (accionando el pulsador de paro).

El automatismo también estará dotado de luces indicadores que señalara el sentido de giro

Los elementos seleccionados que conforman el diagrama eléctrico se muestra en la siguiente lista:

- Interruptor magneto térmico general QM1
- Interruptor magneto térmico circuito de mando QM2
- Relé térmico FR1
- Contactores KM1 y KM2
- Motor trifásico M1
- Pulsadores SB1 SB2 SB3
- Cables de conexión

A continuación se presenta el diagrama de potencia y el de control para la instalación del motor.

Figura 86. Circuito de potencia.

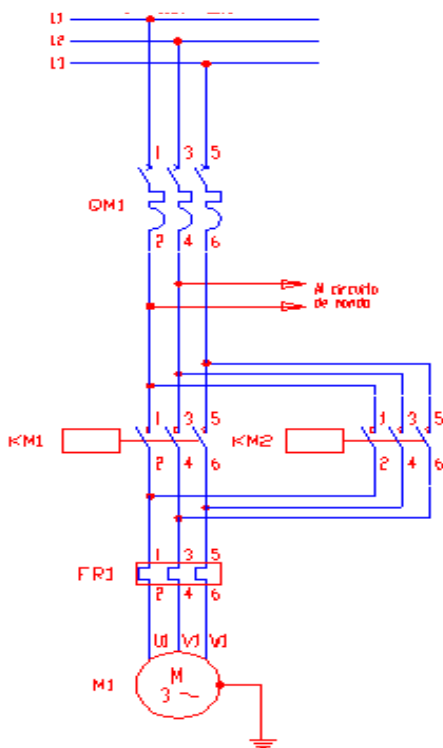
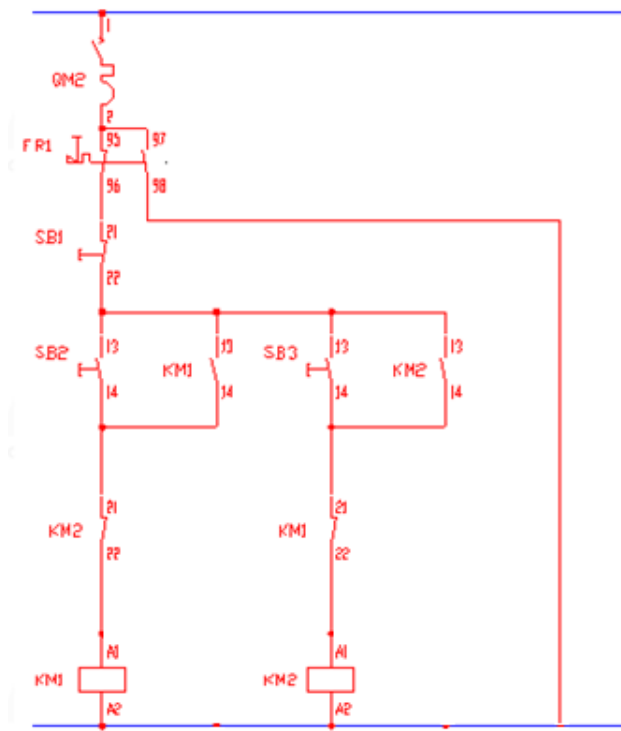


Figura 87. Circuito de control



3.13.2*Funcionamiento.* Si pulsamos el pulsador SB2, se cierra el contactor KM1, conectándose las bobinas del motor en triángulo y girando en un sentido. Ahora pulsamos SB1 abriéndose el circuito de control y parando el motor. Cuando se pulsa SB1, y se abre el circuito de control desconectando la bobina que KM1 había conectado, abriendo los contactos principales y parando el motor.

Después pulsamos SB3 cerrando KM2 y conectando las del motor en triángulo pero el sentido de giro del motor es inverso al giro que se producía pulsando SB2.

En el circuito de control se han tomado las oportunas precauciones para que KM1 y KM2 no estén conectados a la vez, poniendo para ello un enclavamiento.

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA PARA TORCER VARILLA.

4.1 Componentes del equipo y tecnología de la construcción

En el proceso de construcción, montaje e instalación de la máquina de torsión se utilizará las siguientes máquinas herramientas:

- Prensa de banco
- Flexómetro
- Arco de sierra
- Soldadora eléctrica
- Moladora
- Taladro de mano
- Taladro pedestal
- Torno
- Calibrador pie de rey
- Cuchillas para tornear
- Entenalla
- Escuadra
- Suelda oxiacetilénica
- Limas
- Llaves
- Brocas
- Machuelos
- Destornilladores
- Roladora
- Sierra eléctrica
- Plegadora

4.2 Procedimiento de construcción

En la Tabla 24 se muestra las partes constitutivas de la máquina de torsión, sus elementos y el material del cual se construye.

Tabla24. Partes constructivas de la máquina de torsión

| SISTEMA | ELEMENTO | CANT. | MATERIAL/MODELO |
|--|--------------------------|-------|-----------------------------|
| Sistema Estructural para la Bancada | Perfil en I IPN-100 | 2 | Acero Estructural ASTM A36 |
| | Placa lateral izquierda | 1 | Acero Estructural ASTM A36 |
| | Tubo cuadrado de 50x30x3 | 1 | Acero Estructural ASTM A516 |
| | Placa lateral derecha | 1 | Acero Estructural ASTM A36 |
| | Perfil en I IPN-160 | 2 | Acero Estructural ASTM A36 |
| Eje Principal de Transmisión | Eje de transmisión | 1 | Acero AISI 1018 |
| | Rodamiento de bolas | 2 | SKF 7301 |
| Sistema de Transmisión | Motor | 1 | Weg |
| | Reductor | 1 | Baldor |
| | Catalinas | 1 | Acero AISI 8620 |
| | Polea conducida | 1 | Aluminio |
| | Polea motriz | 1 | Aluminio |
| | Platina | 1 | Acero Estructural ASTM A36 |
| | Banda | 1 | |

| | | | |
|---|---|---|----------------------------|
| | Cadena | 1 | Normalizado |
| | Piñón | 1 | Acero AISI 1018 |
| Sistema de Torsión en el Eje Principal | Mordaza de sujeción | 1 | Acero Estructural ASTM A36 |
| | Hexágono matriz | 8 | Acero Estructural ASTM A36 |
| | Matriz del porta varillas | 1 | Fundición gris |
| | Placa de sujeción a la matriz | 1 | Fundición gris |
| | Placa de sujeción al porta varillas | 1 | Acero AISI 1018 |
| | Tornillo para apriete de matriz | 1 | DIN M 16X80 |
| | Tornillo para sujeción de porta varilla | 1 | DIN M 8X30 |
| | Porta varillas | 5 | Acero Estructural ASTM A36 |
| Sistema Eléctrico | Caja de circuitos | 1 | Tol Galvanizado e = 3mm |
| | Tapa para la caja de circuitos | 1 | Tol Galvanizado e = 3mm |
| | Contacto | 1 | Normalizado |
| | Cables | 3 | Normalizado |
| | Enchufe | 1 | Normalizado |

4.3 Construcción y montaje

4.3.1 Construcción de la máquina de torsión. En la Tabla 25 se detalla los tiempos empleados en construir cada elemento que conforma la máquina de torsión.

Tabla 25. Tiempos en la construcción de la máquina de torsión

| SISTEMAS | ELEMENTO | Nº | OPERACIONES | T(h) |
|--|----------------------------|----|-----------------|------|
| SISTEMA ESTRUCTURAL DE LA BANCADA | Perfil en I IPN-100 | 1 | Toma de medidas | 1,50 |
| | | 2 | Corte | 2,00 |
| | | 3 | Pulido | 1,20 |
| | | 4 | Pre soldado | 2,00 |
| | | 5 | Escuadrado | 1,50 |
| | | 6 | Soldado | 2,00 |
| | Placa lateral izquierda | 7 | Trazado | 1,00 |
| | | 8 | Corte | 0,50 |
| | | 9 | Pulido | 0,50 |
| | | 10 | Pre soldado | 0,50 |
| | | 11 | Escuadrado | 1,00 |
| | | 12 | Soldado | 1,00 |
| | | 13 | Pulido | 0,50 |
| | Tubo cuadrado de 50x30x3mm | 14 | Trazado | 1,00 |
| | | 15 | Corte | 0,50 |
| | | 16 | Pulido | 0,50 |
| | | 17 | Pre soldado | 0,50 |
| | | 18 | Escuadrado | 1,00 |
| | | 19 | Soldado | 1,00 |
| | | 20 | Pulido | 0,50 |
| | Placa lateral derecha | 21 | Trazado | 1,50 |
| | | 22 | Corte | 1,00 |
| | | 23 | Pulido | 0,50 |
| | | 24 | Pre soldado | 1,00 |
| | | 25 | Escuadrado | 1,00 |
| | | 26 | Soldado | 1,50 |
| | | 27 | Pulido | 0,50 |
| | Perfil en I IPN-160 | 28 | Trazado | 1,00 |
| | | 29 | Corte | 1,50 |

