

DISEÑO DE UNA MICROTUNELADORA PARA EXCAVACIONES CON
TECNOLOGÍA SIN ZANJA

HUGO ELIÉCER SALCEDO VERA
DAVID ORLANDO VALENCIA VILLATE

UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA
SEDE DUITAMA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
DUITAMA
2007

DISEÑO DE UNA MICROTUNELADORA PARA EXCAVACIONES CON
TECNOLOGÍA SIN ZANJA

HUGO ELIÉCER SALCEDO VERA
DAVID ORLANDO VALENCIA VILLATE

Trabajo de grado en la modalidad de monografía para optar al título de
Ingeniero Electromecánico

Director
CARLOS ANDRÉS PÉREZ MARIÑO
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA
SEDE DUITAMA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
DUITAMA
2007

Nota de aceptación:

Firma presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Duitama, 16 de agosto de 2007.

Dedicado a:

Dios todopoderoso, con Él todo es posible.

Mis padres, María Olga y José Eliécer por su amor y cariño y por la excelente formación que me ofrecen siempre.

Mi hermanita, Milena.

Hugo

*A mi familia que es mi razón de ser, especialmente a mi hijo
Andrés y a todas aquellas personas que confían en mí.*

David

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan su agradecimiento a:

Ing. Carlos Andrés Pérez Mariño por su asesoría, tiempo y dedicación durante el proceso de desarrollo de este proyecto.

Daniel Eduardo Cáceres, por la asesoría prestada en el área de Electrónica.

Gabriel Ernesto Villate, por su colaboración con el prototipo.

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Esquema del sistema pipebursting	14
Figura 2. Esquema del sistema “Impac Moling”.....	15
Figura 3. Esquema del sistema de instalación de tuberías por medio de hincadores neumáticos.....	15
Figura 4. Esquema del sistema de instalación de tuberías por medio de perforación dirigida.....	16
Figura 5. Esquema del sistema de Instalación de nuevas tuberías por medio de hincadora hidráulica.....	17
Figura 6. Esquema del sistema de perforación Raise-Boring.....	17
Figura 7. Esquema de una microtuneladora con acceso al frente.....	18
Figura 8. Esquema de una microtuneladora EPB.....	19
Figura 9. Esquema básico de un topo.....	20
Figura 10. Fotografía de un doble escudo.....	21
Figura 11. Útiles de excavación mecánica.....	28
Figura 12. Pica de desgaste.....	29
Figura 13. Efecto de la velocidad de corte sobre las fuerzas a aplicar.....	31
Figura 14. Ángulo de ataque de la pica.....	32
Figura 15. Fotografía pruebas de corte lineal.....	32
Figura 16. Diagrama de relación de parámetros.....	34
Figura 17. Fotografías de la herramienta prototipo.....	35
Figura 18. Ángulos de la pica.....	37
Figura 19. Determinación de las fuerzas soportadas por la pica.....	38
Figura 20. Soporte pica.....	49
Figura 21. Resultados del análisis por elementos finitos para el conjunto pica y soporte.....	40
Figura 22. Distribución del factor de seguridad sobre la pica.....	40
Figura 23. Distribución del factor de seguridad sobre el soporte de la pica.....	41
Figura 24. Distribución de las picas.....	42
Figura 25. Aplicación de las cargas y restricciones sobre el disco base.....	42
Figura 26. Resultados del análisis de resistencia por elementos finitos del disco base.....	43
Figura 27. Distribución del factor de seguridad en el disco base.....	43
Figura 28. Distribución del factor de seguridad en el disco base (vista posterior).....	44
Figura 29. Ángulos de la pica de cincel.....	45
Figura 30. Sistema retracción de la pica de cincel.....	45

Figura 31.	Distribución del factor de seguridad sobre la pastilla de la pica cincel.....	46
Figura 32.	Distribución del factor de seguridad sobre el soporte pica cincel.....	46
Figura 33.	Herramienta de corte central.....	47
Figura 34.	Resultados del análisis de resistencia por elementos finitos de la herramienta de corte central.....	48
Figura 35.	Distribución del factor de seguridad sobre la herramienta de corte central.....	48
Figura 36.	Reductor de velocidad.....	51
Figura 37.	Nomenclatura básica del piñón.....	55
Figura 38.	Cargas que actúan en el piñón y el engrane.....	55
Figura 39.	Diagrama de cuerpo libre de la flecha con sus elementos montados.....	63
Figura 40.	Diagrama de orientación de los elementos sobre el eje.....	64
Figura 41.	Diagrama de cuerpo libre de la flecha plano YX.....	64
Figura 42.	Diagrama de cuerpo libre de la flecha en el plano ZX.....	65
Figura 43.	Dimensiones de la flecha.....	65
Figura 44.	Interfase selección de rodamientos Manual Ingeniería.....	67
Figura 45.	Ventana de la geometría de la flecha.....	68
Figura 46.	Ventana de entrada de cargas, apoyos y material de la flecha.....	69
Figura 47.	Ventana de resultados.....	70
Figura 48.	Diagrama de momento, suma YX y ZX.....	72
Figura 49.	Ventana de deflexión.....	74
Figura 50.	Deflexión angular flecha 3.....	75
Figura 51.	Esfuerzo cortante máximo a lo largo de la flecha 3.....	76
Figura 52.	Ventana de resultados, flecha 3.....	77
Figura 53.	Esquema mecanismo transmisión de potencia al sistema de corte.....	77
Figura 54.	Soportes cojinetes sistema transmisión de potencia.....	78
Figura 55.	Diagrama de cuerpo libre de la máquina.....	79
Figura 56.	Interfase del programa tornillo de potencia del sistema de sujeción.....	81
Figura 57.	Conjunto del sistema de sujeción de las zapatas traseras.....	83
Figura 58.	Diagrama de cuerpo libre.....	85
Figura 59.	Interfase del programa tornillo de potencia del sistema de avance.....	85
Figura 60.	Interfase del programa de selección de cojinetes.....	87
Figura 61.	Conjunto del sistema de avance.....	88
Figura 62.	Chasis.....	89
Figura 63.	Aplicación de las cargas y restricciones sobre el eje solidario.....	90
Figura 64.	Resultados del análisis por elementos finitos para el eje solidario.....	90
Figura 65.	Deflexión del eje solidario.....	91
Figura 66.	Distribución del factor de seguridad sobre el eje solidario.....	91

Figura 67.	Sistema de extracción de residuos.....	92
Figura 68.	Cálculo del volumen desplazado.....	93
Figura 69.	Perfil tuerca sinfín.....	93
Figura 70.	Área equivalente tuerca sinfín.....	94
Figura 71.	Sistema motor tuerca sinfín.....	95
Figura 72.	Acople tuerca sinfín.....	96
Figura 73.	Área equivalente de la banda transportadora.....	97
Figura 74.	Diagrama de la banda.....	97
Figura 75.	Vagón para el transporte de residuos.....	98
Figura 76.	Esquema del proceso de control de la microtuneladora.....	99
Figura 77.	Estructura de carácter transmitido en forma asíncrona.....	100
Figura 78.	Circuito interfase entre el computador y el sistema de transmisión-recepción de datos.....	102
Figura 79.	Modelo virtual de la interfase entre el computador y el sistema de transmisión-recepción de datos.....	102
Figura 80.	Circuito recepción-transmisión del microcontrolador.....	103
Figura 81.	Circuito de control.....	104
Figura 82.	Esquema del circuito de acople.....	107
Figura 83.	Puente H para inversión de sentido de giro de un motor DC.....	107
Figura 84.	Circuito de control de sentido de giro del motor.....	108
Figura 85.	Circuito de control del motor de la banda transportadora.	108
Figura 86.	Circuito de control del motor de inducción.....	109
Figura 87.	Circuito de la fuente de alimentación de la tarjeta de control.....	110
Figura 88.	Fuente de alimentación del circuito de potencia.....	111
Figura 89.	Esquema del circuito eléctrico de la microtuneladora.....	112
Figura 90.	Diagrama del ciclo de trabajo del sistema de control.....	113
Figura 91.	Configuración del puerto serie.....	114
Figura 92.	Condición inicial para el arranque del microcontrolador.....	115
Figura 93.	Lectura de datos provenientes del microcontrolador.....	115
Figura 94.	Tratamiento de la información recibida.....	116
Figura 95.	Control de los motores.....	117
Figura 96.	Envío de datos al microcontrolador.....	118
Figura 97.	Activación de recepción de datos y borrado de variables.....	118
Figura 98.	Panel de control de la microtuneladora.....	119
Figura 99.	Diagrama general de flujo del programa del microcontrolador.	120
Figura 100.	Botón de encendido del panel de control de la microtuneladora....	123

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo 1	Sistemas de tecnología sin zanja..... 248
Anexo 2	Propiedades terrenos..... 248
Anexo 3	Tuberías..... 248
Anexo 4	Herramientas perforación..... 248
Anexo 5	Rozadoras..... 248
Anexo 6	Proceso avance topo..... 248
Anexo 7	Descripción Labview..... 248
Anexo 8	Métodos de excavación..... 248
Anexo 9	Diseño de pica..... 248
Anexo 10	Ensayo herramienta prototipo..... 129
Anexo 11	La excavación mecánica de rocas..... 248
Anexo 12	Planos..... 132
Anexo 13	Rodamientos..... 248
Anexo 14	Motores AC..... 248
Anexo 15	Cálculos flechas y rodamientos..... 248
Anexo 16	Motores DC..... 248
Anexo 17	Simulación extracción residuos..... 248
Anexo 18	Correas..... 248
Anexo 19	Especificaciones circuito MAX232..... 248
Anexo 20	El blindaje de los cables apantallados..... 248
Anexo 21	Especificaciones microcontrolador PIC16F87X..... 248
Anexo 22	Especificaciones circuito RWS TWS 248
Anexo 23	Especificaciones circuito LM35 248
Anexo 24	Especificaciones sensor inclinación..... 248
Anexo 25	Especificaciones sensor presión..... 234
Anexo 26	Especificaciones sensor movimiento 248
Anexo 27	Monografía..... 248
Anexo 28	Fuentes conmutadas..... 248
Anexo 29	Cables de poder..... 248
Anexo 30	Programa microcontrolador..... 235

TABLA DE CONTENIDO

	pág.
0. INTRODUCCIÓN	13
1. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	14
1.1 CAMPOS BÁSICOS DE LA TECNOLOGÍA SIN ZANJA	14
1.1.1 Sustitución in situ.....	14
1.1.2 Instalación de nuevas tuberías por medio de topes.	15
1.1.3 Instalación de nuevas tuberías por medio de hincadores neumáticos ("Pipe Ramming").	15
1.1.4 Instalación de nuevas tuberías por medio de perforación dirigida.....	16
1.1.5 Instalación de nuevas tuberías por medio de hinca hidráulica.	16
1.1.6 Instalación de nuevas tuberías por medio de Raise-Boring.....	16
1.1.7 Perforación de largas distancias, microtuneladoras (diámetro menor a 2.5 m y TBM's (Tunnel Boring Machine) diámetro mayor a 2.5 m).	17
1.2. MECÁNICA DE LOS SUELOS A EXCAVAR.....	21
1.3 NORMATIVIDAD DE LAS REDES SUBTERRÁNEAS.	23
1.4 SELECCIÓN PRELIMINAR	25
1.4.1 Herramienta de corte.	25
1.4.2 Tamaño.	25
1.4.3 Sistema de sujeción.....	25
1.4.4 Sistema de avance.....	26
1.4.5 Sistema de control.....	26
1.4.6 Extracción de residuos.	27
2. INGENIERÍA DEL PROYECTO	28
2.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE	28
2.1.1 Teoría de corte de las picas de fricción.	29
2.1.2 Diseño de la herramienta de corte.	36
2.2 DISEÑO DEL MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA AL SISTEMA DE CORTE.	49
2.2.1 Selección del motor.....	49
2.2.2 Diseño del tren de engranes del reductor sistema de corte.....	49
2.2.3 Flecha y rodamientos del sistema de transmisión de potencia al sistema de corte.	62
2.3 SISTEMA DE SUJECCIÓN.....	78
2.3.1 Tornillo.....	78
2.3.2 Tuerca de potencia.	81
2.3.3 Tornillo.....	82
2.3.4 Las zapatas de sujeción.	82
2.4 SISTEMA DE AVANCE	84
2.4.1 Tornillo de avance.	84
2.4.2 Cojinete.	87
2.4.3 Sistema chasis.	88

2.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE RESIDUOS.....	92
2.5.1 Tuerca sinfín móvil	92
2.5.2 Tuerca sinfín fija.	95
2.5.3 Acople de la tuerca sinfín.....	95
2.5.4 Banda transportadora.	95
2.5.5 Vagón para el transporte de residuos.	98
2.6 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO	98
2.6.1 Circuito interfase entre el computador y el sistema de transmisión- recepción de datos	101
2.6.2 Circuito de control.	103
2.6.3 Circuito de acople entre la señal de control y los MOSFETs (transistores de efecto de campo de compuerta aislada) de potencia.	106
2.6.4 Circuito de control de sentido de giro de los motores DC	107
2.6.5 Circuito de control del motor del cabezal de corte.....	109
2.6.6 Fuente de alimentación de la tarjeta de control.	110
2.6.7 Fuente de alimentación del circuito de potencia.	110
2.6.8 Selección del motor para el cabezal de corte.....	111
2.6.9 Selección del cable de poder y contactor.....	112
2.7 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL	113
2.7.1 Instrumento virtual.	113
2.7.2 Programa del microcontrolador.	118
3. MANUAL DE OPERACIÓN.....	121
4. CONCLUSIONES	125
5. BIBLIOGRAFÍA	126
6. ANEXOS	128

0. INTRODUCCIÓN

El proyecto a realizar está incorporado en la tecnología sin zanja que consiste en instalar, reparar o renovar conductos subterráneos, utilizando técnicas que minimizan o eliminan la necesidad de excavación.

Es un diseño en el que se ponen en práctica los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera tanto en la parte mecánica como la parte eléctrica y electrónica ya que se hace necesario el diseño de mecanismos y elementos de máquinas así como la selección de accionamientos eléctricos para condiciones de trabajo especiales, cumpliendo así con un objetivo del trabajo de grado como requisito para obtener el título de Ingeniero Electromecánico.

Este proyecto busca diseñar una máquina que permita realizar trabajos de excavación a pequeña escala y grandes distancias para minimizar los costos y el impacto ambiental negativo que se presentan cuando se instalan redes subterráneas de distribución de servicios públicos.

El proyecto consta de una recolección de información de los métodos y maquinarias utilizados, un análisis para determinar los parámetros de diseño a tener en cuenta y analizar cuál es la mejor alternativa de solución y un diseño preliminar de la máquina en el que se practica una retroalimentación de los pasos anteriores cada vez que se requiere.

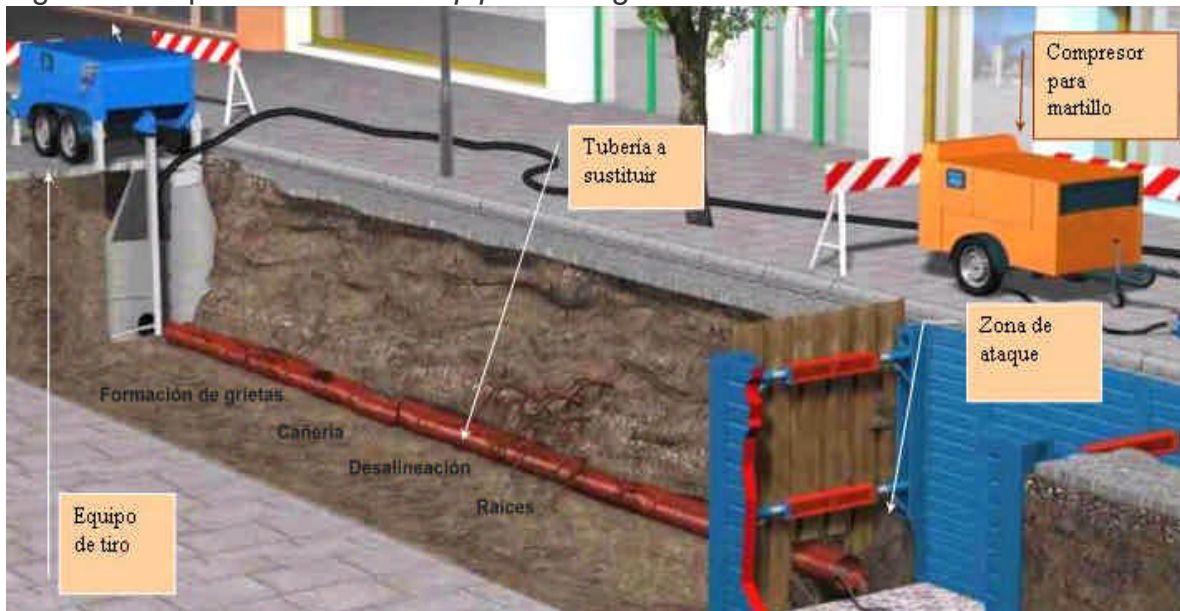
1. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

El proyecto a realizar está incorporado en la *tecnología sin zanja* que consiste en instalar, reparar o renovar conductos subterráneos, usando técnicas que minimizan o eliminan la necesidad de realizar excavaciones a lo largo de dichos conductos, a continuación se muestran algunos de los métodos más utilizados actualmente para realizar este tipo de trabajo (ver anexo 1) .

1.1 CAMPOS BÁSICOS DE LA TECNOLOGÍA SIN ZANJA¹

1.1.1 Sustitución in situ. Los sistemas *pipebursting*, constan de un conjunto rompedor neumático o hidráulico, que simultáneamente, revienta el conducto existente e instala la nueva tubería, trabajando en combinación con un equipo de tiro que arrastra el conjunto por el interior del conjunto a sustituir. Esta técnica se desarrolla a principios de los años ochenta en Estados Unidos (ver figura 1).

Figura 1. Esquema del sistema *pipebursting*.



Fuente: http://www.aples.net/Presentaciones/XI_MUESTRA_INDUSTRIA_BURG_OS_archivos/frame.htm#slide0024.htm

¹ http://www.aples.net/Presentaciones/XI_MUESTRA_INDUSTRIA_BURG_OS_archivos/frame.htm#slide0024.htm.

1.1.2 Instalación de nuevas tuberías por medio de topes. Este sistema fue desarrollado en Polonia y Rusia en los sesenta, presentando al principio muchos problemas de desviación y pérdidas de equipos. Se basa en la creación de una perforación con base en compactar el terreno circundante con un martillo de percusión de camisa cilíndrica, en la mayoría de los casos en forma de torpedo, la conducción a colocar va inmediatamente después del torpedo. Sólo se pueden utilizar en terrenos compactables y en longitudes y diámetros reducidos (ver figura 2).

Figura 2. Esquema del sistema “Impac Moling”.



Fuente: http://www.aples.net/Presentaciones/XI_MUESTRA_INDUSTRIA_BURGO_S_archivos/frame.htm#slide0024.htm.

1.1.3 Instalación de nuevas tuberías por medio de hincadores neumáticos (“Pipe Ramming”). El “Pipe Ramming” es un sistema de perforación no dirigido, que se basa en la introducción en el terreno de una vaina de acero, con cabeza abierta, por medio de golpeo. En condiciones de suelo adecuadas se pueden utilizar cabezas cerradas (ver figura 3).

Figura 3. Esquema del sistema de instalación de tuberías por medio de hincadores neumáticos.



Fuente: http://www.aples.net/Presentaciones/XI_MUESTRA_INDUSTRIA_BURGOS_archivos/frame.htm#slide0024.htm

Su realización requiere la ejecución de una zanja en el punto de ataque, con la alineación y cota adecuada para el servicio a instalar. La longitud del foso requerido es variable, siendo ideal 16 m de longitud (12 m de vaina de tubo de acero, y 4 m de espacio para la operación del martillo de golpeo). Es una técnica válida en casi todos los tipos de terreno, a excepción de los que tienen rocas de demasiado diámetro y dureza.

1.1.4 Instalación de nuevas tuberías por medio de perforación dirigida. Las técnicas de perforación guiada se usan para la instalación sin zanjas de nuevos conductos. La operación se completa en dos fases. La primera consiste en la realización del taladro piloto guiado. Después se amplía la perforación hasta permitir el paso del conducto a instalar. La perforación dirigida es viable a partir de los avances electrónicos que permiten la detección de la posición de la cabeza y el uso de lodos de perforación (ver figura 4).

Figura 4. Esquema del sistema de instalación de tuberías por medio de perforación dirigida.



Fuente: http://www.aples.net/Presentaciones/XI_MUESTRA_INDUSTRIA_BURGOS_archivos/frame.htm#slide0024.htm

1.1.5 Instalación de nuevas tuberías por medio de hincia hidráulica. Es uno de los sistemas más antiguos y de menor evolución para la instalación de nuevas tuberías de hormigón. La hincia se realiza por medio de empuje sucesivo de tubos de hormigón de características especiales. El residuo se extrae por medio de excavación manual o con rozadora en el frente de perforación. La dirección se asegura por medio de puntero láser, realizando pequeñas correcciones con base en empujes diferentes de los cilindros (ver figura 5).

1.1.6 Instalación de nuevas tuberías por medio de Raise-Boring. Es un sistema diseñado especialmente para realizar trabajos de perforación vertical en

minería pero se han realizado modificaciones en la configuración del equipo para poder realizar perforaciones en horizontal (ver figura 6).

Figura 5. Esquema del sistema de instalación de nuevas tuberías por medio de hinca hidráulica.



Fuente: http://www.aples.net/Presentaciones/XI_MUESTRA_INDUSTRIA_BURGO_S_archivos/frame.htm#slide0024.htm

Figura 6. Esquema del sistema de perforación Raise-Boring.



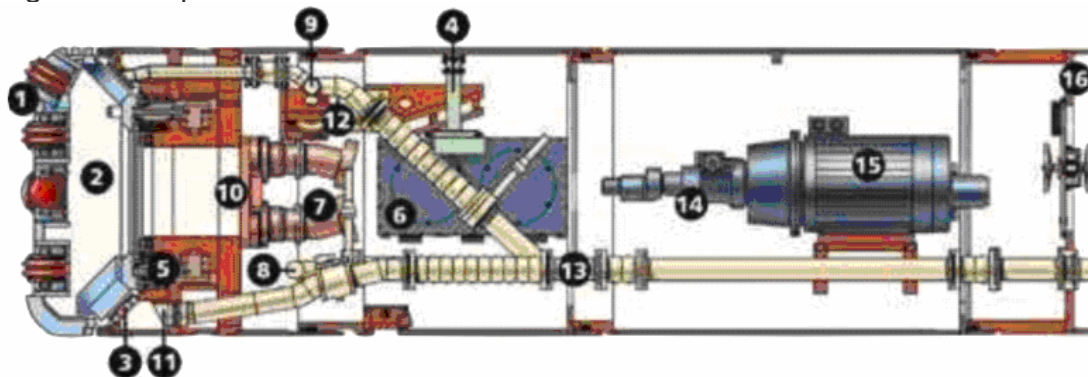
Fuente: http://www.aples.net/Presentaciones/XI_MUESTRA_INDUSTRIA_BURGO_S_archivos/frame.htm#slide0024.htm

1.1.7 Perforación de largas distancias, microtuneladoras (diámetro menor a 2.5 m y TBM's (Tunnel Boring Machine) diámetro mayor a 2.5 m). Las microtuneladoras constituyen uno de los sistemas más complejos y avanzados

que se utilizan en la actualidad. Formadas por cabezas de perforación de sección completa, realizan la excavación del frente de forma mecanizada y pueden perforar prácticamente en cualquier tipo de terreno con los elementos adecuados. A continuación se exponen algunas de estas.

1.1.7.1 Microtuneladora con acceso al frente. De entre todas las microtuneladoras que aplican lodos de extracción que existen en el mercado, destacan las microtuneladoras con un rodamiento / accionamiento periférico, donde en su interior se encuentra la puerta de acceso a la cámara de machaqueo. Gracias a esta puerta de acceso y al nuevo diseño de discos de corte se permite cambiar las herramientas de corte desde la parte posterior de la rueda de corte (cámara de machaqueo) sin necesidad de acceder al frente (ver figura 7). Con estas novedades se ha ganado en rapidez y en seguridad. Además, ahora las microtuneladoras para hincas de diámetro nominal 1200mm permiten esta nueva ejecución mientras que anteriormente las microtuneladoras con puerta de acceso al frente debían ser como mínimo para hincas de diámetro nominal 1600mm. Estas novedades permiten realizar hincas de larga distancia en terreno rocoso de gran dureza a partir de diámetro nominal 1200mm.

Figura 7. Esquema de una microtuneladora con acceso al frente.



- | | |
|---------------------------|--|
| 1. Rueda de corte. | 9. Toberas de inyección rueda de corte |
| 2. Cámara de extracción. | 10. Puerta de acceso. |
| 3. Machacadora. | 11. Tubería de extracción. |
| 4. Diana ELS. | 12. Cilindros de extracción. |
| 5. Rodamiento periférico. | 13. Bypass. |
| 6. Switch box. | 14. Bomba accionamiento principal. |
| 7. Motores. | 15. Motor accionamiento principal. |
| 8. Toberas de inyección. | 16. Puerta esclusa. |

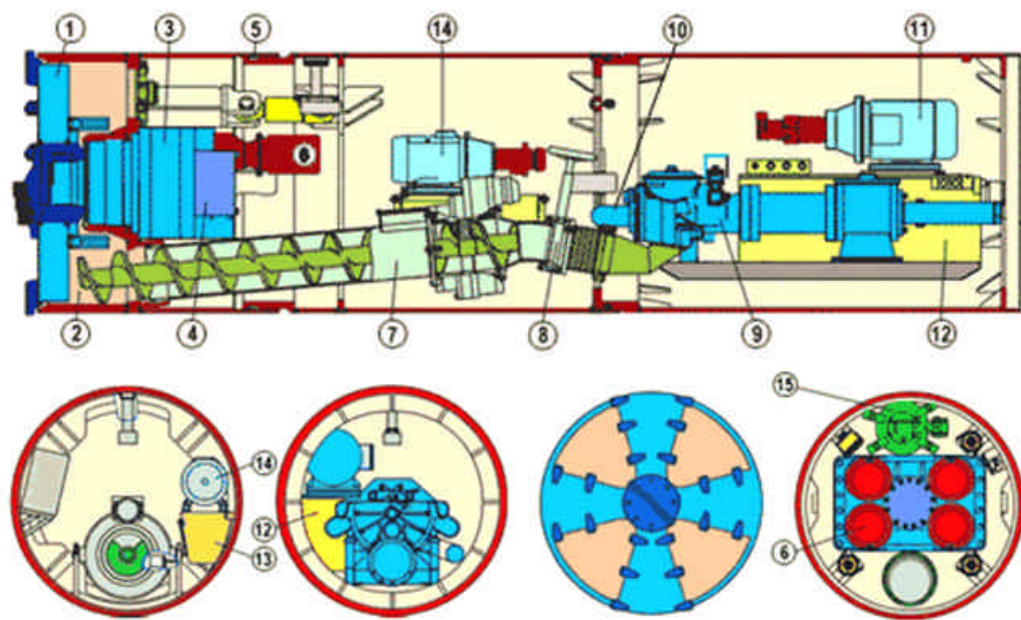
Fuente: www.microtunnel.com

1.1.7.2 Microtuneladoras EPB. Las microtuneladoras EPB son las ideales para trabajar en terrenos homogéneos y blandos, con condiciones geológicas estables.

Estas microtuneladoras se fabrican para diámetros superiores a 1400 mm. El material se extrae del frente mediante un tornillo sinfín. Una vez evacuado del tornillo sinfín se extrae al exterior gracias a una potente bomba.

El modo EPB garantiza la estabilidad del frente de excavación, evitándose la realización de cavernas o desprendimientos en el frente. Si fuera necesario, estas máquinas están equipadas para inyectar agua o espuma al frente para tratar así el terreno para su excavación (ver figura 8).

Figura 8. Esquema de una microtuneladora EPB.



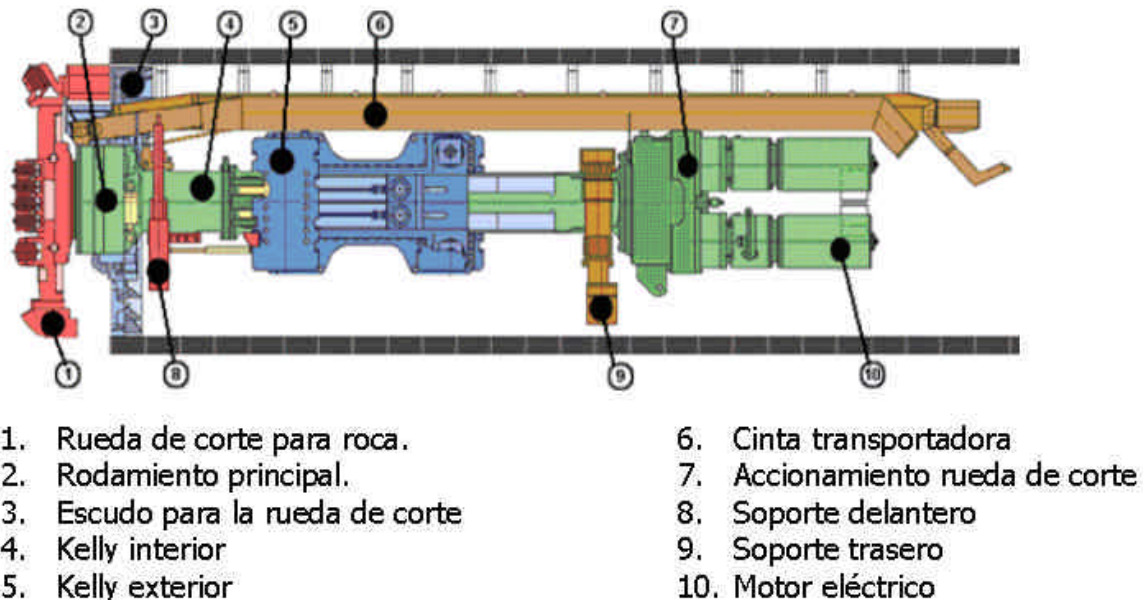
- | | |
|---------------------------------|---|
| 1. Rueda de Corte. | 9. Bomba de extracción del material. |
| 2. Cámara de excavación. | 10. Circuito de extracción. |
| 3. Accionamiento principal. | 11. Motor de la bomba de extracción del material. |
| 4. Accionamiento. | 12. Depósito hidráulico de bomba de extracción. |
| 5. Junta articulada. | 13. Depósito hidráulico de bomba de máquina. |
| 6. Motor principal. | 14. Bomba hidráulica para máquina. |
| 7. Tornillo sinfín. | 15. Pared de presión. |
| 8. Desagüe del tornillo sinfín. | |

Fuente: www.microtunnel.com

1.1.7.3 Topos. Los topes son tuneladoras diseñadas para poder excavar rocas duras y medias sin grandes necesidades de soporte inicial. Los elementos

principales que forman un topo son dos, la cabeza de corte y la sección de anclaje, compuesta a su vez por los codales o grippers, los cilindros y el back up o carro estructural. En el diseño de un topo, la parte fundamental a estudiar con más detenimiento es la cabeza de corte y la posición de las herramientas de corte, discos de corte, rastrillos, cangilones de desescombro y copy cutters que se van a instalar en ella. La fuerza para realizar el avance se obtiene como reacción de los grippers contra el terreno (ver figura 9).

Figura 9. Esquema básico de un topo.



Fuente: www.microtunnel.com

Existen otras clases de topes, como el topo ensanchador que, como su propio nombre indica, es aquel que se utiliza para agrandar túneles y así evitar las consecuencias de las fuerzas de agarre en la excavación finalizada, ya que los topes ensanchadores tienen los grippers delante de la rueda de corte.

Los topes para planos inclinados están especialmente diseñados para la realización de túneles con pendientes mayores de 10% y que han llegado al 50%. Estos topes han sido utilizados en la construcción de funiculares subterráneos a estaciones de esquí, túneles de centrales eléctricas, minas, etc.

1.1.7.4 El doble escudo. Los dobles escudos son tuneladoras con características mixtas entre el topo y el escudo. La característica principal es que está dotado de dos sistemas de propulsión independientes donde el primero de éstos

corresponde al sistema de propulsión del escudo y el segundo al del topo. El doble escudo es un escudo telescópico articulado en dos piezas que proporciona un sostenimiento continuo del terreno durante el avance del túnel (ver figura 10).

Las distintas posibilidades de trabajo que ofrecen los dobles escudos permiten conseguir unos rendimientos próximos a los de los topes, que los escudos para roca dura no podrían conseguir. Al igual que los escudos para roca dura los dobles escudos permiten realizar túneles a través de terrenos con geología cambiante e inestable que los topes no podrían realizar.

Figura 10. Fotografía de un doble escudo.



Fuente: www.microtunnel.com

El escudo delantero sirve como estructura soporte de la cabeza de corte, contiene el rodamiento principal, la corona de accionamiento y los sellos interno y externo. El escudo trasero o escudo de anclaje, incorpora las zapatas de los grippers operables a través de ventanas. En su parte posterior incorpora el erector de dovelas y los cilindros de empuje para la propulsión en modo escudo normal.




1.2. MECÁNICA DE LOS SUELOS A EXCAVAR

Para determinar la posibilidad de la ejecución de una perforación es necesario realizar al terreno un estudio geotécnico básico, que entregue información sobre los tipos de terreno a excavar y su comportamiento, para disponer de antemano de una serie de medios y cálculos con los cuales comenzar el trabajo tratando de

controlar una serie de riesgos establecidos². Algunos de estos valores que entrega un estudio geotécnico son:

- Granulometría .
- Consistencia.
- Humedad.
- Permeabilidad.
- Estratigrafía , buzamiento y fallas.
- Factores climatológicos, (aguas, lluvias, hielos, sequía).
- Vibraciones.

Composición de los suelos. Los suelos se componen de partículas sólidas y huecos. Los huecos pueden retener agua en mayor o menor medida de acuerdo con el tipo, forma, tamaño y disposición de las partículas que condicionan la permeabilidad a través del tamaño de los poros. Del contenido de agua retenida depende a su vez la deformabilidad y resistencia del suelo. Así podemos diferenciar varias clases:

-  Los suelos de grano grueso o **arenosos**, son permeables y su comportamiento mecánico viene definido por el peso y rozamiento de sus partículas; su resistencia es función de la proximidad de sus partículas entre si (densidad relativa). Las deformaciones motivadas por la acción de fuerzas exteriores se producen con rapidez.
-  Los suelos de grano muy fino, **arcillosos**, contienen huecos muy pequeños y son impermeables, por lo que retienen el agua; su comportamiento depende de la película de agua existente entre sus partículas; su resistencia depende del espesor de esta película, cuanto más gruesa es más débil el suelo; las deformaciones son motivadas por la acción de las fuerzas exteriores, se producen muy despacio, ya que el paso de agua a través de los huecos es un proceso lento.
-  Los suelos **limosos** tienen un comportamiento intermedio. Los inorgánicos son suelos de grano fino con poca o ninguna plasticidad. Generalmente se denominan polvo de roca, que se constituye de partículas más o menos equidimensionales de cuarzo.

Granulometría: se denomina composición granulométrica al conjunto de distintos tamaños que integran un suelo en relación con el peso total del mismo. Para conocer el tamaño exacto de las partículas del suelo se procede a un estudio

² <http://www.docentes.unal.edu.co/adcorreaa>

granulométrico. Las partículas grandes se identifican por tamizado hasta 63 micras. Las de menor tamaño se identifican por sedimentometría basada en la ley de Stoket o bien por centrifugado.

Casi todos los técnicos de mecánica del suelo, emplean su criterio y experiencia personal para la clasificación del mismo, la mayoría se basan en la diferenciación de cuatro fracciones granulométricas: la fracción arena y grava se puede subdividir en fina, muy fina y gruesa; las gravas mayores pueden denominarse como bloques; las arcillas suelen encontrarse en la fracción más pequeña del material del suelo, superando raramente las 4 micras de tamaño; y entre las cinco y setenta micras podemos encontrar los limos.

La resistencia mecánica de los suelos arenosos, arcillosos y limosos ya mencionados son bajas comparadas con las rocas que se pueden encontrar en los trabajos de perforación, por eso también se describe en esta sección las propiedades de estas por ser de mayor importancia para el diseño del sistema de corte de la maquina.

Dureza de las rocas.

La resistencia a la compresión simple es el mejor indicador de la dureza de las rocas frente a su aptitud a la trituración. Esta resistencia puede estimarse, sea directamente en el laboratorio, ensayando muestras provenientes de perforaciones con recuperación de núcleos, o indirectamente en el campo, a partir de muestras irregulares mediante el ensayo de carga puntual, o aún en el mismo macizo mediante la lectura de rebote del martillo Schmidt, o, finalmente, a partir de tablas de clasificación de dureza, tabla 1 (ver anexo 2).

1.3 NORMATIVIDAD DE LAS REDES SUBTERRÁNEAS.

Existe poca normatividad acerca de la instalación de tubería subterránea por medio de tecnología sin zanja por ser este método relativamente nuevo en Colombia por lo que los parámetros resultantes de una instalación hecha a través de la tecnología sin zanja deben adaptarse a la regulación establecida para la instalación por lo métodos tradicionales como el grado de compactación del terreno, la profundidad a la que se debe instalar la tubería, ángulo de inclinación, la separación mínima permitida con otros servicios, etc. según la función a realizar: red de agua potable, aguas servidas, red eléctrica, gas, teléfono, etc. (ver anexo 3).

Tabla 1. Índice de dureza de las rocas.

GRADO	DESCRIPCIÓN	IDENTIFICACIÓN DE CAMPO	RANGO APROX. DE RESISTENCIA A LA CARGA SIMPLE, MPa.
S1	Arcilla de muy baja resistencia	A presión el puño penetra varias pulgadas fácilmente	< 0.025
S2	Arcilla de baja resistencia.	A presión el pulgar penetra varias pulgadas fácilmente.	0.025 - 0.050
S3	Arcilla consistente.	Con esfuerzos moderados el pulgar puede penetrar varias pulgadas.	0.050 - 0.100
S4	Arcilla firme.	Fácilmente indentado por el pulgar pero este sólo penetra con gran esfuerzo.	0.100 - 0.250
S5	Arcilla muy firme.	Fácilmente indentado por la uña del pulgar.	0.250 - 0.500
S6	Arcilla dura.	Indentada con dificultad por la uña del pulgar.	> 0.500
R0	Roca de resistencia extremadamente baja.	Indentada por la uña del pulgar.	0.25 - 1.00
R1	Roca de resistencia muy baja.	Se desmenuza bajo golpes secos con la punta del martillo geológico, puede ser descortezada con una navaja.	1.00 - 5.00
R2	Roca de resistencia baja.	Con dificultad puede ser descortezada con una navaja; el golpe seco con la punta del martillo geológico produce indentaciones superficiales.	5.00 - 25.0
R3	Roca de resistencia media.	No puede ser arañada o descortezada con una navaja; la muestra puede ser fracturada con un solo golpe seco con el martillo geológico.	25.0 - 50.0
R4	Roca resistente.	Para romperlas requieren más de un golpe con el martillo geológico.	50.0 – 100
R5	Roca muy resistente.	Para romper la muestra se requiere de muchos golpes con el martillo geológico.	100 – 250
R6	Roca extremadamente resistente.	La muestra solo puede ser desmenuzada con el martillo geológico.	> 250

Fuente. <http://www.docentes.unal.edu.co/adcorreaa>

1.4 SELECCIÓN PRELIMINAR

1.4.1 Herramienta de corte. La selección de la herramienta de corte es determinada por el material mas duro que pudiera encontrar la máquina a su paso que es la roca dura, es por esto que la mayoría de los cálculos se deben realizar con base en las propiedades de las rocas duras, teniendo en cuenta sin embargo que se trabaja principalmente en terrenos blandos.

Se debe optar por una herramienta pequeña que sea de fácil adquisición y reemplazo ya que el costo de fabricación de una herramienta grande sería demasiado elevado por lo que se propone que el sistema de corte conste de una base que a su vez soporte unos útiles de corte reemplazables de tal modo que cuando estos se desgasten sólo sea necesario reemplazarlos para continuar con el trabajo. En el anexo 4 se ilustran algunas de las posibles herramientas de perforación a utilizar.

El útil de perforación a utilizar que se considera más conveniente es el de una herramienta utilizada en las máquinas rozadoras llamadas picas de fricción pero que en lugar de trabajar de lado a lado del túnel perfore directamente hacia delante (ver anexo 5).

1.4.2 Tamaño. El diámetro exterior estimado de la microtuneladora es de treinta y cinco centímetros ya que es una medida que se acomoda al rango de los tubos más utilizados en las instalaciones de servicios públicos (ver anexo 3), pero el diámetro real de la máquina esta sujeto a los componentes que lleve dentro ya que si por ejemplo, se determina que el motor a utilizar debe ser de un tamaño mayor o muy cercano a dicho diámetro se podrían ver afectadas las dimensiones.

También se considera diseñar una serie de herramientas de diferentes tamaños para poder efectuar túneles de diferente tamaño con la misma microtuneladora.

1.4.3 Sistema de sujeción. El sistema utilizado es básicamente el mismo de la mayoría de las tuneladoras comerciales que consiste en una zapatas que ejercen presión contra la superficie del túnel con el objetivo de obtener la suficiente adherencia requerida por el sistema de corte evitando el movimiento de traslación o de giro de la parte fija de la máquina mientras efectúa la operación de perforación. Dichas zapatas se extienden y recogen de manera controlada e

individual con el propósito de ubicar la máquina para que siga la ruta preestablecida.

La utilización de un sistema hidráulico no es viable porque este sistema requiere de mecanismos que son de difícil implementación debido a que sus elevados costos alejan al proyecto de su objetivo de ser una alternativa económica, además estos mecanismos no se encuentran fácilmente en las dimensiones requeridas en esta aplicación por lo que se sugiere que el mecanismo de sujeción de la microtuneladora debe constar de tornillos de potencia debido a su propiedad de autobloqueo generando estabilidad y reducción en el consumo de energía aplicada ya que no requiere de esta cuando se mantiene en una misma posición y engranajes que generan el par de torsión necesario y se pueden ubicar en diversas configuraciones lo que permite optimizar los espacios dentro de la microtuneladora.

1.4.4 Sistema de avance. El sistema de avance escogido es una adaptación del proceso de avance de un topo, pero en este se utiliza el sistema de avance de la herramienta de perforación para lograr también el avance de la máquina. Es un sistema en el que se busca reducir componentes utilizando un mecanismo para dos aplicaciones (ver anexo 6).

1.4.5 Sistema de control. Para controlar la microtuneladora se decide hacerlo por medio de un instrumento virtual ya que este tipo de instrumento nos permite efectuar fácilmente el control remoto de la máquina a través de un computador con ventanas ilustrativas que generan un panel gráfico representativo de la máquina, además con la utilización de un tablero de mando virtual no se hace necesaria la construcción de un tablero de control.

Para realizar el programa encargado de controlar la microtuneladora, se selecciona el lenguaje de programación gráfica para instrumentación *LABVIEW™* por la facilidad de programación y visualización debido a las enormes ventajas que este brinda, entre las que se destacan las interfaces gráficas de interacción con el usuario, que funciona por eventos como hacer clic con el ratón, pulsar una tecla, cambiar el contenido de un cuadro de texto entre otros, lo cual permite una fácil asimilación de la aplicación por parte del operario (ver anexo 7).

Como intérprete entre el software de control y los accionamientos y sensores se hace necesaria la utilización de una tarjeta de adquisición de datos. Se propone entonces el diseño de dicha tarjeta a partir de la utilización de un microcontrolador, un circuito integrado programable que tiene todos los elementos necesarios para

controlar un sistema y la ventaja de un reducido tamaño, fácil programación y bajo costo con relación a otros sistemas como los PLC (Controladores Lógicos Programables) o tarjetas de adquisición de datos como las fabricadas por la *National Instruments*TM.