| | | | | |
|-------------------------------|---------------------|----|-----------------------------|------|
| | | 30 | Pulido | 1,50 |
| | | 31 | Pre soldado | 1,00 |
| | | 32 | Escuadrado | 0,50 |
| | | 33 | Soldado | 1,50 |
| EJE PRINCIPAL | Eje de transmisión | 34 | Refrentado | 1,50 |
| | | 35 | Cilindrado | 1,00 |
| | | 36 | Pulido | 0,75 |
| | | 37 | Tolerancia (torno). | 0,50 |
| | Rodamiento de bolas | 38 | Acople en el bocín | 0,50 |
| | | 39 | Lubricación | 0,50 |
| SISTEMA DE TRANSMISIÓN | Motor | 40 | Perforado central | 1,00 |
| | | 41 | Perforado 3 agujeros | 0,50 |
| | | 42 | Machuelado 3 agujeros | 1,00 |
| | | 43 | Montaje | 0,75 |
| | | 44 | Lubricación | 0,50 |
| | Reductor | 45 | Conexión interna del motor. | 1,50 |
| | Catalina | 46 | Perforado central | 1,00 |
| | | 47 | Chaveteado | 1,00 |
| | | 48 | Montaje | 1,50 |
| | | 49 | Lubricación | 0,50 |
| | Polea conducida | 50 | Perforado central | 0,50 |
| | | 51 | Chaveteado | 1,00 |
| | | 52 | Montaje | 1,00 |
| | Polea motriz | 53 | Perforado central | 0,50 |
| | | 54 | Chaveteado | 0,75 |
| | | 55 | Montaje | 1,00 |
| | Platina | 56 | Trazado | 0,50 |
| | | 57 | Corte | 0,50 |
| | | 58 | Pulido | 0,25 |
| | | 59 | Taladrado | 0,25 |

| | | | | |
|--|---------------------|-----------------------------------|--------------------------------|------|
| | 60 | Doblado | 0,50 | |
| Cadena | 61 | Montaje de la cadena | 1,50 | |
| | 62 | Lubricación | 0,50 | |
| | | | | |
| Piñón | 63 | Perforado (torno) | 1,00 | |
| | 64 | Acople en el aguj.sup. | 1,00 | |
| | 65 | Lubricación | 0,50 | |
| SISTEMA DE TORSIÓN EN EL EJE PRINCIPAL | Mordaza de sujeción | 66 | Trazado | 1,00 |
| | | 67 | Corte | 3,50 |
| | | 68 | Pulido | 1,00 |
| | Hexágono matriz | 69 | Trazado | 2,00 |
| | | 70 | Corte | 3,50 |
| | | 71 | Pulido | 1,00 |
| | | 72 | Taladrado de agujero sujeción. | 1,50 |
| | | 73 | Tolerancia | 1,00 |
| | | 74 | Montaje | 1,50 |
| Placa de sujeción a la matriz | 75 | Trazado | 0,25 | |
| | 76 | Corte | 0,50 | |
| | 77 | Pulido | 0,25 | |
| | 78 | Taladrado de agujero sujeción. | 0,50 | |
| | 79 | Tolerancia | 0,50 | |
| | 80 | Montaje | 0,50 | |
| Placa de sujeción al porta varillas | 81 | Trazado | 1,00 | |
| | 82 | Corte | 2,00 | |
| | 83 | Pulido | 0,50 | |
| | 84 | Taladrado de agujero de sujeción. | 1,00 | |
| | 85 | Tolerancia | 0,50 | |
| | 86 | Montaje | 0,50 | |
| Porta varillas | 87 | Trazado | 2,00 | |
| | 88 | Corte | 3,50 | |

| | | | | |
|--------------------------|---|-----|-----------------------------------|------|
| | | 89 | Pulido | 1,00 |
| | | 90 | Taladrado de agujero de sujeción. | 2,50 |
| | | 91 | Tolerancia | 1,50 |
| | | 92 | Montaje | 1,00 |
| | Tornillo para apriete de matriz | 93 | Trazado | 1,00 |
| | | 94 | Corte de la placa | 1,25 |
| | | 95 | Taladrado | 0,50 |
| | | 96 | Pulido | 0,25 |
| | | 97 | Machuelado | 0,50 |
| | Tornillo para sujeción de porta varilla | 98 | Trazado | 1,00 |
| | | 99 | Corte de la placa | 0,75 |
| | | 100 | Pulido | 0,25 |
| | | 101 | Taladrado | 0,50 |
| | | 102 | Machuelado | 1,00 |
| SISTEMA ELÉCTRICO | Caja de Circuitos | 103 | Trazado | 1,50 |
| | | 104 | Corte | 2,00 |
| | | 105 | Doblado | 2,00 |
| | | 106 | Soldado | 1,00 |
| | | 107 | Taladrado de agujero de sujeción. | 1,00 |
| | | 108 | Montaje | 1,00 |
| | Tapa para la caja de circuitos | 109 | Trazado | 0,50 |
| | | 110 | Corte | 1,00 |
| | | 111 | Doblado | 1,00 |
| | | 112 | Soldado | 0,50 |
| | | 113 | Taladrado de agujero de sujeción | 1,00 |
| | | 114 | Montaje en la caja | 1,00 |

| | | | | |
|------------------|-----------|-----|------------------------------|--------|
| | Contactor | 115 | Conexión del cont. al motor. | 2,00 |
| Tiempo total (h) | | | | 116,50 |

4.3.1.1 *Flujo grama de construcción de las partes de la máquina de torsión.* A continuación se muestran flujogramas de construcción los cuales están correlacionados con la construcción de la máquina de torsión.

Figura 88. Flujo grama de construcción estructural de la bancada.

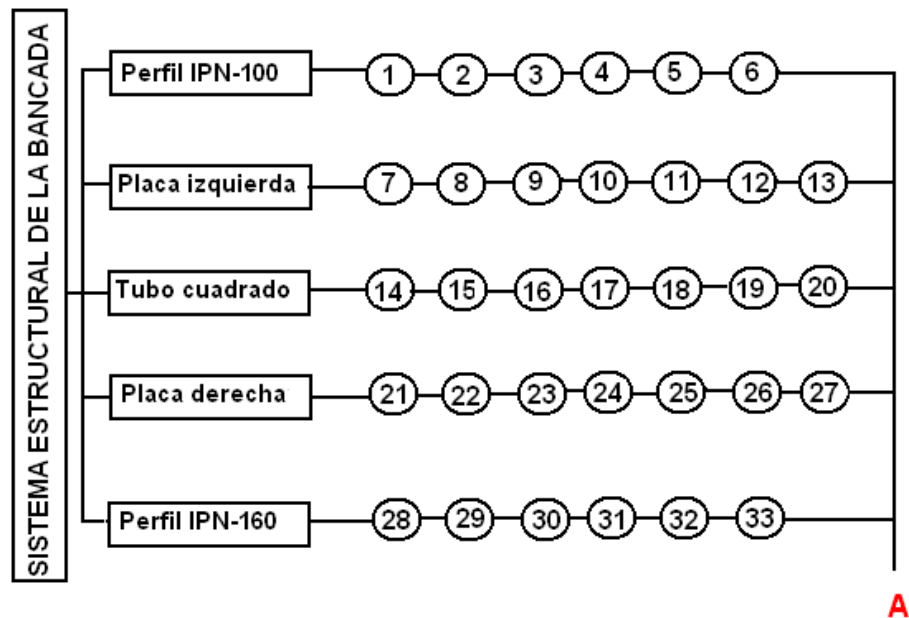


Figura 89. Flujo grama de construcción del eje principal de transmisión

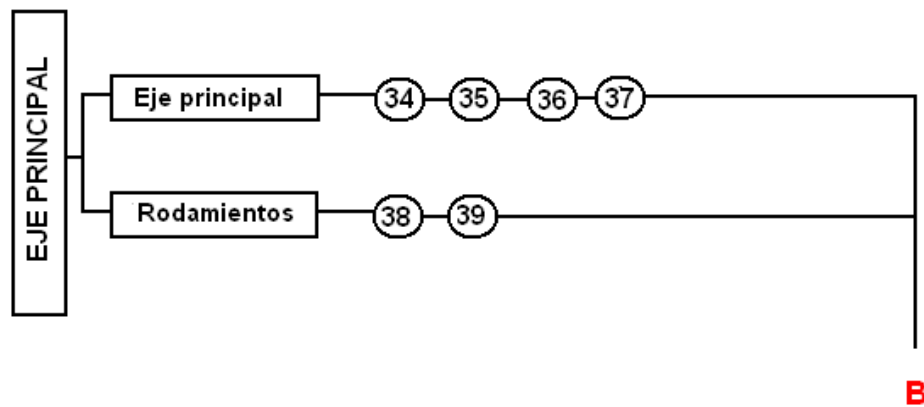


Figura 90. Flujo grama de construcción del sistema de transmisión

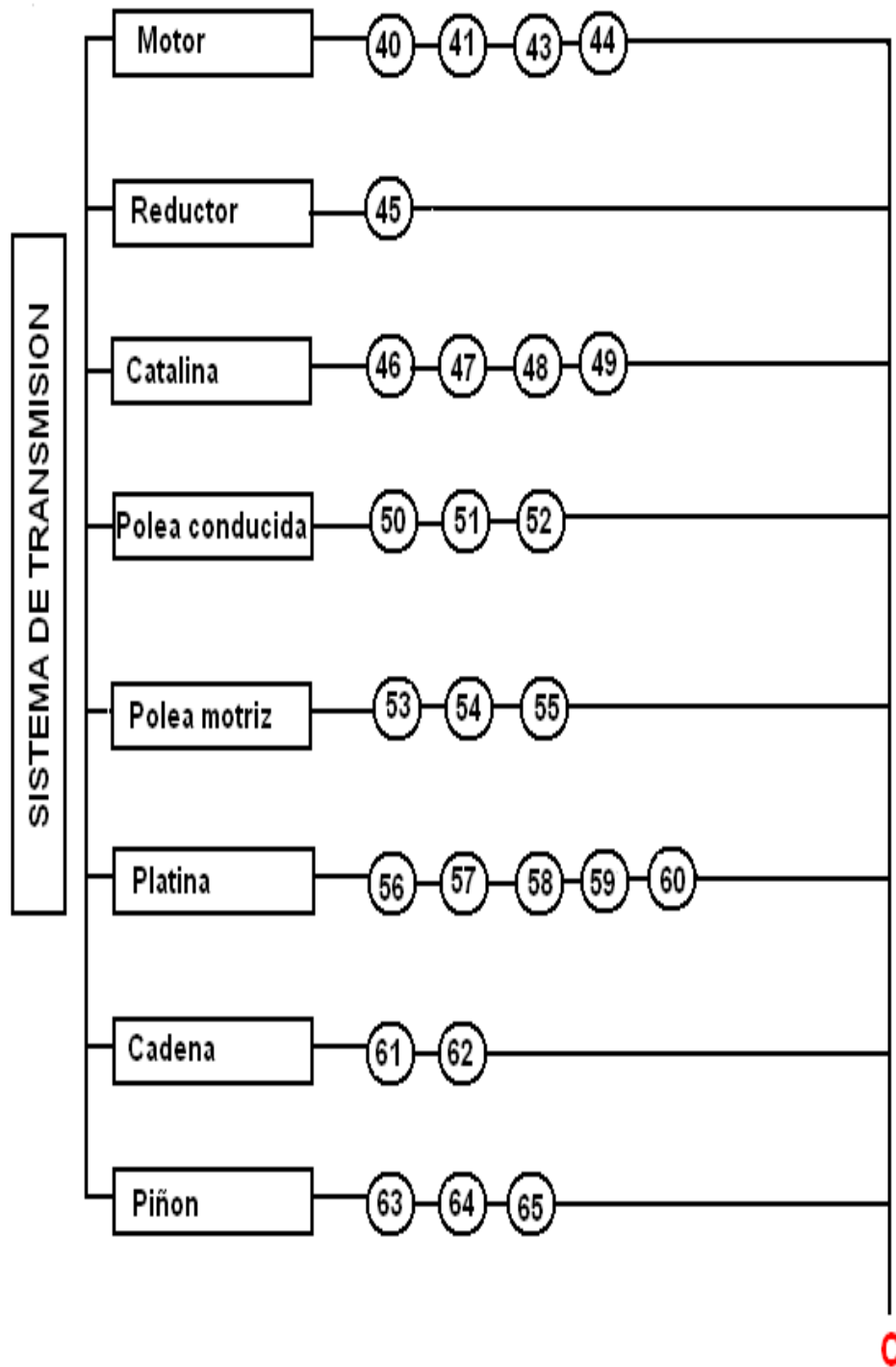


Figura 91. Flujo grama de construcción del sistema de torsión en el eje principal

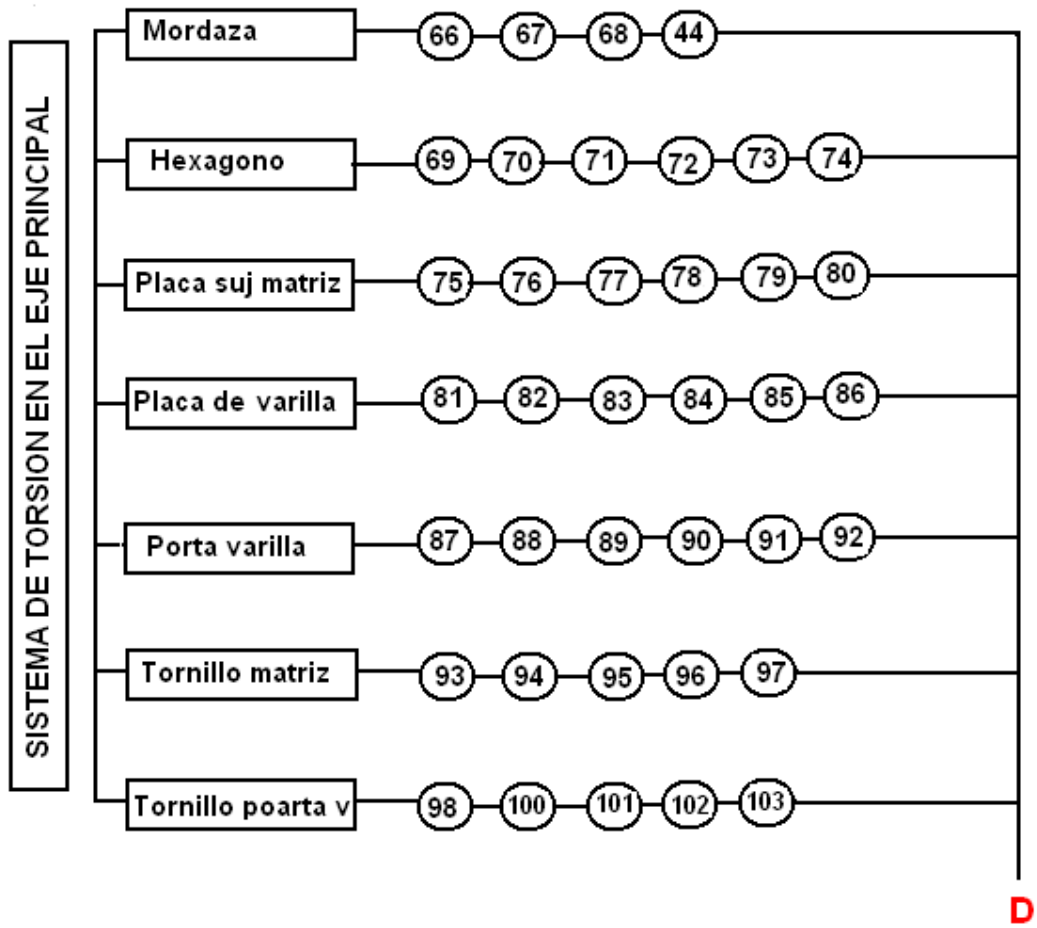
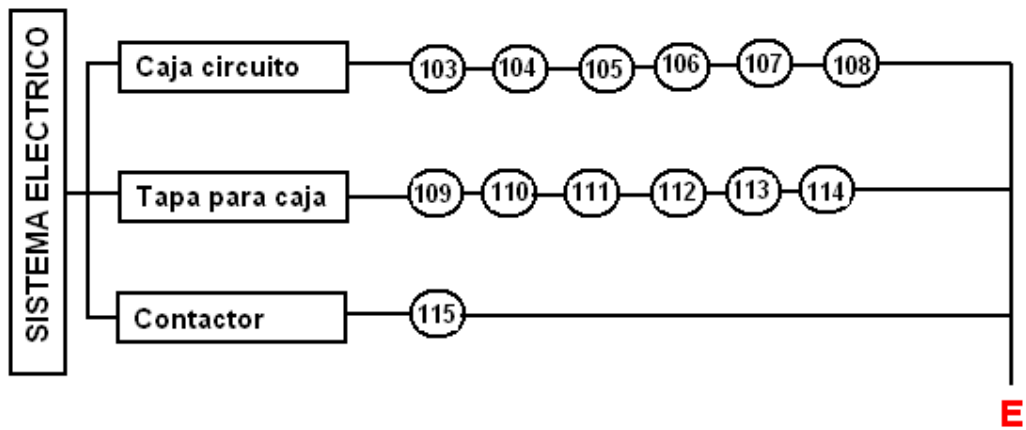


Figura 92. Flujo grama de construcción del circuito eléctrico



4.4 Montaje de la máquina de torsión

Los tiempos utilizados durante el montaje de la máquina de torsión se presentan a continuación.

Tabla 26. Montaje del sistema estructural de la bancada.

| MONTAJE DEL SISTEMA ESTRUCTURAL DE LA BANCADA | | |
|--|----------------|-----------------------|
| OPERACIÓN | SÍMBOLO | TIEMPO (horas) |
| Traslado de elementos al sitio de trabajo | M1 | 2,50 |
| Montaje del perfil IPN-100 | M2 | 1,50 |
| Montaje del perfil IPN-160 | M3 | 1,50 |
| Montaje del tubo cuadrado | M4 | 0,50 |
| Montaje de la placa superior derecha | M5 | 1,00 |
| Montaje de la placa superior izquierda | M6 | 1,00 |
| TOTAL | | 8,00 |

Tabla 27. Montaje del eje principal de transmisión.

| MONTAJE DEL EJE PRINCIPAL DE TRANSMISIÓN | | |
|---|----------------|-----------------------|
| OPERACIÓN | SÍMBOLO | TIEMPO (horas) |
| Traslado de elementos al sitio de trabajo | M7 | 2,00 |
| Montaje de los rodamientos | M8 | 2,00 |
| Montaje de tapas | M9 | 1,50 |
| Montaje del eje de transmisión | M10 | 2,00 |
| TOTAL | | 7,50 |