1.4.6 Extracción de residuos. Se opta por el sistema clásico de vagón que aunque no proporciona una extracción continua de los residuos si tiene una relativa facilidad de fabricación con otros sistemas utilizados actualmente que aplican lodos de perforación y bandas transportadoras. No se aplican lodos de perforación porque las bombas y sus accesorios elevan demasiado los costos y la instalación de bandas transportadoras no es factible en un diámetro tan reducido.

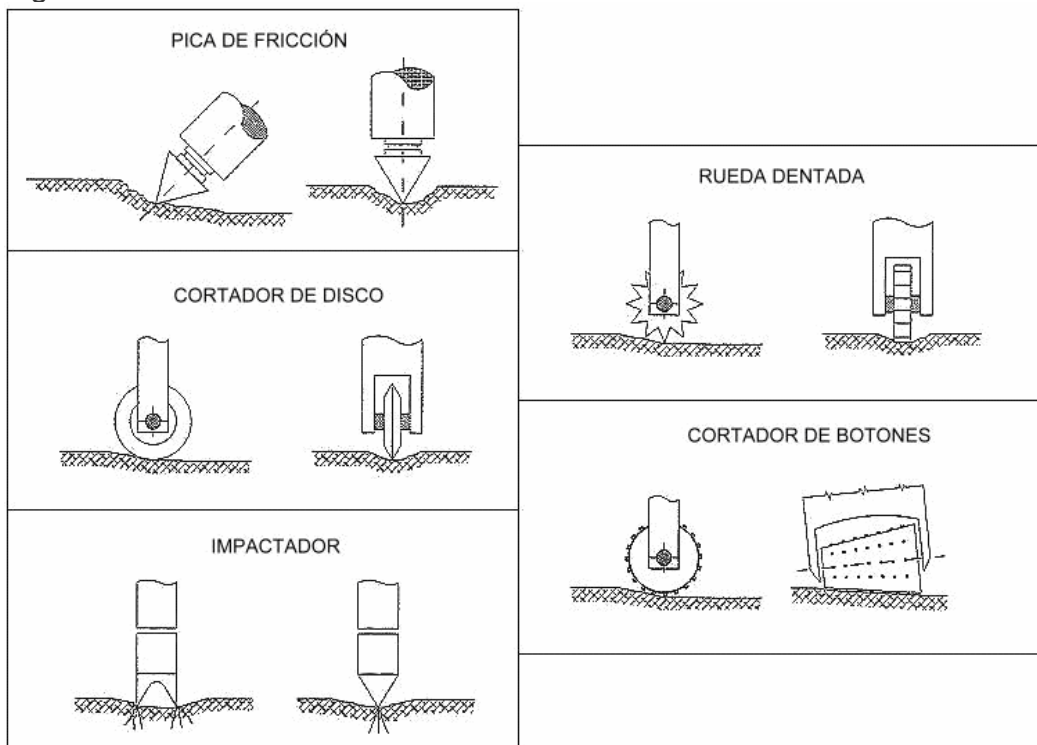
2. INGENIERÍA DEL PROYECTO

2.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE

Las limitaciones de la excavación mecánica están relacionadas con las propiedades físicas y mecánicas del terreno y por las propiedades de las rocas presentes como son la dureza, la tenacidad y la abrasividad, asimismo la eficiencia del sistema de corte no depende únicamente del útil de corte, sino también y de un modo esencial, de la interacción de cada uno de los elementos individuales como sistema.

En la excavación mecánica se utilizan distintas herramientas y útiles de corte, que son los elementos que interactúan directamente con la roca arrancando de ella pequeños fragmentos. Algunos de los útiles de corte pueden verse en la figura 11.

Figura 11. Útiles de excavación mecánica.



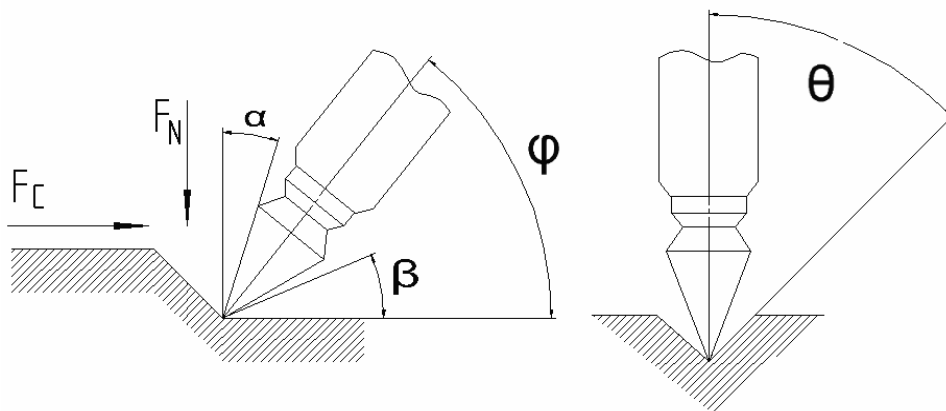
Fuente: CORNEJO ÁLVAREZ, Laureano. La excavación mecánica de rocas. En: Revista de obras públicas, (octubre 1987); p. 650.

- 🛠 Picas de fricción (o de desgaste).
- 🛠 Cortadoras de disco.
- 🛠 Cortadoras de ruedas dentadas.
- 🛠 Cortadora de botones.
- 🛠 Impactadores.
- 🛠 Cortadores vibrantes.

Las picas de fricción son los elementos de corte utilizados por las rozadoras, tipos especiales de perforadoras y por algunas tuneladoras en terrenos blandos. Básicamente constan de un inserto de metal duro (Widia (Carburo de tungsteno)) dentro de una matriz de acero de alta dureza y tenacidad. El campo óptimo de utilización de las picas está dentro de las rocas que no superan los 100Mpa de resistencia a compresión, o aún menor si la roca es muy abrasiva. Para rocas de mayores resistencias, entre los 100Mpa y los 216Mpa, el elemento de corte adecuado es el cortador de disco, que es el que habitualmente utilizan las tuneladoras o topes. Para resistencias aún mayores se emplean los cortadores de botones, pero no es frecuente utilizar excavación mecánica en tales casos. El cortador de disco consiste en una base de metal duro en forma de disco con uno o varios filos cambiabiles de acero endurecido y montado sobre un soporte de rodamientos (ver anexo 8).

2.1.1 Teoría de corte de las picas de fricción. Como la máquina se diseña para trabajar principalmente en terrenos blandos se considera que las picas de fricción son la mejor opción para el diseño, teniendo en cuenta también las consideraciones hechas anteriormente en la sección 1.4.1. Los parámetros importantes en el modo de funcionamiento se observan en la figura 12.

Figura 12. Pica de desgaste







Fuente: CORNEJO ÁLVAREZ, Laureano. La excavación mecánica de rocas. En: Revista de obras públicas, (octubre 1987); p. 650.



Donde:

F_C = Fuerza de corte
 F_N = Fuerza de empuje
 S_E = Energía específica
 d = Profundidad de corte
 2θ = Ángulo de punta de la pica
 R_C = Resistencia a la compresión de la roca
 R_T = Resistencia a la tracción de la roca
 F = Ángulo de ataque
 α = Ángulo de inclinación
 S = Separación entre picas
 β = Ángulo de limpieza

Algunas consideraciones básicas ya demostradas para rocas blandas son³:

-  Las picas en forma de simple cincel son más eficientes que las de formas complejas.
-  La energía específica se reduce para cualquier forma de pica a medida que se incrementa la profundidad de corte.
-  La velocidad de corte dentro de un intervalo, no tiene efecto ni sobre las fuerzas aplicadas a las picas ni sobre las energías de corte.
-  Para una máxima eficiencia de rozado la separación entre picas debe estar entre dos y tres veces el valor de la profundidad de corte deseado.

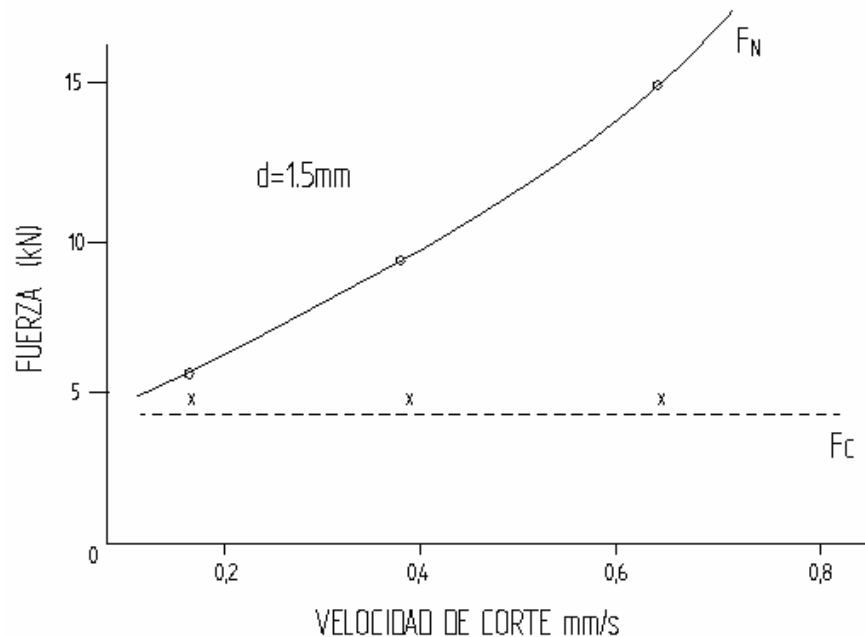
$$2\theta \frac{S}{d} \beta$$

-  Profundizar una hendidura mediante una sucesión de cortes, es muy ineficaz y debe evitarse. Mientras la hendidura se profundiza, la rotura hacia fuera, definida por el ángulo θ queda inhibida y las picas adyacentes no interaccionan.
-  Estas mismas relaciones se aplican en su mayoría para rocas duras. Las mayores fuerzas que son necesarias para conseguir un rozado en estas destruyen las picas para rocas blandas y tienen un desgaste mayor para rocas abrasivas.

³ CORNEJO ÁLVAREZ, Laureano. La excavación mecánica de rocas. En: Revista de obras públicas, (octubre 1987); p. 652.

- ✎ En rocas duras y abrasivas es importante considerar la influencia de la velocidad de corte sobre la fuerza normal F_N y la escasa o nula influencia que tiene en la fuerza de corte F_C , este aumento se debe al mayor desgaste de la pica, a mayor velocidad mas desgaste (ver figura 13).
- ✎ Las picas deben tener una secuencia de corte de modo que la primera pica vaya dejando una cara libre a las sucesivas picas.
- ✎ Las picas de mayor duración son las de ángulo α mas reducido y de forma puntiaguda (forma en punta de lapicero) pero con un ángulo de ataque ϕ adecuado, teniendo la posibilidad de girar la pica dentro del soporte, se desgasta de manera uniforme y conserva una forma estable. El efecto del desgaste ha sido medido encontrándose que produce un incremento en la fuerza de corte y de la energía específica de dos a tres veces, mientras que la fuerza normal se incrementa de tres a cinco veces. El desgaste es influenciado por las propiedades de la roca y en menor medida por la forma de la pica.

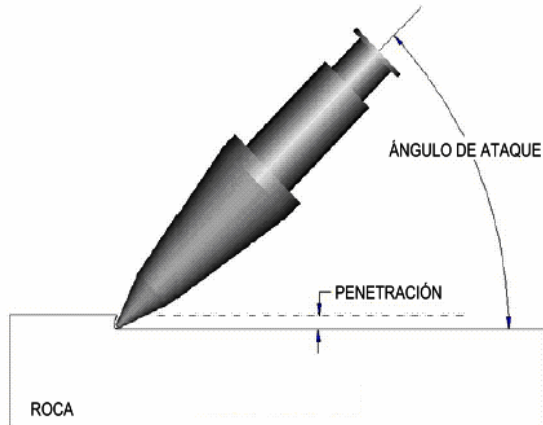
Figura 13. Efecto de la velocidad de corte sobre las fuerzas a aplicar



Fuente: CORNEJO ÁLVAREZ, Laureano. La excavación mecánica de rocas. En: Revista de obras públicas, (octubre 1987); p. 652.

El ángulo de ataque se define como el ángulo entre el eje de la pica y la tangente de la superficie cortada como lo indica la figura 14.

Figura 14. Ángulo de ataque de la pica.



Existen dos ángulos de ataque estudiados en condiciones controladas con los cuales se obtuvieron los mejores resultados de eficiencia en el rozado de una roca⁴, estos son 48° y 52° (ver figura 15), aquí se muestra la tabla 2 de resultados de las pruebas y también es visible que el ángulo de punta estándar para estas picas es de 75° (ver anexo 9).

Figura 15. Fotografía de pruebas de corte lineal.



Fuente: B. Asbury and M. Sigla Colorado School of Mines Golden, CO C. Balci Istanbul Tech Univ Istanbul. Design Methodology, Testing and Evaluation Of A Continuous Miner Cutterhead For Dust Reduction In Underground Coal Mining Background. En: 2002 SME Annual Meeting Feb. 25 - 27, Phoenix, Arizona laboratory cutting tests.

⁴ B. Asbury and M. Sigla Colorado School of Mines Golden, CO C. Balci Istanbul Tech Univ Istanbul. Design Methodology, Testing and Evaluation Of A Continuous Miner Cutterhead For Dust Reduction In Underground Coal Mining Background. En: 2002 SME Annual Meeting Feb. 25 - 27, Phoenix, Arizona laboratory cutting tests.

Tabla 2. Resultados de las pruebas de fuerza en corte lineal.

Tool I.D.	Attack Angle	Spacing (mm)	Pene. (mm)	Average Forces			Specific Energy (kWhr/m ³)
				Normal (kN)	Drag (kN)	Side (kN)	
U94	48 deg.	12,70	2,54	9,30	5,4	2,80	47,4
U94	48 deg.	19,05	2,54	13,60	7,5	2,50	44,5
U94	52 deg.	12,70	2,54	6,40	3,7	1,30	32,9
U94	52 deg.	19,05	2,54	11,30	6,0	1,00	35,6
U92 KHD	52 deg.	12,70	2,54	4,20	2,9	0,40	25,9
U92 KHD	53 deg.	19,05	2,54	7,10	4,9	1,10	29,0
U92 KHD	54 deg.	25,40	2,54	11,10	7,6	-1,20	33,5
U92 KHD	55 deg.	25,40	5,08	8,90	6,6	-1,30	14,6

Fuente: B. Asbury and M. Sigla Colorado School of Mines Golden, CO C. Balci Istanbul Tech Univ Istanbul. Design Methodology, Testing And Evaluation Of A Continuous Miner Cutterhead For Dust Reduction In Underground Coal Mining Background. En: 2002 SME Annual Meeting Feb. 25 - 27, Phoenix, Arizona laboratory cutting tests.

De la tabla 2 se observa que para picas con un ángulo de 52° se requieren menor cantidad de fuerza y energía específica para obtener una misma profundidad de corte a una separación igual entre picas.

Evans⁵ asume que la rotura se produce principalmente por la tracción y según esto propone la siguiente formulación para picas de fricción.

$$F_c \propto \frac{16 R_T^2 d^2}{R_c \cos^2 \theta} \quad (1)$$

$$S \propto 2d\sqrt{3} \quad (2)$$

$$2 \frac{S}{d} \propto 3$$

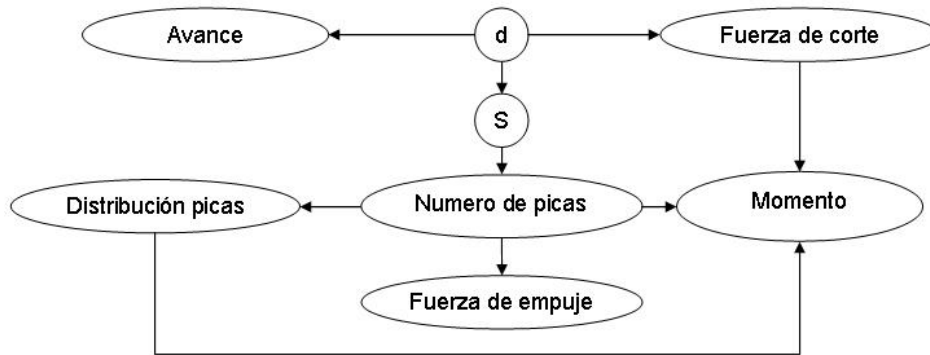
Para encontrar la fuerza de corte necesaria se requiere de la profundidad de la penetración y conocer las propiedades geotécnicas del terreno a perforar ya que la geometría de la pica esta definida. Esta profundidad esta dada por el avance de la tuneladora (penetración en milímetros por cada revolución de la herramienta de

⁵ Evans, I.W., 1984, A Theory of the Cutting Force for Point Attack Picks, International Journal of Mining Engineering, Volume 2, Number 1, pp. 63-71.

corte) que es la máxima cuando se trabaje sobre roca dura, si se trabaja sobre terreno blando la velocidad de avance puede ser superior.

La presión a aplicar a la roca depende del área de contacto de las picas, y el número de picas está directamente relacionado con la separación entre las mismas. La relación de las variables con respecto a la profundidad se observa en la figura 16.

Figura 16. Diagrama de relación de parámetros.



En la tabla 3 se calcula el número de picas, la distancia entre estas, y la fuerza de corte para diferentes niveles de penetración. Esta penetración es la distancia perforada por cada giro del sistema de corte, para este caso 60rpm, es decir, una revolución por segundo considerando también un avance de 1mm/s. La fuerza normal total requerida es entonces:

$$F_{nT} = R_c A n \quad (3)$$

Donde:

F_{nT} = Fuerza normal para el conjunto de picas

A = Área de contacto de la pica con la roca

n = Número de picas

El cálculo de esta fuerza normal se hace tomando como base el caso extremo en el que la pica ha llegado a su máximo desgaste, esta área se obtiene de una serie de ensayos realizados por los proyectistas con una herramienta prototipo (ver figura 17), dando como resultado un área aproximada de 3 mm^2 (ver anexo 10).

Figura 17. Fotografías de la herramienta prototipo.



De igual manera se calcula el par de torsión que requieren las picas para vencer la resistencia de la roca, este momento es función de la separación y número de picas.

Momento de cada pica

$$M = r F_c \quad (4)$$

Entonces para todas las picas el momento total M_{Total} es:

$$M_{total} = \sum_{i=0}^{i=n} r_i F_c \quad (5)$$

Y la potencia en hp requerida para cada valor de profundidad d es:

$$P_T = \frac{M_T \omega}{745.6} \quad (6)$$

Donde:

- ω = velocidad angular de las herramientas de corte en rad/s.
- r = Distancia desde el centro del disco a la pica en mm.

Tabla 3. Cálculo de separación, número de picas, fuerza de corte, fuerza normal, momento total y potencia en función de la profundidad de penetración d.

d (mm)	S (mm)	Número picas	Fc (N)	FN (KN)	M Total (Nm)	P Corte (HP)
0,10	0,350	505,2	0,960	181,87	42,93	0,36
0,20	0,690	252,6	3,830	90,94	84,91	0,72
0,30	1,040	168,4	8,630	60,62	128,93	1,09
0,40	1,390	126,3	15,330	45,47	170,49	1,44
0,50	1,730	101,0	23,960	36,37	217,74	1,83
0,60	2,080	84,2	34,500	30,31	262,28	2,21
0,70	2,420	72,2	46,960	25,98	306,95	2,59
0,80	2,770	63,2	61,330	22,73	353,36	2,98
0,90	3,120	56,1	77,630	20,21	400,37	3,37
1,00	3,460	50,5	95,830	18,19	439,66	3,71
1,10	3,810	45,9	115,960	16,53	477,59	4,02
1,20	4,160	42,1	138,000	15,16	543,08	4,58
1,30	4,500	38,9	161,960	13,99	568,48	4,79
1,40	4,850	36,1	187,830	12,99	640,42	5,40
1,50	5,200	33,7	215,630	12,12	667,16	5,62
1,60	5,540	31,6	245,340	11,37	717,65	6,05
1,70	5,890	29,7	276,960	10,7	758,55	6,39
1,80	6,240	28,1	310,500	10,1	842,95	7,10
1,90	6,580	26,6	345,960	9,57	864,49	7,25
2,00	6,930	25,3	383,340	9,09	932,45	7,86

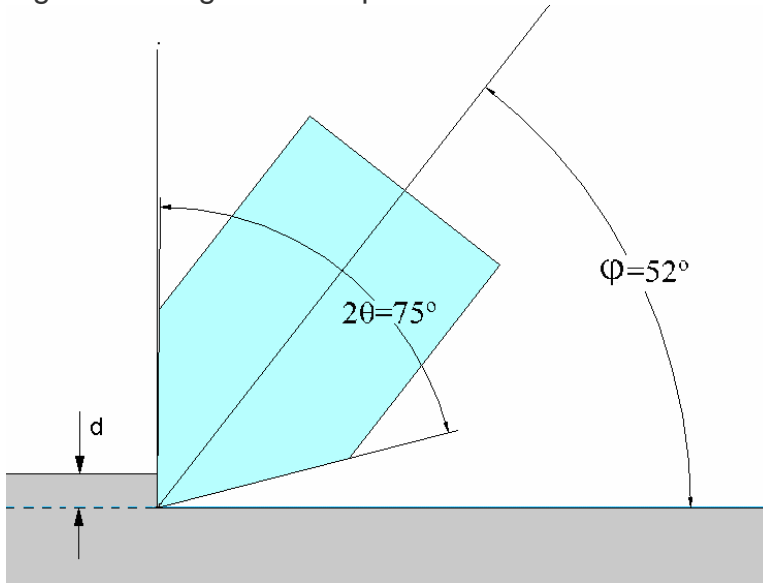
Se puede observar en la tabla 3 que para valores pequeños de profundidad se requiere de empujes muy grandes y momentos bajos, de una manera similar para valores altos de profundidad se obtienen empujes bajos y momentos altos. La elección de la profundidad adecuada depende de los posibles motores que proporcionan tanto el empuje como la rotación de los útiles de corte, siendo este ultimo más importante ya que la fractura de la roca se produce básicamente por cizallamiento, y en menor medida por la presión ejercida en la superficie de la misma (ver anexo 11).

No se tiene en cuenta tomar un valor alto de empuje y un momento bajo, porque el sistema de sujeción de la máquina tendría que contrarrestarlo y esto implicaría valores elevados de presión sobre las paredes de los túneles que podrían destruirlas o no cumplir su función de sujeción y provocar en cambio un retroceso de la máquina. Las fuerzas de empuje y rotación que requiere el sistema de corte se derivan de la tabla 3, y el sistema que las genere debe adaptarse a los requerimientos de tamaño y de funcionamiento de la máquina.

2.1.2 Diseño de la herramienta de corte. Una vez establecidos los parámetros de la herramienta de corte, se procede a diseñar cada uno de sus componentes.

Pica de fricción. El diseño de la pica se hace entonces conservando los parámetros ya establecidos en la sección 2.1.1 como son el ángulo de ataque $\phi = 52^\circ$, ángulo de la punta, $2\theta = 75^\circ$, (ver figura 18).

Figura 18. Ángulos de la pica.



Las dimensiones de la pica se calculan teniendo en cuenta los parámetros determinados en la tabla 3 como son la separación S entre picas y el número de estas (ver anexo 12), el material de la pica es un acero AISI 4340 normalizado, acoplado al soporte de la pica por medio de interferencia.

Soporte de la pica. Aunque se podría fabricar la pica de una sola pieza, se prefiere diseñarla en dos partes para que cuando se requiera remplazar la herramienta por desgaste sólo sea necesario cambiar la punta y reutilizar el soporte minimizando la pérdida de material.

El soporte debe permitir la rotación de la pica sobre su eje para que se desgaste por igual y mantenga una forma estable⁶ así como soportar las fuerzas a las que está sometida la pica. El diseño propuesto se muestra en la figura 20. La base del soporte de la pica va montada sobre un cojinete de empuje de elementos rodantes ubicado entre el disco porta picas y el soporte de la pica (ver anexo 13). La carga soportada por el cojinete de empuje F_{CE} es entonces (figura 19):

⁶ CORNEJO ÁLVAREZ, Laureano. La excavación mecánica de rocas. En: Revista de obras públicas, (octubre 1987); p. 652.

$$F_{CE} = F_N \cos(90^\circ - \phi) + F_C \cos \phi \quad (7)$$

Y la carga soportada por el cojinete de deslizamiento F_{CD} es:

$$F_{CD} = F_N \sin(90^\circ - \phi) + F_C \sin \phi \quad (8)$$

Donde la fuerza normal F_N es el resultado de dividir la fuerza normal por el número de picas y la fuerza de corte F_C es la obtenida en la tabla 3.

$$F_N = 18.19 \text{ KN} / 50 \quad (9)$$

$$F_N = 364 \text{ N}$$

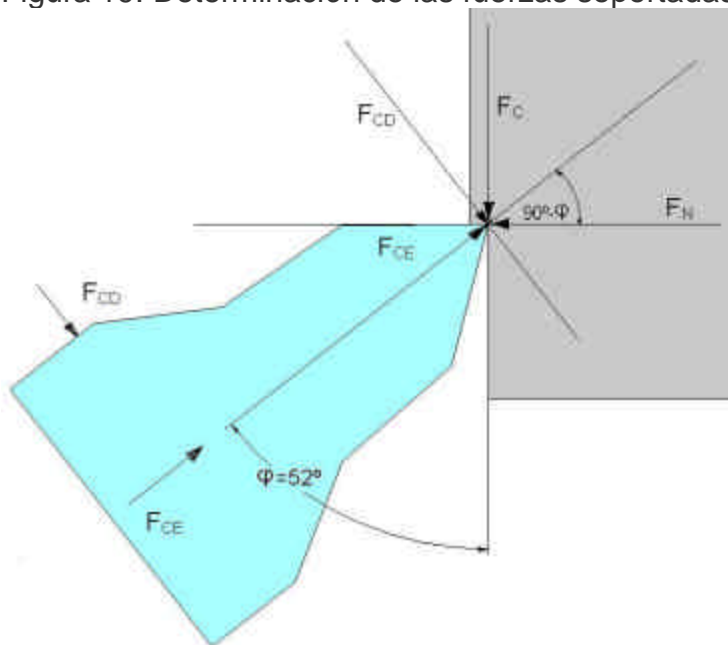
$$F_C = 95.8 \text{ N}$$

$$F_{CE} = 342 \text{ N}$$

$$F_{CD} = 149 \text{ N}$$

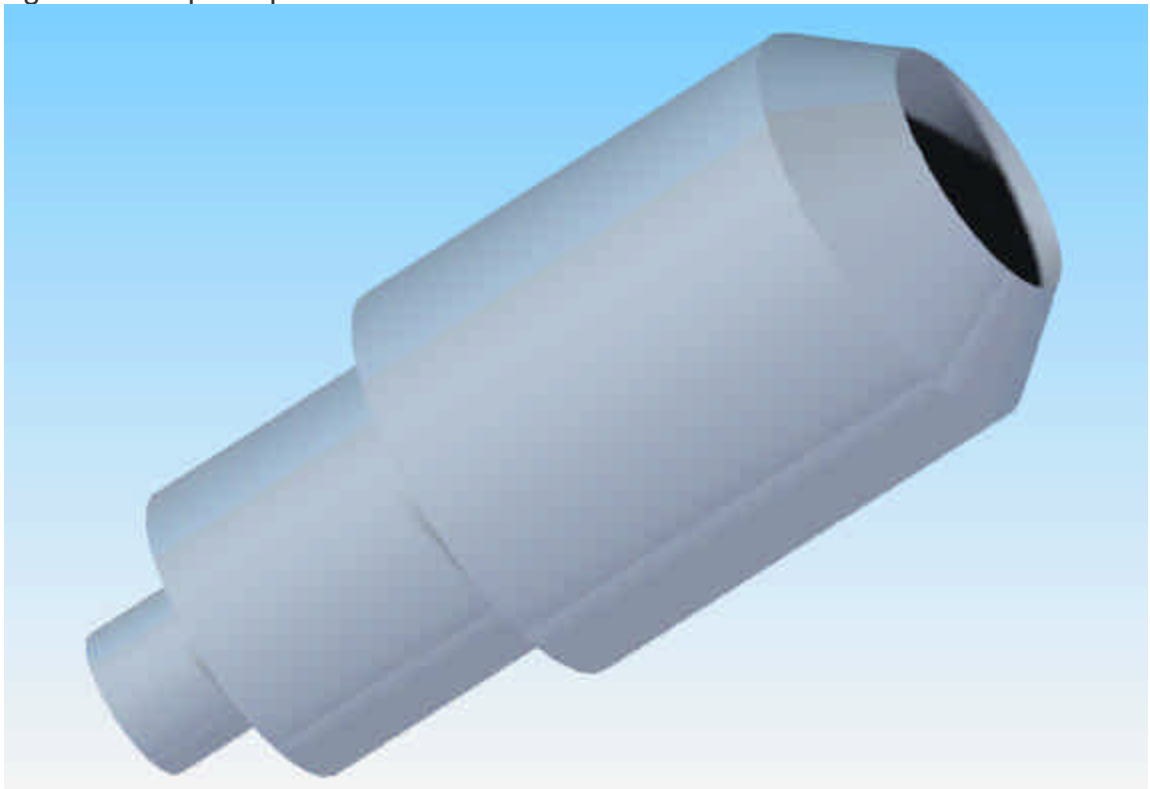
Una vez determinadas las cargas que va a soportar la pica se procede a calcular los cojinetes. El cojinete de empuje es seleccionado teniendo en cuenta la fuerza axial necesaria ($F_{CE} = 342 \text{ N}$) del catálogo de rodamientos axiales de bola de simple efecto de la marca SKF y es el de designación BA6 con un diámetro externo de 14mm (ver anexo 13)

Figura 19. Determinación de las fuerzas soportadas por la pica.



La selección del cojinete que soporta la carga radial es determinada por la fuerza requerida ($F_{CD} = 149 \text{ N}$) buscando el mayor diámetro interno posible para aumentar la rigidez del soporte de la pica y a su vez el menor diámetro externo posible para no debilitar el disco base de donde resultan dos opciones que son: cojinete deslizante o cojinetes de agujas, seleccionando el cojinete de agujas por ser este el de mayor facilidad de instalación. El cojinete seleccionado es entonces el cojinete de agujas BK 1210 de la marca SKF con un diámetro interno de 12mm y un diámetro externo de 16mm, por tener el diámetro más cercano al propuesto en un diseño preliminar que era de 15mm (ver anexo 13).

Figura 20. Soporte pica.



La comprobación de la resistencia de la pica y del soporte se hace aplicando el programa COSMOSWorks de análisis por elementos finitos de donde se determina que los elementos soportan la carga a la que estarán sometidos. Los resultados de estos análisis pueden verse en las figuras 21, 22 y 23.

El análisis se hace teniendo en cuenta las tensiones máximas de Von Mises y analizando la distribución del factor de seguridad en cada pieza.

Figura 21. Resultados del análisis por elementos finitos para el conjunto pica y soporte.

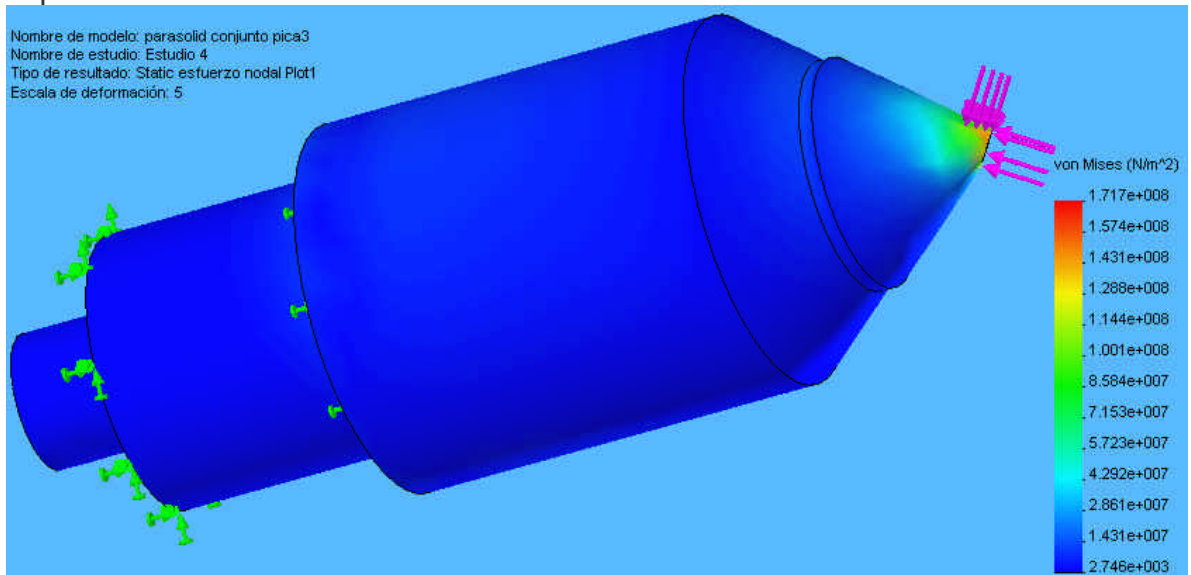


Figura 22. Distribución del factor de seguridad sobre la pica.

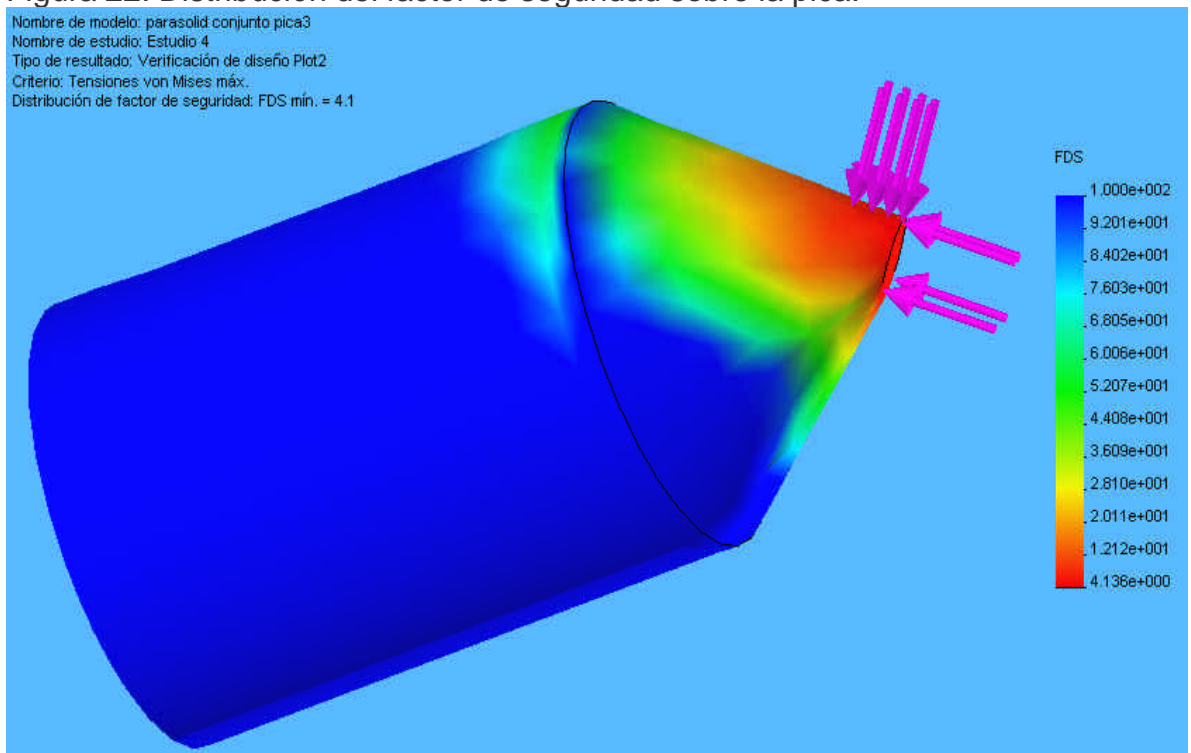
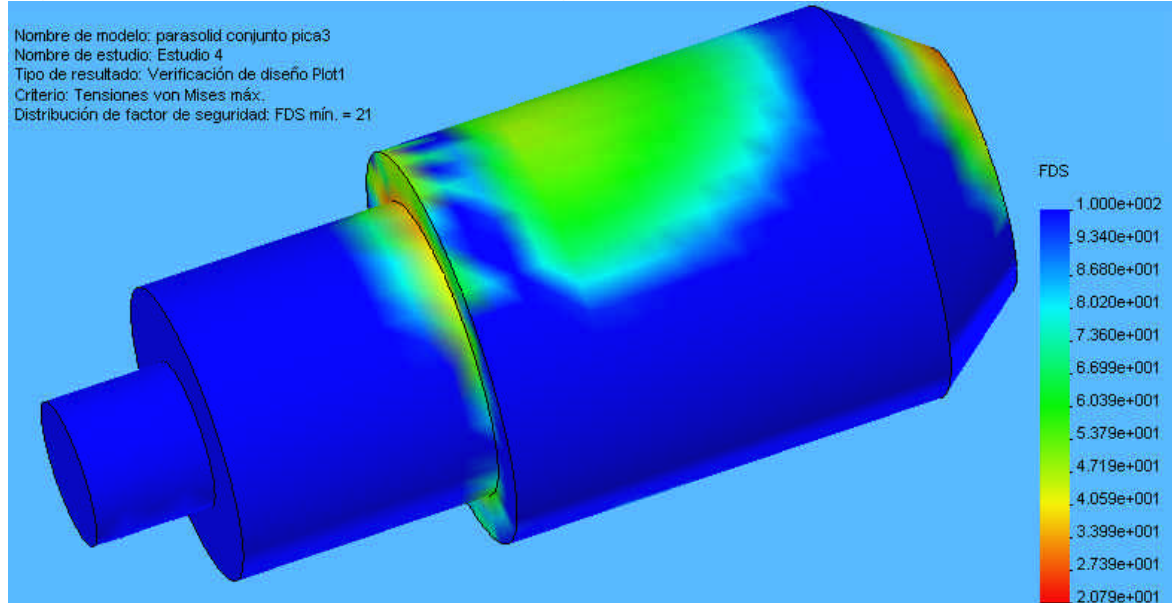


Figura 23. Distribución del factor de seguridad sobre el soporte de la pica.



Disco base. Las funciones del disco base son las de permitir el acople entre los soportes de las picas y el mecanismo de transmisión de potencia, permitir el paso de los residuos de la excavación hacia la parte posterior de la máquina y soportar los esfuerzos generados en el momento de la perforación.

En las figuras 24 y 25 se observan los agujeros por donde sale el material, estos van inclinados para permitir el arrastre y el paso de los residuos, el ángulo de inclinación es el mismo de los agujeros de los soportes para facilitar la fabricación de la pieza.

Las picas deben estar distribuidas para que interactúen correctamente y abarquen eficientemente toda la superficie a perforar, deben estar distribuidas además porque es físicamente imposible colocarlas todas sobre una misma línea porque se superpondrían unas sobre otras y, para equilibrar la carga sobre el disco base.

Los agujeros de los soportes van dispuestos de tal manera que conserven el ángulo requerido por las picas (52°) y distribuidos en forma de caracol en búsqueda de una distribución uniforme del esfuerzo generado en el momento de corte. (Figura 24). La resistencia del disco base es determinada a través del método de elementos finitos. En las figuras 25, 26 y 27 se pueden ver los resultados donde se observa que el factor mínimo de seguridad resultante es de 1.2.

Figura 24. Distribución de las picas.

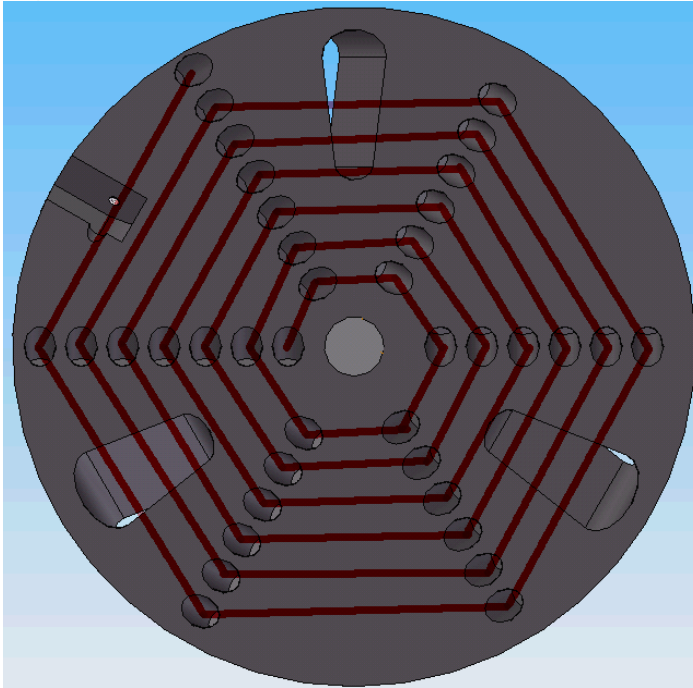


Figura 25. Aplicación de las cargas y restricciones sobre el disco base.

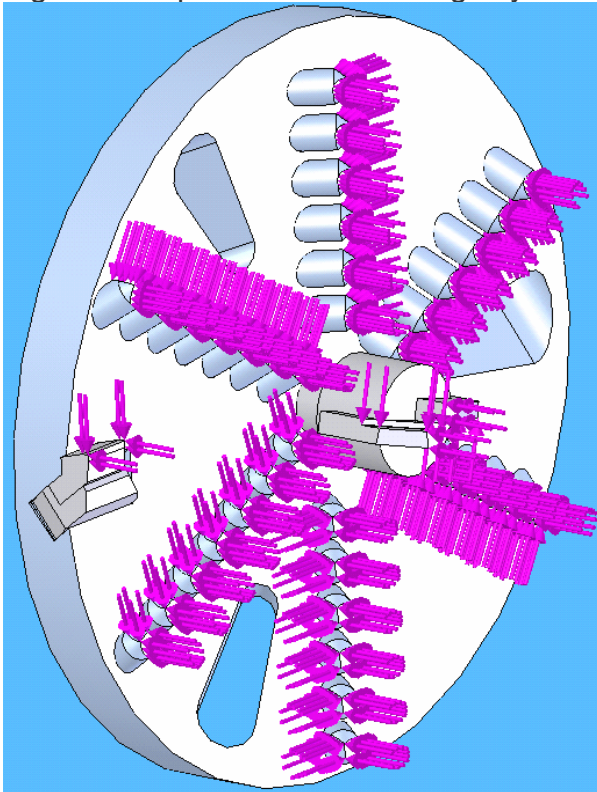


Figura 26. Resultados del análisis de resistencia por elementos finitos del disco base.

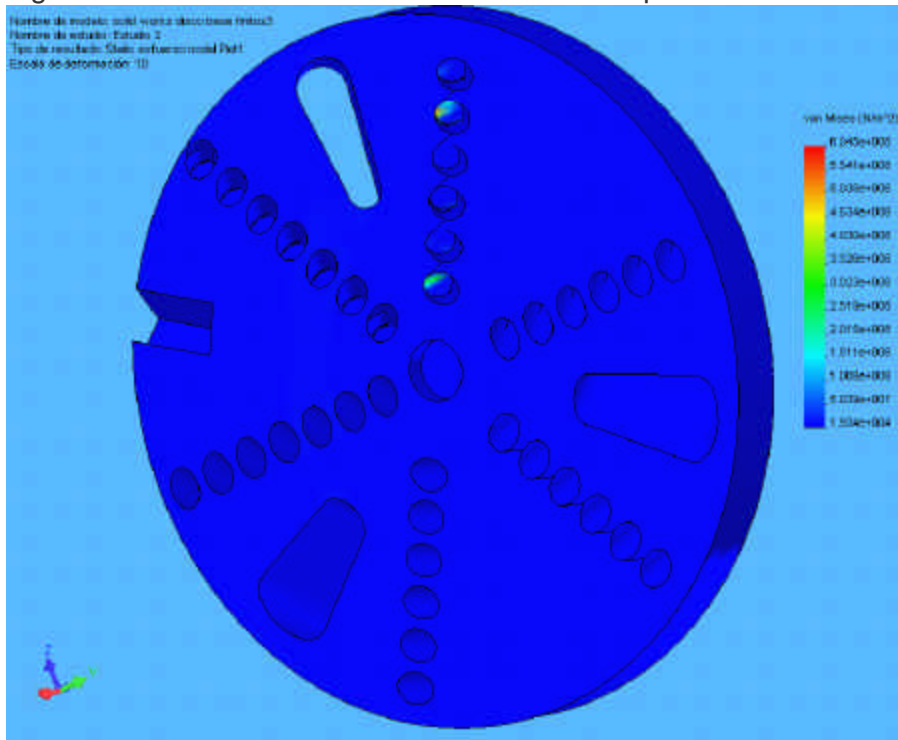


Figura 27. Distribución del factor de seguridad en el disco base.