Tabla 28. Montaje del sistema de transmisión

| MONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN | | |
|---|----------------|-----------------------|
| OPERACIÓN | SÍMBOLO | TIEMPO (horas) |
| Traslado de los elementos al sitio de trabajo | M11 | 2,00 |
| Montaje del marco fijo | M12 | 2,00 |
| Montaje del marco móvil | M13 | 1,00 |
| Montaje de la guía | M14 | 1,00 |

| | | |
|-----------------------|-----|-----------|
| Montaje del piñón | M15 | 0,50 |
| Montaje de las poleas | M16 | 0,50 |
| Montaje del buje | M17 | 1,00 |
| Montaje de la platina | M18 | 1,00 |
| Montaje de la cuña | M19 | 0,50 |
| Montaje del motor | M20 | 1,00 |
| Montaje del reductor | M21 | 1,50 |
| TOTAL | | 12 |

Tabla 29. Montaje del sistema de torsión en el eje principal

| MONTAJE DEL SISTEMA DE TORSIÓN EN EL EJE PRINCIPAL | | |
|---|----------------|-----------------------|
| OPERACIÓN | SÍMBOLO | TIEMPO (horas) |
| Traslado de elementos al sitio de trabajo | M22 | 1,50 |
| Montaje de la matriz de sujeción | M23 | 1,00 |
| Montaje de la porta varilla | M24 | 0,50 |
| Montaje de la placa porta varilla | M25 | 1,00 |
| Montaje de la platina | M26 | 0,50 |
| Montaje de mordazas | M27 | 2,00 |
| Montaje de hexágonos | M28 | 1,00 |
| TOTAL | | 7,50 |

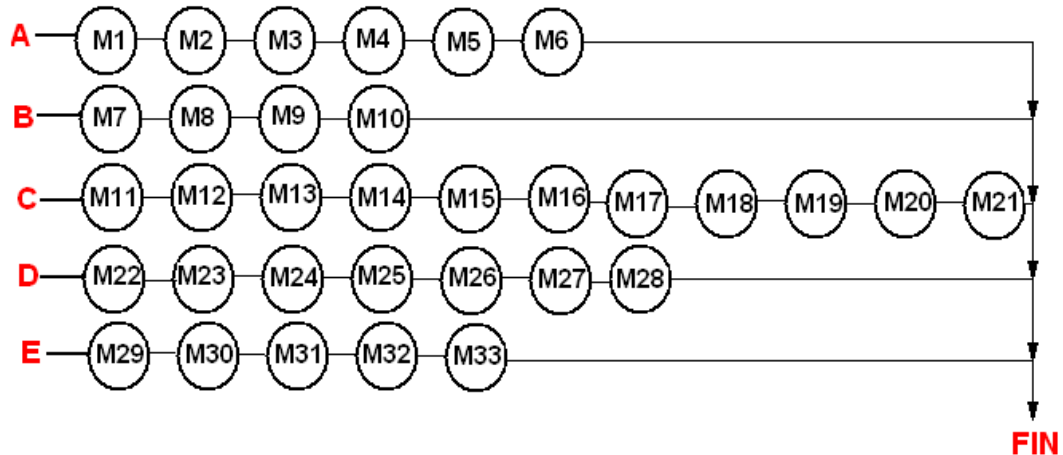
Tabla 30. Montaje del circuito eléctrico.

| MONTAJE DEL SISTEMA ELÉCTRICO | | |
|--|----------------|-----------------------|
| OPERACIÓN | SÍMBOLO | TIEMPO (horas) |
| Traslado de elementos al sitio de trabajo | M29 | 2,00 |
| Montaje del motor | M30 | 2,00 |
| Montaje del reductor | M31 | 1,00 |
| Montaje de la caja de circuitos | M32 | 2,00 |
| Montaje de la tapa para la caja de circuitos | M33 | 0,50 |
| TOTAL | | 7,50 |

Tiempo Total de Montaje 42,50 horas

4.5 Flujograma de montaje de la máquina de torsión

Figura 93. Flujo grama de montaje de la máquina de torsión



El flujograma mostrado en la figura 93 indica las distintas operaciones de montaje señaladas, así como también su secuencia, hay que destacar además que el tiempo de montaje total es de 42,50 horas más el tiempo de construcción de los distintos elementos que es de 116,50 horas más un estimado de imprevistos igual a 25 horas, se tiene que el tiempo total de construcción de la máquina de torsión es:

Tabla 31. Tiempo de construcción de la máquina de torsión.

| TIEMPO DE CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA | |
|--------------------------------------|------------|
| PROCESOS | HORAS |
| Construcción de elementos | 116,5 |
| Montaje de elementos | 42,5 |
| Imprevistos | 25 |
| TOTAL | 184 |

Tomando en cuenta que las jornadas de trabajo corresponden a 8 horas diarias, tenemos que el tiempo de construcción es **25 días**.

CAPÍTULO V

5. MANUAL DE OPERACIONES Y MANTENIMIENTO

5.1 Manual de operación.

La puesta en marcha del equipo significa poner en funcionamiento toda la máquina para torcer la varilla cuadrada. Para ello se requiere seguir los siguientes pasos:

Paso 1.- La máquina debe estar en perfecto estado, es decir ningún imperfecto, tanto de construcción o de funcionamiento antes de encenderla para comenzar el trabajo.

Paso 2.- El equipo eléctrico debe estar libre de cualquier objeto o material que no sea parte del mismo.

Paso 3.- Controlar y verificar que todas las partes del equipo estén muy bien fijadas sin que existan partes sueltas o desajustadas.

Paso 4.- Controlar que la matriz del porta varillas este bien acoplada por los pernos de apriete, a la distancia que se requiera para el trabajo.

Paso 5.- Controlar que las porta varillas sean las correctas, estén centradas y firmes sin que exista juego en la matriz porta varillas.

Paso 6.- Controlar que el botón de conexión de la máquina este en la posición OFF o apagado.

Paso 7.- Verificar que la conexión de voltaje de la máquina este suministrada por una fuente de 220 voltios.

Paso 8.- Después de estas importantes acciones, se procede al encendido de la máquina, verificando que el botón de la máquina este en la posición ON o encendido, hasta comprobar que el sistema funcione en perfectas condiciones con el número de revoluciones requeridas.

Paso 9.- Una vez que el equipo se encuentra funcionando de manera estable, procedemos a detenerlo por medio de la pulsación del botón OFF o apagado.

Paso 10.- Controlar que el botón de inversión de giro del motor y por la tanto del sistema funcione en perfectas condiciones.

Después de la puesta en marcha de la máquina con todos los mecanismos fijos y estables, la operación se reduce al control en el tablero de mando. El operador de la máquina deberá tener un libro de registros de operación de la misma donde se registre el comportamiento y sus parámetros, pero principalmente las tareas de mantenimiento realizadas o por realizar.

5.1.1 Libro de registros de parámetros de funcionamiento. Con el fin de conocer el comportamiento y las acciones de mantenimiento realizadas o por realizar, es necesario contar con un libro de registro de los parámetros de operación mantenimiento y fallas, que de manera permanente e inmovible debe permanecer en la casa de máquinas para su control por el personal autorizado.

En este libro de registro se debe consignar las ocurrencias de todos los eventos que se puedan producir, ello permitirá tener datos estadísticos del comportamiento de la máquina desde la puesta en marcha y/o paradas forzadas o de mantenimiento hasta el registro de los parámetros de funcionamiento.

En la Tabla 5.1 se debe registrar los parámetros de funcionamiento de la máquina para realizar una evaluación de su comportamiento.

Por ser un proyecto de media producción, el registro de los parámetros de funcionamiento deberá ser realizado cada 25 piezas producidas durante los primeros 2 meses.

Tabla 32.Registro de mantenimiento y fallas del equipo.

| Fecha | | | | | | | | |
|-------|---|---|-----------------------|------------------|---------|----------|--------|---------|
| D | M | A | Elemento | Ajuste de pernos | Engrase | Limpieza | Cambio | OBSERV. |
| | | | Motor | | | | | |
| | | | Reductor | | | | | |
| | | | Bandas | | | | | |
| | | | Cadenas | | | | | |
| | | | Porta varillas | | | | | |
| | | | Matriz porta varilla. | | | | | |
| | | | Tablero control | | | | | |
| | | | Otros | | | | | |

5.1.2 Diagnóstico de fallas. El diagnóstico de una falla es una labor de destreza que es parte de la experiencia que se gana con el trabajo diario y que compete plenamente al operador, quien debe analizar las posibles causas de fallas y luego tomar acciones dependiendo de la magnitud de las mismas y auto-responder a las preguntas básicas como: ¿Qué ocurrió?; ¿A qué hora ocurrió?; ¿Qué acciones se tomó?; y ¿Qué repuestos se utilizaron para resolver el problema?; entre otras.

Esta información, que debe ser registrada en el “libro de registro de mantenimiento y fallas” Tabla 32.

De esta forma es posible programar acciones de mantenimiento en el futuro y las precauciones que se debe tener para su ejecución.

En las Tablas 32 y 33 nos proporciona lineamientos básicos que puedan ayudar en el proceso de diagnosticar la posible causa de una falla y las posibles alternativas para su solución.