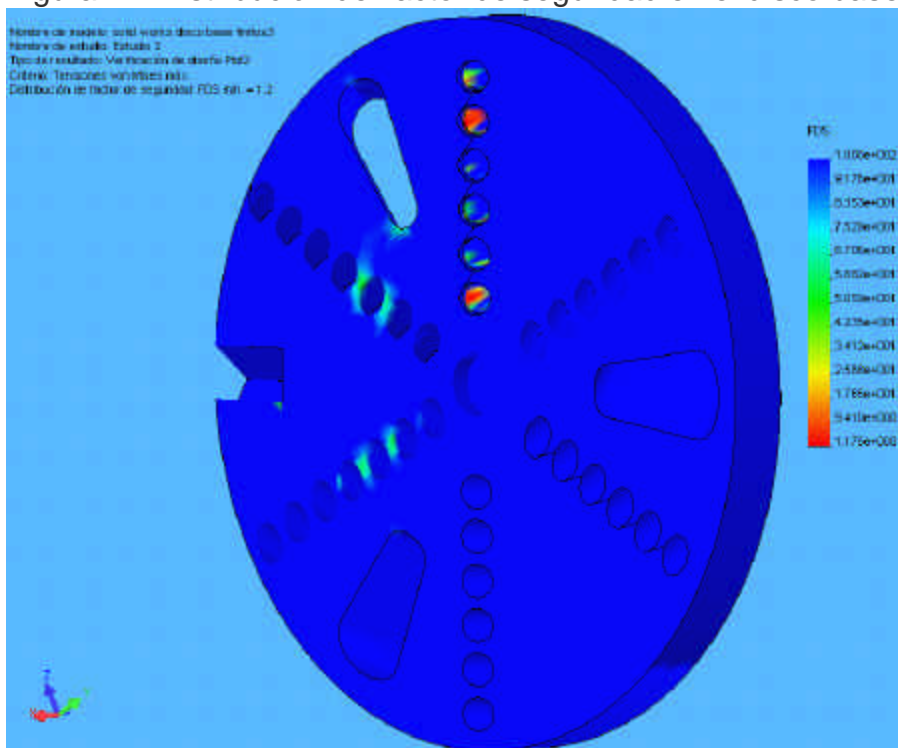
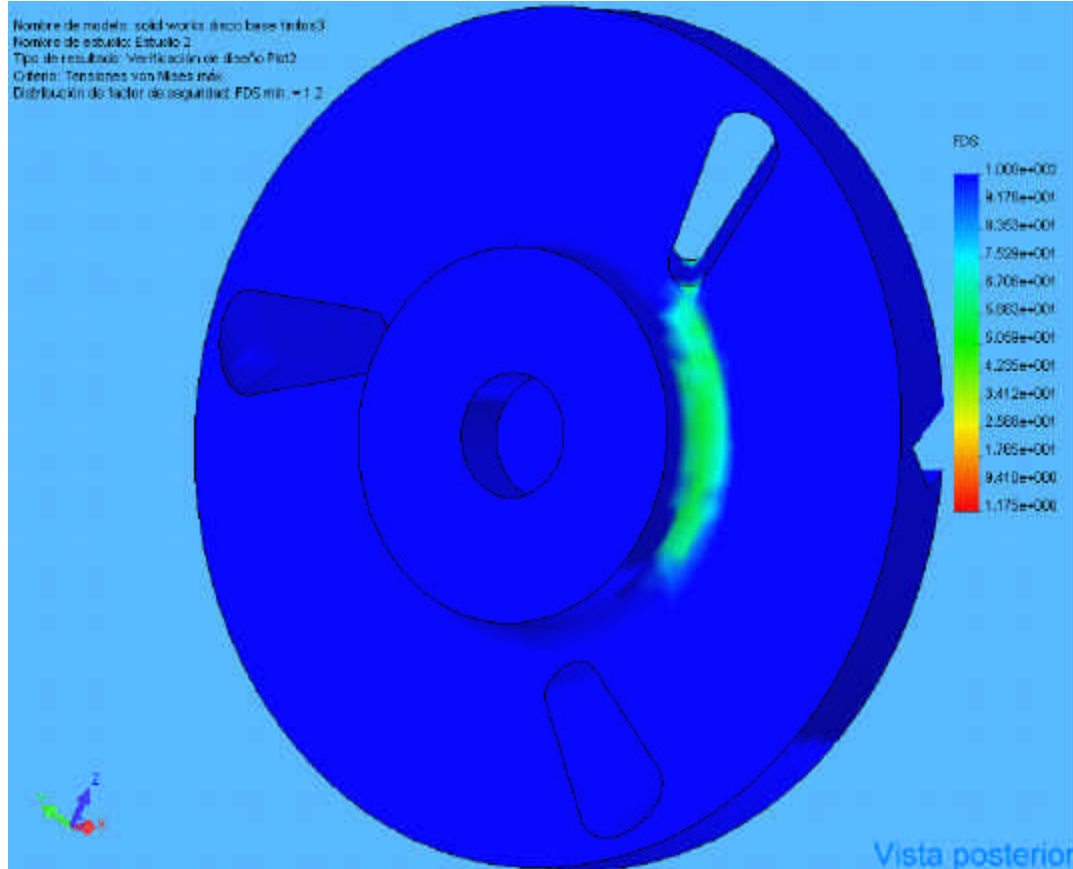


Figura 28. Distribución del factor de seguridad en el disco base (vista posterior).

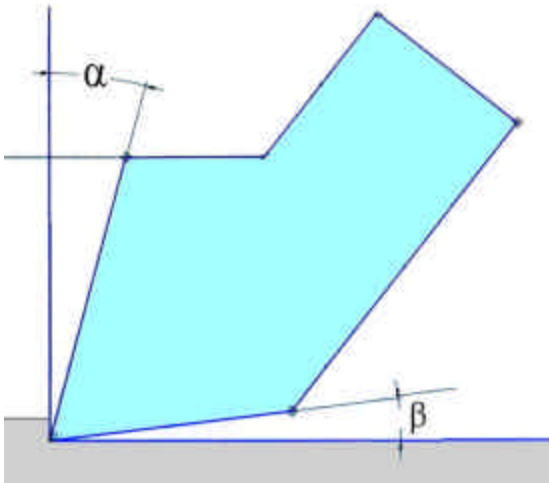


Pica de cincel exterior. Para la parte del borde exterior se hace necesario utilizar una herramienta diferente porque la pica de fricción no puede abarcar totalmente el área a perforar. La herramienta a utilizar se basa en una pica de cincel⁷ utilizada también en algunas rozadoras que aunque se utiliza principalmente para rocas blandas se considera puede ser utilizada en el diseño ya que se estima que la microtuneladora sólo trabajará en rocas duras por breves periodos de tiempo, esta herramienta es diseñada según los parámetros descritos en la sección 2.1.1. Figura 29.

También se incluye un sistema que permite la retracción de la pica de cincel ya que puede presentarse que la herramienta quede demasiado forzada después de haber efectuado la perforación y se dificulte el retroceso de la máquina por quedar el disco base demasiado ajustado. (Figura 30).

⁷ CORNEJO ÁLVAREZ, Laureano. Las máquinas rozadoras en túneles y minas. En: Revista de obras públicas, (marzo 1985); p. 179.

Figura 29. Ángulos de la pica de cincel.



En las figuras 31 y 32 se observan los resultados del análisis de resistencia por elementos finitos de la pastilla pica cincel y su soporte con un acero AISI 4340 normalizado de donde se observa que los factores de seguridad nos garantizan la resistencia del material, teniendo en cuenta que la propiedad mas importante sobre la pastilla de la pica de cincel es la resistencia al desgaste.

Figura 30. Sistema retracción de la pica de cincel.

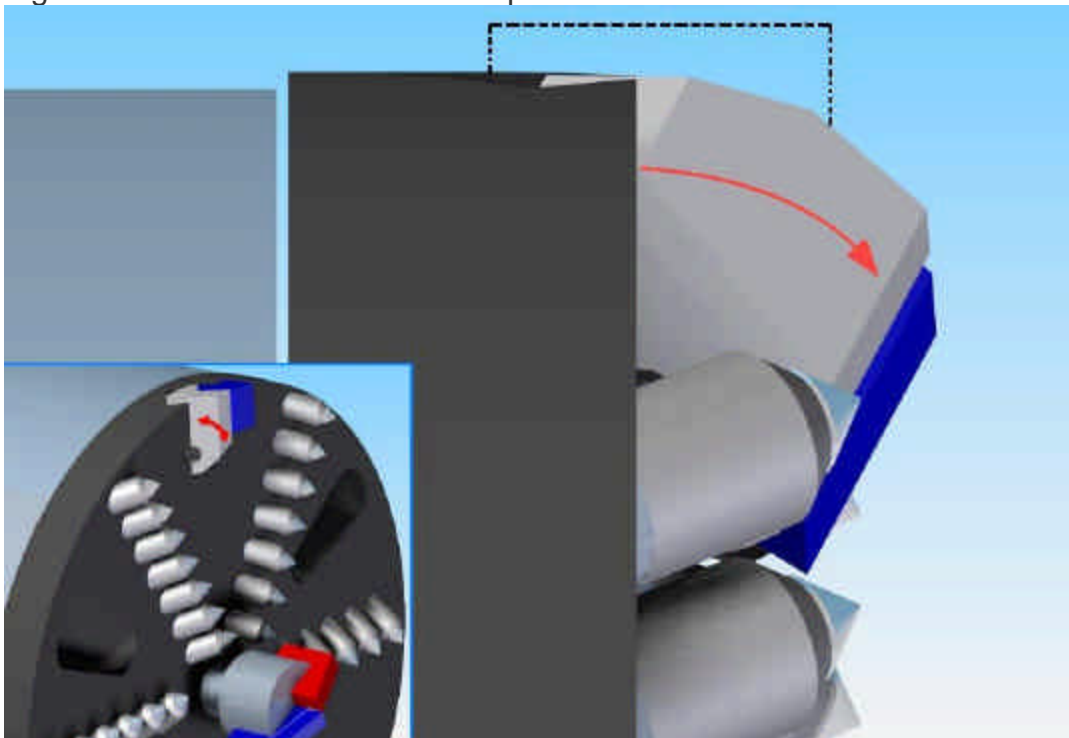


Figura 31. Distribución del factor de seguridad sobre la pastilla de la pica cincel.

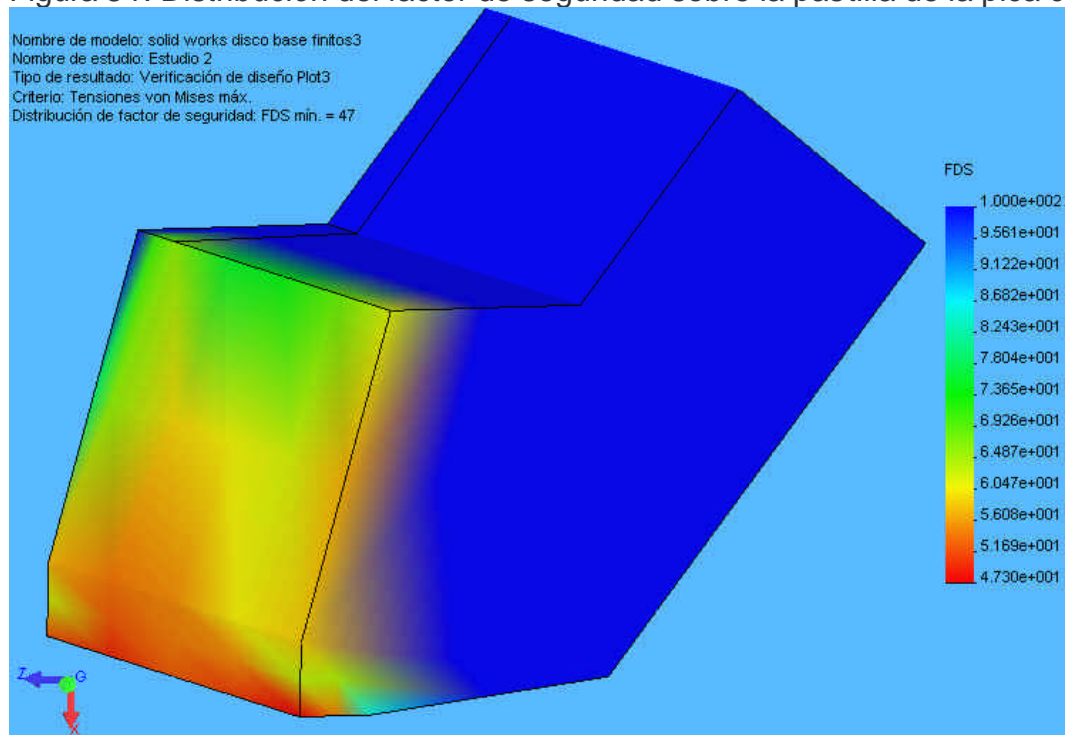
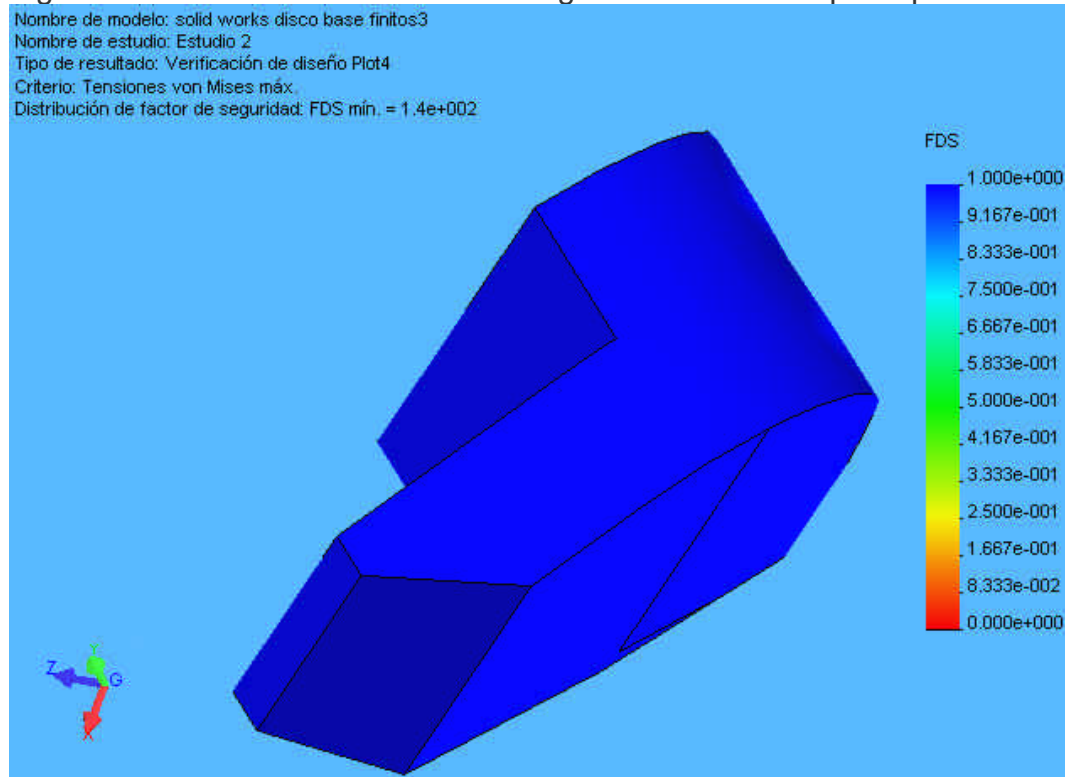


Figura 32. Distribución del factor de seguridad sobre el soporte pica cincel.



Herramienta de corte central. Es necesario incluir una herramienta de corte central debido a que las picas no alcanzan a cubrir totalmente la superficie del centro de la perforación. El diseño de esta herramienta se basa en las barrenas de perforación que constan de un soporte y unas pastillas de material duro. La comprobación de la resistencia de esta herramienta se hace también aplicando el análisis por elementos finitos como se muestra en la figuras 33, 34 y 35, teniendo en cuenta que esta herramienta debe suplir el corte que efectuarían las picas ubicadas en esta posición.

Esta herramienta va acoplada al disco base por medio de interferencia y debe ser de un material duro como el carburo de tungsteno (también conocido como WIDIA), aunque en el análisis de elementos finitos que se muestra a continuación se hace con un acero AISI 4340 normalizado con resultados aceptables, se debe tener en cuenta que la propiedad más importante no es la resistencia a la fractura sino la resistencia al desgaste. Esta herramienta debe tener una mayor resistencia al desgaste ya que está sometida a un esfuerzo mayor dado que no tiene la propiedad de girar como lo hace la pica y por lo tanto está expuesta a un mayor desgaste por el rozamiento contra la superficie a excavar.

Figura 33. Herramienta de corte central.

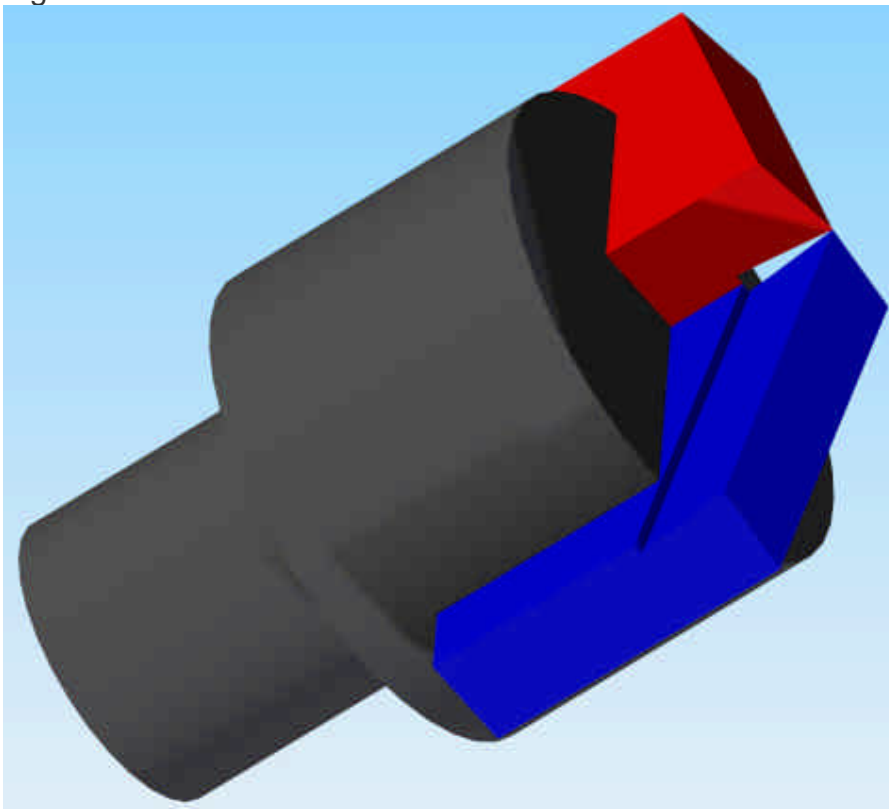


Figura 34. Resultados del análisis de resistencia por elementos finitos de la herramienta de corte central.

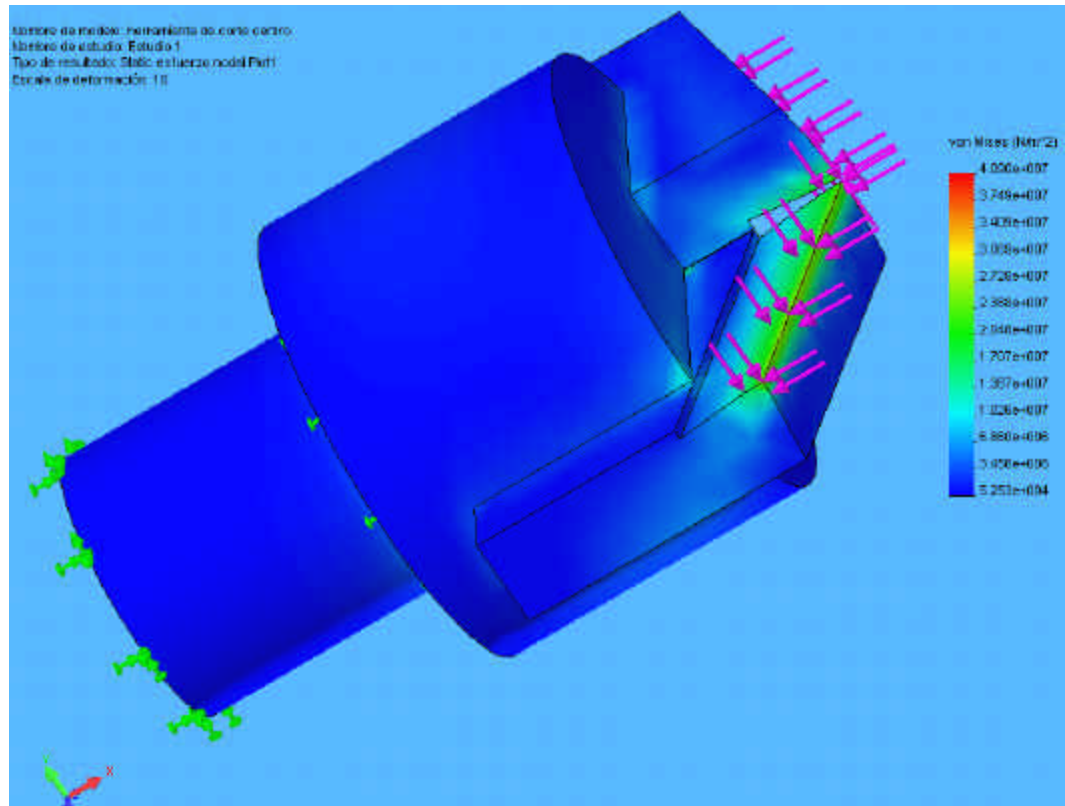
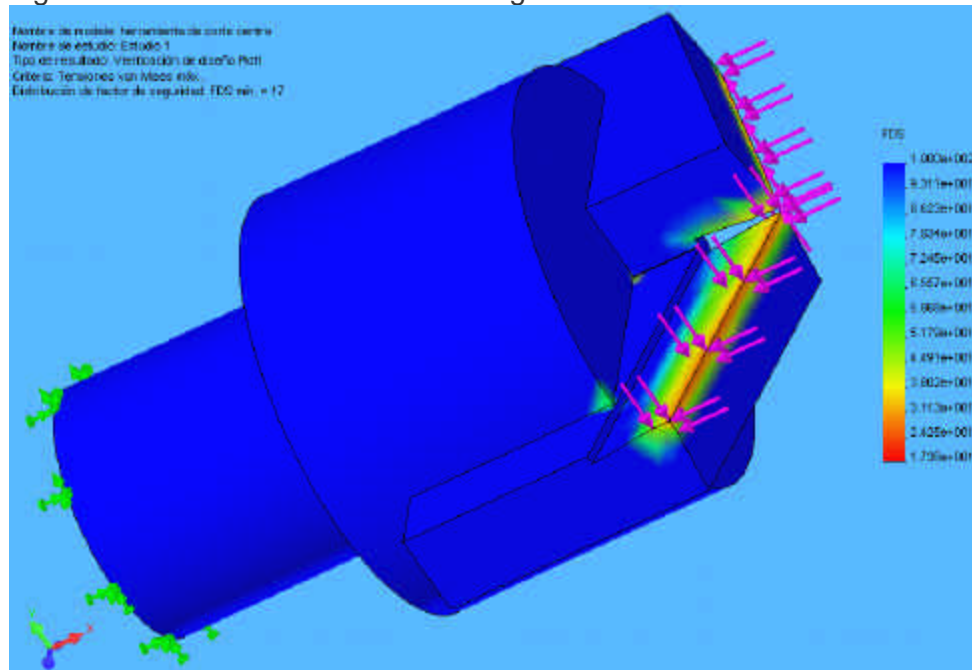


Figura 35. Distribución del factor de seguridad sobre la herramienta de corte central.



2.2 DISEÑO DEL MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA AL SISTEMA DE CORTE.

2.2.1 Selección del motor. El sistema de corte requiere de un par de torsión y un empuje descrito en la tabla 3 de la sección 2.1.1. Para una velocidad de rotación de 60rpm, se tienen los siguientes valores de par de torsión requeridos para los tres niveles de penetración d que se estiman apropiados para el diseño (tabla 4).

Tabla 4. Nivel de penetración vs. Par de torsión.

d (mm)	S (mm)	Número de picas	Fc (N)	FN (KN)	Par de torsión total (Nm)	Potencia corte (HP)
0,9	3,12	56,13	77,6300	20,21	400,37	3,37
1,0	3,46	50,52	95,8300	18,19	439,66	3,71
1,1	3,81	45,93	115,9600	16,53	477,59	4,02

La velocidad nominal de los motores trifásicos de inducción estándar está entre 1200rpm y 3600rpm como se observa en el anexo 14, luego para disminuir etapas de reducción de velocidad se elige un motor de 1200rpm y tomando una penetración de 1mm se determina teniendo como base la tabla 4 que la potencia requerida del motor es de 4HP.

Una vez determinados estos valores se selecciona el motor de tipo 1LA7 113-6YA60 de la marca Siemens (ver anexo 14) porque cumple con la potencia requerida, 4HP, la velocidad nominal y unas dimensiones apropiadas para el diseño (Tabla 5).

Tabla 5. Datos técnicos nominales del motor seleccionado.

Tipo	1LA7 113-6YA60
Tamaño IEC	112M
Potencia HP	4
In	15 A
Voltaje nominal	220 V
Velocidad nominal	1150 rpm
Par de torsión nominal	24.78 N-m

2.2.2 Diseño del tren de engranes del reductor sistema de corte.

Conocidos los valores de par de torsión de entrada y de salida del tren de engranajes se procede a su cálculo, para el que se tienen en cuenta los siguientes

parámetros: diámetro de paso, ancho de cara, materiales, método de fabricación, y factores de seguridad buscando una configuración que permita el menor tamaño posible de los engranajes. Los valores calculados dependen de la precisión de acoplamiento que se requiere, la vida útil, el ángulo presión, la forma del diente, el método de manufactura del engrane, el rango de temperaturas de operación y la confiabilidad deseada.

Los factores de seguridad se calculan tanto para fallas por fatiga a flexión como por fatiga superficial. Se inicia calculando los esfuerzos a flexión ya que si el material seleccionado los resiste, es posible ajustar su dureza para mejorar su vida al desgaste sin tener que hacer cambios en el diseño. Si aumentamos el tamaño de los dientes mejoramos la resistencia a la flexión, y en menor medida la resistencia al desgaste por fatiga superficial, siendo el tamaño de los dientes la variable principal en el diseño.

Para calcular los esfuerzos se determinan primero las cargas que actúan sobre los dientes. Conocidos el par de torsión y la relación de velocidad del tren se ha supuesto un radio de paso para el piñón o para el engrane y se calculan las cargas tangencial, radial y normal que actúan sobre los dientes. Un diámetro de paso mas grande reduce la carga en el diente, pero incrementa la velocidad de la línea de paso, entonces se busca un punto medio razonable entre estos factores. En el caso de radio de paso pequeño, el piñón tendrá pocos dientes y no podrá evitar interferencias con el engrane.

Para definir el diámetro de paso preliminar se toma el más pequeño que genere el número de dientes mínimo permitido para el piñón y de esta manera obtener engranes lo mas pequeños posibles. Se calculan el esfuerzo a flexión con las cargas obtenidas, suponiendo un ancho de cara y trabajando con el módulo o paso diametral supuesto anteriormente; para el factor de seguridad tanto a flexión como a contacto se busca el esfuerzo permisible para un material de prueba y se compara con el esfuerzo de diseño, si el valor obtenido es grande o demasiado pequeño se ajustan los valores supuestos hasta obtener una solución aceptable.

✍ Cinemática del tren reductor de velocidad. Reducción de velocidad de 1150rpm a 60rpm.

Para obtener una reducción de 1150rpm (velocidad nominal del motor) a 60rpm (velocidad necesaria a la salida) diseñamos un tren de engranajes tipo compuesto ya que con un tren de tipo simple se obtendría un tamaño del tren grande que no se ajusta al espacio supuesto en la máquina, además esta reducción de velocidad

genera una relación de velocidad angular mayor de 10 que no es recomendable hacerla en una sola etapa para ninguna aplicación (Figura 36).

Figura 36. Reductor de velocidad.



Fuente: Elementos de máquinas. HAMROCK, Bernard J. JACOBSON, Bo O. SCHIMD, Steven R. McGraw-Hill. Pág. 636.

Para este tipo de trenes la relación del tren m_v es:

$$m_v = \frac{\text{producto del numero de dientes de los engranes impulsados}}{\text{producto del numero de dientes de los engranes impulsores}} = \frac{N_1 N_3 N_5}{N_2 N_4 N_6} \quad (10)$$

La relación del tren es entonces:

$$m_v = \frac{1150}{60} = 19.17$$

Para este caso resultan convenientes varias etapas, cuatro en total como se ve a continuación.

$$\sqrt[4]{19.17} = 2.092$$

Se toma un ángulo de presión ϕ de 20° por ser el de uso más común⁸ y un número mínimo de dientes de 18^9 . Como el número de dientes del engrane debe ser un entero buscamos la combinación con el piñón posible más pequeño que cumpla la relación requerida. Multiplicamos la relación por el número de dientes del piñón y se elige el valor mas cercano a un entero como se muestra en la tabla 6.

⁸ Diseño de máquinas. NORTON Robert L. 1 Ed. PRENTICE HALL. Pág. 708.

⁹ Ibid., p. 717.

Tabla 6. Selección del número de dientes del piñón/engrane.

N (piñón)	m_v	N (engrane)
18	2,09236115	37,66
19	2,09236115	39,75
20	2,09236115	41,85
21	2,09236115	43,94
22	2,09236115	46,03
23	2,09236115	48,12
24	2,09236115	50,22
25	2,09236115	52,31

La composición del tren es entonces:

$$m_v \approx \frac{(46)(46)(46)(46)}{(22)(22)(22)(22)} \approx 19.12$$

$$\omega_D \approx \frac{\omega_A}{m_v} \approx \frac{1150}{19.12} \approx 60.1 \approx 60 \text{rpm} \quad (11)$$

 Geometría del piñón y el engrane.

El módulo determina el tamaño de los dientes y la distancia central, entre mayor sea este, mayor será el tamaño que ocupen el tren de engranes dentro de la máquina, de tal manera se busca el de valor más bajo que cumpla los parámetros de carga requeridos. El módulo se define como la razón del diámetro de paso al número de dientes, como valor preliminar se supone un módulo de valor 2.5.

$$m \approx \frac{d_g}{N_g} \approx \frac{d_p}{N_p} \quad (12)$$

d_p = diámetro de paso del piñón
 d_g = diámetro de paso del engrane
 m = módulo
 N_g = número de dientes del engrane
 N_p = número de dientes del piñón

$$d_p \approx mN_p \approx (2.5)(22) \approx 55 \text{ mm}$$

$$d_g \approx mN_g \approx (2.5)(46) \approx 115 \text{ mm}$$

Distancia entre centros

$$c_d = \frac{d_p + d_g}{2} = 85 \text{ mm} \quad (12)$$

Los demás valores geométricos (figura 37) se calculan con base en el paso diametral según las especificaciones dadas por la AGMA (American Gear Manufacturers Association) para dientes de engrane de altura total¹⁰, tabla 7.

Tabla 7. Especificaciones de dientes AGMA de profundidad total.

Parámetro	Paso fino (pd<20)	Paso grueso (pd=20)
Ángulo de presión F	20 o 25°	20°
Altura de la cabeza a	1,000/ pd	1,000/ pd
Altura de la raíz b	1,250/ pd	1,250/ pd
Profundidad de trabajo	2,000/ pd	2,000/ pd
Profundidad total	2,250/ pd	2,200/ pd + 0,002 in
Espesor circular del diente	1,571/ pd	1,571/ pd
Radio del filete-cremallera básica	0,300/ pd	no estándar
Holgura básica mínima	0,250/ pd	0,200/ pd + 0,002 in
Ancho mínimo de la cresta superior	0,250/ pd	no estándar
Holgura (dientes rasurados o rectificadas)	0,350/ pd	0,350/ pd + 0,002 in

Fuente: Diseño de máquinas. NORTON Robert L. 1 Ed. PRENTICE HALL. Pág. 715.

Para los demás valores geométricos se toman las especificaciones de la AGMA para dientes de engrane de profundidad total¹¹.

Ancho de cara. El ancho de cara B es función del módulo (m) y debe estar dentro de los límites $8m \leq B \leq 16m$. Como ancho preliminar se toma $B=8m$, de esta manera $B = 20 \text{ mm}$.

Razón de contacto. La razón de contacto define el número promedio de dientes en contacto en cualquier momento, asegurando una acción suave y continua, cuando un par de dientes termina su contacto, otro par sucesivo ya debe haber

¹⁰ Ibid., p. 715.

¹¹ Ibid., p. 715.

entrado en acción, la razón de contacto¹² se determina mediante la siguiente ecuación.

$$C_r = \frac{1}{p_c \cos \phi} \left\{ \sqrt{r_{op}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{og}^2 - r_{bg}^2} \right\} \frac{c_d \tan \phi}{p_c} \quad (13)$$

Donde:

C_r = razón de contacto
 p_c = paso circular (pd)/N (mm)
 ϕ = ángulo de presión
 r_{op} = radio exterior del piñón
 r_{bp} = radio base del piñón
 r_{og} = radio exterior del engrane
 r_{bg} = radio base del engrane
 C_d = distancia central

$$p_c = \frac{m}{2} = \frac{12.5}{2} = 6.2832 \text{ mm} \quad (14)$$

$$r_{op} = \frac{d_p}{2} = a = \frac{42}{2} = 21 \text{ mm} \quad (15)$$

$$r_{og} = \frac{d_g}{2} = a = \frac{184}{2} = 92 \text{ mm} \quad (16)$$

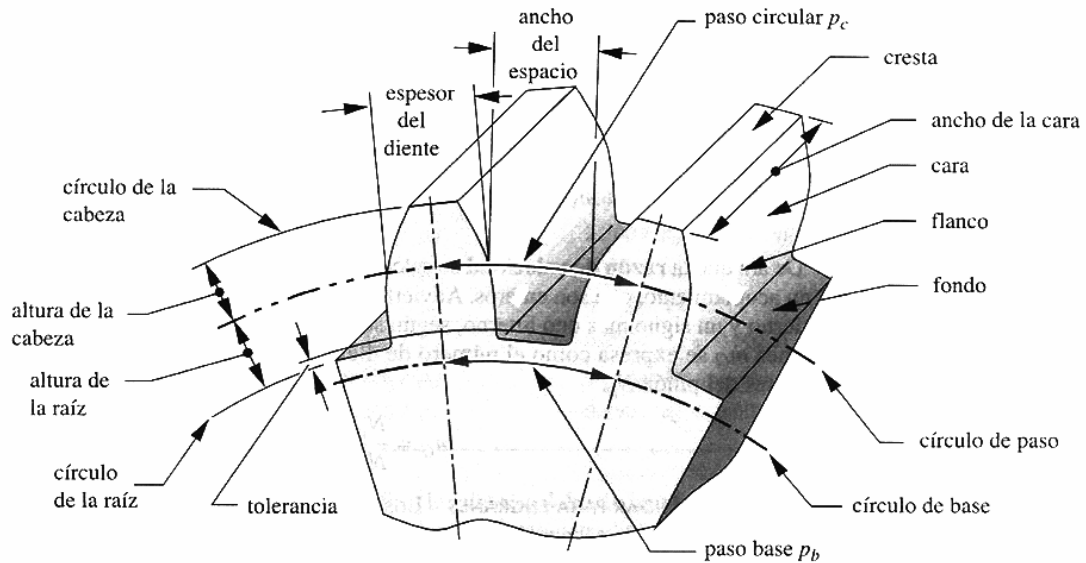
$$r_{bp} = \frac{d_p}{2} \cos \phi = 21 \cos 20^\circ = 19.733 \text{ mm} \quad (17)$$

$$r_{bg} = \frac{d_g}{2} \cos \phi = 92 \cos 20^\circ = 86.451 \text{ mm} \quad (18)$$

$$C_r = \frac{1}{6.2832 \cos 20^\circ} \left\{ \sqrt{21^2 - 19.733^2} + \sqrt{92^2 - 86.451^2} \right\} \frac{113 \tan 20^\circ}{6.2832} = 1.706$$

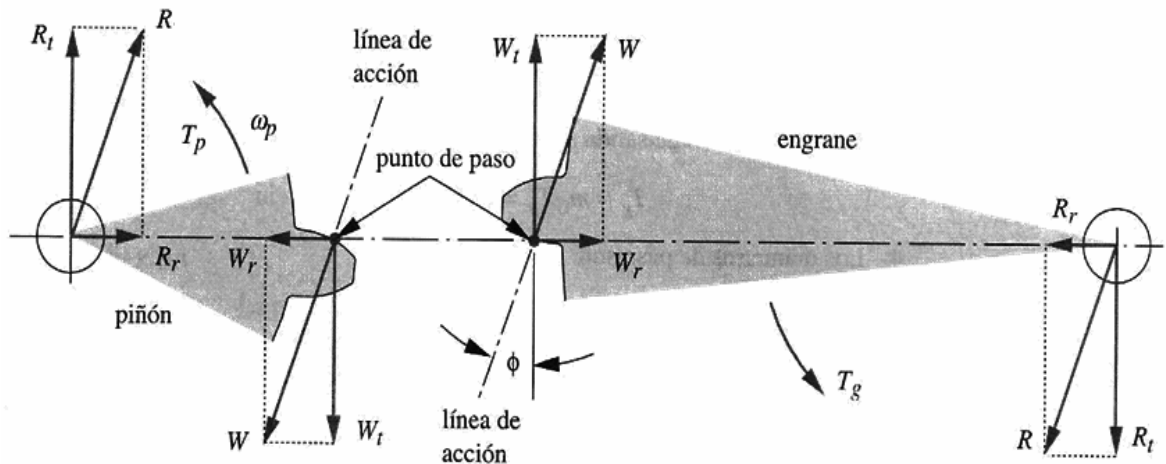
¹² Elementos de Máquinas. Hamrock,/Jacobson/Schimd. McGrawHill Pág. 641.

Figura 37. Nomenclatura básica del piñón.



Fuente: Diseño de máquinas. NORTON Robert L. 1 Ed. PRENTICE HALL. Pág. 713.

Figura 38. Cargas que actúan en el piñón y el engrane.



Fuente: Diseño de máquinas. NORTON Robert L. 1 Ed. PRENTICE HALL. Pág. 730.

La potencia transmitida por un eje rotacional es:

$$P \text{ ? } M \text{ ? } M \text{ ? } W_t r \quad (19)$$

$$M \text{ ? } \frac{22371P}{\text{? } N_g} \text{ ? } \frac{(22371)(4)}{1150} \text{ ? } 24.77 \text{ Nm} \quad (20)$$

La fuerza tangencial en el piñón es:

$$W_t = \frac{2000M}{d_p} = \frac{(2000)(24.77)}{55} = 900.73 \text{ N} \quad (21)$$

Donde:

W_t = fuerza tangencial en N
 d_p = diámetro de paso en in
 m = módulo en mm
 n_p = velocidad de rotación del piñón en rpm
 W = fuerza normal en N
 W_r = fuerza radial en N
 P = potencia transmitida en HP

De la figura 38 se observa que:

$$W = \frac{W_t}{\cos 20^\circ} \quad \text{y} \quad W_r = W_t \tan 20^\circ \quad (22)$$

$$W = \frac{900.73}{\cos 20^\circ} = 958.54 \text{ N}$$

$$W_r = 900.73 \tan 20^\circ = 327.84 \text{ N}$$

Esfuerzo de flexión. La fórmula fundamental para el esfuerzo de flexión¹³ en un diente del engrane es:

$$\sigma_b = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{bm_t} \frac{K_M K_B}{Y_J} \quad (23)$$

Donde:

K_o = factor de aplicación o sobrecarga
 K_M = factor de distribución de carga
 m_t = módulo métrico transversal
 K_s = factor de tamaño
 K_B = factor de espesor del aro
 K_I = factor de engrane intermedio
 K_v = factor dinámico
 B = ancho de cara
 Y_J = factor geométrico de resistencia a flexión

¹³ Tomado de AGMA

El factor de seguridad se define como:

$$N_b = \frac{S_{fb}}{S_b} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad (24)$$

Donde:

N_b = Factor de seguridad a flexión
 S_{fb} = Resistencia a la fatiga por flexión corregida
 S_{fb}' = Resistencia a la fatiga por flexión
 K_L = Factor de vida
 K_R = Factor de confiabilidad
 K_T = Factor de temperatura
 S_b = Esfuerzo a flexión

Se toma K_f y K_s con el valor de 1, ya que el engrane es macizo, no existen engranes intermedios. K_a toma el valor de 1.25 por que la fuente impulsora es uniforme (motor eléctrico), y el engrane soportará impactos ligeros¹⁴. El valor del factor de distribución de carga K_m corresponde a 1.6 por ser el ancho de cara menor a 50mm¹⁵. El factor geométrico corresponde a dientes de profundidad total de 20° con carga en las puntas y su valor es de 0.34 para el piñón y 0.4 para el engrane¹⁶. Para calcular el factor dinámico K_v utilizamos las siguientes expresiones¹⁷:

$$K_v = \frac{A \sqrt{200V_t}}{A} \quad A = 50 \text{ a } 56(1 + B) \quad B = 0.25(12 + Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (25)$$

$$V_t = \frac{n_p d_p}{60000} = 3.311 \text{ m/s} \quad (26)$$

Donde V_t es la velocidad de la línea de paso en m/s. Para esta velocidad de línea de paso podemos tomar un valor de calidad¹⁸ de engrane Q_v de 6, para obtener:

$$B = 0.825 \quad A = 59.773 \quad K_v = 1.344$$

Para el piñón:

¹⁴ NORTON, Op. cit., p. 741.

¹⁵ Ibid., p. 740.

¹⁶ Diseño en ingeniería mecánica. SHIGLEY Joseph E. MISHKE Charles R. McGraw-Hill/Interamericana Pág. 925.

¹⁷ NORTON, Op. cit., p.741.