Tabla 33. Diagnóstico de falla en la parte eléctrica

| FALLA | POSIBLE CAUSA | ACCIÓN A TOMAR |
|---------------------------------|--|--|
| CONEXIÓN DE LA FUENTE PRINCIPAL | Falla el circuito de mando del interruptor Defectos en la línea de transmisión Aisladores rotos o cortocircuitos en la línea | Verificar el circuito y reparar si es necesario Revisar la línea de transmisión por tramos Verificar y ajustar |
| INTERRUPTOR CALIENTE | Defectos en el interruptor Sobrecarga Chispazos en las conexiones | Reemplazar interruptor Reducir la carga Verificar y ajustar Apagar el equipo y ajustar los bornes flojos |

| | | |
|---|---|--|
| CIRCUITO DEL MOTOR PARA INVERTIR EL GIRO | Falla en las entradas o salida de los contactores Chispazos en las conexiones Defectos en la línea de transmisión | Verificar el circuito y reparar si es necesario Apagar el equipo y revisar detenidamente las conexiones del circuito Reemplazar los contactores |
|---|---|--|

Tabla 34. Diagnóstico de falla en la transmisión.

| FALLA | POSIBLE CAUSA | ACCIÓN A TOMAR |
|-------------------------------------|---|--|
| RUIDO EN LOS RODAMIENTOS | Rodamientos defectuosos Algún elemento flojo dentro de los rodamientos | Cambiar los rodamientos Inspeccionar al interior |
| CALENTAMIENTO EN LOS RODAMIENTOS | Exceso de grasa Falta de grasa Inadecuado alineamiento Tipo de grasa no adecuada | Inspeccionar, reducir la cantidad de grasa y probar nuevamente Inspeccionar, engrasar y probar Revisar alineamiento y corregir si es necesario |
| RUIDO EN LA CADENA | Cadena poco tensada Falta de lubricante en lugares de contacto Inadecuado alineamiento Falta de apriete en la chaveta | Inspeccionar y si es el caso tensar bien la cadena Lubricar para evitar fricción forzada Revisar alineamiento y corregir si es necesario |
| VIBRACIÓN EN EL REDUCTOR | Pernos de sujeción flojos Acoples desgastados Falta de apriete en la chaveta | Revisar y ajustar los pernos si es necesario Revisar y ajustar el prisionero |
| VIBRACIÓN EN LA BANDA | Inadecuado alineamiento Falta de tensar las poleas | Inspeccionar y si es el caso tensar bien la banda jugando con el movimiento del motor |

Tabla35.Diagnóstico de falla en sistema de torsión en el eje principal

| FALLA | POSIBLE CAUSA | ACCIÓN A TOMAR |
|---|---|---|
| JUEGO EN EL PORTA VARILLA | Pernos de sujeción flojos | Revisar y ajustar los pernos si es necesario |
| JUEGO EN LA MATRIZ DEL PORTA VARILLA | Pernos de apriete flojos Placa sujeta porta varilla defectuosa | Revisar y ajustar los pernos si es necesario Inspeccionar los aprietes de cada perno |

5.2 Capacitación del operador.

Para la operación de la máquina es conveniente adiestrar una o más personas, esta labor se la realizara en el momento en que la máquina entre en funcionamiento conjuntamente con los dueños de la misma, en la cual se seleccionará a las personas idóneas para el cargo y, en forma práctica, enseñarles el funcionamiento de los equipos, los nombres de las partes, el modo de operación y como llevar a cabo las acciones de mantenimiento.

De otro lado es común que el operador sea una persona que, habiendo participado en este tipo de trabajo ha mostrado disciplina y voluntad. Ello sumado a una explicación específica lo convierta en persona capacitada para operar esta máquina. No necesariamente esta es la mejor manera de selección; sin embargo se debe poner mayor cuidado en la selección, y tener en cuenta que el cargo de operador requiere de las personas, los siguientes requisitos:

- Saber leer y escribir.
- Habilidades manuales para el manejo de herramientas.
- Iniciativa e imaginación para la solución de problemas.
- Capacidad de deducción para distinguir causa y efecto.
- Alto sentido de responsabilidad.

Ahora bien las funciones del cargo deben especificarse claramente. En la generalidad de los casos, estas funciones implican:

- a) Poner en marcha la máquina bajo las condiciones normales de trabajo.

- b) Parar la máquina bajo condiciones normales.
- c) Supervisar y vigilar el pleno funcionamiento de la máquina.
- d) Llenar el registro diario de funcionamiento y sucesos no deseados.
- e) Realizar maniobras para el cambio de varillas al momento de la torsión.
- f) Paralizar la máquina en caso de anomalías, detectar la causa y proceder a repararla, cuando se trate de anomalías menores.
- g) Llevar a cabo acciones de mantenimiento periódicas y programar en el tiempo su repetición.

5.3 Mantenimiento preventivo de la máquina para torcer varilla.

La máquina, con la acción del tiempo y del uso está sujeta a un proceso irreversible de desgaste, de envejecimiento y a una degradación de eficiencia técnica; así como a su obsolescencia tecnológica. Por lo tanto, para aliviar estos males inevitables se requerirá asociar la vida de estas máquinas con el mantenimiento, para lo cual se pondrá énfasis en los elementos que presentaran con el paso del tiempo fallas debido a su desgaste o deterioro prematuro.

Tabla 36. Manual de mantenimiento

| Horas de trabajo | Elementos o Partes Principales | | | | | | | | | Trabajos a realizar |
|------------------|--------------------------------|---------------|--------|-------|----------|--------|----------|-------|--------|---|
| | Rodamientos | Eje principal | Poleas | Piñón | varillas | torcer | Mordazas | Banda | Pernos | |
| 8 (D) | | | | | | | | X | | Revisar su correcto tensado |
| | | | | | | X | X | | | Verificar su Alineamiento |
| | | | | | | X | | | | En caso de desalineamiento, posicionar correctamente en línea |
| | | | | | | | | | X | Revisar ajuste de pernos y tornillos |
| | X | | | | | | | | | Verificar existencia de suciedad en las rieles de |

| | | | | | | | | | |
|-----------------|---|---|---|---|--|--|---|---|--|
| | | | | | | | | | deslizamiento |
| | | | | | | | | X | En caso de cambio a varillas más largas, realizar un buen ajuste |
| 160 (M) | | | X | | | | | | Revisar que no haya deformaciones de estas |
| | X | | | | | | | | Revisar que no exista anomalías en los rodamientos |
| | | | X | | | | | | En caso de encontrar deformación, sustituirlo |
| | | X | | | | | | | Verificar el perfecto alineamiento con todas sus partes |
| 480 (T) | | X | | | | | | | Realizar una prueba de alineación con equipos |
| | | | | | | | X | | Verificar el apriete de la rosca en el eje |
| | | | | | | | X | | En caso de existir juego verificar y reparar |
| | X | | | | | | | | Revisar que no exista anomalías, en caso de existir sustituirlos |
| | | | | | | | | X | Verificar la flexibilidad |
| 1920 (A) | X | | | | | | | | Cambiar los rodamientos |
| | | | | X | | | | | Verificar los defectos en los dientes |
| | | | | X | | | | | En caso de encontrar deformación de dientes, sustituirlo |

Donde:

Tabla 37.Designación de variables de tiempo

| DESIGNACION | |
|--------------------|------------|
| D | Diario |
| M | Mensual |
| T | Trimestral |
| A | Anual |

CAPÍTULO VI

6.- ANÁLISISECONÓMICO

6.1.- Costos

En el siguiente análisis económico da una descripción de todos los gastos realizados para obtener un valor total de inversión tanto de diseño y construcción de la máquina para torcer varilla cuadrada.

6.1.1.- Costos directos. En los costos directos se toman en cuenta los gastos por materiales, mano de obra, equipos o maquinarias utilizados y transporte, los mismos que se detallan en la Tabla.

6.1.2.- Costos de materiales

Tabla 38.Costo de materiales

| DESCRIPCION | UNIDAD | PRECIO UNIT. | CANT. | SUB TOTAL |
|---|----------------|--------------|-------|-----------|
| Perfil Estructural IPN 160 | 6m | 151,00 | 1 | 151,00 |
| Perfil Estructural IPN 100 | 6m | 77,52 | 2 | 155,04 |
| Perfil Estructural C 100x25x2mm | 6m | 51,32 | 1 | 51,32 |
| Tubo Estructural Cuadrado 50x25x2mm | 6m | 20,00 | 1 | 20,0 |
| Tubo Estructural Redondo 1"x 3mm | 6m | 18,00 | 1 | 18,00 |
| Tubo de Acero de trans. AISI 1018 125 x 10 mm | m | 22,40 | 1 | 22,40 |
| Eje Bohler 705 105 x 140mm | mm | 71,75 | 1 | 71,75 |
| Eje Bohler 705 90 x 80mm | mm | 21,00 | 1 | 21,00 |
| Eje de trans. AISI 1018 3,5" x 100mm | mm | 15,50 | 1 | 15,50 |
| Eje de trans. AISI 1018 8" x 50mm | mm | 69,00 | 1 | 69,00 |
| Eje de trans. AISI 1018 5" x 25mm | mm | 12,00 | 1 | 12,00 |
| Placas ASTM A36 75 x 50 x 10mm | m ² | 43,00 | 2 | 86,00 |
| Plancha de tol negro 3mm | m ² | 90,25 | 1 | 90,25 |
| Plancha ASTM A36 1 1/2" | m ² | 20,00 | 1 | 20,00 |
| Plancha ASTM A36 1 1/8" | m ² | 15,00 | 1 | 15,00 |
| Platina de 3/8 | 6m | 2,28 | 1 | 2,28 |