¹⁸ Ibid., p. 730.

$$\sigma_{bp} = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_M K_B}{Y_J} = 142.4 \text{ MPa}$$

Para el engrane:

$$\sigma_{bg} = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_M K_B}{Y_J} = 121.04 \text{ MPa}$$

Factor de vida K_L . El número de ciclos de carga se define como el número de contactos de acoplamiento bajo carga, del diente analizado. Para un trabajo de 8 horas diarias, durante 300 días al año y para 5 años tenemos:

$$N = 1150 \text{ rpm} (60 \text{ min/h}) (8 \text{ h/día}) (300 \text{ días/año}) (5 \text{ años}) = 8.28 \text{ E}8 \text{ ciclos}$$

Podemos calcular K_L basados en la grafica para diferentes durezas de acero que relaciona el factor con el número de ciclos¹⁹. Como N es mayor que 10E7 ciclos se utiliza la siguiente ecuación para aplicaciones comerciales:

$$K_L = 1.3558 N^{0.0178} = 1.3558 (8.28 \text{ E}8)^{0.0178} = 0.94 \quad (27)$$

El factor de temperatura toma el valor de uno para valores de temperatura del aceite lubricante menores a 250°F. Para temperaturas mayores:

$$K_T = \frac{460 + T_f}{620} \text{ para } T_f \text{ en } ^\circ\text{F} \quad (28)$$

El factor de confiabilidad²⁰ K_R es de 1 para una confiabilidad del 99%. La resistencia a la fatiga por flexión para el acero²¹ endurecido en su masa grado 2 se calcula por medio de la ecuación:

$$S_{fb}' = 0.7255 H_B = 201 \text{ MPa} \quad (29)$$

Donde H_B es la dureza superficial del material, para HB de 325 obtenemos $S_{fb}' = 441.32 \text{ MPa}$.

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' = \frac{0.94}{(1)(1)} (441.32) = 414.85 \text{ MPa}$$

Para el piñón y el engrane S_{fb} es igual si los dos son fabricados del mismo material.

¹⁹ Ibid., p. 751.

²⁰ Ibid., p. 752.

²¹ SHIGLEY, Op. cit., p.741.

$$N_{bp} = \frac{S_{fb}}{?_{bp}} = \frac{414.85}{142.4} = 2,91 \quad N_{bg} = \frac{S_{fb}}{?_{bg}} = \frac{441.85}{121.04} = 3,43$$

La fórmula fundamental para el esfuerzo de contacto²² en un diente de engrane es:

$$?_c = C_E \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (30)$$

Donde:

C_E = coeficiente elástico

d_{w1} = diámetro de paso del piñón

S_c = esfuerzo a contacto

Z_R = factor de condición superficial para resistencia a la picadura

Z_I = factor geométrico para resistencia a la picadura

b = ancho de cara del elemento mas angosto

Los factores K_o , K_m , K_v y K_s son iguales respectivamente a K_o , K_m , K_v y K_s en su definición como en el valor asumido para el esfuerzo de flexión. El factor de geometría superficial K_I toma en consideración de los radios de curvatura de los dientes del engrane y el ángulo de presión. Se define como:

$$Z = \frac{\cos ?}{\frac{1}{?_p} + \frac{1}{?_g} - \frac{d_p}{?_g}} \quad ?_p = \sqrt{\frac{d_p}{2} + m^2} \quad ?_g = \frac{d_p}{2} \cos ? \quad ?? = m \cos ? \quad (31) \quad (32)$$

$$?_g = C_d \sin ? \quad ?_p \quad (33)$$

Donde:

$?$ = ángulo de presión en °

$d_{p,g}$ = diámetro de paso del piñón y engrane respectivamente en mm

$?_{p,g}$ = radio de curvatura piñón y engrane respectivamente en mm

m = módulo

C_d = distancia entre centros

$$?_p = 5.910 \text{ mm}$$

$$?_g = 32.738 \text{ mm}$$

$$Z = 0.112$$

²² Tomado de AGMA

El coeficiente elástico C_p se define como:

$$C_E = \sqrt{\frac{1}{\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g}}} \quad (34)$$

Donde:

C_E = coeficiente elástico en (MPa)^{0.5}

$\nu_{p,g}$ = relación de Poisson piñón engrane respectivamente

E = módulo de elasticidad MPa

Para el piñón y el engrane $E = 207$ MPa y $\nu = 0.3$ (Acero):

$$C_p = 190.272 \text{ MPa}^{0.5}$$

El factor de acabado superficial Z_R es 1, el esfuerzo por contacto en el engrane y el piñón se muestra a continuación donde d corresponde al diámetro de paso menor de los engranes en contacto.

$$\sigma_{cp} = C_E \sqrt{W_t K_0 K_v K_s \frac{K_m}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}} = 856.11 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$\sigma_{cg} = C_E \sqrt{W_t K_0 K_v K_s \frac{K_m}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}} = 856.11 \text{ MPa} \quad (36)$$

Obtenemos un valor igual ya que como primer suposición el ancho de cara es igual para el piñón y el engrane.

El factor de seguridad por contacto se define como:

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' \quad (37) \quad (38)$$

Donde:

N_c = factor de seguridad a contacto

S_{fc} = resistencia a la fatiga por contacto corregida MPa

S_{fb}' = resistencia a la fatiga por contacto MPa

C_L = factor de vida

s_c = esfuerzo por contacto MPa

Los factores C_T y C_R son iguales respectivamente a K_T y K_R en su definición como en su valor asumido para el esfuerzo de flexión. El factor de vida para contacto K_L se calcula con el mismo número de ciclos con la siguiente ecuación²³:

$$C_L = 1.4488N^{0.023} = (1.4488)(8.28E8)^{0.023} = 0.98 \quad (39)$$

El factor de razón de dureza C_H aumenta la resistencia aparente del engrane y su valor se calcula mediante la siguiente ecuación²⁴, como la dureza del piñón y el engrane es la misma y con una razón de engrane igual a 4.381 se obtiene:

$$C_H = 1 + A(m_G - 1) \frac{HB_p}{HB_g} \approx 1.2 \quad A = 0 \quad C_H = 1 \quad (40)$$

Para acero 2.55 cromo nitrurado grado 3 el esfuerzo permisible toma el valor de 1896 MPa, entonces la resistencia a la fatiga por contacto del material corregida es:

$$S_{fc} = \frac{(1)(0.98)}{(1)(1)}(1896) = 1858 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es entonces:

$$N_{cp} = \left(\frac{S_{fc}}{s_{cp}} \right)^2 = 4.71 \quad N_{cg} = \left(\frac{S_{fc}}{s_{cg}} \right)^2 = 4.71 \quad (41) \quad (42)$$

El diseño de los engranajes se hace por medio de iteraciones sucesivas hasta obtener factores de seguridad cercanos a 1 y el menor tamaño posible, variando la dureza del material, el ancho de cara y el módulo.

Para los cálculos similares en el proyecto se utilizan tablas de diseño como la mostrada a continuación (tabla 8), modificando los parámetros de entrada

²³ NORTON, Op. cit., p. 754.

²⁴ Ibid., p. 754.

(resaltados en color amarillo) para obtener factores de seguridad (en color verde) y demás valores que intervienen en el cálculo (verde claro).

Tabla 8 .Tabla base para calcular los parámetros de los engranajes.

Parámetro (Magnitud)	Símbolo	Piñón A	Engrane A	Piñón B	Engrane B	Piñón C	Engrane C	Piñón D	Engrane D
Angulo de Presion (°)	a	20	20	20	20	20	20	20	20
Modulo (mm)	m	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Numero de dientes	N	22	46	22	46	22	46	22	46
Razon velocidad angular	mv	2,091	2,091	2,091	2,091	2,091	2,091	2,091	2,091
Diametro de Paso (mm)	dp,dg	55	115	55	115	55	115	55	115
Distancia entre centros (mm)	Cd	85	85	85	85	85	85	85	85
Potencia (hp)	P	4,000	3,920	3,920	3,842	3,842	3,765	3,765	3,689
Eficiencia	e	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
Velocidad Angular (rpm)	n	1150,000	550,000	550,000	263,043	263,043	125,803	125,803	60,167
Momento (Nm)	T	24,77	50,75	50,75	104,00	104,00	213,10	213,10	436,66
Fuerza Tangencial (N)	Wt	900,67	900,67	1845,55	1845,55	3781,69	3781,69	7749,04	7749,04
Fuerza Radial (N)	Wr	327,82	327,82	671,73	671,73	1376,43	1376,43	2820,43	2820,43
Fuerza Normal (N)	W	958,47	958,47	1963,99	1963,99	4024,40	4024,40	8246,35	8246,35
diametro del elemento mas pequeño	dp	55	55	55	55	55	55	55	55
Calidad del engrane	Q	6	6	6	6	6	6	6	6
Factor de Sobre carga	Ko	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1	1
Factor Dinamico	Kv	1,344	1,344	1,240	1,240	1,167	1,167	1,116	1,116
Factor de Tamaño	Ks	1	1	1	1	1	1	1	1
Ancho de Cara	B	20	20	20	20	30	30	40	40
Factor de distribucion de carga	Km	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60
Factor de Espesor de Aro	KB	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor Geometrico flexion	J	0,34	0,4	0,34	0,4	0,34	0,4	0,34	0,4
Coefficiente Elastico	CE	190,272	190,272	190,272	190,272	190,272	190,272	190,272	190,272
Valores Para Calcular Kv A B	A	59,773	59,773	59,773	59,773	59,773	59,773	59,773	59,773
Valores Para Calcular Kv A B	B	0,825	0,825	0,825	0,825	0,825	0,825	0,825	0,825
Velocidad linea de paso (m/s)	V	3,312	3,312	1,584	1,584	0,758	0,758	0,362	0,362
Factor geometrico para el contacto	Z	0,109	0,109	0,109	0,109	0,109	0,109	0,109	0,109
Modulo elastico (MPa)	E	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000
Relecion de Poisson	v	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Dureza Superficial (HB)	HB	330	330	330	330	330	330	330	330
Factor de vida Flexion	Kf	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Factor de Temperatura	Kt	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor Colnfiabilidad 99%	Kc	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor de Vida Contacto	Cl	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
Esfuerzo a flexion (Mpa)	Sb	142,40	121,04	269,24	228,86	346,18	294,25	407,02	345,97
Esfuerzo a Contacto (Mpa)	Sc	856,11	856,11	1177,19	1177,19	1334,83	1334,83	1447,38	1447,38

Esfuerzo Permisible Flexion sin corregir	s _{bper}	441,33	441,33	441,33	441,33	441,33	441,33	441,33	441,33
Esfuerzo Permisible Flexion	s _{bper}	414,85	414,85	414,85	414,85	414,85	414,85	414,85	414,85
Esfuerzo Permisible Contacto sin corregir	s _{cper}	1896,00	1896,00	1896,00	1896,00	1896,00	1896,00	1896,00	1896,00
Esfuerzo Permisible Contacto	s _{cper}	1858,08	1858,08	1858,08	1858,08	1858,08	1858,08	1858,08	1858,08
Factor seguridad Flexion	N _{bg} ,N _{bp}	2,91	3,43	1,54	1,81	1,20	1,41	1,02	1,20
Factor seguridad Contacto	N _{cg} ,N _{cp}	4,71	4,71	2,49	2,49	1,94	1,94	1,65	1,65

2.2.3 Flecha y rodamientos del sistema de transmisión de potencia al sistema de corte.

A continuación se muestra el diseño de la flecha 3 que se observa en las figuras 39, 40 y 41, para este se considera tanto esfuerzos como deflexión. La deflexión es de importancia ya que si existe de manera relevante causará desgaste excesivo en los rodamientos y los elementos que soporta como engranes y poleas pueden fallar por falta de alineación.

Los esfuerzos se pueden calcular en puntos donde se conocen las cargas aplicadas asumiendo diámetros, mientras que la deflexión sólo se conoce con las

dimensiones definitivas del eje. De tal manera que la flecha se diseña considerando los esfuerzos y definida su geometría se determina la deflexión.

✍ Determinación de las cargas de la flecha 3.

Las cargas que soporta la flecha son transmitidas por el engrane D y el piñón C como se muestra en la figura 39.

Figura 39 .Diagrama de cuerpo libre de la flecha con sus elementos montados.

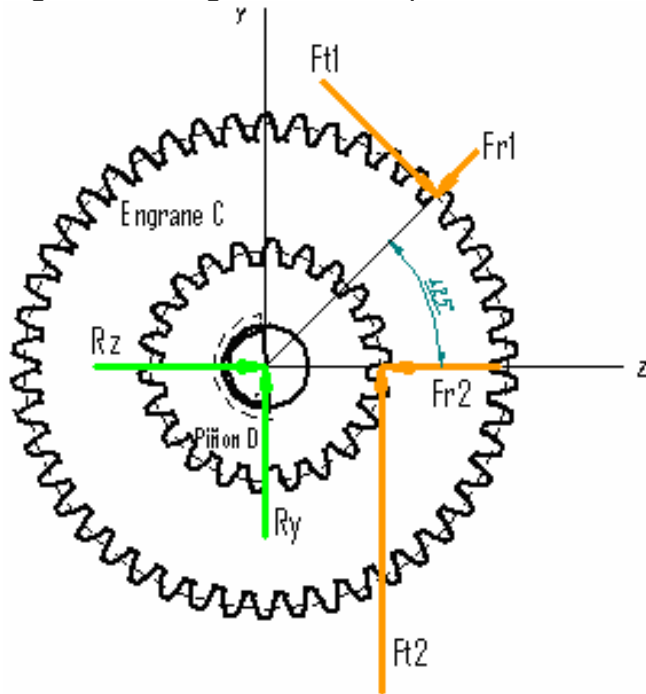


Diagrama de cuerpo libre de la flecha 3.

En las figuras 40 y 41 se observa la flecha como cuerpo libre reemplazando los elementos montados sobre esta, engrane C y piñón D por su carga estáticamente equivalente y el par de torsión correspondiente, también las reacciones se incluyen en el diagrama.

La figura 43 muestra la geometría de la flecha, los valores L1, L2, L3, L4 y L5 se pueden suponer ya que se conoce el ancho de cara de los elementos montados y se supone la distancia entre cojinetes. De esta forma se calcula las reacciones en

Figura 40. Diagrama de orientación de los elementos sobre el eje.



Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de la flecha en el plano ZX.

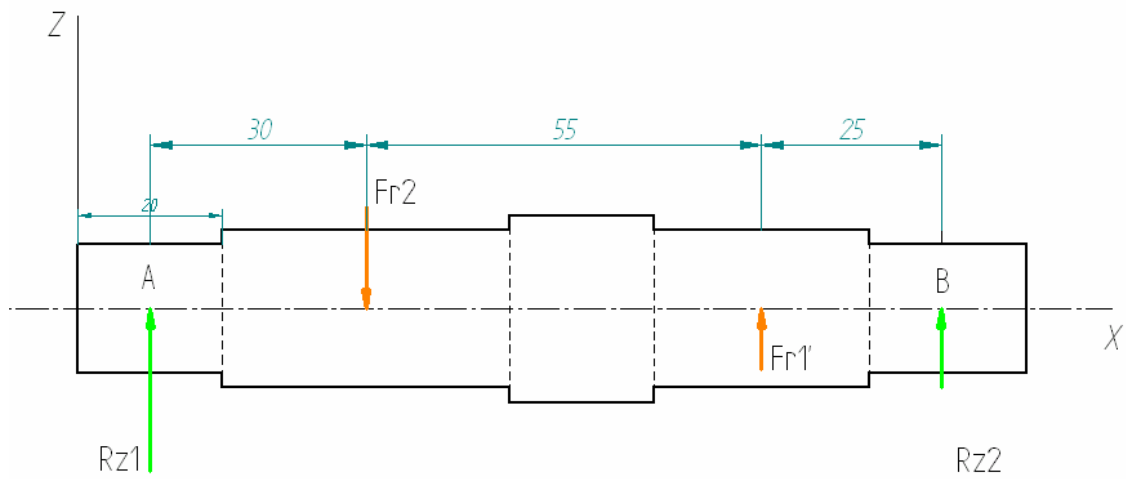


Figura 43. Dimensiones de la flecha .

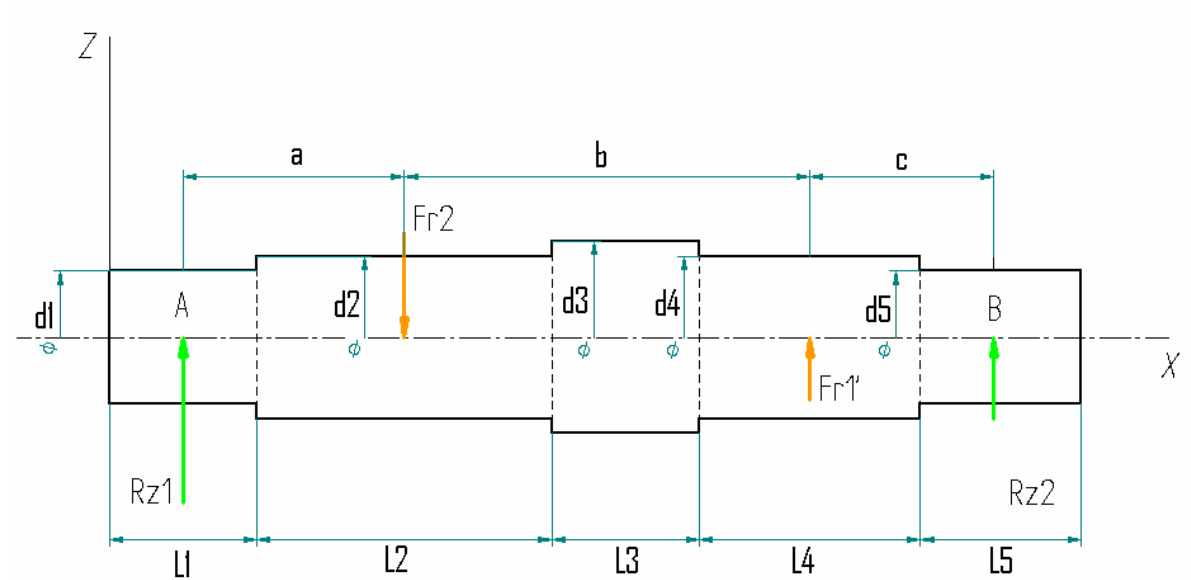


Tabla 9. Valores preliminares de la flecha 3.

Longitud (mm)	
L1	19
L2	31
L3	19
L4	41
L5	19

Cálculo de reacciones. Se descompone la fuerza radial y tangencial (F_{t1} , F_{r1}) de la figura 39 en las direcciones correspondientes Y y Z. los valores en cada dirección se ven en las figuras 41 y 42 (F_{r1}' , F_{t1}'), es necesario realizar este análisis ya que la orientación del conjunto de entrada (engrane C, piñón C) y salida (engrane D, piñón D) tienen planos de acción diferentes como se ve en la figura 40.

$$F_{t1}' = F_{t1} \cos 45.2^\circ = F_{r1} \sin 45.2^\circ = 3718.05 \text{ N} \quad Y \quad \text{Figura 41} \quad (43)$$

$$F_{r1}' = F_{t1} \sin 45.2^\circ = F_{r1} \cos 45.2^\circ = 1540.08 \text{ N} \quad Z \quad \text{Figura 42} \quad (44)$$

$$\sum M_A = 0 \quad \sum M_B = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum F_z = 0 \quad (45) \quad (46) \quad (47) \quad (48)$$

Valores conocidos:

$$\sum F_y = 0 \quad F_{t2} = 7749.03 \text{ N} \quad F_{r2} = 2820.42 \text{ N} \quad F_{t1}' = 3718.25 \text{ N} \quad F_{r2}' = 1539.85$$

$$F_{t2} = R_{Y2} = R_{Y1} = F_{t1}' = 0$$

$$30F_{t2} = 100R_{Y2} = 85F_{t1}' = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{Y1} = 4808.02 \text{ N} \quad Y$$

$$R_{Y2} = 700.77 \text{ N} \quad Y$$

$$\sum F_z = 0 \quad R_{Z1} = F_{r1}' = R_{Z2} = F_{r2} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad 30F_{R2} = 100R_{z2} = 85F_{R1}' = 0$$

$$R_{Z2} = 554.7 \text{ N} \quad Z$$

$$R_{Z1} = 1661.83 \text{ N} \quad Z$$

La tabla 10 muestra las cargas, reacciones, momento y velocidad angular de la flecha en estudio (flecha 3), donde Ra y Rb son los valores a tener en cuenta para seleccionar los rodamientos. Todos los valores de fuerza en Newton.

Tabla 10. Valores calculados de la flecha 3.

T (Nm)	Ángulo	F1y (N)	F1z (N)	F2y (N)	F2z (N)	Ray (N)	Raz (N)	Rby (N)	Rbz (N)	Ra (N)	Rb (N)	? (rpm)
125,8	42,5	7749,03	-2820,42	-3718,05	1540,08	-4921,75	1739,57	890,77	-459,23	5220,13	1002,18	231,1

Con el valor de las cargas, reacciones y velocidad de rotación conocida se pueden seleccionar cojinetes adecuados, y de esta manera obtener un diámetro base (diámetro interior del cojinete) que sirve para un diseño preliminar de la flecha.

Selección de rodamientos

Figura 44a. Interfase selección de rodamientos Manual Ingeniería.

Figura 44b. Interfase selección de rodamientos Manual Ingeniería.

Designation	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [N]	C0 [N]	rpm(gr)	rpm(oil)
61804	20.0	32	7.0	2700	1500	19000	24000
61904	20.0	37	9.0	6370	3650	18000	22000
16004	20.0	42	8.0	6890	4050	17000	20000
6004	20.0	42	12.0	9360	5000	17000	20000
6204	20.0	47	14.0	12700	6550	15000	18000
6304	20.0	52	15.0	15900	7800	13000	16000
6404	20.0	72	19.0	30700	15000	10000	13000
61805	25.0	37	7.0	4360	2600	17000	20000
61905	25.0	42	9.0	6630	4000	16000	19000
16005	25.0	47	8.0	7610	4750	14000	17000
6005	25.0	47	12.0	11200	6550	15000	18000
6205	25.0	52	15.0	14000	7800	12000	15000
6305	25.0	62	17.0	22500	11600	11000	14000
6405	25.0	80	21.0	35800	19300	9000	11000

Los cojinetes se seleccionan con base en el Manual de Ingeniería del programa Solid Edge basado a su vez en el fabricante de cojinetes SKF, este entrega varios cojinetes para las condiciones de carga, velocidad y vida de los cuales se selecciona el más pequeño como primera opción; en la figura 44 se observa la interfase del programa y los resultados obtenidos.

Con este resultado se puede suponer d_1 y d_5 (figura 43) igual al diámetro menor del rodamiento, además d_2 y d_4 pueden tomar el valor del diámetro de árbol del mismo; d_3 toma un valor superior a d_2 y d_4 para formar el escalón que permite fijar axialmente el cojinete a lo largo de la flecha.

Utilizando el Manual de Ingeniería del programa Solid Edge se genera una geometría preliminar con los valores de la tabla 9 y se aplican las cargas de los engranes que se observan en la tabla 8. Como los resultados anteriores concuerdan con los obtenidos con el programa, (Figura 47 recuadro rojo - tabla 10) para el resto de flechas se utiliza este manual para el diseño y sólo se mostrarán los valores a utilizar en las ecuaciones de diseño.

En las figuras 45 a 47 se muestra la interfase del programa, donde se introduce la geometría y la carga para obtener una ventana de resultados como se muestra a continuación.

Figura 45. Ventana de la geometría de la flecha.

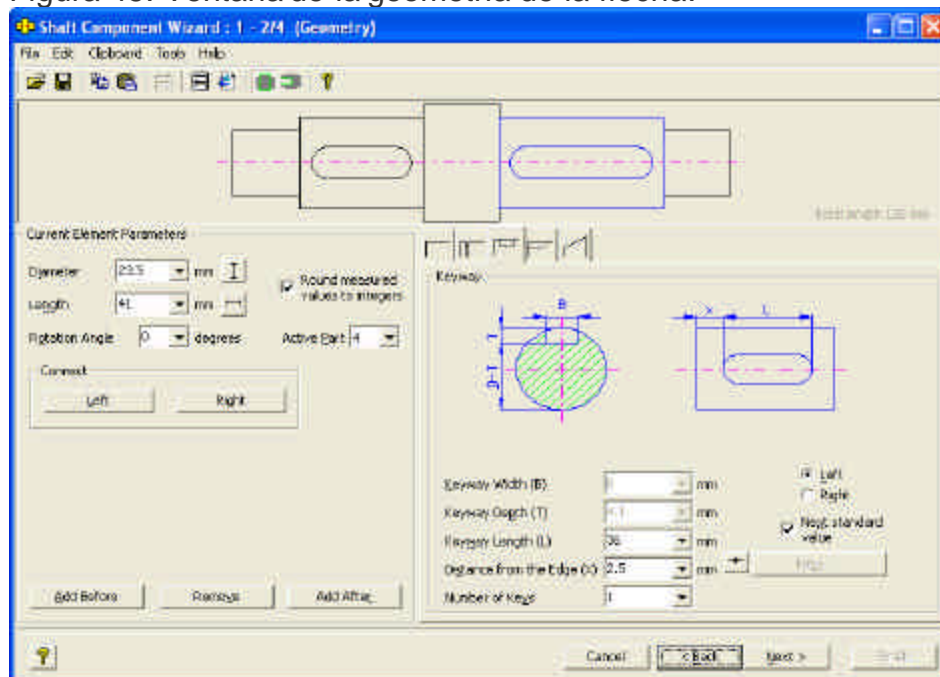


Figura 46c. Ventana entrada de cargas, apoyos y material de la flecha.

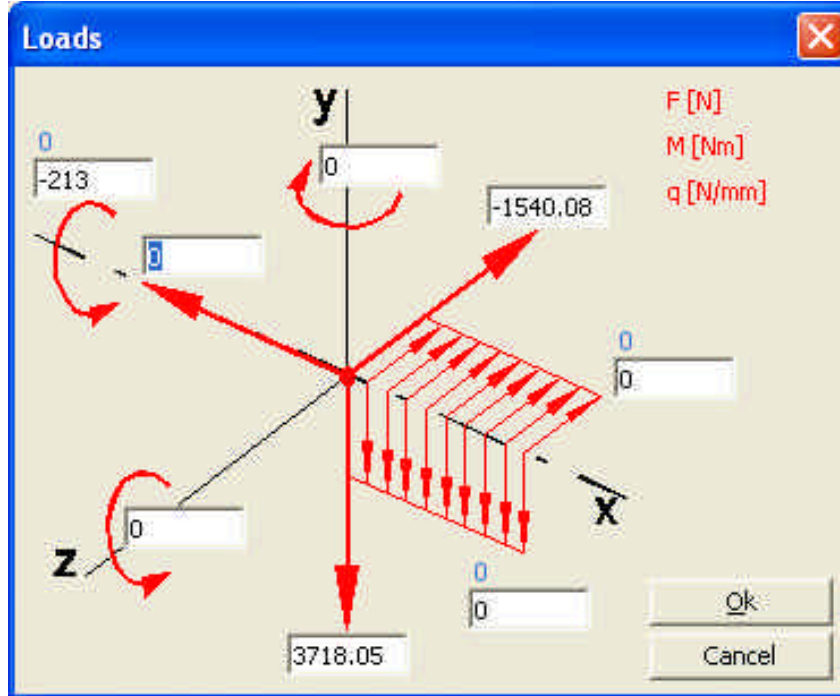
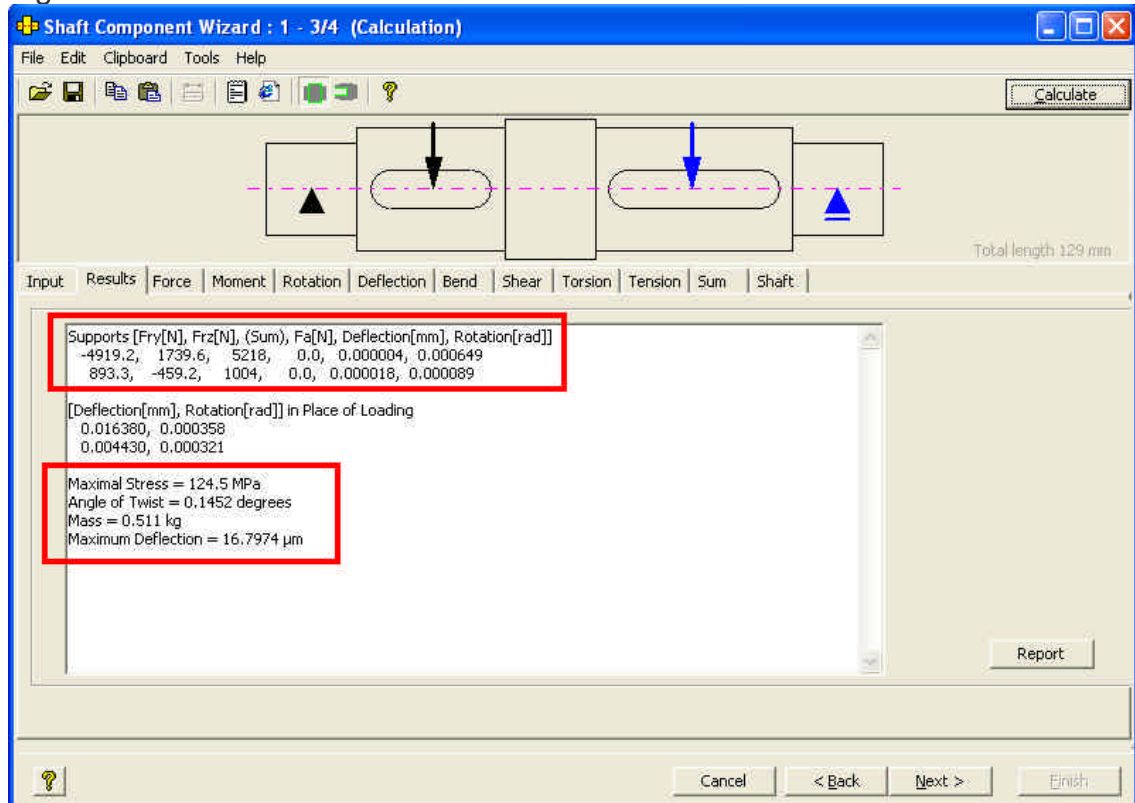


Figura 47. Ventana de resultados.



La ventana de resultados nos da información preliminar del esfuerzo máximo y deflexiones de la flecha, además el valor de las reacciones que coincide con los obtenidos anteriormente.

Para flechas con flexión totalmente alternante y torsión uniforme según ASME²⁵:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 N_f}{\pi} k_f \frac{M_a}{S_f} + \frac{3}{4} k_{fsm} \frac{T_m}{S_y}} \geq 0.5 S_{ut} \quad (49) \quad (50)$$

$$k_t \geq 0.632 + 0.377 \left(\frac{D}{d} \right)^{2.44} + \left(\frac{r}{d} \right)^{0.5} \sqrt{\frac{0.14 + 0.363 \left(\frac{D}{d} \right)^2 + 0.503 \left(\frac{D}{d} \right)^4}{1 + 2.39 \left(\frac{D}{d} \right)^2 + 3.368 \left(\frac{D}{d} \right)^4}} \quad \text{Flexión}^{26} \quad (51)$$

$$k_t \geq 0.78 + 0.2 \left(\frac{D}{d} \right)^{2.10} + \left(\frac{r}{d} \right)^{0.46} \sqrt{\frac{0.002 + 0.125 \left(\frac{D}{d} \right)^2 + 0.123 \left(\frac{D}{d} \right)^4}{1 + 2.75 \left(\frac{D}{d} \right)^2 + 2.55 \left(\frac{D}{d} \right)^4}} \quad \text{Torsión} \quad (52)$$

$$k_f \geq 1 + q(k_t - 1) \quad q \geq \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (53) \quad (54)$$

Donde:

- d = diámetro de la sección de la flecha en estudio
- N_f = factor de seguridad
- q = sensibilidad de la muesca
- K_{fsm} = Factor concentración esfuerzos por fatiga a torsión
- K_f = Factor concentración esfuerzos por fatiga a flexión
- r = radio de la muesca
- a^{-0.5} = Constante de Neuber
- M_a = Momento sección analizada
- T_m = Par de torsión en la sección analizada
- S_y = Limite de fluencia elástico
- K_t = Factor de concentración de esfuerzo geométrico

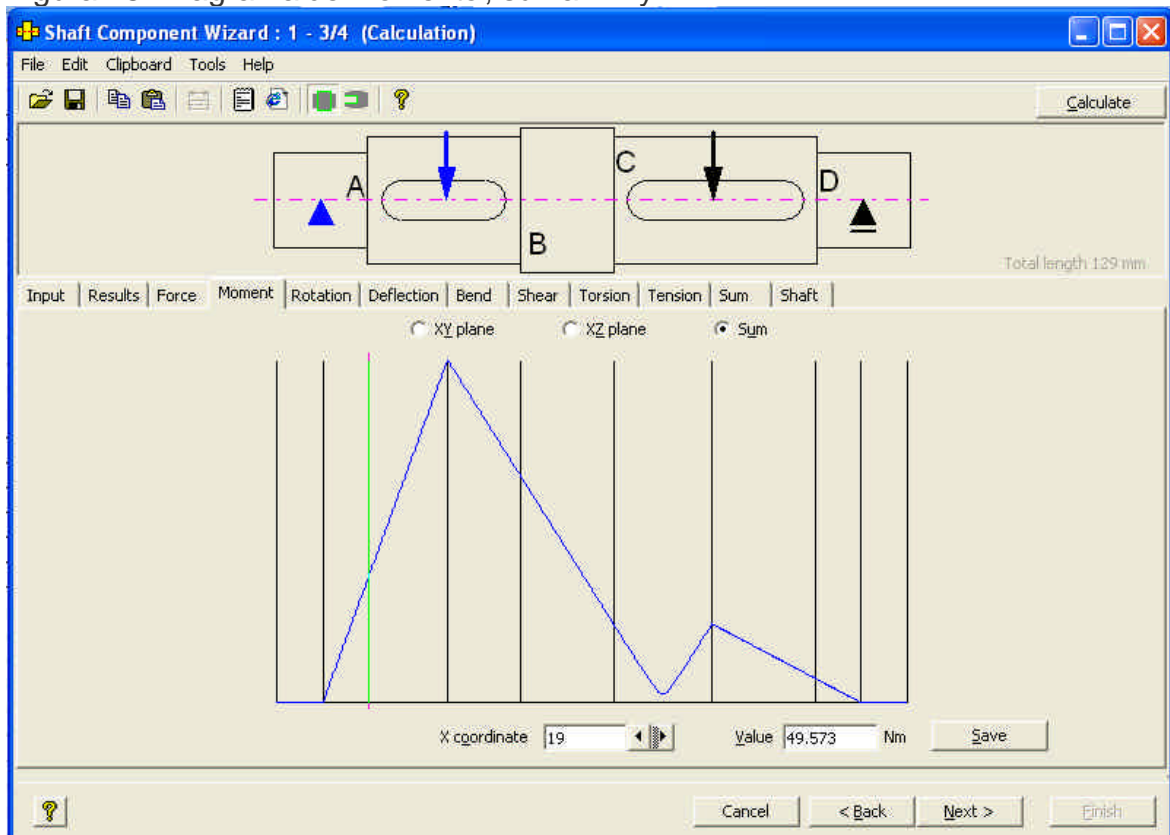
²⁵ NORTON, Op. cit., p. 1005.

²⁶ SHIGLEY, Op. cit., p.1024.

Para encontrar los diámetros se debe calcular el factor de concentración de esfuerzo teórico k_t para la geometría y carga específica, después calcular K_f respectivamente y reemplazarlo en la ecuación de diseño. (D/d) se toma del cambio de sección que tiene la flecha. La constante de Neuber²⁷ introduce la sensibilidad de las muescas en función de la resistencia máxima a la tensión según el material elegido.

Con la ecuación 56 se calcula el diámetro para las secciones de interés de la flecha, suponiendo un material y factor de seguridad y tomando los valores de momento que nos da el programa para los puntos A, B, C y D como se muestra en la figura 48. Si los diámetros calculados son mayores que los supuestos (selección del rodamiento) se debe seleccionar otro rodamiento con diámetro menor mas grande que el anterior y recalculer hasta obtener valores que satisfagan el factor de seguridad propuesto. En la tabla 11 se muestran los valores preliminares que intervienen en el cálculo para cada punto en estudio.

Figura 48. Diagrama de momento, suma YX y ZX.



²⁷ Diseño de Maquinas. NORTON Robert L. 1 Ed. PRENTICE HALL. Pág. 390.

Tabla 11. Valores preliminares flecha 3.

Longitud (mm)		Diámetro (mm)		Material		Rodamiento 6404	
L1	19	d1	20,0	Sy	560	Di	20,0
L2	31	d2	26,5	Su	586	De	72,0
L3	19	d3	30,0	0,5Sy	280	Ancho	19,0
L4	41	d4	26,5			D árbol	26,5
L5	19	d5	20,0			D alojamiento	65,5

Tabla 12. Valores obtenidos en las ecuaciones 56 a 59.

Punto	M (Nm)	T (Nm)	d (mm)	nf	r (mm)	D/d	r/d	Kf	Kfs	q	C Neuber	Kt Flexión	Kt Torsión	
A	49,57	0	d1	18,32	1,5	1,0	1,33	0,05	1,99	1,40	0,68	0,09	2,45	1,59
B	87,63	125,8	d2	23,55	1,5	1,0	1,13	0,04	2,23	1,39	0,68	0,09	2,81	1,57
C	30,28	125,8	d4	18,49	1,5	1,0	1,13	0,04	2,23	1,39	0,68	0,09	2,81	1,57
D	9,31	0	d5	10,49	1,5	1,0	1,33	0,05	1,99	1,40	0,68	0,09	2,45	1,59

Como los valores obtenidos para los diámetros de la flecha tabla 12 (resaltados en color respectivamente) son menores que los preliminares en la tabla 11, se deduce que los valores supuestos para los diámetros darán un factor de seguridad mayor que el utilizado en la ecuación de diseño.

Deformación en flechas (Deflexión y Torsión).

La inclinación de la línea de centros de la flecha, con respecto a la línea de centros del anillo exterior del cojinete debe ser menor a $0,0087\text{rad}^{28}$ para un buen funcionamiento del rodamiento. Este valor para cojinetes de bolas. De manera similar para engranes de dientes rectos la inclinación permitida es de 0.0005 rad , para evitar el mal funcionamiento de los mismos. La figura 47 permite ver la deflexión en cualquier punto de la flecha.

Para el cálculo del ángulo de inclinación se utiliza:

$$\tan \theta \approx \frac{\Delta y}{\Delta x} \quad (55)$$

La tabla 13 muestra los valores para cada punto de interés de la flecha y se observa que los ángulos están dentro del intervalo sugerido para un diseño seguro nombrado anteriormente.

²⁸ SHIGLEY, Op. cit., p.741.

Figura 49. Ventana de deflexión

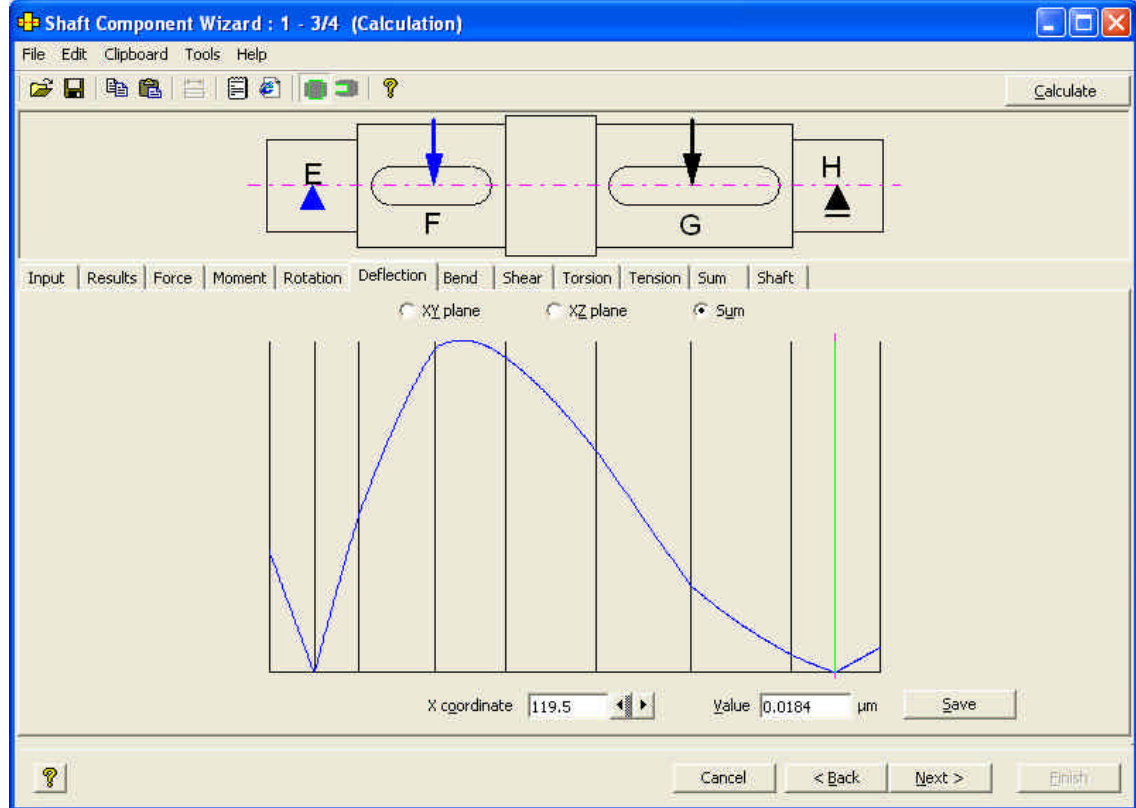


Tabla 13. Ángulo de inclinación línea de centro de la flecha respecto a cada elemento montado sobre ella.

	X1 (mm)	X2 (mm)	Y1 (μm)	Y2 (μm)	Ángulo (rad)
E	9,50	9,90	0,00	0,31	7,850E-04
F	34,88	35,29	16,33	16,45	2,927E-04
G	88,95	89,37	4,43	4,31	-2,857E-04
H	119,29	119,50	0,01	0,00	-3,381E-05

Torsión

Para ejes circulares sólidos el esfuerzo máximo y la deformación angular se calcula como:

$$\tau_{\max} = \frac{Tr}{J}$$

$$\theta = \frac{Tl}{JG}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

(56) (57) (58)

Donde:

T = Par de torsión aplicado
R = radio de la sección
J = momento polar de inercia
 θ = deflexión angular
L = longitud de la sección
G = módulo cortante
D = diámetro de la sección

La figura 50 muestra la deflexión angular a lo largo de la flecha y la figura 51 el esfuerzo cortante máximo debido al par de torsión.

Figura 50. Deflexión angular flecha 3.

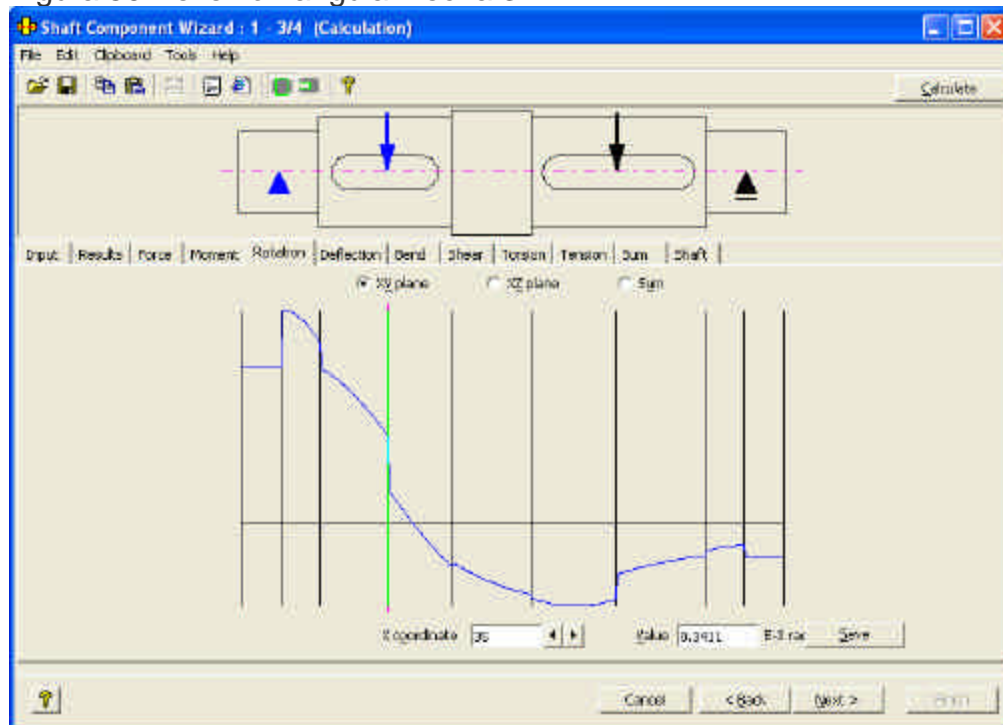
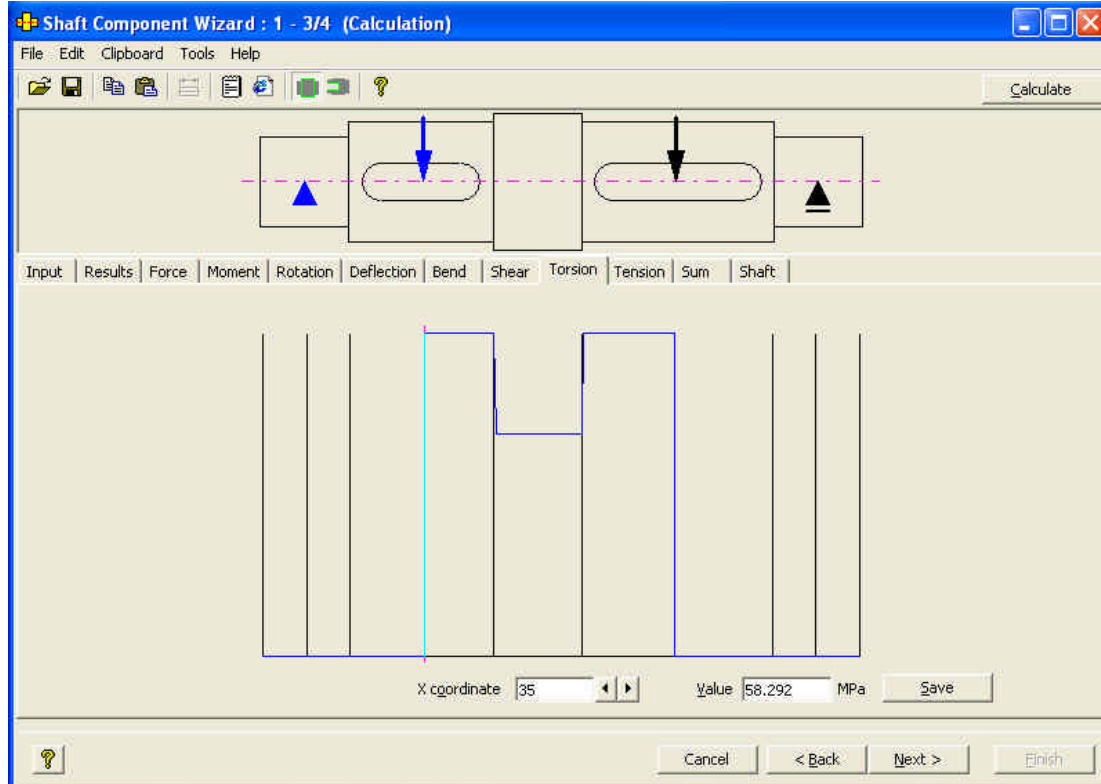


Tabla 14. Deformación angular y esfuerzo de torsión, flecha 3.

	d (mm)	T (Nm)	J (m4)	I (mm)	G (Gpa)	θ (rad)	T max (Mpa)	n
E	20,0	0,0	1,570E-08	19	80,86	0	0	
F	26,5	231,1	4,842E-08	31	80,86	1,83E-03	63,25	7,75
G	26,5	213,1	4,842E-08	41	80,86	2,23E-03	58,32	8,40
H	20,0	0,0	1,571E-08	19	80,86	0	0	

Figura 51. Esfuerzo cortante máximo a lo largo de la flecha 3.



En la tabla 14 representa la comparación entre el límite de fluencia del material y el esfuerzo en cada sección de interés de la flecha, se puede afirmar que es un diseño seguro y que las deflexiones por torsión y flexión no afectan a los elementos montados sobre la flecha.

El cálculo de las demás flechas (ver anexo 15) se realiza de manera similar a la mostrada para la flecha 3, en la figura 50 se muestra la ventana de resultados para la flecha de acople entre el engrane D y el disco base, siendo esta la que mayor par de torsión transmite.

El acople se realiza por medio de una flecha que va desde el engrane D al disco de corte como lo muestra la figura 53, esta transmite un par de torsión de 436,66 Nm a 60 rpm. Los cojinetes a su vez están montados sobre unas chapas soporte como se muestra en la figura 54 y en el anexo 12.

Figura 52. Ventana de resultados, flecha 3.

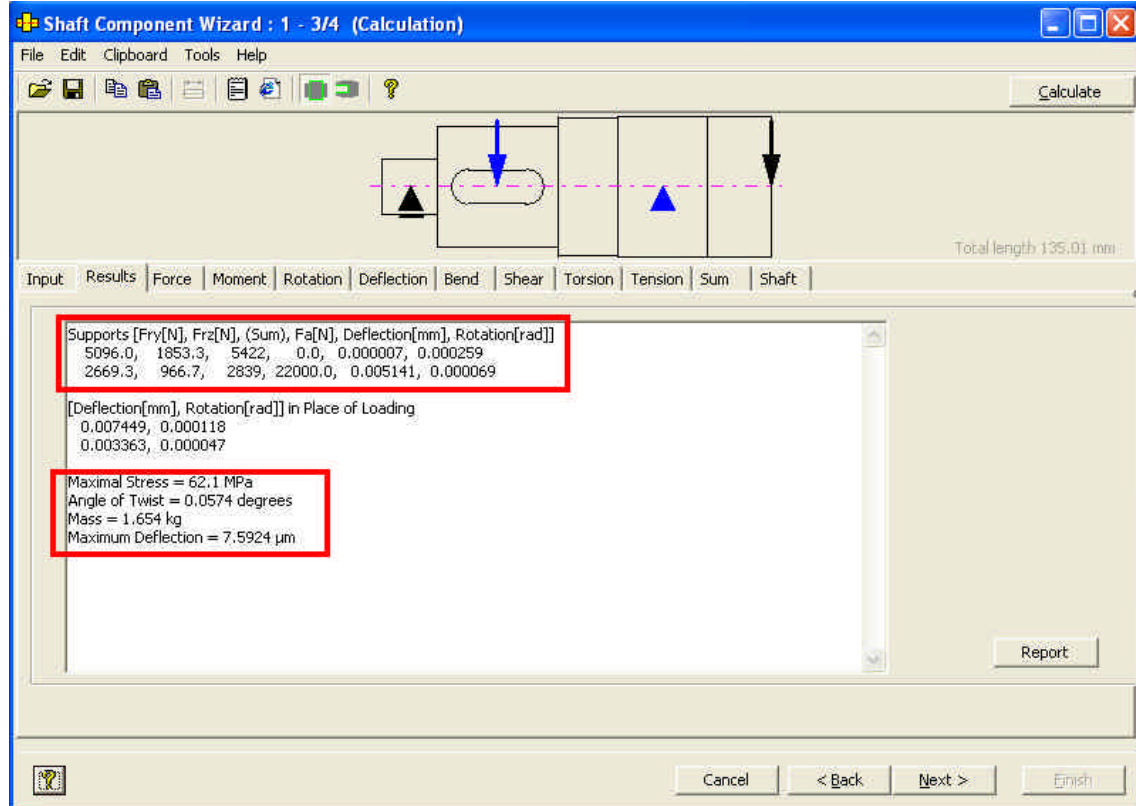


Figura 53. Esquema mecanismo transmisión de potencia al sistema de corte.

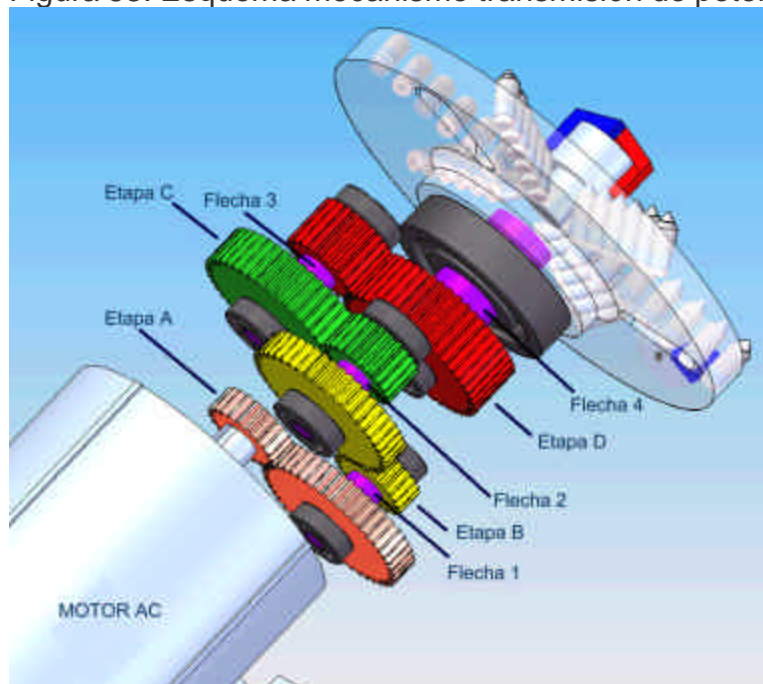
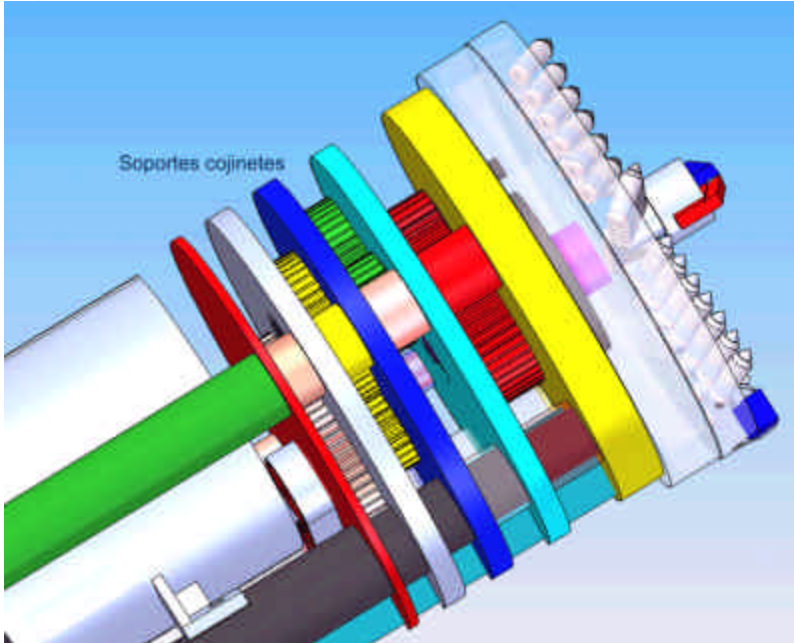


Figura 54. Soportes cojinetes sistema transmisión de potencia.



2.3 SISTEMA DE SUJECCIÓN

El sistema de sujeción cumple la función de sujetar la máquina de tal manera que no permita que se deslice de manera indebida, además de establecer y corregir la inclinación vertical y horizontal.

El diseño de este sistema resulta de una constante iteración de distribuciones, resistencias y tamaños de los engranajes debido a la gran presión que las zapatas de sujeción deben ejercer y a su vez la necesidad de hacer que este conjunto ocupe el menor espacio posible.

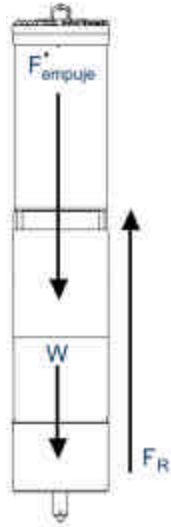
2.3.1 Tornillo. Según se observa en el diagrama de cuerpo libre (figura 55), es necesaria una fuerza que contrarreste la oposición que ejerce el terreno al avance de la máquina.

La fuerza requerida es la fuerza de rozamiento generada, siendo esta, función del empuje proporcionado por cada tornillo de potencia y por el coeficiente de rozamiento del terreno.

El cálculo se hace para el caso extremo en que la máquina trabaje de manera vertical ascendente en donde soporta la resistencia a la compresión de la roca y su propio peso. Entonces la fuerza de reacción que debe proporcionar el sistema de sujeción que en este caso es la fuerza de rozamiento F_R es igual a:

$$F_R = F_{\text{empuje}} + W ; F_R = \mu_T N \quad (59)$$

Figura 55. Diagrama de cuerpo libre de la máquina.



Donde:

W = Peso de la microtuneladora

N = Fuerza normal al terreno ejercida por el tornillo

μ_T = Coeficiente de fricción del terreno

F_{empuje} = Fuerza de empuje determinada en el diseño de la herramienta de corte = 18.19KN (ver tabla 3)

El coeficiente de fricción del terreno μ_T varía de valores muy pequeños en terrenos blandos a otros muy grandes en terrenos rocosos. Se asume un valor elevado de 0.7 dado que el cálculo se hace para el caso extremo de un terreno rocoso pero teniendo presente que para terrenos más blandos se reduce el coeficiente de fricción pero también la resistencia del terreno y por tanto la fuerza de empuje requerida para perforar el terreno.

El peso estimado de la máquina se determina como la suma de los pesos de los sistemas ya calculados y asumiendo un peso preliminar del sistema de sujeción que nos lleva a un peso aproximado de 7700N.

La carga soportada por el tornillo es entonces igual a la fuerza normal N que según la ecuación 58 proporciona un valor de 37KN.

El momento requerido para elevar la carga será:

$$T_U = T_{SU} + T_C = \frac{Pd_p}{2} \left(\frac{d_p + L \cos \alpha}{d_p \cos \alpha + L} \right) + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (60)$$

Donde:

T_U = Par de torsión total

T_{SU} = Par de torsión del tornillo

T_C = Par de torsión requerido para hacer girar el cojinete de empuje

d_p = Diámetro de paso

d_c = Diámetro medio del collarín

μ = Coeficiente de fricción

μ_c = Coeficiente de fricción en el cojinete de empuje

P = Paso

L = Avance

α = 5° (ángulo de la rosca cuadrada modificada²⁹)

El par de torsión requerido para hacer girar el cojinete de empuje es pequeño comparado con el necesario para elevar la carga y este equivale a:

$$T_U = \frac{(37000)(0.038)}{2} \left(\frac{(0.15)(0.038) + 0.005}{0.038 + (0.15)(0.005)} \right) = 135.74 Nm$$

Para calcular este par de torsión se toma un diámetro medio y avance preliminar para el tornillo, en este caso 38mm y 5mm respectivamente.

El Manual de Ingeniería del programa Solid Edge permite calcular el tornillo teniendo la carga, el diámetro preliminar y el paso. Con estos valores el programa calcula la resistencia mínima que debe tener el material para el tornillo según un factor de seguridad establecido, la figura 56 muestra la interfase del programa y los resultados obtenidos.

²⁹ Ibid., p. 894.

Figura 56. Interfase del programa tornillo de potencia del sistema de sujeción.

El programa genera un valor de par de torsión igual al obtenido anteriormente e indica que el material para el tornillo debe tener una resistencia a la fluencia mínima de 176.3Mpa que es inferior a la de cualquier acero convencional. En la figura 56 los recuadros rojos indican los valores importantes del tornillo. El cuadro señalado con la palabra *TRUE* da a entender que los valores supuestos cumplen satisfactoriamente los requerimientos de carga.

El conjunto tornillo tuerca en este caso no está lubricado puesto que la condición de autobloqueo es una condición favorable, aunque con el conjunto lubricado también es posible conseguir autobloqueo se estima que debido a la vibración generada por la herramienta de corte el conjunto adquiere una tendencia a deslizarse por lo que la probabilidad de deslizamiento se reduce al no aplicar lubricante entre las superficies roscadas.

2.3.2 Tuerca de potencia. Esta va fijada a la zapata y transmite el movimiento axial que permite que la zapata salga y quede en contacto con la superficie excavada dando la fijación requerida. El programa también calcula la longitud mínima (H) roscada para un buen funcionamiento dependiendo de las cargas aplicadas.

2.3.3 Tornillo. El tornillo de potencia requiere un par de 135.74 Nm para proporcionar un empuje 37KN. Para calcular la potencia requerida por este se debe tener en cuenta la velocidad de rotación del tornillo, la cual determina a su vez la velocidad con la cual la zapata entra o sale de la máquina. Se asume una velocidad lineal de la zapata de 0.5 mm/s que se traduce a una velocidad de giro de 6rpm del tornillo con un paso de 5mm.

La potencia requerida se calcula como el producto del par de torsión y la velocidad requerida por el tornillo y su valor es de 84.82 W, por lo tanto se selecciona un motor de mayor potencia, previendo que la velocidad de estos es considerablemente mayor que la requerida se debe recurrir a un tren de engranajes para obtener la velocidad de salida calculada, los cuales tendrán pérdidas de potencia debidas a la inercia del sistema y el acoplamiento en si. El motor seleccionado es un motor DC de 100 W (ver anexo 16), se selecciona un motor DC por la facilidad del control del sentido de giro necesario para poder posicionar la máquina.

El sistema de transmisión de potencia (engranes, flechas y cojinetes) se diseña de la misma manera que el utilizado en el mecanismo de corte, solo se muestra la tabla correspondiente a los engranajes y los cálculos de los ejes se encuentran en hojas de cálculo como la utilizada para el eje 3 del sistema de corte que reúne las tablas 10 hasta la 14 donde están todas las variables que intervienen en el cálculo del eje y selección de rodamientos para cada etapa (ver Anexo 15).

2.3.4 Las zapatas de sujeción. Inicialmente se planteó que cada una de las zapatas posteriores deberían ejercer fuerzas iguales contra el terreno pero se determinó que no era necesario ya que las zapatas actuarían de manera independiente, es decir una a la vez, por lo tanto sólo dos se diseñaron con la capacidad de ejercer una fuerza elevada y la otra se diseñó para que pudieran resistir la carga y posicionar la máquina, esta decisión se toma también debido a que en caso de hacer las tres zapatas con la misma capacidad de fuerza, el sistema no podría ubicarse en un mismo plano (por exceder el diámetro establecido para la máquina) y sería necesario ubicar las zapatas una tras otra incrementando de manera innecesaria el tamaño de la máquina.

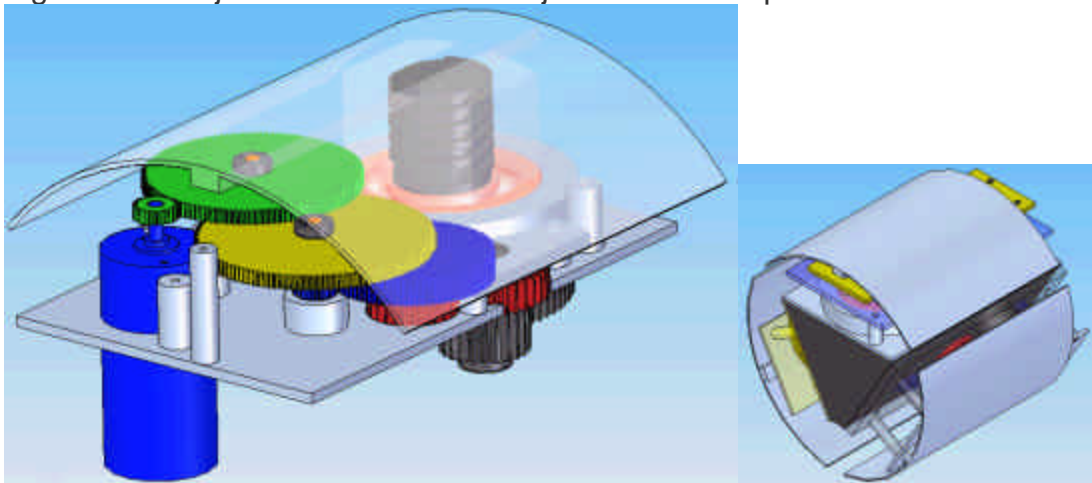
El radio de la parte que entra en contacto con el terreno es superior al que va generando la herramienta de corte con el fin de que actúe como un muelle previendo que si el terreno sobre el cual está apoyada la zapata llega a ceder la máquina no pierda inmediatamente el agarre.

Tabla 15. Tabla base para calcular los parámetros de los engranajes.

		Piñón A	Engrane A	Piñón B	Engrane B	Piñón C	Engrane C	Piñón D	Engrane D	Piñón E	Engrane E
Ángulo de Presión (°)	?	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Módulo (mm)	m	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Número de dientes	N	23	120	23	130	23	90	23	34	23	69
Razón velocidad angular	mv	5.22	5.22	5.65	5.65	3.91	3.91	1.48	1.48	3.00	3.00
Díametro de Paso (mm)	dp, dg	23	120	23	130	23	90	46	68	46	138
Distancia entre centros (mm)	Cd	71.5	71.5	76.5	76.5	56.5	56.5	57	57	92	69
Potencia (hp)	P	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
Eficiencia	e	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98
Velocidad Angular (rpm)	n	3100.00	594.17	594.17	105.12	105.12	26.86	26.86	18.17	18.17	6.06
Momento (Nm)	T	0.28	1.45	1.45	8.03	8.03	32.05	32.05	46.43	46.43	136.50
Fuerza Tangencial (N)	Wt	24.64	24.64	126.00	126.00	697.94	697.94	1393.41	1365.54	2018.62	1978.25
Fuerza Radial (N)	Wr	8.97	8.97	45.86	45.86	254.03	254.03	507.16	497.02	734.72	720.03
Fuerza Normal (N)	W	26.22	26.22	134.09	134.09	742.74	742.74	1482.83	1453.18	2148.18	2105.21
Diámetro del elemento más pequeño	F	23	23	23	23	46	46	46	46	36	36
Calidad del engrane	Q	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Factor de Sobre carga	Ko	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor Dinámico	Kv	1.364	1.364	1.163	1.163	1.069	1.069	1.049	1.049	1.041	1.041
Factor de Tamaño	Ks	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Ancho de Cara	F	8	8	8	8	16	16	16	16	30	30
Factor de distribución de carga	Km	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60
Factor de Espesor de Aro	Hb	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor Geométrico flexión	J	0.36	0.44	0.36	0.44	0.36	0.44	0.36	0.44	0.36	0.44
Coefficiente Elástico	Co	190.27	190.27	190.27	190.27	190.27	190.27	190.27	190.27	190.27	190.27
Valores Para Calcular Kv A B	A	59.77	59.77	59.77	59.77	59.77	59.77	59.77	59.77	59.77	59.77
Valores Para Calcular Kv A B	B	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83
Velocidad línea de paso (m/s)	V	3.73	3.73	0.72	0.72	0.13	0.13	0.06	0.06	0.04	0.04
Factor geométrico para el contacto	I	0.13	0.13	0.14	0.14	0.13	0.13	0.10	0.10	0.12	0.12
Módulo elástico (MPa)	E	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000
Relación de Poisson	v	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Dureza Superficial (HB)	HB	400	400	400	400	400	400	400	400	500	500
Factor de vida Flexión	Kl	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94
Factor de Temperatura	Kt	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor Confiabilidad 99%	Kc	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor de Vida Contacto	Cl	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97
Esfuerzo a flexión (Mpa)	s _b	18.68	15.28	81.38	66.58	207.25	169.57	203.09	162.84	155.61	124.77
Esfuerzo a Contacto (Mpa)	s _c	280.18	280.18	581.15	581.15	677.34	677.34	1095.73	1084.72	966.89	957.17
Esfuerzo Permisible Flexión sin corregir	s _{per'}	407.00	407.00	407.00	407.00	407.00	407.00	407.00	407.00	480.50	480.50
Esfuerzo Permisible Flexión	s _{per}	382.58	382.58	382.58	382.58	382.58	382.58	382.58	382.58	451.67	451.67
Esfuerzo Permisible Contacto sin corregir	s _{cper'}	1201.00	1201.00	1201.00	1201.00	1201.00	1201.00	1201.00	1201.00	1442.00	1442.00
Esfuerzo Permisible Contacto	s _{cper}	1164.97	1164.97	1164.97	1164.97	1164.97	1164.97	1164.97	1164.97	1398.74	1398.74
Factor de seguridad flexión	N _{bg} , N _{bp}	20.48	25.03	4.70	5.75	1.85	2.26	1.88	2.35	2.90	3.62
Factor de seguridad Contacto	N _{cg} , N _{cp}	4.16	4.16	2.00	2.00	1.72	1.72	1.06	1.07	1.45	1.46

Las zapatas delanteras se calculan de manera análoga pero la presión ejercida por cada zapata es menor ya que la función de estas es simplemente sujetar la máquina mientras la parte posterior se recoge.

Figura 57. Conjunto del sistema de sujeción de las zapatas traseras.



2.4 SISTEMA DE AVANCE

El sistema de avance consiste en un mecanismo que trabaja de modo similar al método de avance de un topo. El sistema consta básicamente de un tornillo de potencia y un moto-reductor.

El funcionamiento de este sistema es el siguiente: se extienden las zapatas de la parte posterior de la máquina hasta ubicarlas en la posición requerida, luego se hace girar el tornillo de potencia de tal manera que obliga a avanzar el cabezal de corte, una vez el cabezal de corte completa su máxima extensión, el motor de avance se detiene automáticamente; se extienden ahora las zapatas de la parte frontal y se retraen las zapatas de la parte posterior, una vez recogidas se gira el tornillo de potencia en sentido contrario al anterior de tal manera que la parte posterior de la máquina se acerca ahora hacia la parte delantera de ésta. Una vez la parte posterior se ha unido con el cabezal de corte, el motor se detiene, se extienden las zapatas de la parte posterior y se retraen las del cabezal de corte y se repite el ciclo. A continuación se muestra el diseño de los componentes principales.

2.4.1 Tornillo de avance. El cálculo se hace para el caso extremo en que la máquina trabaje de manera vertical ascendente en donde debe además de vencer la resistencia a la compresión de la roca, debe vencer también el peso de la parte delantera de la máquina. El peso aproximado de la parte delantera de la máquina se muestra en la tabla 16.

Tabla 16. Peso parte delantera de la máquina.

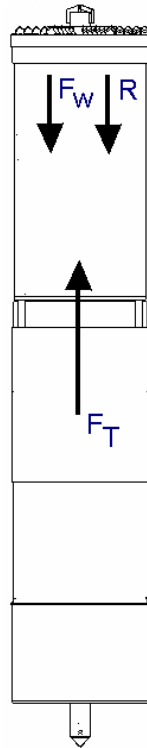
No.	Componente	Masa (kg)
1	Motor AC	30,0
2	Motor DC 1	1,5
3	Motor DC 2	1,5
4	Motor DC 3	1,5
5	Herramienta de corte	30,0
6	Sistema sujeción y chasis parte delantera aprox. y otros	140,0
TOTAL (Kg)		204,5
PESO TOTAL (N)		2004,1

En este caso la fuerza de rozamiento entre el cabezal de corte y el terreno no se tiene en cuenta por considerarse que este valor no afecta de manera significativa el cálculo (para el caso de perforación vertical ascendente) (figura 58).

Entonces la carga total para el tornillo es:

$$F_T + R_{Nroca} + F_W ; \text{ entonces: } F_T = 22.8\text{KN} \quad (61)$$

Figura 58. Diagrama de cuerpo libre.



El conjunto tornillo tuerca está lubricado para reducir el par de torsión aplicado teniendo en cuenta que en este caso no se requiere de la condición de autobloqueo.

Figura 59. Interfase del programa tornillo de potencia del sistema de avance.

El cálculo para el tornillo de potencia se realiza de manera similar al de sujeción, utilizando el Manual de Ingeniería de Solid Edge. Los ejes y rodamientos también se calculan de manera similar, acá solo se muestran los resultados del tornillo de potencia y los engranes, los ejes y rodamientos están en hojas de cálculo en el anexo 14. Para determinar la potencia requerida por el tornillo se tiene en cuenta el momento que este requiere para proporcionar el empuje y la velocidad de giro del mismo. La velocidad de giro determina el avance que tendrá la máquina que en otras palabras es la profundidad de corte que se menciona en la sección 2.1.1 en esta se define la profundidad de corte como 1mm por revolución, lo que nos da un avance lineal de la tuerca de potencia (que transmite el movimiento a la herramienta de corte) de 1mm/s, para esta velocidad lineal el tornillo de potencia debe girar a 6rpm con un paso de 10 mm. La potencia requerida por el sistema es de 81.7 W. De tal manera que se puede seleccionar el mismo motor ya mencionado en el sistema de sujeción, las ventajas y el criterio de selección se menciona en la sección 2.3.3. Los resultados para el tornillo y los engranes del sistema reductor se observan en las figura 59 y en el anexo 15 respectivamente.

Tabla 17. Tabla base para calcular los parámetros de los engranajes.

		Piñon A	Engrane A	Piñon B	Engrane B	Piñon C	Engrane C	Piñon D	Engrane D	Piñon E	Engrane E
Ángulo de Presión (°)	?	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Módulo (mm)	m	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2
Número de dientes	N	23	120	23	130	23	90	23	57	23	42
Razón velocidad angular	mv	5,22	5,22	5,65	5,65	3,91	3,91	2,48	2,48	1,83	1,83
Diámetro de Paso (mm)	dp, dg	23	120	23	130	23	90	46	114	46	84
Distancia entre centros (mm)	Cd	71,5	71,5	76,5	76,5	56,5	56,5	80	80	65	42
Potencia (hp)	P	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Eficiencia	e	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
Velocidad Angular (rpm)	n	3100,00	594,17	594,17	105,12	105,12	26,86	26,86	10,84	10,84	5,94
Momento (Nm)	T	0,28	1,45	1,45	8,03	8,03	32,05	32,05	77,84	77,84	139,29
Fuerza Tangencial (N)	Wt	24,64	24,64	126,00	126,00	697,94	697,94	1393,41	1365,54	3384,16	3316,48
Fuerza Radial (N)	Wr	8,97	8,97	45,86	45,86	254,03	254,03	507,16	497,02	1231,74	1207,10
Fuerza Normal (N)	W	26,22	26,22	134,09	134,09	742,74	742,74	1482,83	1453,18	3601,35	3529,33
Diámetro del elemento más pequeño	F	23	23	23	23	46	46	46	46	36	36
Calidad del engrane	Q	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Factor de Sobre carga	Ko	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor Dinámico	Kv	1,364	1,364	1,163	1,163	1,069	1,069	1,049	1,049	1,031	1,031
Factor de Tamaño	Ks	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Ancho de Cara	F	8	8	8	8	16	16	16	16	30	30
Factor de distribución de carga	Km	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60	1,60
Factor de Espesor de Aro	Hb	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor Geométrico flexión	J	0,36	0,44	0,36	0,44	0,36	0,44	0,36	0,44	0,36	0,44
Coefficiente Elástico	Op	190,27	190,27	190,27	190,27	190,27	190,27	190,27	190,27	190,27	190,27
Valores Para Calcular Kv A B	A	59,77	59,77	59,77	59,77	59,77	59,77	59,77	59,77	59,77	59,77
Valores Para Calcular Kv A B	B	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
Velocidad línea de paso (m/s)	V	3,73	3,73	0,72	0,72	0,13	0,13	0,06	0,06	0,03	0,03
Factor geométrico para el contacto	I	0,13	0,13	0,14	0,14	0,13	0,13	0,11	0,11	0,10	0,10
Módulo elástico (MPa)	E	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000	207000
Relección de Poisson	v	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Dureza Superficial (HB)	HB	400	400	400	400	400	400	400	400	500	500
Factor de vida Flexión	Kl	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Factor de Temperatura	Kt	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor Confiabilidad 99%	Kc	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Factor de Vida Contacto	Cl	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
Esfuerzo a flexión (Mpa)	Sb	18,68	15,28	81,38	66,58	207,25	169,57	203,09	162,84	258,56	207,32
Esfuerzo a Contacto (Mpa)	Sc	280,18	280,18	581,15	581,15	677,34	677,34	1002,57	992,49	1342,77	1329,27
Esfuerzo Permisible Flexión sin corregir	sper'	407,00	407,00	407,00	407,00	407,00	407,00	407,00	407,00	480,50	480,50
Esfuerzo Permisible Flexión	sper	382,58	382,58	382,58	382,58	382,58	382,58	382,58	382,58	451,67	451,67
Esfuerzo Permisible Contacto sin corregir	scper'	1201,00	1201,00	1201,00	1201,00	1201,00	1201,00	1201,00	1201,00	1442,00	1442,00
Esfuerzo Permisible Contacto	scper	1164,97	1164,97	1164,97	1164,97	1164,97	1164,97	1164,97	1164,97	1398,74	1398,74
Factor de seguridad flexión	Nbg, Nbp	20,48	25,03	4,70	5,75	1,85	2,26	1,88	2,35	1,75	2,18
Factor de seguridad Contacto	Ncg, Ncp	4,16	4,16	2,00	2,00	1,72	1,72	1,16	1,17	1,04	1,05

2.4.2 Cojinete. El cojinete a utilizar debe ser uno que soporte tanto la carga axial como la carga radial. Por tanto se selecciona de acuerdo con la carga a soportar, en este caso el cojinete recibe principalmente carga en dirección axial en ambos sentidos, en una dirección mientras perfora y en la otra mientras recoge la parte posterior de la máquina.

Figura 60. Interfase del programa de selección de cojinetes.

Load Conditions

Number of Different Load Conditions: 1

1. F_{ri} [N]: 3510 F_{ai} [N]: 22000 n_i [rpm]: 6 t_i/t [%]: 100

Rolling Bearing Component Wizard : 1

File Clipboard Tools Help

Next Bearing Calculate Finish

Input Results

SKF, Rolling Bearing SKF

Load Conditions

Coeff. of Add'l Forces f_d : 1

Working Temperature t_f : 100 °C

Required Life L_h : 10000

Required Reliability a_1 : 90

Units: ☒ metric ☐ imperial

Lubrication Type: ☐ Grease ☒ Oil

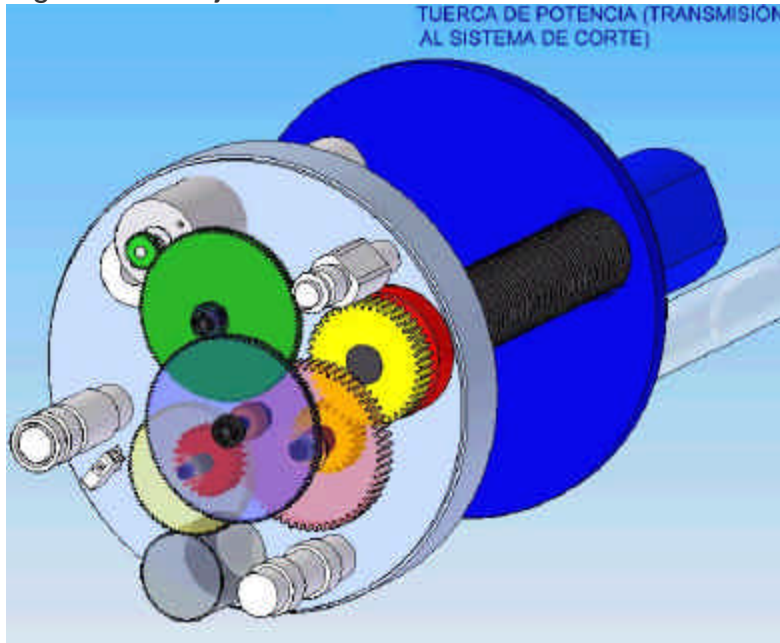
Designation	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [N]	C0 [N]	rpm(gr)	rpm(oil)
6406	30.0	90	23.0	43600	23600	8500	10000
61807	35.0	47	7.0	4750	3200	13000	16000
61907	35.0	55	10.0	9560	6200	11000	14000
16007	35.0	62	9.0	12400	8150	10000	13000
6007	35.0	62	14.0	15900	10200	10000	13000
6207	35.0	72	17.0	25500	15300	9000	11000
6307	35.0	80	21.0	33200	19000	8500	10000
6407	35.0	100	25.0	55300	31000	7000	8500
61808	40.0	52	7.0	4940	3450	11000	14000
61908	40.0	62	12.0	13800	9300	10000	13000
16008	40.0	68	9.0	13300	9150	9500	12000
6008	40.0	68	15.0	16800	11600	9500	12000
6208	40.0	80	18.0	30700	19000	8500	10000
6308	40.0	90	23.0	41000	24000	7500	9000
6408	40.0	110	27.0	63700	36500	6700	8000

Para seleccionar el cojinete se utiliza el Manual de Ingeniería, en este caso los parámetros requeridos para el diseño son el diámetro interno, la magnitud de la carga y el tipo de carga a soportar. Por lo tanto para encontrar el cojinete apropiado introducimos el valor de la carga axial que como se dijo anteriormente es de 22.8KN, en la ventana de condiciones de carga y se procede a seleccionar el cojinete que más se acomode a las magnitudes del tornillo de avance, de donde se elige el cojinete marca SKF de referencia 6406 rodamiento de bolas.

Para el cálculo de los cojinetes se hace de manera similar al de la flecha 3 asumiendo el tornillo de potencia como una flecha, reemplazando los elementos montados sobre este por sus cargas estáticamente equivalentes, con la geometría preliminar de esta se calculan las reacciones con las cuales se puede seleccionar cojinetes preliminares para carga radial pero además en la interfase de selección de cojinetes aplicamos la carga radial y la carga axial (figura 60).

La figura 61 muestra el conjunto del sistema de avance.

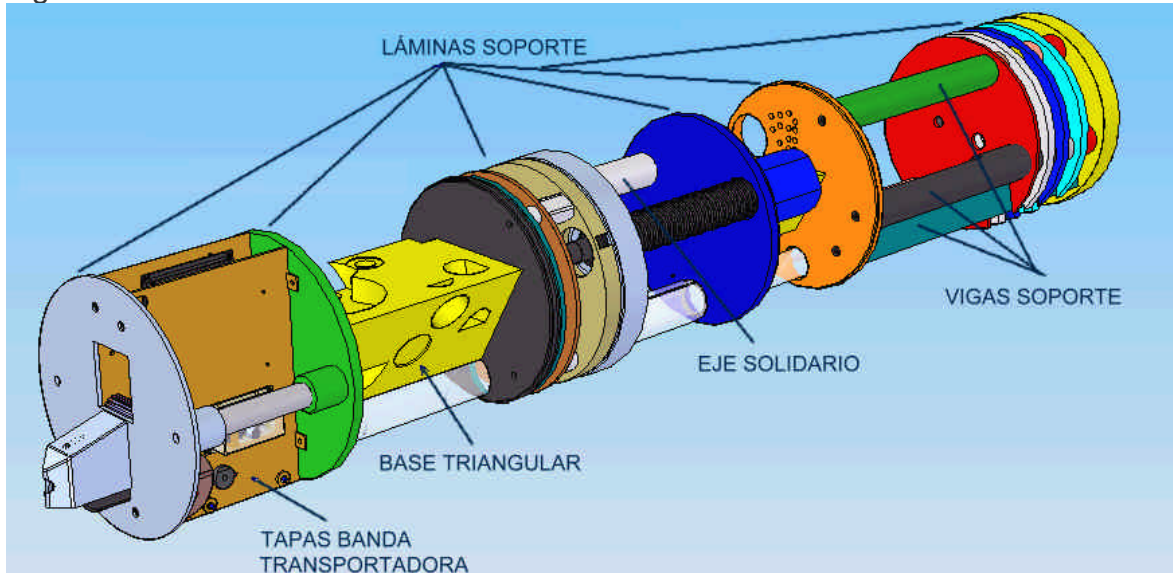
Figura 61. Conjunto del sistema de avance.



2.4.3 Sistema chasis. El sistema chasis de la máquina se diseña buscando que incremente lo menor posible el volumen de la máquina adaptándolo a los sistemas diseñados preliminarmente y de manera que cada uno de los componentes sea

de fácil fabricación y utilice piezas estándar como un reducido tipo de tornillos, calibres comerciales de lámina y chapa (Figura 62).

Figura 62. Chasis.



Bases triangulares. Sobre estas bases van montadas las zapatas de sujeción, su perfil triangular busca la ubicación simétrica de cada uno de los apoyos.

Eje solidario. Surge por la necesidad de restringir el movimiento de rotación de la parte delantera de la máquina con respecto a la parte posterior debido a que el tornillo de potencia del sistema de avance es diseñado sólo para transmitir movimiento longitudinalmente pero permite la rotación sobre si mismo. Además es necesario impedir la rotación de la parte delantera de la máquina para que no se desalinee el sistema de extracción de residuos.

Otra función del eje solidario es soportar la carga a la que quedaría expuesto el tornillo de potencia del sistema de avance en el caso que encontrándose en su máxima extensión, fuesen retraídas las zapatas inferiores delanteras. A continuación de muestra el análisis hecho para verificar la resistencia del eje solidario asumiendo un acero AISI 1020 laminado en frío (figura 63, 64, 65 y 66).

En la figura 63 se muestra la fuerza aplicada sobre el disco base de la tuerca de avance que tiene un valor de 6358 N que es la fuerza equivalente a la fuerza

ejercida por el peso de la parte que está después de ésta hacia la herramienta de corte.

Figura 63. Aplicación de las cargas y restricciones sobre el eje solidario.

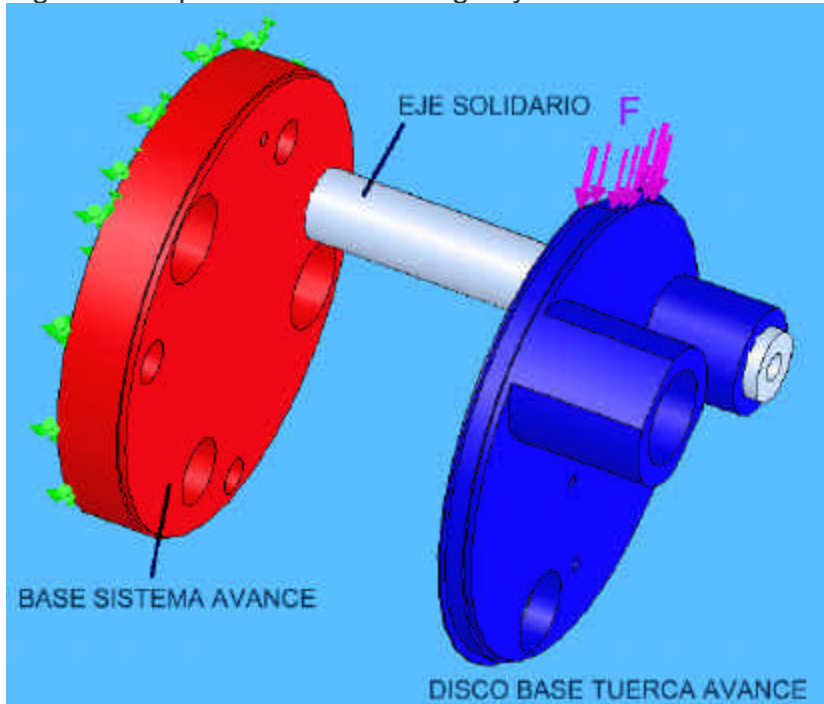


Figura 64. Resultados del análisis por elementos finitos para el eje solidario.