| | | | | |
|---|--------|--------|---|-------------------|
| Motor Weg, 1hp, 3Φ | Unidad | 125,00 | 1 | 125,00 |
| Banda A-40 Mitsuboshi | Unidad | 2,68 | 2 | 5,36 |
| Reductor Baldor 1HP i=1:50 | Unidad | 230,00 | 1 | 230,00 |
| Polea Ø=6" Aluminio | Unidad | 4,80 | 1 | 4,80 |
| Polea Ø=3" Aluminio | Unidad | 2,60 | 1 | 2,60 |
| Piñón ANSI 100 A 17 sencillo | Unidad | 82,00 | 1 | 82,00 |
| Piñón ANSI 100 B 48 sencillo | Unidad | 125,00 | 1 | 125,00 |
| Cadena RC 1 1/4" Inch pitch roller 100 simple | Unidad | 340,00 | 1 | 340,00 |
| Rodamiento de bolas FAG 6010 | Unidad | 15,50 | 2 | 31,00 |
| Perno Allen cabeza cilíndrica M10 x 80 | Unidad | 0,45 | 2 | 0,90 |
| Perno Allen cabeza cilíndrica M8 x 35 | Unidad | 0,23 | 4 | 0,92 |
| Perno Allen cabeza cilíndrica M10 x 25 | Unidad | 0,23 | 6 | 1,38 |
| Perno Allen cabeza cilíndrica M5 x 10 | Unidad | 0,09 | 5 | 0,45 |
| Perno Allen cabeza cilíndrica M10 x 40 | Unidad | 0,26 | 4 | 1,04 |
| Perno Inbux cabeza cilíndrica M10x20 | Unidad | 0,06 | 4 | 0,24 |
| Perno cabeza cilíndrica W5/16" x 3/4" | Unidad | 0,28 | 2 | 0,56 |
| Prisionero M10x10 | Unidad | 0,18 | 3 | 0,54 |
| Prisionero M6x10 | Unidad | 0,15 | 2 | 0,30 |
| Disco de corte Norton BDA-32 | Unidad | 1,60 | 4 | 6,40 |
| Disco de pulir Norton BDA-640 | Unidad | 2,70 | 2 | 5,40 |
| Electrodos E6011 3/16 plg. | Kg | 4,95 | 1 | 4,95 |
| Fondo Pintura Unidas (Esmalte) | Ltrs | 3,75 | 2 | 7,50 |
| Pliego de lija gruesa No. 36 | Unidad | 0,65 | 5 | 3,25 |
| Tiñer | Ltrs | 1,50 | 2 | 3,00 |
| Pintura Unidas (Anticorrosiva) | Ltrs | 4,80 | 2 | 9,60 |
| Cond. Cu flex. TEF AWG#8cablec | m | 0,95 | 5 | 4,75 |
| Contacto Mec 9A, 220-440V, 60Hz | Unidad | 12,15 | 3 | 36,45 |
| Botonera | Unidad | 1,35 | 3 | 4,00 |
| S U B T O T A L A | | | | \$ 1857,98 |

6.1.3.- Costos de mano de obra

Tabla 39. Costo de mano de obra

| DESCRIPCIÓN | CAT. | SAL.REAL/HORA | HORAS-HOMBRE | SUB TOTAL |
|--------------------------|------|---------------|--------------|-----------|
| Maestro mecánico | I | 3,50 | 90,00 | 315,00 |
| Tornero | I | 3,50 | 21,50 | 72,25 |
| Soldador | I | 3,50 | 9,36 | 32,76 |
| Maestro electricista | I | 3,80 | 10,50 | 39,90 |
| S U B T O T A L B | | | | \$ 459,91 |

6.1.4.- Costos de equipos y herramientas

Tabla 40. Costo de equipos y herramientas

| DESCRIPCION | COSTO x HORA | HORAS EQUIPO | SUB TOTAL |
|--------------------------------|--------------|--------------|-----------|
| Soldadora eléctrica | 2,95 | 3,50 | 10,32 |
| Taladro manual | 0,85 | 5,25 | 4,46 |
| Taladro pedestal | 1,75 | 1,75 | 3,06 |
| Torno | 11,50 | 21,50 | 247,25 |
| Aceitera | 1,00 | 0,25 | 0,25 |
| Broca | 0,80 | 0,50 | 0,40 |
| Cizalladora | 1,44 | 2,50 | 3,60 |
| Cortadora de plasma | 3,55 | 0,45 | 1,59 |
| Dobladora de tol | 1,35 | 1,87 | 2,52 |
| Escuadra | 0,85 | 2,50 | 2,12 |
| Esmeril | 1,16 | 1,50 | 1,74 |
| Flexómetro | 0,80 | 1,25 | 1,00 |
| Herramientas para electricista | 1,43 | 10,50 | 15,01 |
| Machuelo | 0,85 | 0,58 | 0,49 |
| Moladora | 1,22 | 0,40 | 0,48 |
| Pulidora | 1,39 | 0,95 | 1,32 |
| Sierra eléctrica | 1,15 | 3,25 | 3,72 |
| Sierra manual | 0,84 | 2,55 | 2,14 |
| Otros | 1,31 | 2,10 | 2,75 |
| S U B T O T A L C | | | \$ 304,28 |

6.1.5 Costos por transporte de materiales. El costo por transporte es de 30 dólares debido a que los materiales para construir la laminadora se los encuentra con facilidad.

6.1.6 Costos total directo

Tabla 41. Costo total directo

| DESCRIPCION | PRECIO(\$) |
|------------------------------|-------------------|
| MATERIALES | 1857,98 |
| MANO DE OBRA | 459,91 |
| EQUIPOS Y HERRAMIENTAS | 304,28 |
| TRANSPORTE | 30 |
| TOTAL COSTOS DIRECTOS | \$2652,17 |

6.1.7 Costos indirectos. Los costos indirectos son aquellos en los que intervienen los costos ingenieriles, este costo ingenieril tiene un agregado del 25% que está involucrado con la supervisión y diseño de la máquina para torcer varilla cuadrada, en el tiempo de la construcción del costo total indirecto.

Tabla 42. Costos indirectos

| COSTOS INGENIERILES | CANTIDAD | UNIDAD | PRECIO UNITARIO (\$) | PRECIO TOTAL (\$) |
|----------------------------|-----------------|---------------|-----------------------------|--------------------------|
| Supervisión | 40 | Hora | 5,096 | 203,84 |
| Diseño | 30 | Hora | 5,096 | 152,88 |
| SUBTOTAL | | | | 356,72 |

Tabla 43. Costo total indirecto

| COSTOS | PRECIO TOTAL (\$) |
|------------------------------|--------------------------|
| Ingenieriles | 356,72 |
| Utilidad | 0 |
| TOTAL COSTO INDIRECTO | \$ 356,72 |

6.1.8 Costos totales. Es la suma de los costos directos más los costos indirectos cabe recalcar que estos precios ya tiene incluido el IVA que es el 12% en nuestro país.

Tabla 44. Costo total de la máquina

| | |
|-------------------|-------------------|
| COSTOS INDIRECTOS | 356,72 |
| COSTOS DIRECTOS | 2652,17 |
| TOTAL | \$ 3008,89 |

Se tiene un costo total de la máquina para torcer varilla cuadrada es de \$ **3008,89** (Tres mil ocho dólares Americanos y ochenta y nueve centavos de dólar).

6.2 Depreciación [18]

Es la disminución del valor de los bienes como consecuencia de determinadas causas.

Contablemente depreciación y amortización se consideran sinónimos.

Porcentaje de depreciación de la maquinaria (10 % anual)

La vida normal de los activos enunciados (máquinas y herramientas) es de 10 años; por lo tanto su costo total, o sea, el 100% de su costo se reduce a una décima parte cada año. La décima parte del 100% es el 10% ($100\% \div 10 = 10\%$).

Clasificación de la amortización

La amortización se clasifica en:

- Amortización ordinaria: es la desvalorización sistemática del bien, determinada previamente por la empresa.
- Amortización extraordinaria: es la desvalorización imprevista total o parcial del bien, por ejemplo, provocada por un siniestro.

6.2.1 *Causas de la depreciación.* Las causas pueden ser:

1.- la duración física del activo; se incluyen las causas por:

- Agotamiento
- Desgaste
- Envejecimiento

2.- La duración económica del activo; se incluyen las causas por:

- Explotación por tiempo limitado
- Envejecimiento técnico
- Envejecimiento económico

6.2.2 Cálculo de la depreciación

Para poder calcular la depreciación hay que tener en cuenta:

- La vida útil
- El valor de salvamento
- El método a aplicar

Vida útil: Es la duración que se le asigna a un bien como elemento de provecho para la empresa.

Las bases utilizadas para la determinación de la vida útil son:

- Tiempo : años
- Capacidad de producción: producción total

Valor de salvamento: Es la estimación del valor que el bien tendrá para la empresa una vez cumplido su vida útil. Surgirá de la diferencia entre el precio de venta estimado y todas las erogaciones necesarias para retirar el bien de servicio.

La vida útil de las maquinarias y herramientas en su 100% es de 10 años nosotros tomaremos para nuestra máquina una vida útil de 8 años.

El valor de salvamento se denota por la ecuación (68).

$$V_{salvamento} = V_{inicial} - \frac{V_{inicial} * n}{N} \quad (68)$$

Dónde:

$V_{salvamento}$ = Valor de salvamento en \$

$V_{inicial}$ = Valor de costo inicial en \$

n = Tiempo de vida útil 8 años

N = Tiempo de depreciación en 10 años

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (68) se tiene:

$$V_{salvamento} = 3008.89 - \frac{30089.89 * 8}{10}$$

$$V_{salvamento} = \$ 601,78$$

Métodos de depreciación: Una vez determinado el valor a depreciar y establecida la base para la determinación de la vida útil, resta elegir el método para distribuir ese valor.