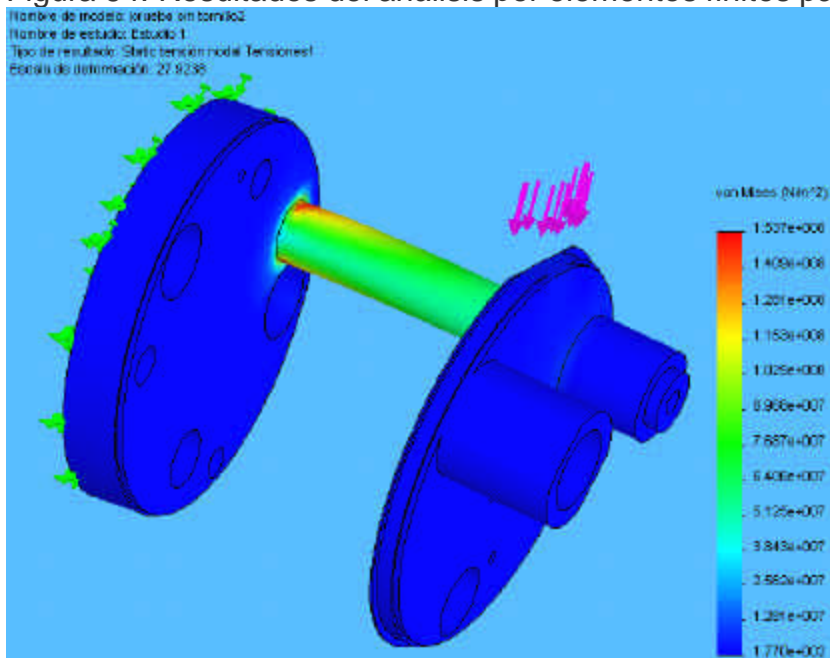


Figura 65. Deflexión del eje solidario.

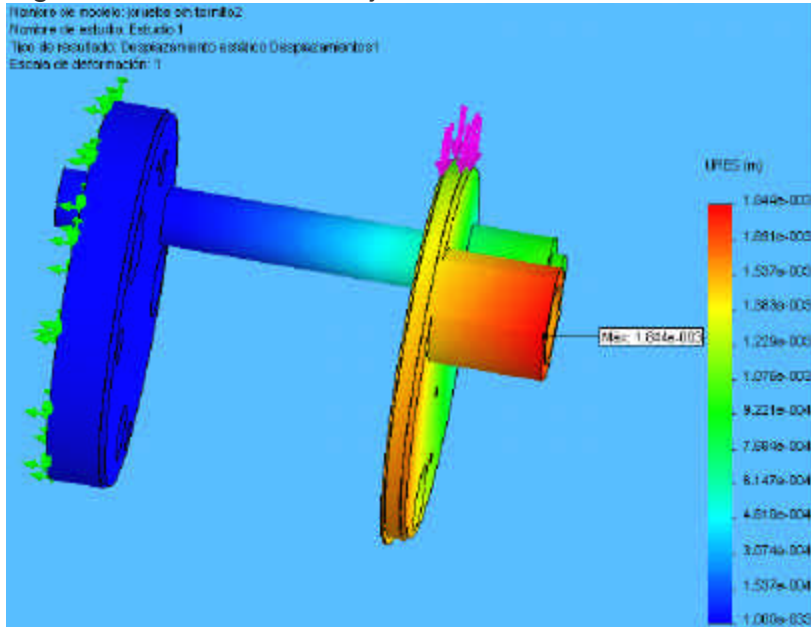
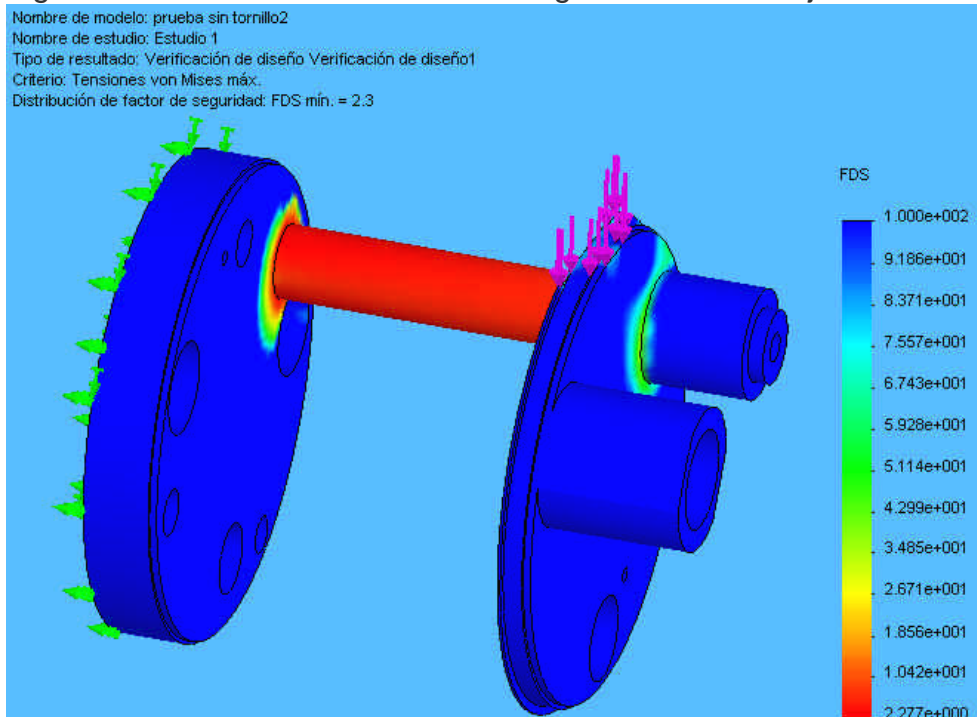


Figura 66. Distribución del factor de seguridad sobre el eje solidario.



De los resultados anteriores se concluye que el eje soporta el esfuerzo generado por el peso de la parte delantera de la máquina ya que como se observa la

deflexión es mínima, así como presenta un factor de seguridad de 2.277, teniendo en cuenta que en este caso no se estudia la resistencia adicional que proporciona el tornillo de potencia al sistema.

Láminas soporte. Estas láminas soportan los cojinetes de los engranajes, dan apoyo a las tapas externas de la máquina y aumentan la resistencia del chasis.

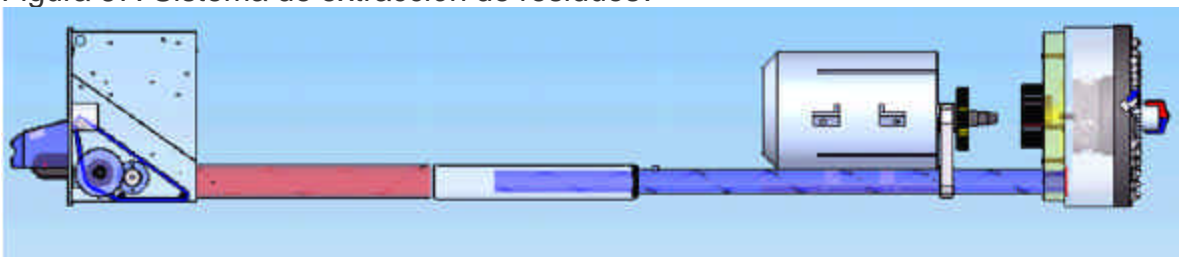
Tapas banda transportadora. Su misión es encauzar los residuos hacia el vagón y sirven para soportar el sistema eléctrico y dar resistencia a la tapa exterior de la máquina.

Vigas soporte. Restringen el movimiento de las láminas soporte y transmiten la presión ejercida desde el sistema de avance hasta la herramienta de corte.

2.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE RESIDUOS

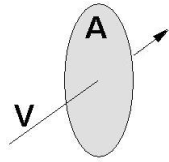
El sistema de extracción de residuos (figura 67) se basa en el principio de funcionamiento de un tornillo sinfín modificado denominado “tuerca sinfín retráctil”. Esta tuerca se encarga de transportar los residuos desde la parte frontal de la máquina hasta la parte posterior donde se elevan y se les aumenta la velocidad por medio de una banda transportadora para que a través de un movimiento de tiro parabólico llenen de manera uniforme el vagón con el cual se procede a retirar los residuos.

Figura 67. Sistema de extracción de residuos.



2.5.1 Tuerca sinfín móvil. El primer parámetro a tener en cuenta para el diseño de la tuerca sinfín es conocer el volumen de material ϕ a transportar, el cual es el resultado de multiplicar el área a perforar por la velocidad V de penetración. Figura 68.

Figura 68. Cálculo del volumen desplazado.



$$V = A \times L$$

$$r = 0.175\text{m}$$

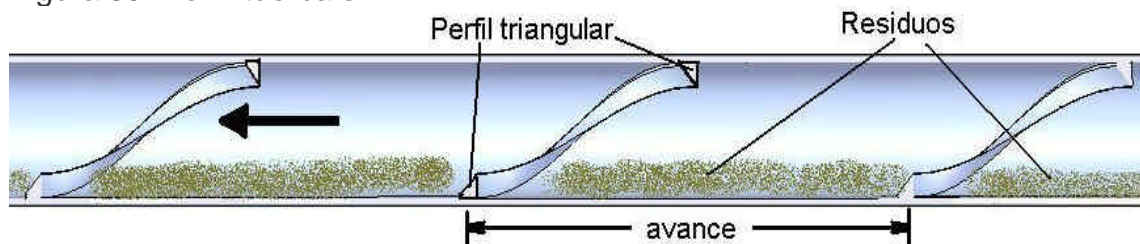
$$A = \pi \times r^2$$

Donde la velocidad máxima es igual a 0.002 m/s asumiendo un terreno blando da como resultado un volumen igual a $V = 192.42 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$.

El segundo parámetro es el diámetro externo de la tuerca sinfín que está determinado por el espacio disponible que atraviese longitudinalmente toda la máquina, resultando este de aproximadamente 44 mm obtenido mediante medidas hechas sobre un diseño preliminar.

El tercer parámetro es el tamaño de los filetes de la tuerca sinfín. Asumiendo un espesor del tubo base igual a 2mm se determina una altura de aproximadamente 7mm que resulta de la búsqueda de una medida que sea lo suficientemente grande para que arrastre el material pero que no llegue a interferir con la entrada del material proveniente del disco portapicas ni con la fabricación misma de la tuerca sinfín. Además se plantea un perfil triangular que tiene como función la de ir guiando el material de residuo hacia atrás con una tuerca que simula una rosca de varias entradas de tal manera que una vaya guiando el material y el espacio que ocuparía n la otras entradas sirva como vía de salida. Figura 69.

Figura 69. Perfil tuerca sinfín.



El cuarto parámetro es el avance de la tuerca sinfín determinado por el volumen a desplazar calculado anteriormente y la velocidad de giro de la tuerca proporcionada por la primera etapa de reducción de velocidad del motor de la herramienta de corte. A continuación se determina el área equivalente que es igual a $147.7 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ y conocido el volumen a desplazar se determina la velocidad lineal con que se debe transportar el material de residuo (figura 70).

$$\frac{v}{\text{área equivalente}} \approx V \approx 1.302 \text{ m/s}$$

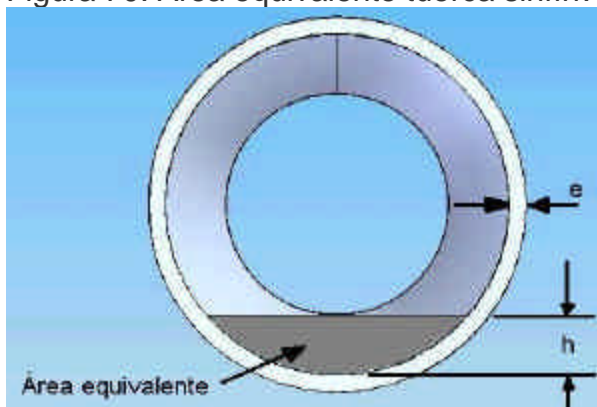
Ahora, tomando la velocidad a la que gira la tuerca sinfín que es la misma de la polea impulsora, se procede a calcular el avance de la tuerca.

$$550.2 \text{ rpm} \approx 9.17 \frac{\text{revoluciones}}{\text{s}}$$

Entonces, si en 9.17 rev/s debe avanzar 1.302 m en cada revolución debe avanzar 0.142m, es decir el avance de la tuerca es 0.142 m.

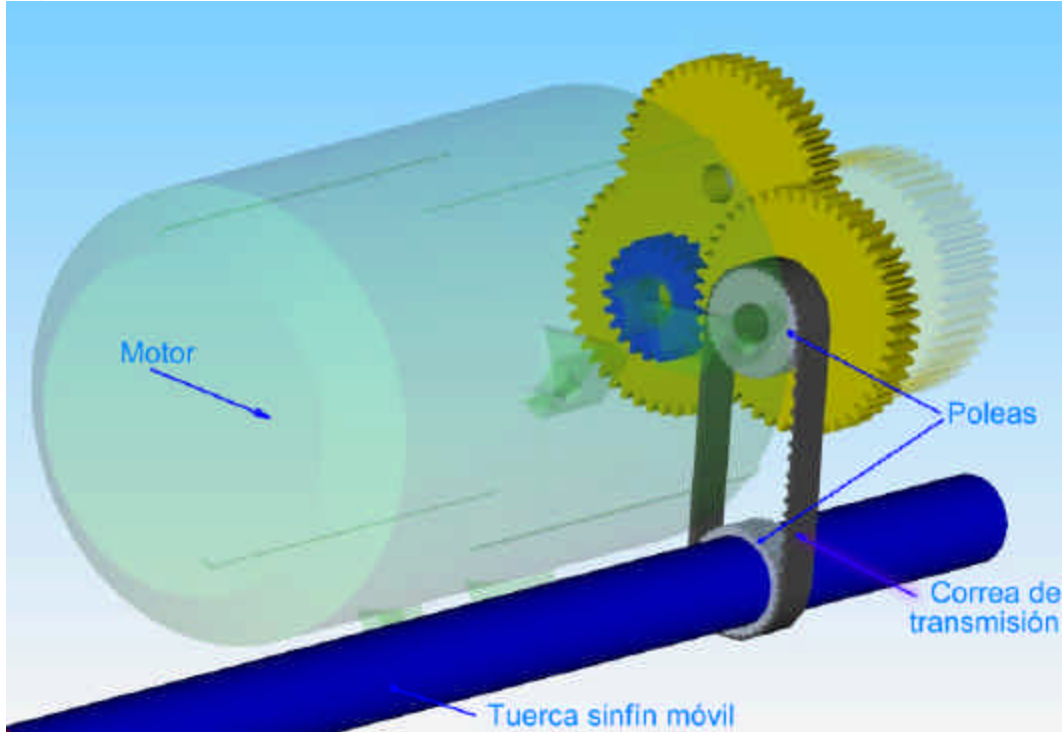
En el anexo 17 se observa una simulación realizada para modelar el funcionamiento de este mecanismo.

Figura 70. Área equivalente tuerca sinfín.



El movimiento de la tuerca sinfín se logra a través de una banda acoplada a la primera etapa de reducción de velocidad del sistema de corte hasta la tuerca sinfín como se muestra en la figura 71. Las poleas fueron seleccionadas de tal manera que tuvieran un diámetro pequeño para que se ajustaran al espacio preparado pero que a su vez superara convenientemente el diámetro de la tuerca sinfín móvil utilizando para este fin el Manual de Ingeniería del programa Solid Edge siendo la polea seleccionada la de referencia DIN 7721 – AT5-25 con un diámetro externo de 53.61mm. A continuación se selecciona la correa síncrona que es la de referencia AT5 de 25mm de ancho de la marca MEGALINER (ver anexo 18 correas).

Figura 71. Sistema motor tuerca sinfín.



La tuerca sinfín está soportada sobre dos cojinetes de elementos rodantes SKF seleccionados principalmente por su diámetro interior. La transmisión de movimiento entre la tuerca sinfín fija y la móvil se hace a través de un acople que transfiere el movimiento rotacional pero permite el movimiento longitudinal.

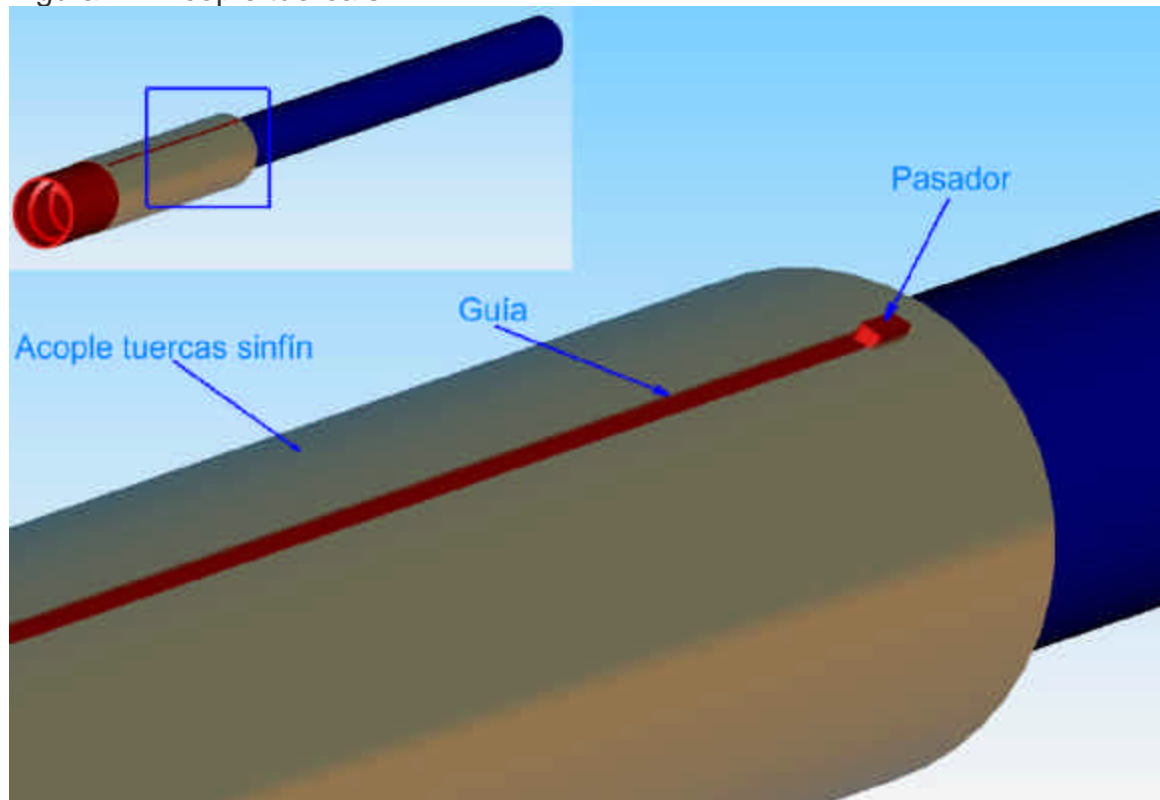
2.5.2 Tuerca sinfín fija. Esta tuerca cumple con la misma función de la tuerca sinfín móvil pero permite la inserción de esta cuando la máquina se contrae. La tuerca sinfín fija gira sobre su propio eje pero no se desplaza con respecto a la máquina.

2.5.3 Acople de la tuerca sinfín. Este acople cumple la función de transmitir el movimiento de rotación de la tuerca sinfín móvil a la tuerca sinfín fija por medio de un pasador que se mueve a lo largo de una ranura guía que está sobre la tuerca sinfín fija (figura 72).

2.5.4 Banda transportadora. La banda transportadora surge por la necesidad de elevar el material para poder llenar el vagón de transporte de residuos. Ya que esta clase de banda no es de fácil consecución, se diseña una banda utilizando

una correa de transmisión de potencia que se adapte a la geometría de la máquina. La correa seleccionada posee unas características apropiadas como gran flexibilidad que permite doblarse con radios de curvatura muy pequeños y operar a grandes velocidades, es delgada (4.5milímetros) y por su forma dentada no presenta deslizamiento.

Figura 72. Acople tuerca sinfín.



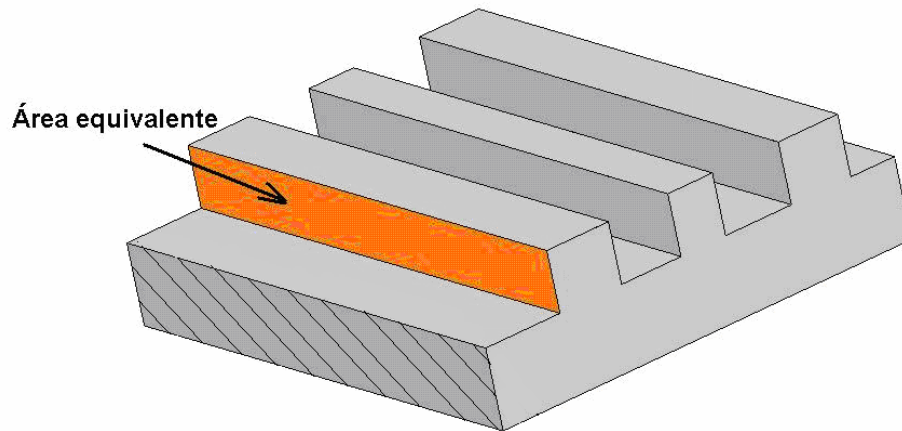
Como primera medida se calcula la velocidad mínima que debe tener la banda y la fuerza que debe ejercer. La velocidad mínima se calcula teniendo en cuenta que debe desplazar el mismo volumen que transporta la tuerca sinfín.

Volumen desplazado tuerca sinfín = Volumen desplazado banda transportadora

Volumen desplazado tuerca sinfín = Área equivalente banda x velocidad banda

El área equivalente es el área generada por la banda que tiene un ancho de 50mm y una altura de 5mm pero dividida por dos dado que los dientes ocupan la mitad del espacio del volumen generado.

Figura 73. Área equivalente de la banda transportadora.



$$\frac{v}{\text{área equivalente}} \approx V \approx 1.539 \text{ m/s}$$

Esta es la velocidad mínima necesaria para retirar el material. La fuerza necesaria para transportarlo es entonces la que venza el peso del material que esté en un momento dado sobre la banda (ver figura 74).

$F = \text{Peso del material} = \text{Volumen} \times \text{Densidad} \times \text{Gravedad} \times \cos \alpha$

Donde:

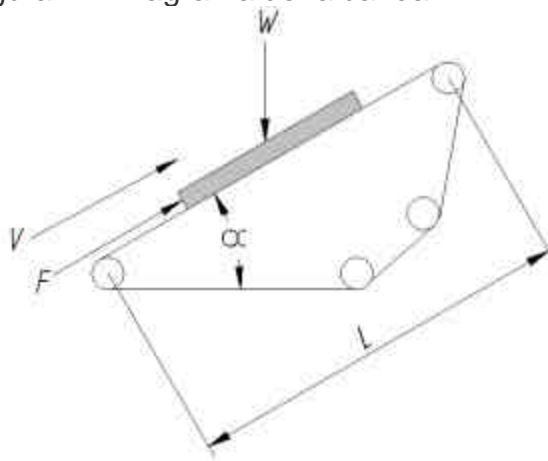
Volumen = Área equivalente x longitud L

Densidad = 2240 kg/m^3 (roca blanda)

α = 30° (ángulo resultante del espacio disponible en la máquina)

L = 200mm (resultado del espacio disponible en la máquina)

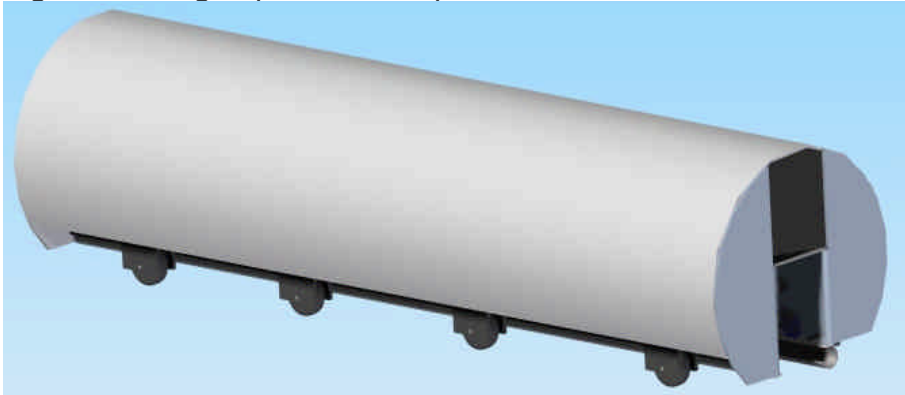
Figura 74. Diagrama de la banda.



La fuerza resultante es entonces de 0.48N y por tanto la potencia mínima $P = F \times V$, $P = 0.74W$. Observando este resultado tan reducido en la potencia requerida se deduce que la potencia del motor destinado a mover la banda no es una limitación y el sistema propuesto es factible.

2.5.5 Vagón para el transporte de residuos. El tamaño de este vagón está limitado principalmente por el tamaño de la microtuneladora ya que debe caber en la excavación hecha inicialmente para la inserción de esta. Por lo tanto el vagón tiene unas dimensiones menores a las de la máquina, tanto en longitud como en el diámetro, seleccionadas a criterio de los proyectistas buscando el mayor volumen posible y una fácil introducción y extracción. Figura 75.

Figura 75. Vagón para el transporte de residuos.

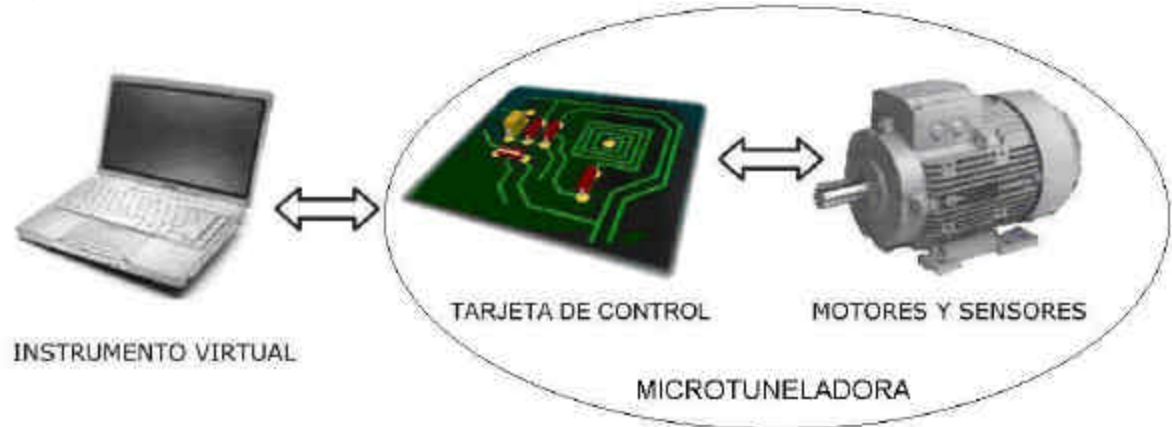


El vagón funciona gracias a una polea ubicada en la parte posterior de la máquina de tal manera que al halar el cable inferior, el vagón se desplaza hacia la máquina hasta quedar unida con esta. En este momento se activa el indicador *vagón en posición* del panel de control gracias a que el vagón activa un sensor de fin de carrera ubicado en la parte posterior de la máquina. Para extraer el vagón se hala el cable superior, mientras el vagón no está unido a la máquina el indicador del vagón permanece desactivado.

2.6 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO

Se decide hacer el control de la microtuneladora por el puerto serial del computador, este es conocido como puerto RS-232, la ventaja de este puerto es que todas las computadoras traen al menos un puerto serial, este permite la comunicación entre otros dispositivos tales como otro computador, el ratón, la impresora y para nuestro caso con los microcontroladores.

Figura 76. Esquema del proceso de control de la microtuneladora.



Existen dos formas de intercambiar la información: la paralela y la serial. La comunicación paralela transmite todos los bits de un dato de manera simultánea, por lo tanto la velocidad de transferencia es rápida, sin embargo tiene la desventaja de utilizar una gran cantidad de líneas, por lo tanto se vuelve más costoso y tiene la desventaja de atenuarse a grandes distancias, por la capacitancia entre conductores.

La comunicación serial transmite los bits uno a uno, por lo tanto es más lenta que la comunicación paralela pero tiene una velocidad aceptable para nuestra aplicación (2400 baudios), además puede utilizarse a distancias más largas (alrededor de 15 metros) y necesita menos líneas, para esta aplicación sólo tres: transmisión, recepción y la línea común de tierra).

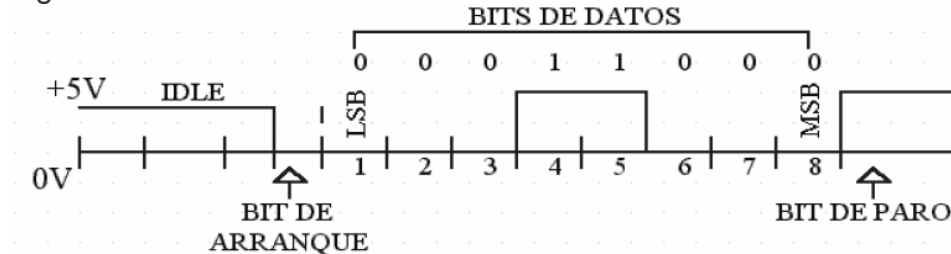
Existen dos tipos de comunicaciones seriales: la síncrona y la asíncrona. En la comunicación serial síncrona además de una línea sobre la cual se transmitirán los datos se necesita de una línea la cual contendrá los pulsos de reloj que indicaran cuando un dato es válido.

En la comunicación serial asíncrona aplicada en este proyecto, no son necesarios los pulsos de reloj. La duración de cada bit está determinada por la velocidad con la cual se realiza la transferencia de datos. La figura 77 muestra la estructura de un carácter que se transmite en forma serial asíncrona.

Normalmente cuando no se realiza ninguna transferencia de datos, la línea del transmisor se encuentra en estado *IDLE*, esto quiere decir en estado alto. Para iniciar la transmisión de datos, el transmisor coloca esta línea en bajo durante determinado tiempo, lo cual se le conoce como bit de arranque (*start bit*) y a continuación empieza a transmitir con un intervalo de tiempo los bits

correspondientes al dato, empezando siempre por el bit menos significativo (*LSB*), y terminando con el bit mas significativo (*MSB*). Si el receptor no está sincronizado con el transmisor, este desconoce cuando se van a recibir los datos.

Figura 77. Estructura de carácter transmitido en forma asíncrona.



Fuente: http://www.i-micro.com/pdf/articulos/Serial_RS232.pdf

Por lo tanto el transmisor y el receptor deberán tener los mismos parámetros de velocidad, paridad, número de bits del dato transmitido y de BIT de parada.

En los circuitos digitales, cuyas distancias son relativamente cortas, se pueden manejar transmisiones en niveles lógicos TTL (0-5V), pero cuando las distancias aumentan, estas señales tienden a distorsionarse debido al efecto capacitivo de los conductores y su resistencia eléctrica. El efecto se incrementa a medida que se incrementa la velocidad de la transmisión. Todo esto origina que los datos recibidos no sean igual a los datos transmitidos, por lo que no se puede permitir la transferencia de datos.

Una de las soluciones mas lógica es aumentar los márgenes de voltaje con que se transmiten los datos, de tal manera que las perturbaciones a causa de la línea se puedan corregir.

Ante la gran variedad de equipos, sistemas y protocolos que existen surgió la necesidad de un acuerdo que permitiera a los equipos de varios fabricantes comunicarse entre si. La EIA (Electronics Industry Association) elaboró la norma RS-232, la cual define la interfase mecánica, los pines, las señales y los protocolos que debe cumplir la comunicación serial, todas las normas RS-232 cumplen con los siguientes niveles de voltaje:

- Un "1" lógico es un voltaje comprendido entre -5v y -15v en el transmisor y entre -3v y -25v en el receptor.
- Un "0" lógico es un voltaje comprendido entre +5v y +15 v en el trasmisor y entre +3v y +25 v en el receptor.

El envío de niveles lógicos (bits) a través de cables o líneas de transmisión necesita la conversión a voltajes apropiados. En los microcontroladores para representar un 0 lógico se trabaja con voltajes inferiores a 0.8v, y para un 1 lógico con voltajes mayores a 2.0V. En general cuando se trabaja con familias TTL y CMOS se asume que un “0” lógico es igual a cero voltios y un “1” lógico es igual a cinco voltios.

La importancia de conocer esta norma, radica en los niveles de voltaje que maneja el puerto serial del ordenador, ya que son diferentes a los que utilizan los microcontroladores y los demás circuitos integrados. Por lo tanto se necesita de una interfase que haga posible la conversión de niveles de voltaje a los estándares manejados por los circuitos integrados TTL.

El circuito integrado MAX-232 (ver anexo 19) soluciona los problemas de niveles de voltaje cuando se requiere enviar unas señales digitales sobre una línea RS-232. Este circuito integrado se utiliza en aquellas aplicaciones donde no se dispone de fuentes dobles de +12 y -12 voltios. El MAX 232 necesita solamente de +5V para su operación, internamente tiene un elevador de voltaje que convierte el voltaje de +5V al de doble polaridad de +12V y -12V. (Cabe mencionar que existen una gran variedad de circuitos integrados que cumplen con la norma RS-232).

2.6.1 Circuito interfase entre el computador y el sistema de transmisión-recepción de datos. Para la comunicación entre el circuito interfase computador y el sistema de transmisión-recepción de datos (ver figura 78) y la máquina se consideran tres modos que son: a) llevar la señal directamente a través de cableado, b) comunicación por infrarrojos y c) por medio de radio frecuencia.

La primera, llevar la señal por medio de cableado se descarta debido a los inconvenientes que conlleva como son la atenuación de la señal a largas distancias, el cable blindado (ver anexo 20) utilizado en este tipo de aplicaciones no está diseñado para soportar el trabajo pesado al que estaría sometido (tracción y continuo enrollamiento y desenrollamiento que conduciría a su rápido deterioro). La segunda, la comunicación por infrarrojo tiende a tener menor alcance que la comunicación por radio frecuencia y necesita de una alineación entre el transmisor y el receptor. La tercera, por radiofrecuencia es la opción seleccionada ya que es de fácil implementación, y no necesita de alineación entre transmisor receptor.

Figura 78. Circuito interfase entre el computador y el sistema de transmisión-recepción de datos.

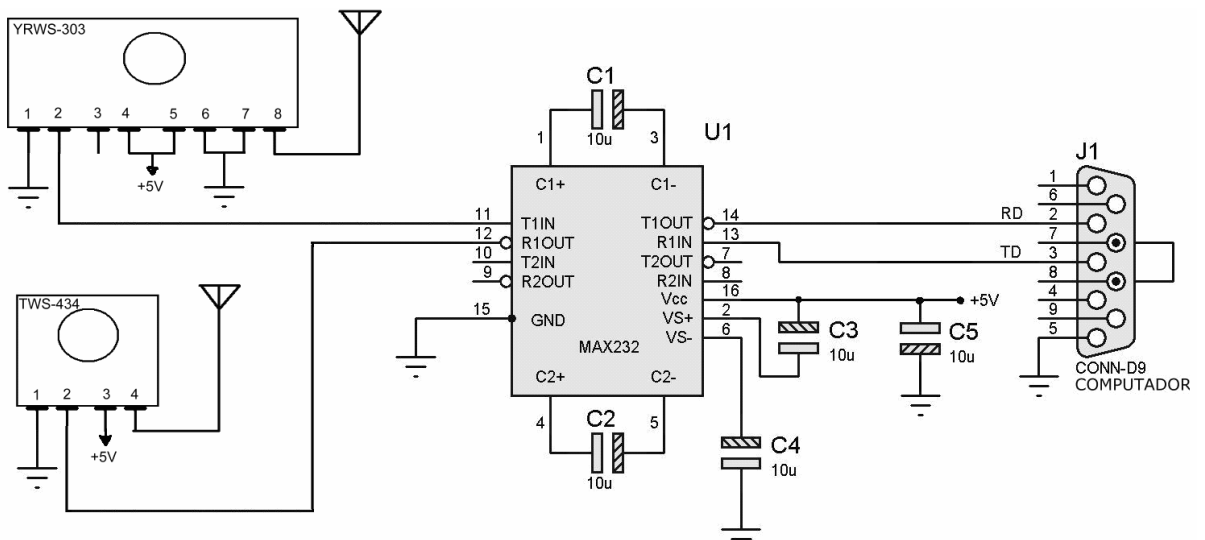


Figura 79. Modelo virtual de la interfase entre el computador y el sistema de transmisión-recepción de datos.

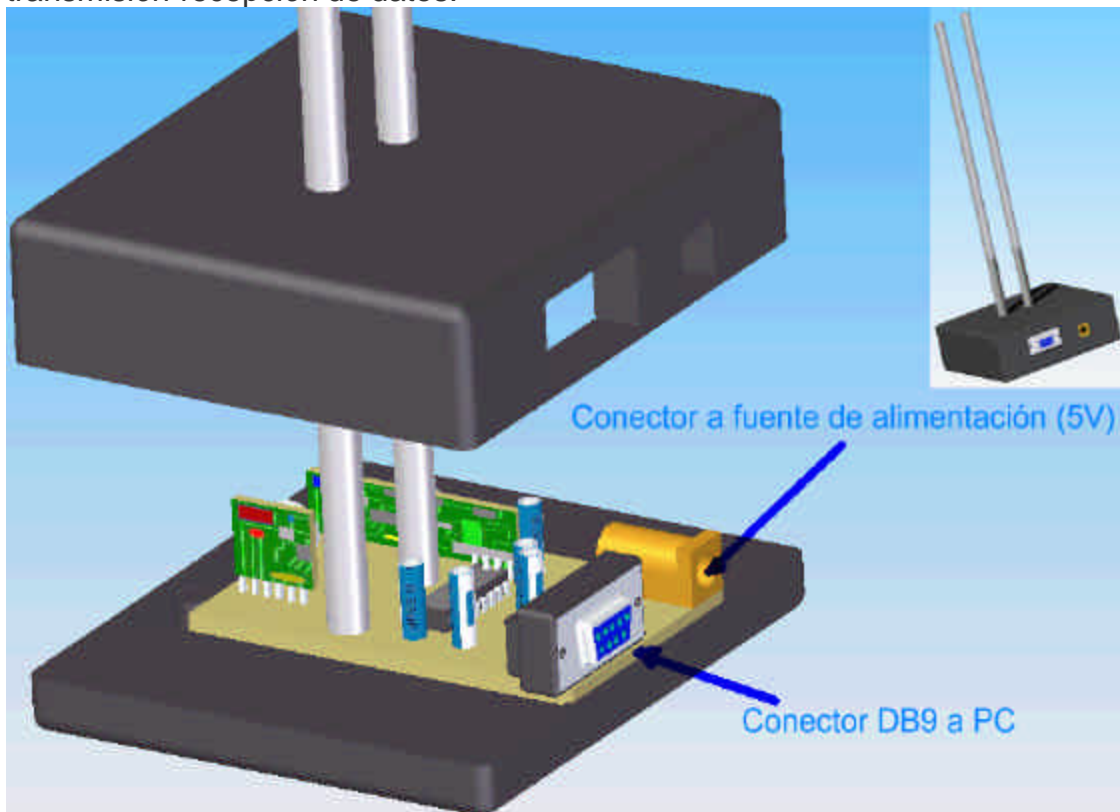
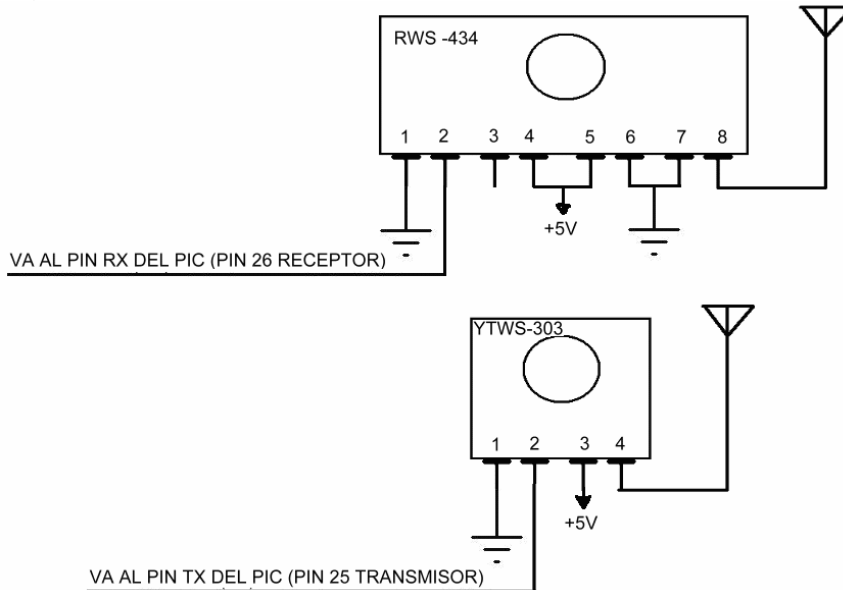


Figura 80. Circuito recepción-transmisión del microcontrolador.



2.6.2 Circuito de control. El circuito de control (figura 81) consta básicamente del microcontrolador PIC16F877A (controlador de interfase de acoplamiento con periféricos *PIC* por sus siglas en inglés) (ver anexo 21) que es el encargado de recibir las señales provenientes del puerto serial del computador acondicionadas por el circuito integrado MAX 232 y enviadas de manera análoga por el circuito TWS-434 ubicado en la interfase (ver anexo 22). Estas señales son recibidas por el circuito RWS-434 (ubicado en la máquina) el cual las transforma a digitales y las envía al pin 26 (RX) del microcontrolador, el cual las interpreta y procede a ejecutar la orden previamente programada (anexo 30), luego lee los sensores y envía esta información a través del pin 25 (TX) del microcontrolador al circuito YTWS-303 ubicado en la máquina que convierte dicha información para ser enviada de manera análoga, el circuito YRWS-303 de la interfase la recibe y la convierte en digital para que el computador la analice mientras que el microcontrolador permanece en espera de una nueva orden.

Los transmisores y receptores utilizados trabajan con modulación ASK, con señales portadoras de 434MHz Y 303MHz y un alcance máximo sin obstáculos de 140m³⁰.

El pin 1 MCLR es el pin de reset y es indispensable conectarlo para lograr el correcto funcionamiento del microcontrolador, se activa cada vez que el circuito es

³⁰ MONTROYA Luís. Aplicaciones con microcontroladores PIC. Medellín. EDILATINAS. 2004. Pág. 102. ISBN 958-33-6561-0

Los pines 3 y 4 reciben las señales de los sensores de inclinación horizontal y vertical. El sensor seleccionado tanto para medir la inclinación horizontal y la vertical es el Accustar electronic clinometer single axis $\pm 60^\circ$ range 02111002-000 y 02111102-000. (Ver anexo 24). Se selecciona este sensor por poseer unas características apropiadas para la máquina como son: rango de medida de $\pm 60^\circ$, una excelente resolución (60mV/grado), tamaño reducido y por no poseer partes móviles conserva la resolución por mucho tiempo.

El pin 5 recibe la señal del sensor de presión (ver anexo 25) y los pines 7 y 8 toman las señales de los sensores de movimiento RS52 Non-Contact Rotary Position Sensor de la marca POWER COMPONENTS OF MIDWEST, INC, seleccionado porque este posee la característica de entregar una señal analógica fácilmente adaptable a la entrada analógica del microcontrolador además de un tamaño favorable. (ver anexo 26).

Los pines 11 y 32 corresponden a la fuente de alimentación a cinco voltios del microcontrolador y los pines 12 y 31 corresponden a la línea a tierra. El condensador C4 tiene la función de filtrar la alimentación del microcontrolador.

El microcontrolador requiere para su funcionamiento de una fuente de oscilaciones regulares para operar correctamente, para este microcontrolador el oscilador escogido es un cristal de 4MHz, que va conectado entre los pines 13 (OSC1) y 14 (OSC2) del microcontrolador.

Por el pin 17 (RC2) *MOTOR AVANCE ADELANTE* se controla la velocidad el motor de avance mediante modulación por ancho de pulso PWM, restringida por la presión ejercida sobre la superficie a perforar. El control se hace a través de una serie de impulsos enviados a la entrada del puente H que hace girar el motor en el sentido de avance. El pin 16 (RC1) *MOTOR AVANCE RECOGE* tiene la función de hacer girar el motor en sentido contrario al de avance para recoger la parte posterior de la máquina al enviar un “1” lógico por la entrada del puente H que hace girar el motor en modo *recoger*.

El pin 19 configurado como salida controla el motor del sistema de corte, mediante un “1” lógico enviado al pin 1 del optotriac (ver sección 2.6.5) el motor es puesto en marcha, un “0” lógico en el mismo pin lo detiene.

El pin 20 (RD1) configurado como salida controla el motor de la banda transportadora. Mediante un “1” lógico enviado al pin el motor es puesto en marcha, un “0” lógico en el mismo pin lo detiene.

El pin 21 (RD2) *SENSOR AVANCE INICIO* y el pin 22 (RD3) *SENSOR AVANCE FIN* configurados como entradas son los encargados por medio de sensores de fin de carrera conectados en modo normalmente abiertos de detectar cuando el cabezal de corte está en la posición inicial o final para realizar el control del motor de avance. El pin 24 configurado también como entrada registra por medio de un sensor de fin de carrera si el vagón está o no en posición para la recolección de los residuos.

El pin 33 (RB0) *MOTOR SUJECIÓN 1S* está configurado como salida y es el encargado de hacer salir de la máquina la zapata de sujeción accionada por medio del motor 1 que se activa por un pulso de cinco voltios en este pin, un “1” lógico a través de una entrada del puente H que controla dicho motor. El pin 34 (RB1) *MOTOR SUJECIÓN 1E* está configurado también como salida digital pero este tiene la función de hacer entrar la zapata de sujeción accionada por el motor 1 cuando se activa la otra entrada del puente H. Los pines 27, 28, 29, 30, 35, 36, 37, 38, 39 y 40 cumplen la misma función de los pines 33 y 34 pero para los motores de sujeción 2, 3, 4, 5, y 6.

Como mecanismo adicional para asegurar el correcto funcionamiento de la tarjeta de control debe estar cubierta por una tapa metálica conectada al chasis de la máquina con el fin de llevar a tierra las señales eléctricas presentes en el ambiente.

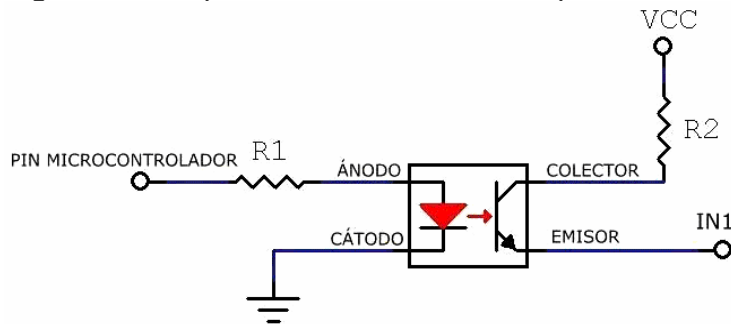
2.6.3 Circuito de acople entre la señal de control y los MOSFETs (transistores de efecto de campo de compuerta aislada) de potencia. Existen diversas situaciones en las que la conexión de un sensor con la unidad siguiente, por ejemplo un microcontrolador, entraña la posibilidad de causar daños como resultado quizás de un voltaje o corriente elevados, para atenuar estas señales se suelen incluir resistencias que limiten las corrientes elevadas, fusibles que se fundan cuando la corriente sobrepase un nivel seguro, o transformadores de pulsos u optoacopladores cuando se desea aislar del todo los circuitos y eliminar todas las conexiones eléctricas entre ellos³¹. Es recomendable aislar eléctricamente el circuito de control del circuito de potencia por su cercanía, especialmente con el motor de inducción que hace susceptible de funcionamientos erróneos al microcontrolador; por esto la necesidad de utilizar un circuito de acople (Figura 82).

Para esta aplicación se utilizan optoacopladores, circuitos integrados de referencia ECG3221 para los motores de corriente continua, Se selecciona este circuito

³¹ BOLTON William. Mecatrónica. 2 Ed. ALFAOMEGA. Ciudad de México. 2001. Pág. 65
ISBN 970-15-0635-9.

integrado por contener un buen número de optoacopladores, cuatro en el mismo circuito; condición conveniente para la reducción de espacio.

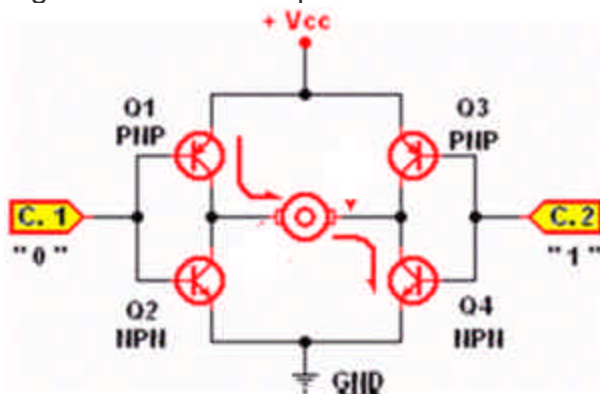
Figura 82. Esquema del circuito de acople.



Un “1” lógico proveniente de un pin del microcontrolador activa el transistor por medio de una luz infrarroja emitida por el diodo permitiendo el paso de corriente a través del emisor que está conectado a una de las entradas del circuito de control de sentido de giro de los motores de corriente continua.

2.6.4 Circuito de control de sentido de giro de los motores DC. Es posible invertir el sentido de rotación de un motor DC mediante la inversión del sentido bien del flujo de su campo, bien de su corriente de inducido. El método más popular de inversión consiste en invertir las conexiones de inducido. Para esto se puede emplear el circuito conocido como puente H que se ilustra en la figura 83 y que consta básicamente de cuatro dispositivos de estado sólido (transistores BJT's, TIP's, MOSFET's según la potencia requerida) que actúan como interruptores para permitir el flujo de corriente en un sentido u otro según estén activadas las entradas de control.

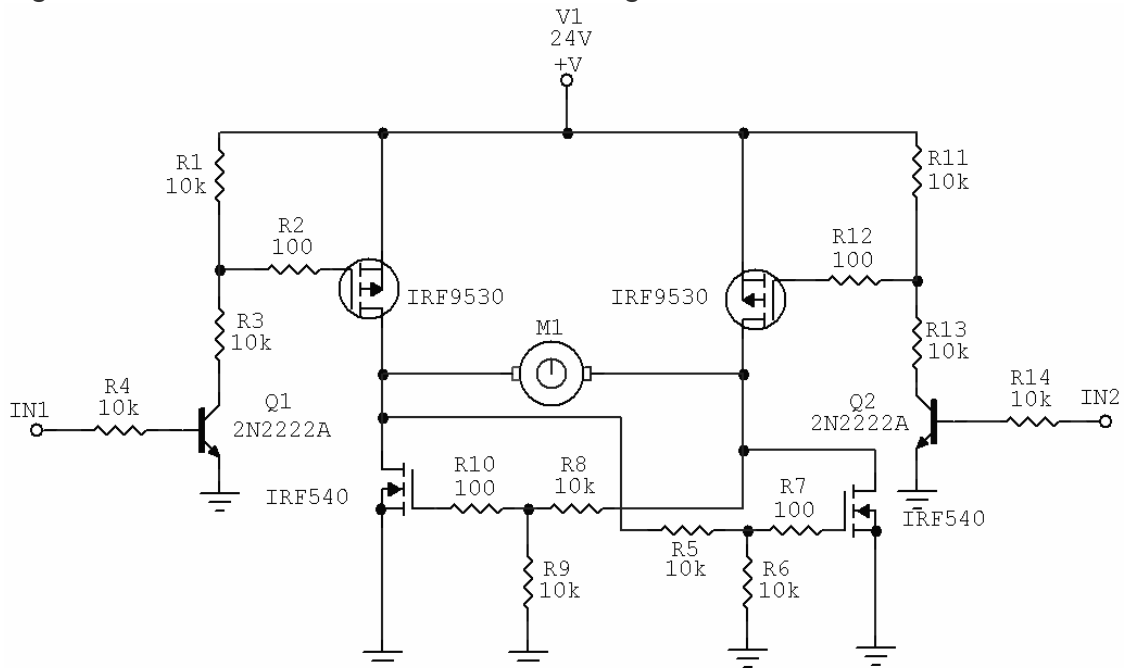
Figura 83. Puente H para inversión de sentido de giro de un motor DC.



Fuente: http://perso.wanadoo.es/luis_ju/ebasica2/mcc_02.html

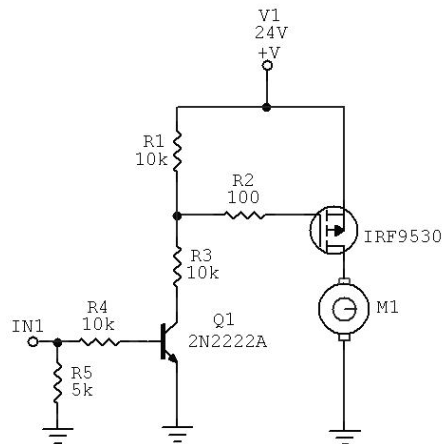
El puente H a utilizar para controlar cada uno de los motores DC se ilustra en la figura 84, los criterios de selección de sus componentes pueden verse en el anexo 27. Este circuito se elige porque las características del motor a controlar de ese diseño son similares al seleccionado en este proyecto.

Figura 84. Circuito de control de sentido de giro del motor.



Fuente: ZORRO MARTÍNEZ, Helmer. Diseño y construcción de un prototipo de interfase para manejar y controlar un motor DC desde un computador para el sistema de corte de chapa metálica de ZAMA LTDA. Duitama, 2006, 133p. Trabajo de grado (Ingeniero Electromecánico). Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia. Facultad Seccional Duitama Ingeniería Electromecánica.

Figura 85. Circuito de control del motor de la banda transportadora.



Las entradas IN1 e IN2 (figura 84 y 85) provienen de los pines de salida de los optoacopladores del circuito de acople, que se conectan con el circuito de control de sentido de giro.

Cuando se activa la entrada IN1 (figura 84) la polaridad del motor es positivo en la izquierda y negativo en la derecha. Cuando es la entrada IN2 la que está activada, el motor queda con polaridad positiva en la derecha y negativa en la izquierda.

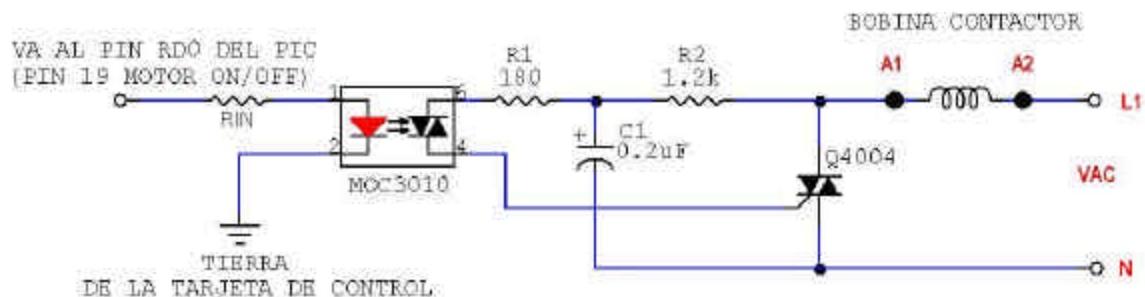
Tabla 19. Estado del motor según las entradas de control

IN1	IN2	Estado Motor
0	0	Apagado
0	1	Gira en sentido CCW
1	0	Gira en sentido CW
1	1	NO PERMITIDO

Como se observa, no se permite que ambas entradas estén activadas al mismo tiempo, porque los MOSFETs entrarían en cortocircuito y se destruirían, además esta posibilidad no está contemplada en el programa del microcontrolador.

2.6.5 Circuito de control del motor del cabezal de corte. En este circuito (figura 86) se hace también necesario aislar la tarjeta de control de la de potencia, por lo que se utiliza un optoacoplador, en este caso un optotriac debido a que el contactor trabaja con corriente alterna. El optotriac se activa con un “1” lógico en el pin 1 permitiendo el paso de corriente entre los pines 6 y 4 y a su vez activa el triac Q4004, permitiendo ahora el paso de corriente por este y por consiguiente por la bobina del contactor poniendo así en marcha el motor. La detención del motor se hace con un “0” lógico en el pin 1 del optotriac que desactiva la bobina del contactor.

Figura 86. Circuito de control del motor de inducción.

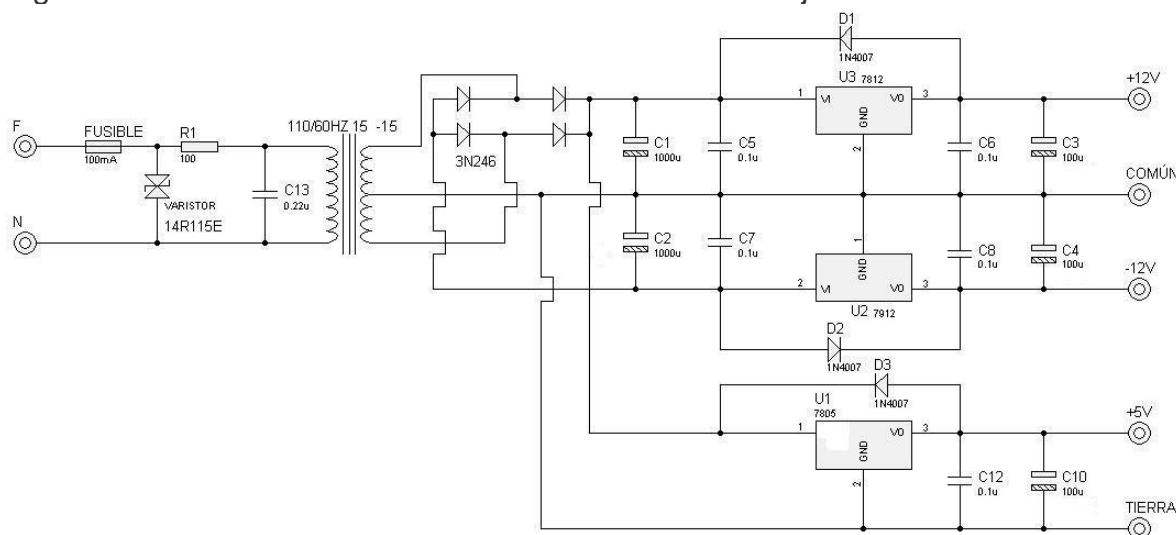


2.6.6 Fuente de alimentación de la tarjeta de control. Teniendo en cuenta la sensibilidad a las variaciones de voltaje de los componentes que hacen parte de la tarjeta de control se hace necesario reducir al máximo los posibles ruidos provenientes de la red, por esto se incluye en el primario del transformador de la fuente de alimentación una serie de dispositivos de filtrado de la señal como son:

- ? Un filtro RC pasabajos, calculado para 70Hz que cumple la función de impedir que pasen frecuencias superiores a las de un funcionamiento normal.
- ? Un varistor (*MOVs*, Metal Oxide Varistors) para limitar el voltaje aplicado al circuito, el varistor se cortocircuita cuando ocurren picos de voltaje absorbiendo la energía resultante.

Los voltajes de salida de la fuente son de +5V, 12V y -12V por ser los solicitados por el microcontrolador, los sensores y demás dispositivos de la tarjeta de control. Se utiliza un transformador estándar conectado a la fase o línea 1 y al neutro, con una salida de +15V y -15V y una potencia de 25W.(Figura 87) .

Figura 87. Circuito de la fuente de alimentación de la tarjeta de control.



2.6.7 Fuente de alimentación del circuito de potencia. Para la etapa de potencia se hace necesaria una fuente de alimentación diferente de la de fuente de alimentación del circuito de control para mantener el aislamiento eléctrico. Esta fuente es la encargada de alimentar los motores dc que tienen un voltaje nominal de +24V. Para este caso se propone una fuente conmutada, porque una fuente estándar como la usada para el circuito de control supone un transformador demasiado grande que no sería conveniente para el diseño ya que es conveniente

que el tamaño de la fuente sea lo menor posible debido al poco espacio disponible dentro de la microtuneladora (figura 88).

La fuente a utilizar debe suministrar un voltaje de +24V DC y una corriente de aproximadamente 10 A, que es el consumo máximo cuando trabajen simultáneamente el motor de avance, el motor de extracción y el motor de alguna de las zapatas de sujeción que esté corrigiendo la posición de la máquina.

La fuente seleccionada es la mostrada en la figura 88, de marca POWER-ONE, trabaja a 110VAC, proporciona +24V DC y una corriente de 21A. Las dimensiones son 228.6mm x 127mm x 63.5mm y requiere de 110VAC (ver anexo 28). En la figura 86 se observa el esquema del circuito eléctrico de la microtuneladora.

Figura 88. Fuente de alimentación del circuito de potencia.



Fuente: www.power-one.com

2.6.8 Selección del motor para el cabezal de corte. El motor seleccionado para el cabezal de corte es el motor de inducción marca siemens 1LA7 113-6YA60 (ver anexo 14). Para la selección de este motor se tienen en cuenta los parámetros descritos a continuación:

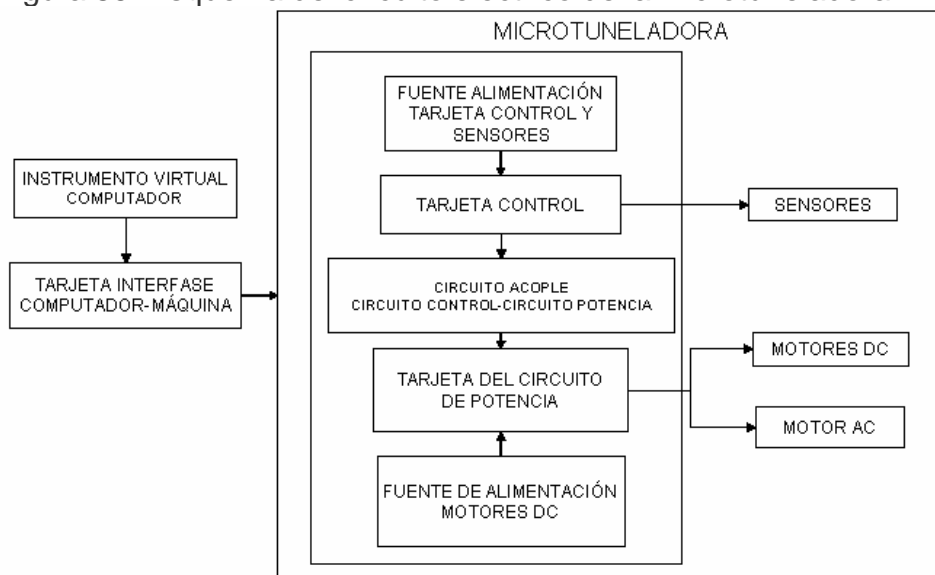
- ? Se determina que se debe utilizar un motor de inducción, ya que un motor de corriente continua implicaría unos requerimientos eléctricos demasiado complejos como son una fuente de rectificación de alta potencia y unos conductores de gran diámetro para reducir pérdidas en el cobre.
- ? El motor de inducción debe ser de alimentación trifásica por ser el que mayor potencia entrega entre este tipo de motores.

- ? Tomando como base los datos técnicos de los catálogos de los fabricantes se determina el motor a seleccionar haciendo una revisión del tamaño del motor frente al espacio reservado para este dentro de la máquina y la potencia requerida (4HP, ver sección 2.1).
- ? Otras razones para la utilización de este motor en esta aplicación son las ventajas que conlleva: robustez eléctrica y mecánica, facilidad y escasa necesidad de mantenimiento, facilidad de instalación, bajo coste y es un motor estándar de fácil adquisición en el mercado.

2.6.9 Selección del cable de poder y contactor. El cable de poder debe ser fácilmente maniobrable en espacios reducidos y poderse enrollar y transportar con facilidad por lo que se opta por un cable del tipo *flexible* para trabajo pesado, estos se usan generalmente para conectar equipos y aparatos móviles (por ejemplo equipos de soldadura). Su característica de flexibilidad los faculta para soportar movimientos o vibraciones, las cuales se presentan en algunas aplicaciones específicas. Además debe transportar la corriente necesaria para alimentar el motor de inducción, la fuente de alimentación del circuito de control y la fuente de alimentación del circuito de potencia que suman aproximadamente 17 amperios. El cable seleccionado es entonces del tipo ST-C "Encauchetados" calibre 12, de cuatro fases (Ver anexo 29).

El contactor a utilizar es el de referencia LC1-D18 marca Telemecanique seleccionado con base en los parámetros de funcionamiento del motor AC.

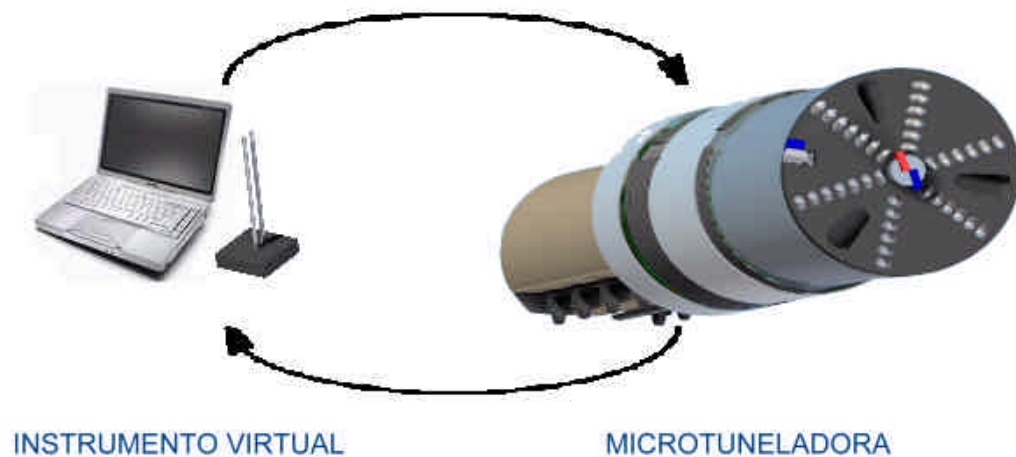
Figura 89. Esquema del circuito eléctrico de la microtuneladora.



2.7 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

El funcionamiento del sistema de control consta básicamente de un ciclo en el que el microcontrolador lee las instrucciones enviadas desde el computador y las ejecuta, luego lee los sensores de la máquina y envía esta información al computador, el cual la recibe y procesa junto con las instrucciones dadas por el operario de la máquina generando nuevas instrucciones para ser enviadas al microcontrolador cerrando así el ciclo de trabajo.

Figura 90. Diagrama del ciclo de trabajo del sistema de control.



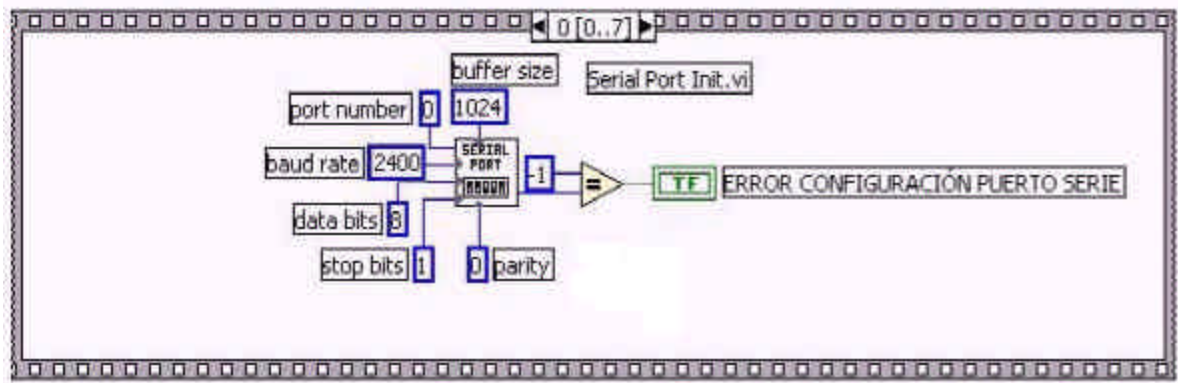
El sistema de control está formado por dos partes, un *instrumento virtual* para controlar la máquina de manera remota desde un computador y el *programa del microcontrolador* que descifra la información enviada por el instrumento virtual y efectúa las operaciones programadas.

2.7.1 Instrumento virtual. El instrumento virtual es realizado bajo el lenguaje de programación gráfico para el diseño de sistemas de adquisición de datos, instrumentación y control LabVIEW 6i. Este software maneja dos paneles, en uno se construye una interfaz gráfica (figura 98 panel de control) con la cual se controla la máquina a través de cuadros de texto y el ratón. En el otro panel se crea el programa por medio de diagrama de bloques mediante iconos que representan las operaciones que debe realizar el instrumento virtual.

El programa está hecho sobre la estructura *sequence* en la que se efectúan instrucciones cuadro a cuadro en un orden establecido. El primer paso en la

realización del programa es la configuración del puerto serie, esta se realiza en el primer cuadro (*frame 0*) (figura 91) sobre el icono *serial port init.vi* y es donde se configuran todas las características de comunicación a través del puerto serie como son: velocidad de transmisión de los datos *baud rate*: 2400 baudios; el número de bits de los bytes recibidos considerados como datos *data bits*: 8 en este caso; el puerto serie a utilizar *port number*: 0 que corresponde al puerto serie com1; bit de parada *stop bits*: 1; tamaño del buffer, es decir el tamaño reservado para acumular los datos de entrada y salida que se utilizarán en la transmisión y recepción de mensajes *buffer size*: 1024 bytes; no se utiliza paridad *parity*: 0; y un código de error que toma el valor de -1 si el puerto serie no puede ser inicializado correctamente o si alguno de los parámetros anteriores está fuera de rango, *error code*.

Figura 91. Configuración del puerto serie.



El segundo cuadro (*frame 1*) (figura 92) tiene la función de enviar inicialmente el número "0" al microcontrolador, el envío de este primer dato tiene la función de iniciar el microcontrolador, el cual lo recibe y a continuación envía las lecturas de los sensores al computador. Según el diagrama de bloques de la figura 92 se observa que la condición inicial* sólo se cumple en el primer ciclo del programa puesto que en siguiente ciclo el valor utilizado en la condición inicial se ha modificado**.

En el tercer cuadro (*frame 2*) figura 93, se configura el puerto serie COM1 para la recepción de los datos enviados por el microcontrolador, esta se realiza sólo si la condición *no recepción* es verdadera. El indicador booleano *error en el acceso al puerto* representado por un led virtual en el panel de control (figura 95) del instrumento virtual pasa a posición *true* (verdadero) en caso tal de mal funcionamiento del puerto serie, por ejemplo en el caso de que accidentalmente se desconecte la interfase existente entre el computador y el circuito de control. El

indicador *error code* se enciende en caso de que existan problemas en la recepción de los datos.

Figura 92. Condición inicial para el arranque del microcontrolador.

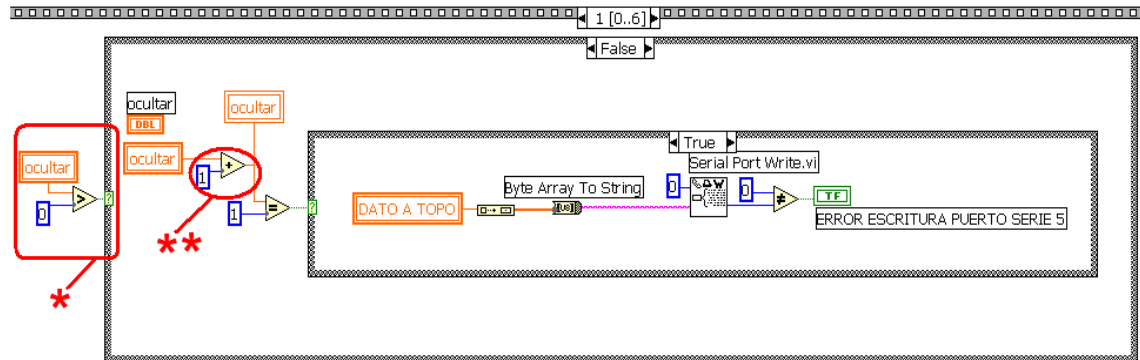
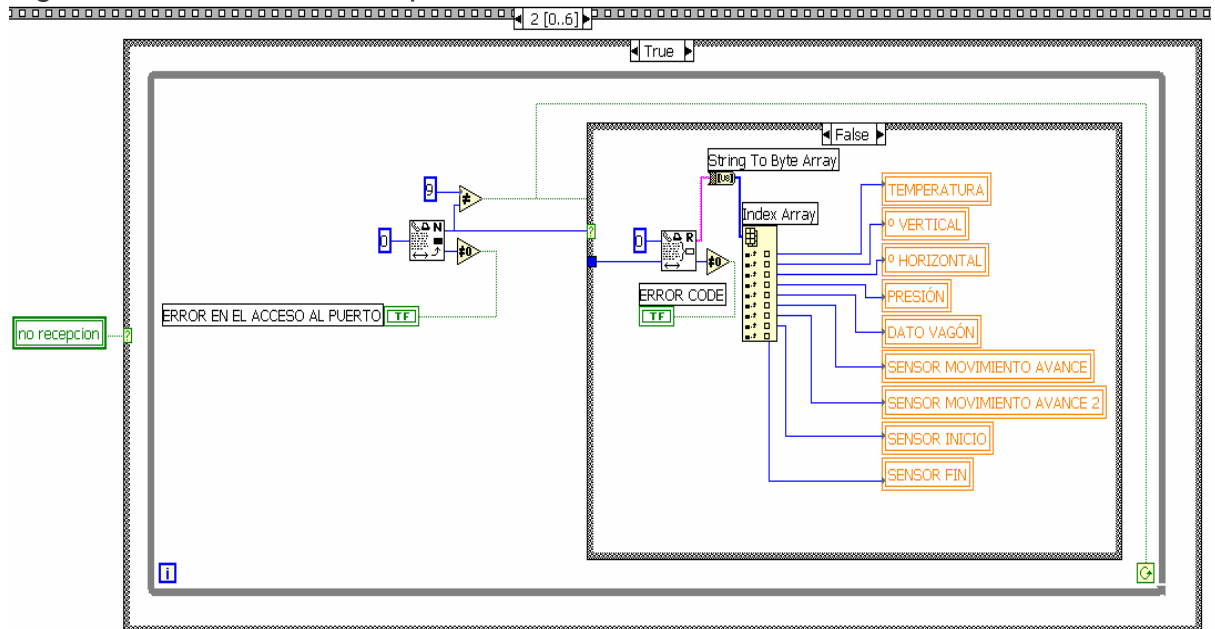


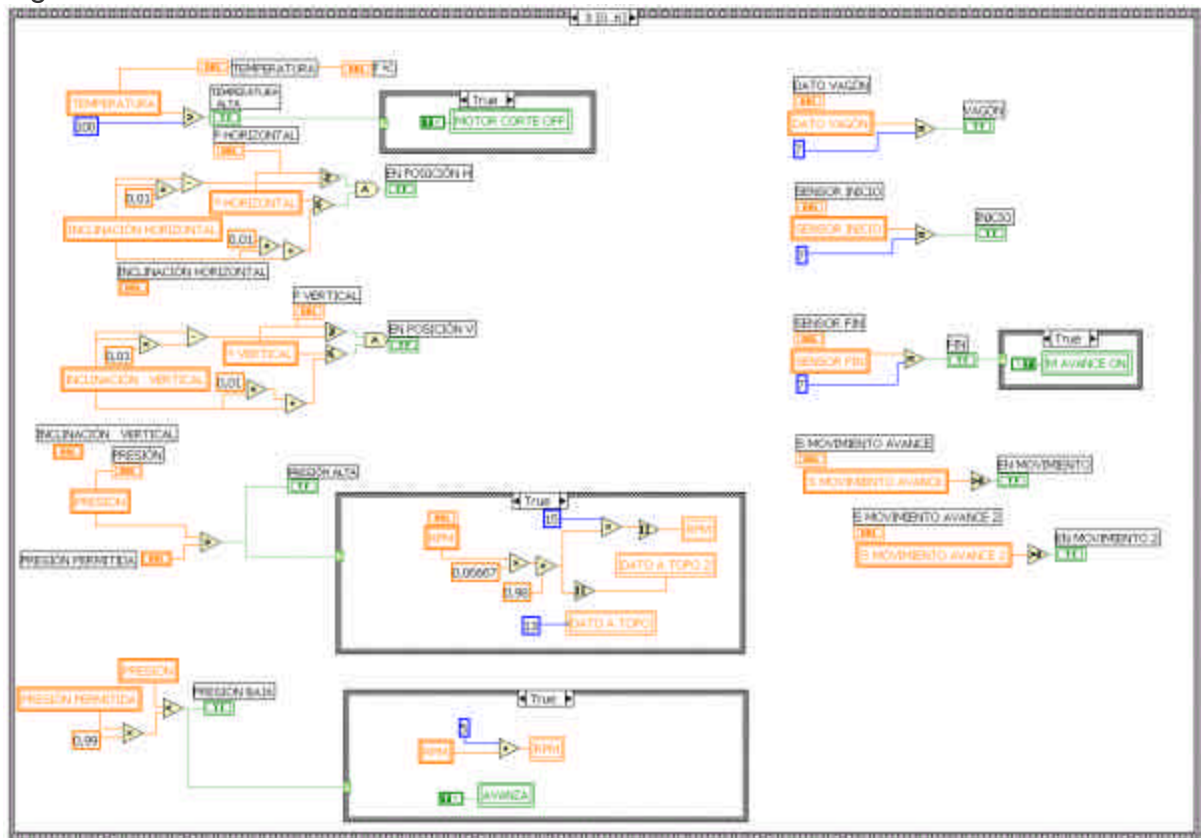
Figura 93. Lectura de datos provenientes del microcontrolador.



En el cuarto cuadro (*frame 3*) figura 94, los datos obtenidos de los sensores son mostrados en los indicadores respectivos del panel de control, además en caso de que alguno esté por fuera del rango establecido enciende indicadores luminosos virtuales de emergencia en el panel frontal para alertar al operario de la máquina y el instrumento procede con la acción correctiva correspondiente.

Quinto cuadro (*frame 4*), figura 95. En esta secuencia están relacionados los pulsadores del panel frontal que controlan el sentido de giro de los motores de las zapatas de apoyo de la máquina, el sentido de giro y la velocidad de avance del motor de avance y el arranque y frenado del motor de la herramienta de corte y el motor de la banda transportadora.

Figura 94. Tratamiento de la información recibida.



Sexto cuadro, (*frame 5*), en esta secuencia se procesa el número a enviar cargado en el cuadro anterior en la variable local *dato a topo* para convertirlo al sistema binario y se procede a enviarlo (figura 96).

Séptimo cuadro (*frame 6*), en este cuadro se activa la recepción de datos y se borra el contenido de las variables *dato a topo* y *dato a topo 2* (figura 97).

En la figura 98 se observa el panel frontal del instrumento virtual.

Figura 96. Envío de datos al microcontrolador.

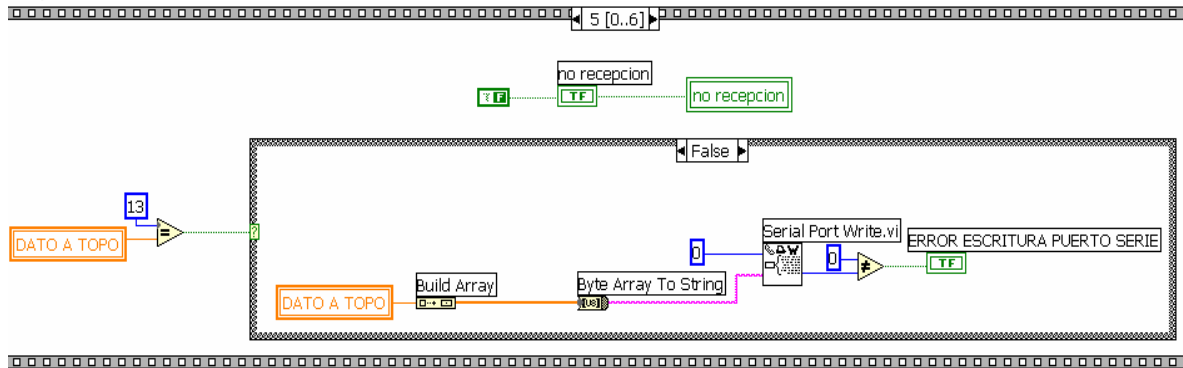
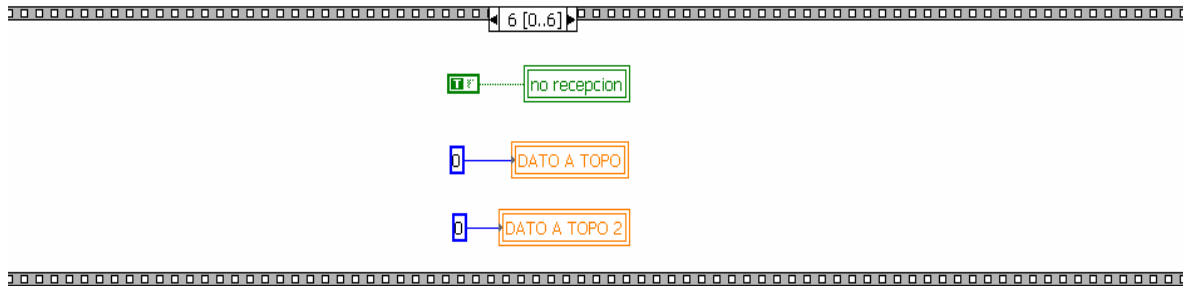


Figura 97. Activación de recepción de datos y borrado de variables.



2.7.2 Programa del microcontrolador.

En la rutina *recepción*, se recibe el dato (el número en sistema binario) enviado desde el instrumento virtual y se guarda en el registro *datopc1*, el cual es leído en la rutina *tabla de direccionamiento de instrucciones* donde se ejecuta la instrucción establecida para este valor, a continuación se leen todos los sensores y la información se guarda en los registros *dattemp* (temperatura), *datinclv* (inclinación vertical), *datinclh* (inclinación horizontal), *datpresi* (presión), *datspva* (estado del vagón), *datsfii* (sensor final de carrera inicio), *datssfif* (sensor final de carrera final), *datsmov1* (sensor movimiento 1), y *datsmov2* (sensor movimiento 2) y mediante la rutina de transmisión se lee y se envía la información contenida en cada registro al instrumento virtual. En seguida el programa vuelve a la rutina de recepción en espera de nueva información para continuar el proceso. En la figura 99 se muestra el diagrama general de flujo del programa grabado en el microcontrolador. El programa se puede observar en el anexo 30.

Figura 98. Panel de control de la microtuneladora.

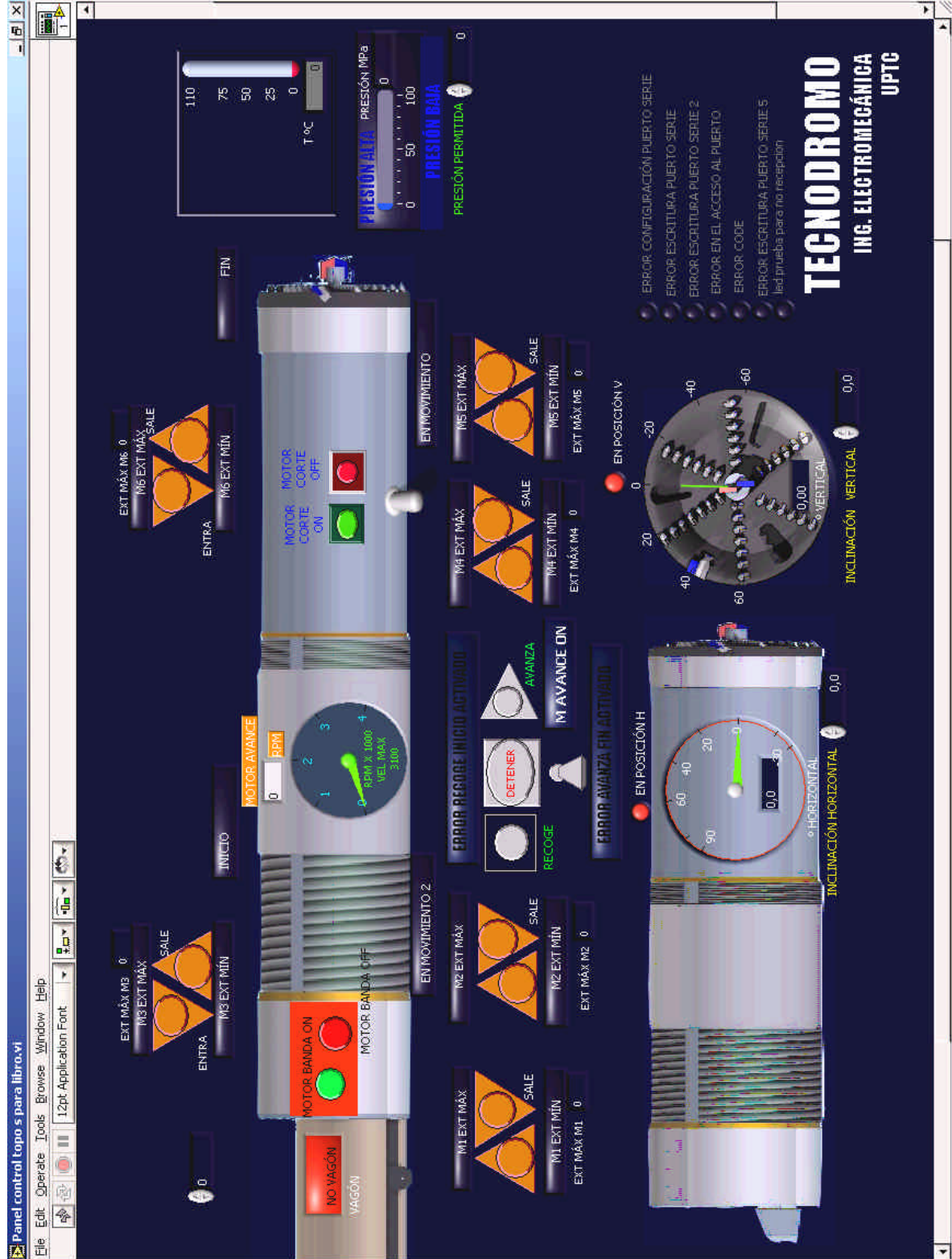
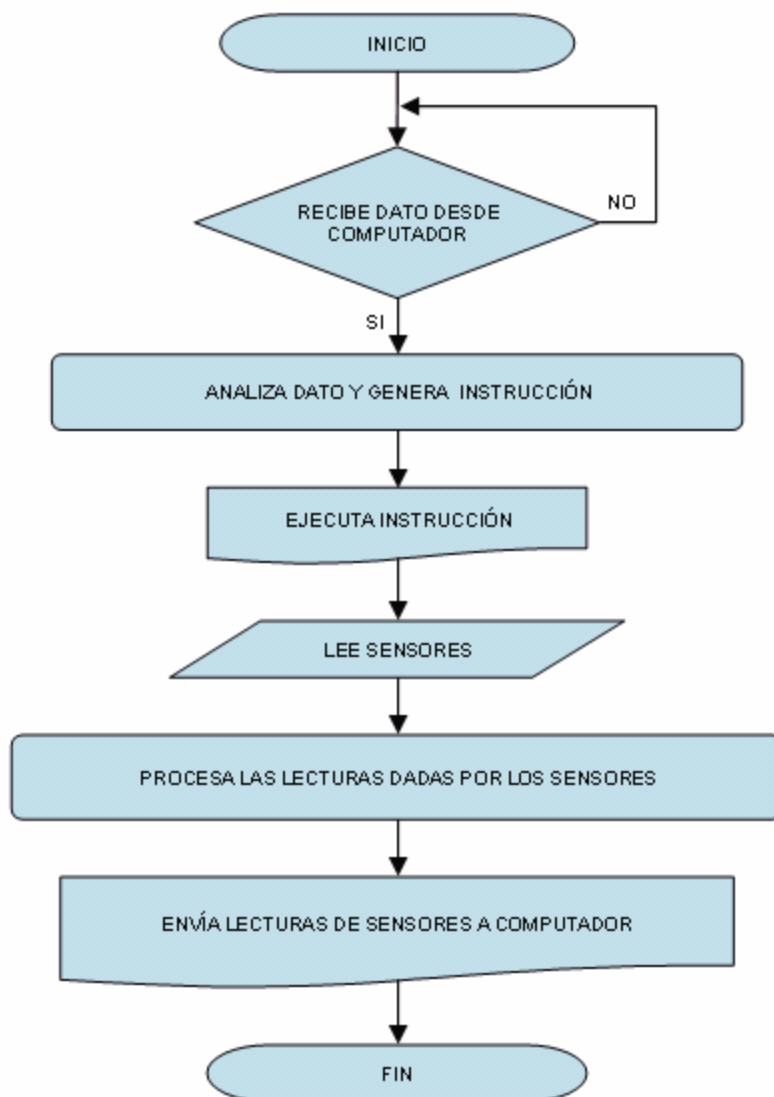


Figura 99. Diagrama general de flujo del programa del microcontrolador.