6.2.3 Método de la línea recta. El método de la línea recta es el método más sencillo y más utilizado por las empresas, y consiste en dividir, (el valor inicial menos el valor de salvamento del activo) para la vida útil del mismo.

La ecuación para el cálculo es:

$$D_{anual} = \frac{V_{inicial} - V_{salvamento}}{n} \quad (69)$$

Dónde:

D_{anual} = Depreciación anual en \$

$V_{inicial}$ = Valor de costo inicial en \$

$V_{salvamento}$ = Valor de salvamento en \$

n = Tiempo de vida útil en años (máximo 10 años)

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (69) se tiene:

$$D_{anual} = \frac{3008,89 - 601,78}{8}$$

$$D_{anual} = \$ 300,89$$

Como la máquina se deprecia a 8 años entonces tenemos los siguientes datos.

Tabla 45. Depreciación anual de la máquina

| TIEMPO | DEPRECIACION ANUAL (\$) |
|--------------|----------------------------|
| 1° año | 3008,89 - 300,89 = 2708 |
| 2° año | 2708 - 300,89 = 2407,11 |
| 3° año | 2407,11 - 300,89 = 2106,22 |
| 4° año | 2106,22 - 300,89 = 1805,33 |
| 5° año | 1805,33 - 300,89 = 1504,44 |
| 6° año | 1504,44 - 300,89 = 1203,55 |
| 7° año | 1203,55 - 300,89 = 902,66 |
| 8° año | 902,66 - 300,89 = 601,78 |
| TOTAL | 601,78 |

El valor de salvamento en ocho años de vida útil es **601,78** (seis cientos un dólares y setenta y ocho centavos de dólar) y su depreciación corresponde a **2407,11** (dos mil cuatrocientos siete con once centavos de dólar).

6.2.4. Determinación del costo de energía. Para determinar el costo de la energía consumida se determinó el consumo diario, para luego calcular el consumo anual y multiplicado por el valor vigente del Kw-h del sistema interconectado, encontrando así el valor anual de la energía consumida.

Según Tablas de consumo de energía un motor de 1 Hp trifásico, consume 0.75 Kw y la máquina trabajara un tiempo estimado de 3 horas diarias.

Para calcular el consumo tenemos la siguiente ecuación:

$$C_{diario} = C_{motor} * t \tag{70}$$

Donde:

$$C_{diario} = \text{consumo diario en Kw-h}$$

C_{motor} = consumo del motor en Kw

t= tiempo diario de consumo en horas

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (70) se tiene:

$$C_{diario} = 0.75 \text{ Kw} * 4 \text{ horas}$$

$$C_{diario} = 3\text{Kw} - h$$

El precio de consumo del Kw-h en el Ecuador es de \$ 0,098.

Para calcular el consumo en dólares reemplazamos en la siguiente ecuación.

$$C_{\$} = C_{diario} * C_{osto} \tag{71}$$

Dónde:

$C_{\$}$ = costo en dólares

C_{diario} = consumo diario en Kw-h

C_{osto} = Valor en dólares del Kw-h

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (71) se tiene:

$$C_{\$} = 3\text{Kw} - h * \$ 0.098$$

$$C_{\$} = \$ 0.29 \text{ diarios} * 30 \text{ días}$$

$$C_{\$} = \$ 8,7 + (\text{Impuestos y recaudaciones})$$

$$C_{\$} = \$ 15 * 12\text{meses}$$

$$C_{\$} = \$ \mathbf{180 \text{ anuales}}$$

Entonces el valor de pago de energía eléctrica es de 180 dólares americanos.

Un estimativo del precio de mantenimiento de la máquina anualmente es de 50 dólares americanos.

6.2.5 Determinación del beneficio de producción. Para determinar el beneficio de producción anualmente tenemos primero que realizar un estimativo mensual y proyectarlo a futuro.

Calcularemos por medio de la siguiente ecuación.

$$B_{\text{mensual}} = 95 \text{ dolares mensuales}$$

$$B_{\text{anual}} = B_{\text{mensual}} * t \quad (72)$$

Dónde:

B_{anual} = beneficio anual en dólares

B_{mensual} = beneficio mensual en dólares

t = tiempo en meses

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (72) se tiene:

$$B_{\text{anual}} = \$95 * 12 \text{ meses}$$

$$B_{\text{anual}} = \$ 1140$$

Un estimativo del beneficio de producción anualmente es de 1140 dólares americanos.

6.3.- Cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno) y el VAN (Valor Actual Neto).

Para este cálculo hay que tomar en cuenta todas las cantidades y corresponde a:

Ingresos

$$B_{\text{anual}} = \$ 1140$$

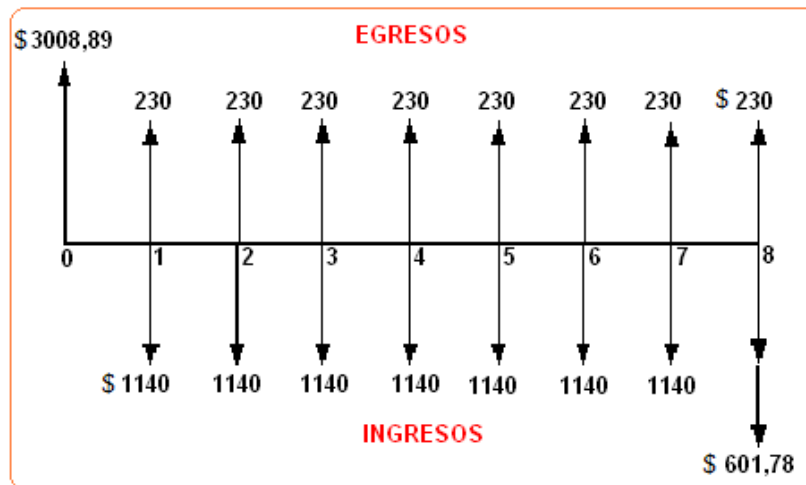
$$V_{\text{salvamento}} = \$ 601,78$$

Egresos,

$$C_{\text{máquina}} = \$ 3008,89$$

$$C_{\text{energ+manteni}} = \$ 230$$

Figura 94. Ingresos y egresos por año.



6.3.1 Cálculo del VAN (Valor Actual Neto). El VAN es calculado a partir del flujo de caja anual, trasladando todas las cantidades futuras al presente originados por una inversión para ver cuán factible es un proyecto por medio del cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno).

$$VAN = 1140(P/A; \% ; n) + 601,78(P/F; \% ; n) - \{230(P/A; \% ; n) + 3008,89\} \quad (73)$$

Dónde:

VAN = Valor Actual neto en dólares

P/A = Coeficiente del valor presente de una distribución uniforme

P/F = Coeficiente del valor presente de una cantidad futura

% = Porcentaje a calcular

n = Tiempo en años

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (73) se tiene:

$$i = 20\%, n = 8$$

$$VAN = 1140(P/A; \% ; n) + 601,78(P/F; \% ; n) - \{230(P/A; \% ; n) + 3008,89\}$$

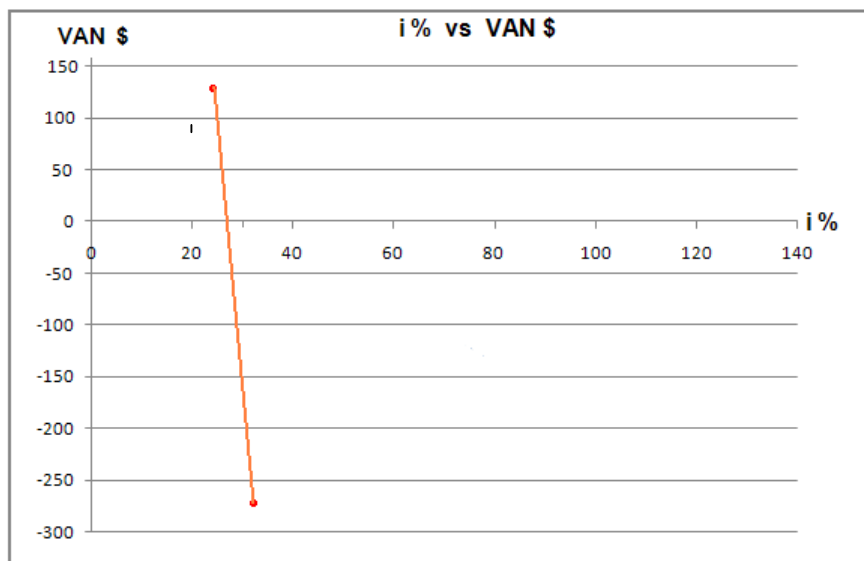
$$VAN = 1140(3,8372) + 601,78(0,2326) - \{230(3,8372) + 3008,89\}$$

$$VAN = \$ 622,93$$

$i = 25\%$, $n = 8$

$i = 30\%$, $n = 8$

Figura 95. Figura ilustrativa del interés – VAN



6.3.2 Cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno). Es la tasa de interés por medio de la cual se recupera la inversión está en función del Valor Actual Neto.

(74)

Dónde:

= Porcentaje de la tasa interna de retorno

= Variación del porcentaje entre cantidad positiva y negativa

VAN^+ = Valor Actual neto de la cantidad positiva

$i\%$ = Porcentaje ultimo de la variación de cantidades

VAN^- = Valor Actual neto de la cantidad negativa

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (74) se tiene:

$$TIR = 30 + 5 \left(\frac{127,38}{127,38 - 273,63} \right)$$

$$TIR = 30 - 4,356$$

$$TIR = 25,65 \%$$

La tasa de interés pasivas efectivas vigente, dada por el banco central del Ecuador para más de 360 días en el año 2012 es de 5,35%, ver en el (ANEXO U).

Comparamos el TIR (Tasa Interna de Retorno) con el interés pasivo efectivo vigente y tenemos 3 alternativas:

Si $TIR < \% \text{ vigente}$ el proyecto no es aconsejable.

Si $TIR = \% \text{ vigente}$ el proyecto es indiferente.

Si $TIR > \% \text{ vigente}$ el proyecto es aconsejable.

Para nuestro caso:

$$TIR = 25,65 \%$$

$$i\% = 5,35 \%$$

La (Tasa Interna de Retorno) TIR es mayor que el porcentaje de interés de las Tasas pasivas efectivas referenciales por el Banco Central del Ecuador vigentes, por la tanto Concluimos que es viable hacer la inversión en nuestra máquina.

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Para la selección de los componentes que conforman la máquina se tomó en cuenta varios aspectos como son capacidad de producción, dimensiones de los distintos equipos, precio, mantenimiento.

Durante el diseño y construcción, se puso en práctica la interface que hoy en día está ganando mucho terreno en la mayoría de empresas que se dedican al diseño y construcción de distintas maquinarias, como lo es el CAD, en este caso se utilizó SAP 2000 y SolidWorks, para simular y verificar los elementos que conforma la estructura obteniendo veracidad y confiabilidad de los cálculos obtenidos.

El tiempo total de construcción de la máquina fue de 184 horas, equivalente a 25 días con jornadas de 8 horas diarias.

Las pruebas de la torcedora se realizaron con varios tipos de varillas 1/4, 1/2 y hasta la de 3/4 de pulgada en longitudes mayores a 60 cm, observando que la torcedora no presenta calentamiento de sus elementos, lo que indica que sus elementos están acoplados correctamente.

La longitud mínima que se puede torcer en las varillas de 1/4 y de 1/2 pulgada es de 10 centímetros y la máxima es de 100 cm.

Al realizar las pruebas con varillas de diferente longitud, se observó que el tiempo de trabajo y esfuerzo es mayor en varillas de longitud corta.

De las pruebas realizadas también se concluye que los equipos de transmisión de movimiento como son: motoreductor están bien seleccionado ya que las revoluciones no varían en ningún instante y la corriente se encuentra por debajo del valor nominal.

Con la construcción de la torcedora se reduce el proceso de entronchado manual, especialmente con la varilla de $\frac{3}{4}$ de pulgada.

El precio total de la construcción de la torcedora es de \$3008.89 USD, tomando en cuenta que este precio se reduciría produciendo esta máquina en serie.

Mediante los cálculos del TIR (Tasa Interna de Retorno) se concluye que nuestra máquina es un proyecto viable.

7.2 Recomendaciones.

Antes de poner en funcionamiento la torcedora verificar que la fuente de alimentación para la misma sea de 220V.

Antes de poner en funcionamiento la torcedora se debe verificar que no exista ningún elemento extraño en la misma que pueda provocar su mal funcionamiento.

Antes de torcer cualquier tipo de varilla se debe engrasar las caras exteriores del porta varilla ya que con la fuerza tiende a atorarse en la matriz.

Para una adecuada lubricación de la cadena se recomienda utilizar el lubricante TRICO 100 que permite obtener con una sola aplicación mediante una brocha sobre la cadena lo cual garantiza larga duración de lo que normalmente por otros métodos tradicionales se obtiene en cuanto a la duración de dientes de engrane y de las cadenas.

Se recomienda que los rodamientos y resortes sean chequeados en base a los tiempos sugeridos en el capítulo de mantenimiento, para su buena funcionalidad y conservación durante los periodos de trabajo.

A futuro se puede rediseñar el sistema de sujeción con volante para de esta manera disminuir el esfuerzo y tiempo del operario al ajustar.

Utilizar el motor de 0,5 Hp, teniendo en cuenta el gasto corriente.

Una vez finalizada la jornada de trabajo realizar la respectiva limpieza de la máquina.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] <http://es.wikipedia.org/wiki/industria-del-hierro>
- [2] <http://es.wikipedia.org/wiki/hierros-artisticos>
- [3] <http://www.itpower-lac.com.er/documentación/archivos/folletomáquinas.pdf>
- [4] <http://es.wikipedia.org/wiki/motor-electrico>
- [5] MOTT Robert L. González y Pozo Virgilio. Diseño de elementos de máquinas. Edición 2006. Pág. 182.
- [6] www.adelca.com
- [7] GERE James, GOODNO Barry, PhD. Mecánica de materiales. Edición 2009. Pág. 238
- [8] BOHMAN, Iván. Catálogo de Aceros, Herramientas de Corte y Soldadura, Aceros de Trasmisión SAE 1018. Pág.37 (Catálogo).
- [9] SHIGLEY, Joshep E. Diseño de Elementos de Máquinas. 3ra.ed. México: McGraw – Hill, 1985. Págs. 38-60, 314-318, 348-369.
- [10] HAMROCK, Bernard J. Elementos de Máquinas. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2000. Págs. 257-306, 445-446, 679-699, 735-765.
- [11] SHIGLEY, Joshep E. Ingeniería Mecánica. 8va.ed. México: McGraw – Hill. Págs.882-883-884
- [12] BALDOR. Catálogo de motores y reductores. Pág.10.
- [13] REXNORD. Catálogo de cadenas. Págs.A38-A50
- [14] SHIGLEY, Joshep E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw – Hill. Pág. 319.
- [15] FAG. K, Georg. S. Programa Standard FAG. Postfach 1260 D-8720 Schweinfurt. Alemania. Pág.5–18 (Catálogo 41500/2 SA).

[16] QUIROZ T, Luis G. Análisis y Diseño de Estructuras con SAP2000- versión 12. Lima – Perú: Macro E.I.R.L., 2009.Pág.55

[17] VILORIA, José. Motores Eléctricos Automatismos de Control. 8va.ed. España: Paraninfo, 1989. Pág.78, 83.

[18]<http://www.scribd.com/doc/3351849/depreciación>

BIBLIOGRAFÍA

ADELCA, Productos de acero. Varilla cuadrada

BALDOR. Catálogo de motores y reductores.

BOHMAN, Iván. Catálogo de Aceros, Herramientas de Corte y Soldadura, Aceros de Trasmisión SAE 1018. (Catálogo).

DIPAC, Productos de acero. Perfiles estructurales / Quito – Ecuador

FAG. K, Georg. S. Programa Standard FAG. Postfach 1260 D-8720 Schweinfurt 1. Alemania. (Catálogo 41500/2 SA).

GEREJames, GOODNOBarry, PhDMecánica de materiales --Edición 2009

HAMROCK, Bernard J. Elementos de Máquinas. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2000.

MOTT Robert L.González y Pozo Virgilio.Diseño de elementos de máquinas.Edición 2006

QUIROZ T, Luis G. Análisis y Diseño de Estructuras con SAP2000- versión 12. Lima – Perú: Macro E.I.R.L., 2009.

REXNORD. Catálogo de cadenas.

SHIGLEY, Joshep E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw – Hill

SHIGLEY, Joshep E. Diseño de Elementos de Máquinas. 3ra.ed. México: McGraw – Hill, 1985.

VILORIA, José. Motores Eléctricos Automatismos de Control. 8va.ed. España: Paraninfo, 1989.

LINKOGRAFÍA

INDUSTRIA DEL HIERRO

<http://es.wikipedia.org/wiki/industria-del-hierro>

<http://es.wikipedia.org/wiki/hierros-artisticos>

2011-06-03

MÁQUINAS PARA CERRAJERÍA

<http://www.abcpedia.com/plegadoras-universales.htm>

<http://s2ice.upc.es/documents/eso/dobladoras/HTML/mesa-rotatoria-5.html>

<http://www.itpower-lac.com.er/documentación/archivos/folletomáquinas.pdf>

2011-06-20

PROCESO DE TORCER LA VARILLA

<http://www.elergonomista.com/artesantias.htm>

2011-07-10

ELEMENTOS PRINCIPALES QUE CONFORMAN LA MÁQUINA

<http://es.wikipedia.org/wiki/motor-electrico>

<http://es.wikipedia.org/wiki/reductores-de-velocidad>

<http://ice.uoc.es/ese/transmission/HTML/cadenashtm/#cebacoccionf>

<http://www.scribd.com/doc/33518496/ejes-de-transmisión>

2011-07-15

PROPIEDADES DEL ACERO SAE

<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>

2011-07-20

SELECCIÓN DEL MOTOR

<http://www.weg.com/motores>

2011-07-28

MECANISMOS PARA DISEÑO MECÁNICO

http://www.gig.etsii.upm.es/gigcom/modelos_vet/elementos_maq/elementos_maq.htm

<http://www.uclm.es/profesorado/porrasyoriano/animaciones.htm>

<http://www.freezeray.com/technology.htm><http://www.xtec.es/~rjosa/flash/transm/transm.swf>

<http://www.snr-bearings.com/group/es/es-es/index.cfm>

2011-09-20

ANÁLISIS ECONÓMICO

<http://www.scribd.com/doc/3351849/depreciación>

2012-01-16