3. MANUAL DE OPERACIÓN

Este manual presenta los parámetros básicos necesarios para que el operario controle de manera eficiente y segura la microtuneladora.

Instrucciones iniciales

- ✍ La alimentación de la máquina debe ser tomada de una fuente que coincida con sus especificaciones eléctricas, ya sea de la red de suministro local o de una planta eléctrica, es decir un sistema trifásico 220V/60Hz que contenga neutro y que cuente además con un sistema vigilante de tensión que interrumpa la alimentación de energía de la máquina cuando se presenten pérdidas de fase, caídas de tensión, secuencia etc.
- ✍ Los conectores que se utilicen para enchufar tramos de cable, deben ser de un tipo de enganche que los mantenga firmemente unidos. Debe evitarse que estos conectores se abran o se cierren mientras estén energizados. También se deben emplear medios adecuados para evitar tensiones mecánicas en los conectores y terminaciones.
- ✍ Los cables portátiles no deben contener empalmes, excepto si son de tipo permanente, moldeado o vulcanizado, según lo que establece el Artículo 110-14(d) de la norma técnica colombiana NTC 2050.
- ✍ Se debe confirmar que no existan instalaciones de gas, eléctricas o de cualquier tipo que puedan poner en peligro la vida del operario de la máquina o de personas cercanas al sitio de trabajo. En caso de que sea necesario trabajar cerca de una de estas instalaciones se debe identificar plenamente su localización y realizar una planeación exhaustiva de la excavación para que se sitúe a una distancia prudente tomando siempre todas las medidas de seguridad necesarias.
- ✍ En caso de que el terreno sea demasiado duro el avance en cada ciclo de trabajo será necesariamente más corto debido a que las guías podrían no soportar la torsión ejercida por el motor que proporciona el giro al cabezal de corte.
- ✍ Se debe inspeccionar el correcto funcionamiento de todos los sensores al iniciar cada nuevo trabajo, así como el de cada motor.

- ✍ Verificar el sentido de giro del motor del cabezal de corte, ya que podría presentarse una incorrecta conexión desde la fuente de alimentación que conllevaría a un funcionamiento anormal de la máquina. En caso de que el motor del cabezal de corte gire en sentido contrario al establecido se debe rectificar la conexión de las fases de la fuente de alimentación a la máquina.
- ✍ Se debe excavar desde la parte más baja hasta la parte más alta debido a las limitaciones del sistema de extracción de residuos. En caso de que la pendiente sea superior a 60° (60° es el rango máximo de medida del sensor de inclinación) se hace necesario modificar la posición de los sensores de inclinación a una posición conveniente dependiendo de la pendiente deseada teniendo presente que la medida observada en el panel de control de la máquina estará desfasada el ángulo en que se haya modificado la posición de los sensores.
- ✍ Se debe procurar no apagar el motor del cabezal de corte (motor AC) durante el trabajo de perforación para evitar las elevadas corrientes producidas durante el arranque del motor.

INSTRUCCIONES DE USO

- ✍ Antes de energizar la microtuneladora se debe preparar una cavidad de tal manera que se pueda introducir la máquina.
- ✍ Una vez verificadas las condiciones dadas en las instrucciones iniciales proceda a energizar la microtuneladora y después ponga en funcionamiento el panel de control dando clic en el icono de encendido, como se muestra en la figura 100.

Figura 100. Botón de encendido del panel de control de la microtuneladora.



- ✍ Verifique las medidas de todos los sensores. El sensor de temperatura debe marcar una temperatura cercana a la temperatura ambiente, la

medida de la presión debe ser 0 Mpa, el indicador de la posición del vagón debe estar en posición *ON* (en color verde), el sensor de posición *INICIO* debe estar en posición *ON* (en color verde) y el sensor de posición *FIN* debe estar en posición *OFF* (en color azul oscuro). Una vez los sensores muestren las especificaciones establecidas proceda con el siguiente paso.

- ✍ Proceda a extender cada una de las zapatas de sujeción para fijar la microtuneladora a las paredes de la cavidad hecha inicialmente, verificando al mismo tiempo en el panel de control que el ángulo de inclinación sea el requerido por el trabajo de excavación. Tenga presente que las zapatas delanteras sólo se deben extender para establecer la correcta posición de la máquina pero no deben ejercer presión sobre las paredes del túnel porque esto impediría el avance de la máquina. Para evitar frenar la máquina sólo utilice dos de las zapatas delanteras para corregir la posición de la máquina.
- ✍ El orden de encendido de los motores se debe efectuar de manera rigurosa para evitar inconvenientes en el funcionamiento de la máquina. Ponga en marcha primero el motor del cabezal de corte, luego el motor de extracción de residuos y por último el motor del sistema de avance.
- ✍ Mantenga una cuidadosa atención a las lecturas de todos los sensores para poder responder rápidamente a cualquier situación que se presente como por ejemplo un cambio en la inclinación de la máquina, el aumento de la temperatura del motor o un deslizamiento de la máquina manifestado en la activación de los sensores de movimiento.
- ✍ Una vez la microtuneladora cumple su carrera, se detiene el motor del sistema de avance y se enciende el indicador *FIN* (color verde claro) del panel de control. Retire el vagón de extracción de residuos y proceda a vaciarlo, introdúzcalo de nuevo en el túnel hasta que el indicador de vagón en posición cambie a *ON* (color verde claro).
- ✍ A continuación apague el motor de extracción de residuos y proceda a extender las zapatas delanteras hasta fijar la máquina. Luego proceda a retraer la zapata 3 (motor 3) y posteriormente de clic mantenido sobre el botón *RECOGE* hasta que el indicador *INICIO* pase a posición *ON* (color verde claro). Cuando el indicador *INICIO* cambia a color verde representa que la parte trasera de la máquina se ha unido nuevamente a la parte delantera. A continuación ajuste de nuevo el vagón en la posición requerida (vagón en posición cambie a *ON* (color verde)) y repita el ciclo.
- ✍ La manera de medir el avance de la perforación de la máquina es midiendo la extensión del cable de poder que va solicitando la máquina o

multiplicando el número de ciclos de trabajo por el avance de la máquina (máxima extensión del tornillo de empuje).

- ✍ La temperatura del motor del cabezal de corte debe mantenerse controlada ya que la ventilación del motor está reducida por el poco espacio con que se cuenta para la circulación de aire.
- ✍ En caso de que se pierda la comunicación con la máquina proceda inmediatamente a cortar el fluido eléctrico que va hacia la máquina, reinicie el panel de control virtual, energice de nuevo la máquina y de clic sobre el icono de encendido. No se debe cerrar el programa de control de la máquina puesto que se perdería la información sobre la ubicación de las zapatas.
- ✍ El retroceso de la máquina se hace de manera inversa al avance, teniendo en cuenta que en esta operación los motores del sistema de extracción de residuos y del cabezal de corte permanecen apagados.

4. CONCLUSIONES

- ✍ Las herramientas de diseño asistido por computador *CAD* son esenciales en el desarrollo de este tipo de proyecto ya que nos permite detectar la existencia de colisiones entre partes, conocer dimensiones de piezas específicas rápidamente para poder diseñar otras que van acopladas y estudiar posibles configuraciones que de otra manera sólo sería posible realizar con ensayos sucesivos de modelos reales.
- ✍ El análisis por elementos finitos predice el comportamiento de piezas con geometrías complejas, para nuestro caso el disco de corte que sería muy difícil estudiar su comportamiento por métodos tradicionales.
- ✍ Según los resultados del análisis por elementos finitos (FEA) sobre el conjunto de picas de fricción se observa que los componentes tienen un factor de seguridad apropiado aún teniendo en cuenta que el análisis se hace tomando materiales con resistencias inferiores a las ideales por lo que se deduce que la vida útil de estos componentes depende en mayor medida de la resistencia al desgaste que estos puedan tener.
- ✍ Debido a la longitud resultante de la máquina sólo sería recomendable para excavaciones de una longitud aceptable (superiores a 5 veces la longitud de la máquina) y donde exista el espacio suficiente para realizar las cavidades de introducción y extracción de la máquina.
- ✍ La microtuneladora diseñada, es una máquina que no existe comercialmente y gracias a los conocimientos adquiridos durante la carrera, hemos llegado a un diseño confiable, que garantiza un excelente desempeño si se lograra fabricar, cumpliendo con los objetivos propuestos.
- ✍ Entre las principales características de la máquina es de resaltar su sistema de control sencillo de manejar y empleando interfases gráficas que facilitan su operación. Adicionalmente el diseño se hizo empleando software tridimensional el cual nos ayudó a optimizar la mecánica y desempeño de las partes internas.
- ✍ Es necesario socializar nuestro proyecto con las diferentes entidades interesadas tales como contratistas de instalación de redes de servicios públicos, dueños de minas para realizar miniexploraciones, ductos de ventilación, al Estado para realizar excavaciones de emergencia en el caso de derrumbes entre otras aplicaciones.

5. BIBLIOGRAFÍA

ANGULO USATEGUI, José M^a. ROMERO YESA Susana, ANGULO MARTÍNEZ, Ignacio. Microcontroladores PIC Diseño práctico de aplicaciones segunda parte PIC 16F87x. Madrid. Mc Graw-Hill. 2003. 231p. ISBN 84-841-2858-3

ICONTEC. COMPENDIO TESIS Y OTROS DE TRABAJO DE GRADO Bogotá ICONTEC 2002. 210p. ISBN 958-9383-07-6

LÁZARO, Antoni Manuel. FERNÁNDEZ, Joaquín del Río. Labview 7.1 Programación gráfica para el control de instrumentación. Madrid Thomson Editores Spain Paraninfo, S.A. 2005. 323p. ISBN 84-9732-391-2.

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México. PRENTICE HALL, 1999. 1048p. ISBN 970-17-0257-3

NORTON, Robert L. Diseño de maquinaria. 2 Ed. México. McGraw-Hill, 2000. 876p. ISBN 970-10-2655-1

SHIGLEY Joseph E. MISCHKE Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. México D. F. McGraw-Hill/Interamericana editores S.A. de CV. 2002. 1290p. ISBN 970-10-3646-8.

HAMROCK, Bernard J. JACOBSON, Bo O. SCHIMD, Steven R. Elementos de máquinas. México D.F. McGraw-Hill. 2000. 930p. ISBN 970-10-2799-X.

MONTOYA Luís. Aplicaciones con microcontroladores PIC. Medellín. EDILATINAS. 2004. 130p. ISBN 958-33-6561-0.

BOLTON William. Mecatrónica. 2 Ed. Ciudad de México. Alfaomega. 2001. 542p. ISBN 970-15-0635-9.

RAMOS Guillermo, HERNÁNDEZ Eduardo, CASTAÑO Juan. Curso práctico de electrónica industrial y automatización. Pereira. Cedit S.A. 2002. ISBN 958-657-382-6

www.microtunnel.com

www.aples.net/Presentaciones/XI_MUESTRA_INDUSTRIA_BURGOS_archivos/frame.htm#slide0024.htm

www.indarbelt.es/html/productos/correas.htm

inghugosalcedo@yahoo.com
davidovalenciav@yahoo.es

6. ANEXOS

ANEXO 10

Ensayo herramienta prototipo

Se opta por hacer un ensayo de corte con una herramienta prototipo con el objetivo de verificar las propiedades de corte de los útiles llamados picas de fricción debido a la imposibilidad de tener acceso real a estos.

La herramienta prototipo (figura 1) se construye montando unas picas fabricadas con un acero 1020 (sin tratamientos de endurecimiento) haciendo una réplica de las utilizadas en las máquinas rozadoras conservando los ángulos de ataque, de inclinación y el ángulo de punta.

Figura 1. Fotografía de la herramienta prototipo.



La herramienta se monta sobre un torno con un motor de 9 HP de potencia trabajando a 48 rpm.

El ensayo de la herramienta de corte se hace sobre dos superficies, una es la de una roca blanda (conocida como piedra de afilar), en la que la herramienta realizó los cortes sin problema aplicando una fuerza normal baja (la fuerza del operario sin esforzarse) en donde las picas no presentaron mayor desgaste (figura 2). La otra superficie utilizada es una baldosa común (simulando una roca dura) en la que el desgaste se hizo evidente (figura 3).

En el ensayo realizado se determinó la necesidad del giro de la herramienta de corte (la pica), puesto que si no gira, el desgaste se produce de manera irregular y se reduce drásticamente la vida útil de la herramienta de corte.

También se observó la diferencia entre el comportamiento de las picas en superficie dura y blanda.

Figura 2. Fotografía del ensayo de corte sobre superficie blanda.



Figura 3. Fotografía del ensayo corte sobre superficie dura.



Figura 4. Detalle del desgaste presentado por la pica.

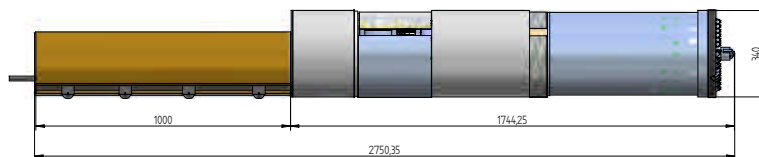
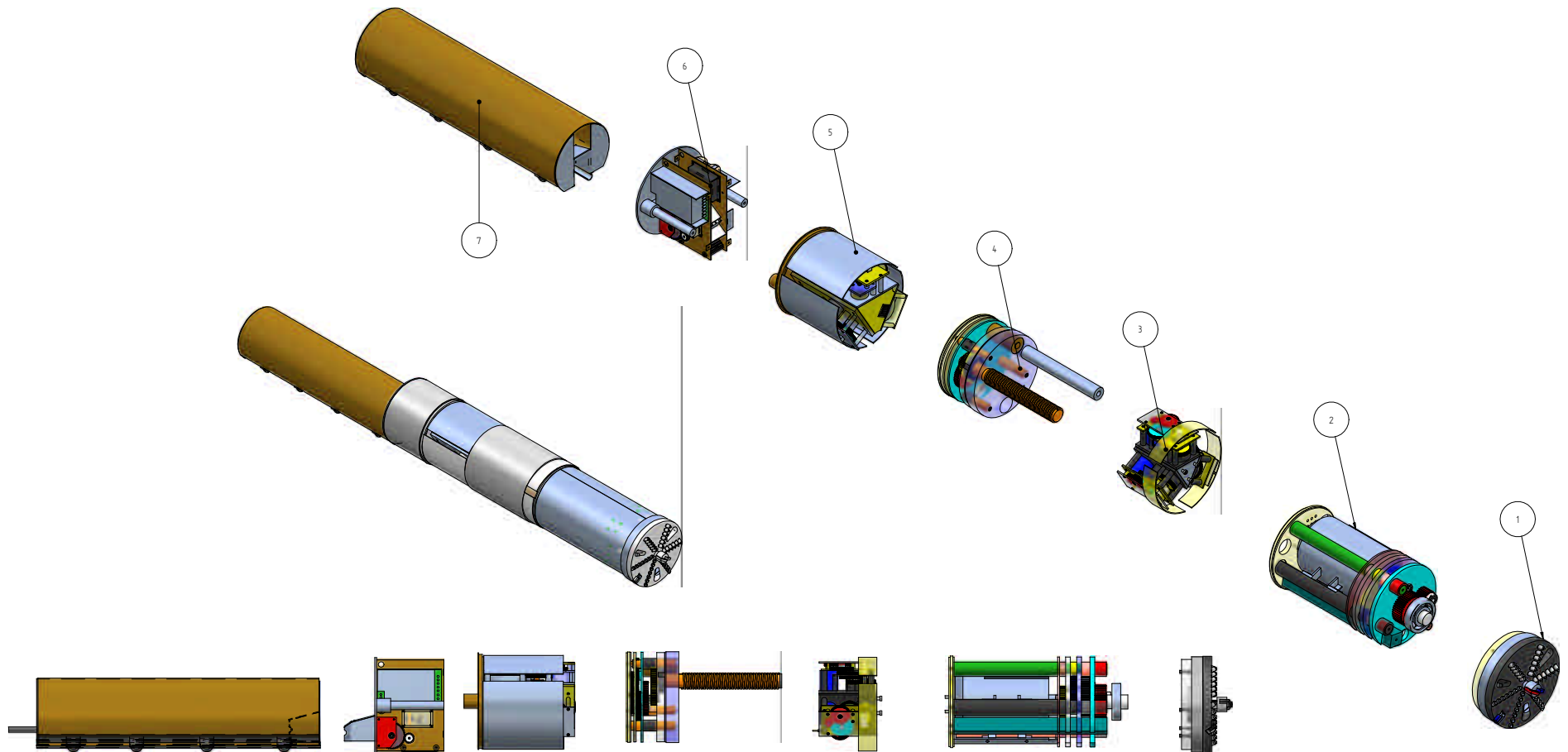


ANEXO 12

Planos

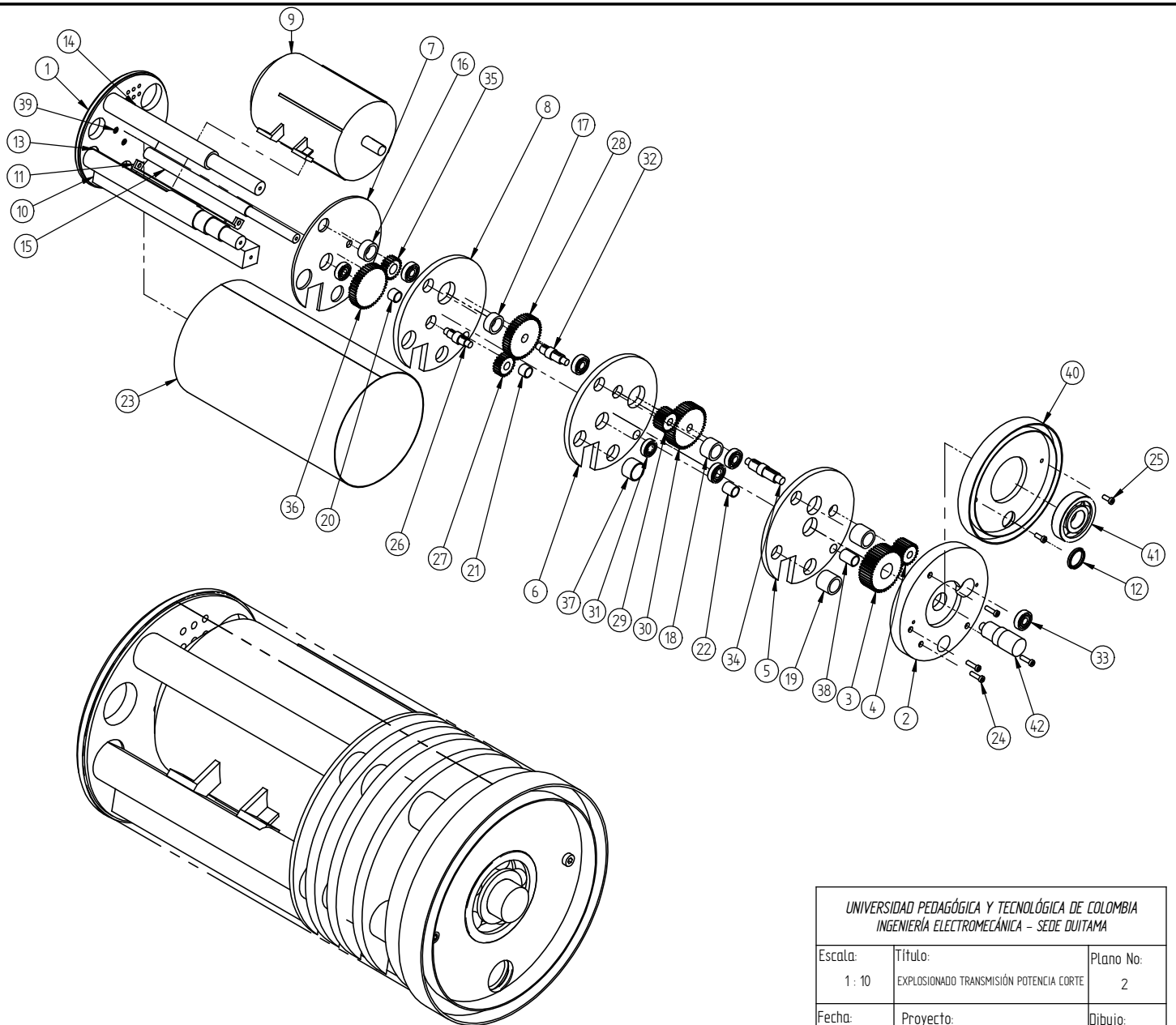
No. Plano	TÍTULO
0	Plano general
1	Explosionado conjunto pica
2	Explosionado transmisión potencia a corte
3	Explosionado sistema zapata delantera
4	Explosionado sistema avance
5a	Explosionado zapata trasera 1
5b	Explosionado zapata trasera 2
5c	Explosionado zapata trasera pequeña
6	Explosionado vagón
7	Pica
8	Soporte pica
9	Conjunto herramienta corte centro
9a	Base pastillas herramienta centro
9b	Pastillas corte
10	Conjunto pica cinkel
10a	Pica cinkel
10b	Soporte pica cinkel
11	Disco soporte picas
12	Acople disco portapicas potencia
13	Base piñón transmisión potencia a corte AA
14	Base piñón transmisión potencia a corte BB
15	Base piñón transmisión potencia a corte CC
16	Base piñón transmisión potencia a corte DD
17	Base piñón transmisión potencia a corte EE
18	Base sujeción motor AC1
19	Base sujeción motor AC2
20	Base triángulo avance columnas
21	Columna 1 soporte avance
22	Columna 2 soporte avance
23	Columna 3 soporte avance
24	Flecha 1 transmisión
25	Flecha 2 transmisión
26	Flecha 3 transmisión
27	Flecha 4 transmisión
28	Tubo tapa motor AC
29	Tubos separación transmisión potencia a corte
30	Base 0 zapata delantera
31	Base 1 zapata delantera
32	Base 2 zapata delantera
33	Flacha 1 zapata delantera
34	Flecha 2 zapata delantera
35	Flecha 3 zapata delantera
36	Flacha 4 zapata delantera
37	Soporte motor 50W
38	Tornillo potencia zapata delantera
39	Zapata delantera
40	Base empuje B
41	Base empuje C1
42	Base empuje c2
43	Base sistema avance 1
44	Base sistema avance 2
45	Eje solidario
46	Flecha 1 avance
47	Flecha 2 avance
48	Flecha 3 avance
49	Separador engranajes avance 1
50	Separador engranajes avance 2
51	Separador engranajes avance 3
52	Tapa avance
53	Tornillo potencia avance
54	Tubo B 25,4 modificado
55	Tubos separación avance

No. Plano	TÍTULO
56	Base 1C zapata trasera 1
57	Base 2C zapata trasera 1
58	Base 3C zapata trasera 1
59	Flecha 1 zapata trasera 1
60	Soporte cojinete empuje zapata trasera 1
61	Tornillo potencia zapata trasera 1
62	Zapata trasera 1
63	Base 1 zapata trasera 2
64	Base 2 zapata trasera 2
65	base 2B zpata trasera 2
66	Flecha 1 zapata trasera 2
67	Flecha 2 zapata trasera 2
68	Flecha 3 zapata trasera 2
69	Flecha 4 zapata trasera 2
70	Soporte cojinete empuje 2
71	Tornillo potencia zapata trasera 2
72	Zapata trasera 2
73	Base 1 zapata trasera pequeña
74	Base 2 zapata trasera pequeña
75	Flecha 1 zapata trasera pequeña
76	Flecha 2 zapata trasera pequeña
77	Flecha 3 zapata trasera pequeña
78	Flecha 4 zapata trasera pequeña
79	Flecha 5 zapata trasera pequeña
80	Soporte última etapa
81	Zapata trasera pequeña
84	Tapa frontal vagón
85	Perfil L
86	Tapa posterior vagón
87	Cubierta inclinada
88	Tubo cable poder
89	Tubo exterior vagón
90	Cubierta exterior vagón
91	Base triangular zapatas delanteras
92	Tapa banda transportadora lado fuente
93	Tapa banda transportadora lado piñón
94	Tapa banda transportadora salida
95	Tapa banda transportadora entrada
96	Tapa exterior banda residuos
97	Tapa exterior
98	Tapa cuña acople vagón
99	Tapa banda transportadora inclinada
100	Base triangular zapata trasera
101	Eje polea banda transportadora
102	Eje superior banda transportadora
103	Cuña acople vagón
104	Columna extracción residuos salida
105	Base triángulo rosca avance
106	Tubo interior zapata trasera



7	CONJUNTO VAGÓN	
6	EXTRACCIÓN DE RESIDUOS Y SISTEMA ELÉCTRICO	
5	SISTEMA SUJECCIÓN ZAPATAS TRASERAS	
4	SISTEMA AVANCE	
3	SISTEMA SUJECCIÓN ZAPATAS DELANTERAS	
2	SISTEMA TRANSMISIÓN POTENCIA A HERRAMIENTA CORTE	
1	HERRAMIENTA DE CORTE	
NÚMERO	DESCRIPCIÓN	
UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA – SEDE DUITAMA		
Escala:	Título:	Plano No:
1 : 10	PLANO GENERAL MICROTUNELADORA	0
Fecha:	Proyecto:	Dibujó:
12/08/07	Hugo Eliécer Salcedo Vera – David Orlando Valencia	HUGO SALCEDO DAVID VALENCIA

42	FLECHA 4 TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
41	COJINETE SKF 6410	-----	1
40	ACOPLE RESIDUOS DISCO PICAS	Acero	1
39	TORNILLO HK10.9 D10	Acero	3
38	TUBO 25.4 no5	Acero	1
37	TUBO 44.45	Acero	1
36	ENGRANE A TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
35	PIÑÓN A TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
34	FLECHA 3 TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
33	COJINETE SKF 6403	-----	5
32	FLECHA 2 TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
31	COJINETE SKF 6303	-----	2
30	ENGRANE C TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
29	PIÑÓN C TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
28	ENGRANE B TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
27	PIÑÓN B TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
26	FLECHA 1 TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
25	TORNILLO HK10.9 D10 L25	Acero	2
24	TORNILLO HK10.9 D10	Acero	8
23	TAPA MOTOR AC	Acero	1
22	TUBO 25.4 No4	Acero	1
21	TUBO 25.4	Acero	1
20	TUBO 25.4	Acero	1
19	TUBO 38.1	Acero	2
18	TUBO 38.1 no3	Acero	1
17	TUBO 38.1 no2	Acero	1
16	TUBO 38.1	Acero	1
15	COLUMNA 3 SOPORTE AVANCE	Acero	1
14	COLUMNA 2 SOPORTE AVANCE	Acero	1
13	COLUMNA 1 SOPORTE AVANCE	Acero	1
12	COJINETE SKF 61809	-----	1
11	BASE SUEJCIÓN MOTOR AC2	Acero	1
10	BASE SUEJCIÓN MOTOR AC RECTANGULAR	Acero	1
9	MOTOR AC	Acero	1
8	BASE PIÑÓN TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE BB	Acero	1
7	BASE PIÑÓN TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE AA	Acero	1
6	BASE PIÑÓN TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE CC	Acero	1
5	BASE PIÑÓN TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE DD	Acero	1
4	PIÑÓN D TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
3	ENGRANE D TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Acero	1
2	BASE PIÑÓN TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE EE	Acero	1
1	BASE TRIÁNGULO AVANCE COLUMNAS	Acero	1
No.	TÍTULO	MATERIAL	CANT.



UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA - SEDE QUITAMA		
Escala: 1 : 10	Título: EXPLOSIONADO TRANSMISIÓN POTENCIA CORTE	Plano No: 2
Fecha: 12/08/07	Proyecto: Hugo Eliécer Salcedo Vera	Dibujo: Hugo Salcedo

ANEXO 30

Programa del microcontrolador

Programa del microcontrolador

? CONFIGURACIÓN DEL MICROCONTROLADOR Y DEL VECTOR DE RESET

```
list          P=16F877A

pc            equ    02          adresL      equ    9e
status       equ    03          reg1         equ    20
porta        equ    05          reg2         equ    21
portb        equ    06          datopc1      equ    22
portc        equ    07          dattemp      equ    23
portd        equ    08          datinclv     equ    24
porte        equ    09          datinclh     equ    25
T2CON        equ    12          datpresi    equ    26
ccpr1L       equ    15          datopc2      equ    27
ccp1con      equ    17          datspva      equ    28
rcsta        equ    18          datsfii     equ    29
txreg        equ    19          datsfif     equ    2a
option_reg   equ    81          datsmov1    equ    2b
trisa        equ    85          datsmov2    equ    2c
trisb        equ    86          rp0          equ    5
trisc        equ    87          pir1         equ    0c
trisd        equ    88          adif         equ    6
trise        equ    89          spen         equ    7
PR2          equ    92          txen         equ    5
txsta        equ    98          trmt         equ    1
spbrg        equ    99          rcif         equ    5
rcreg        equ    1a          cren         equ    4
adcon0       equ    1f          gie         equ    7
adcon1       equ    9f          intcon      equ    0BH
adresh       equ    1e

reset        org    00          ;inicia en el vector de reset
nop
nop
nop
goto inicio  ;va a la primera instrucción del programa
org    05          ;salta el vector de interrupción
```

? CONFIGURACIÓN DE LOS PINES DEL MICROCONTROLADOR COMO ENTRADAS O SALIDAS.

inicio	bsf	status,rp0	;cambia al banco 1
	movlw	0ff	;carga w con 0ff = 11111111 en binario
	movwf	trisa	;configura el puerto a como entrada
	movlw	00	
	movwf	trisb	;configura el puerto b como salida
	movlw	b'10000000'	
	movwf	trisc	;configura RC7 como entrada RC6 y demás como salida
	movlw	b'00001100'	
como	movwf	trisd	;configura RD2 RD3 entradas, demás salidas
	movlw	b'00000111'	
	movwf	trise	
	bcf	status,rp0	;vuelve al banco 0
	bcf	intcon,gie	
	clrf	portc	
	clrf	portd	
	clrf	porte	
	goto	recepti	

? RUTINA RECEPCIÓN DE LOS DATOS PROVENIENTES DEL COMPUTADOR

recepti	bsf	status,rp0	;banco1
	movlw	b'00000100'	;modo asincrono sinc=0 brgh=1 alta velocidad
	movwf	txsta	;mueve a txsta
	bcf	status,rp0	;banco0
	bsf	rcsta,spen	;se activa el usart
	bsf	status,rp0	;banco1
	movlw	.103	;carga w con .103
	movwf	spbrg	;se carga 103 en spbrg es decir se trabaja a 2400 baudios
	bcf	status,rp0	;banco0
	bsf	rcsta,cren	;se activa la recepción
termin2	btfss	pir1,rcif	;pregunta si terminó de recibir
	goto	termin2	;va a termin2
	movfw	rcreg	
	movwf	datopc1	
	goto	envtopo	

sigue	clrf	datopc1	;borra el contenido del registro datopc1
	goto	leesens	;va a leesens

? TABLA DE DIRECCIONAMIENTO DE INSTRUCCIONES

envtopo	movfw	datopc1	;carga w con el dato contenido en el registro datopc1
	addwf	pc,1	
	goto	sigue	;0, va a la rutina sigue
	goto	MP101	;1, va a la rutina MP101
	goto	MP110	;2
	goto	MP201	;3
	goto	MP210	;4
	goto	MP301	;5
	goto	MP310	;6
	goto	MP401	;7
	goto	MP410	;8
	goto	MP501	;9
	goto	MP510	;10
	goto	MP601	;11
	goto	MP610	;12
	goto	MAVAN	;13
	goto	MAV00	;14
	goto	MAVRE	;15
	goto	MHC00	;16
	goto	MHC01	;17
	goto	MHE00	;18
	goto	MHE01	;19

? RUTINAS DE CONVERSIÓN ANÁLOGO-DIGITAL DE LAS LECTURAS DE LOS SENSORES ANÁLOGOS.

RUTINA CONVERSIÓN ANÁLOGO DIGITAL TEMPERATURA

leesens	movlw	81	;carga w con 10 (ANTES 01) 000 00 1 01=frecuencia osc/32, 000 la entrada será el canal 0 RA0, 0=GO/DONE# 0=-- 1=activa el conversor A/D
	movwf	adcon0	;lo mueve a adcon0
	bsf	status,rp0	;pasa al banco 1

	movlw	80	;carga w con 10000000
	movwf	adcon1	;mueve a adcon1 1=(adfm)=justificacion a la derecha, 000=-, 0000de RE2-RE0 RA5 a RA0 entradas análogas
	bcf	status,rp0	;vuelve al banco 0
	bsf	adcon0,2	;pone en 1 el bit 2 del registro adcon0 (GO/DONE#), inicia la conversión
	call	retardo	;da tiempo para realizar la conversión y colocación en los registros adresH y adresL
sig1	btfsc	adcon0,2	;pregunta por GO/DONE que debe estar en cero
	goto	sig1	;va a sig1
	bsf	status,rp0	;pasa al banco 1
	movf	adresL,0	;mueve el dato de adresL a w
	bcf	status,rp0	;pasa al banco 0
	movwf	datotemp	;mueve w al registro datotemp
	bcf	pir1,adif	;pone en cero el bit adif (este se pondrá en 1 al finalizar la conversión)
	goto	senincv	

RUTINA CONVERSIÓN ANÁLOGO DIGITAL SENSOR INCLINACIÓN VERTICAL

senincv	movlw	89
	movwf	adcon0
	bsf	status,rp0
	movlw	80
	movwf	adcon1
	bcf	status,rp0
	bsf	adcon0,2
	call	retardo
sig2	btfsc	adcon0,2
	goto	sig2
	bsf	status,rp0
	movf	adresL,0
	bcf	status,rp0
	movwf	datinclv
	bcf	pir1,adif
	goto	seninch

RUTINA CONVERSIÓN ANÁLOGO DIGITAL SENSOR INCLINACIÓN HORIZONTAL

```

seninch      movlw      91
              movwf      adcon0
              bsf         status,rp0
              movlw      80
              movwf      adcon1
              bcf         status,rp0
              bsf         adcon0,2
              call        retardo
sig3         btfsc       adcon0,2
              goto        siga3
              bsf         status,rp0
              movf        adresL,0
              bcf         status,rp0
              movwf      datinlh
              bcf         pir1,adif
              goto        senpres
  
```

RUTINA CONVERSIÓN ANÁLOGO DIGITAL SENSOR PRESIÓN

```

senpres      movlw      b' 10 011 0 0 1' ;carga w con 10 011 0 0 1 01=frecuencia
                                                    osc/8, 011 la entrada será el canal RA3,
                                                    0=GO/DONE# 0= -- 1=activa el
                                                    conversor A/D
              movwf      adcon0      ;lo mueve a adcon0
              bsf         status,rp0 ;pasa al banco 1
              movlw      80          ;carga w con 10000000
              movwf      adcon1      ;mueve a adcon1 1=(adfm)=justificacion a
                                                    la derecha, 000=-, 0000de RA7 a RA0
                                                    entradas análogas
              bcf         status,rp0 ;vuelve al banco 0
              bsf         adcon0,2   ;pone en 1 el bit 2 del registro adcon0
                                                    (GO/DONE#), inicia la conversión
              call        retardo     ;da tiempo para realizar la conversión y
                                                    colocacion en los registros adresh y adresL
sig4         btfsc       adcon0,2   ;pregunta por GO/DONE que debe estar en cero
              goto        siga4      ;va a siga4

              bsf         status,rp0 ;pasa al banco 1
              movf        adresL,0   ;mueve el dato de adresl a w
              bcf         status,rp0 ;pasa al banco 0
              movwf      datpresi    ;mueve w al registro datpresi
  
```

```

        bcf    pir1,adif    ;pone en cero el bit adif (este se pondrá en 1 al
                             finalizar la conversión)
        goto   senmov1

```

RUTINA CONVERSIÓN ANÁLOGO DIGITAL SENSOR MOVIMIENTO1

```

senmov1    movlw    0A1h    ;carga w con 10 100 0 0 1 01=frecuencia
                             osc/8, 100 la entrada será el canal 4
                             RA5,0=GO/DONE# 0=-- 1=activa el
                             conversor A/D
        movwf   adcon0    ;lo mueve a adcon0
        bsf     status,rp0 ;pasa al banco 1
        movlw   80        ;carga w con 10000000
        movwf   adcon1    ;mueve a adcon1 1=(adfm)=justificación a
                             la derecha, 000=--, 0000 de RE2-RE0
                             RA5 a RA0 entradas análogas
        bcf     status,rp0 ;vuelve al banco 0
        bsf     adcon0,2   ;pone en 1 el bit 2 del registro adcon0
                             (GO/DONE#), inicia la conversión
        call    retardo    ;da tiempo para realizar la conversión y
                             colocación en los registros adresh y
                             adresL
sig5       btfsc   adcon0,2 ;pregunta por GO/DONE que debe estar
                             en cero
        goto    sig5       ;va a sig5
        bsf     status,rp0 ;pasa al banco 1
        movf    adresL,0   ;mueve el dato de adresL a w
        bcf     status,rp0 ;pasa al banco 0
        movwfdatsmov1     ;mueve w al registro datsmov1
        bcf     pir1,adif   ;pone en cero el bit adif (este se pondrá en
                             1 al finalizar la conversión)
        goto    senmov2

```

RUTINA CONVERSIÓN ANÁLOGO DIGITAL SENSOR MOVIMIENTO2

```

senmov2    movlw    b'10101001'
        movwf   adcon0
        bsf     status,rp0
        movlw   b'10000000'
        movwf   adcon1
        bcf     status,rp0
        bsf     adcon0,2
        call    retardo

```

sig6	btfsc	adcon0,2
	goto	sig6
	bsf	status,rp0
	movf	adresL,0
	bcf	status,rp0
	movwf	datsmov2
	bcf	pir1,adif
	goto	senfii

? RUTINA DE LECTURA DE LOS SENSORES DE FIN DE CARRERA

RUTINA LECTURA SENSORES FIN DE CARRERA POSICIÓN INICIAL

senfii	btfss	portd,3	;pregunta si el sensor de posición inicial está accionado (RD3)(el cabezal de corte está totalmente recogido)
	goto	corinn1	;va a corinn1
	goto	corins1	;va a corins1
corins1	movlw	b'00000111'	;corins1 significa que la cabeza de corte está en la posición inicial
	movwf	datssfii	;carga datssfii con 7, número que indican la posición para ser leída en el instrumento virtual
	bcf	portc,1	;detiene operación recoge. Actúa como medida de seguridad evitando poner en marcha el motor cuando el tornillo de avance ha llegado a su máximo desplazamiento
	goto	senfif	;corinn2 significa que la cabeza de corte no está en la posición inicial
corinn1	movlw	b'11110000'	;carga datssfii con 240
	movwf	datssfii	
	goto	senfif	

RUTINA LECTURA SENSORES FIN DE CARRERA POSICIÓN FINAL

senfif	btfss	portd,2	;pregunta si el sensor de posición final está accionado (RD2) (el cabezal de corte está totalmente extendido)
	goto	corinn2	;va a corinn2
	goto	corins2	;va a corins2

corins2	movlw b'00000111'	;cortins significa que la cabeza de corte está en la posición final
	movwf datsfif	;carga datsfif con 7 número que indica la posición para ser leída en el instrumento virtual
	movlw b'00000000'	
	movwf ccp1con	;se configura el módulo en modo desconectado
	bcf portc,2	;detiene operación adelante
	goto senvago	;cortinn significa que la cabeza de corte no está en la posición final
corinn2	movlw b'11110000'	;carga datsfif con 240
	movwf datsfif	
	goto senvago	

RUTINA LECTURA SENSOR POSICIÓN DEL VAGÓN

senvago	btfss	portc,5	
	goto	novagon	;va a sivagon
	goto	sivagon	;va a novagon
sivagon a la	movlw	b'00000111'	;sivagon significa que el vagón está unido a la máquina listo para recibir los residuos
indica la	movwf	datspva	;carga datspva con 7 número que posición para ser leída en el instrumento virtual
	goto	transfr	
novagon	movlw	b'11110000'	;novagon significa que el vagón no está unido a la máquina. Está llevando los residuos al exterior
	movwf	datspva	;carga datspva con 240
	goto	transfr	
transfr	goto	transmi	

? RUTINA TRANSMISIÓN DE LAS LECTURAS DE LOS SENSORES

transmi	bsf	rcsta,spen	;se activa el usart
	bsf	status,rp0	;banco1
	movlw	b'00100100'	;modo asincrono sinc=0 brgh=1 alta velocidad
	movwf	txsta	;mueve a txsta
	movlw	.103	;carga w con .103
	movwf	spbrg	;se carga 103 en spbrg es decir se trabaja a 2400 baudios
	bsf	txsta,txen	;se activa la transmisión
	bcf	status,rp0	;banco 0

termi1	movfw	dattemp	;se carga w con el registro dattemp
	movwf	txreg	;comienza la transmisión
	bsf	status,rp0	;banco1
	btfss	txsta,trmt	;pregunta si terminó de transmitir
	goto	termi1	;va a termi1
	bcf	status,rp0	;banco0
termi2	goto	envinv	
	movfw	datinclv	;se carga w con el registro datinclv
	movwf	txreg	;comienza la transmisión
	bsf	status,rp0	;banco1
	btfss	txsta,trmt	;pregunta si terminó de transmitir
	goto	termi2	;va a termi2
termi3	bcf	status,rp0	;banco0
	goto	envinh	
	movfw	datinclh	;se carga w con el registro datinclh
	movwf	txreg	;comienza la transmisión
	bsf	status,rp0	;banco1
	btfss	txsta,trmt	;pregunta si terminó de transmitir
termi4	goto	termi3	;va a termi3
	bcf	status,rp0	;banco0
	goto	envipre	
	movfw	datpresi	;se carga w con el registro datpresi
	movwf	txreg	;comienza la transmisión
	bsf	status,rp0	;banco1
termi5	btfss	txsta,trmt	;pregunta si terminó de transmitir
	goto	termi4	;va a termi4
	bcf	status,rp0	;banco0
	goto	enspva	
	movfw	datspva	;se carga w con el registro datspva
	movwf	txreg	;comienza la transmisión
termi6	bsf	status,rp0	;banco1
	btfss	txsta,trmt	;pregunta si terminó de transmitir
	goto	termi5	;va a termi5
	bcf	status,rp0	;banco0
	goto	ensmov1	
	movfw	datsmov1	;se carga w con el registro datsmov1
termi6	movwf	txreg	;comienza la transmisión
	bsf	status,rp0	;banco1
	btfss	txsta,trmt	;pregunta si terminó de transmitir

	goto bcf goto	termi6 status,rp0 ensmov2	;va a termi6 ;banco0
ensmov2	movfw movwf bsf	datsmov2 txreg status,rp0	;se carga w con el registro datsmov2 ;comienza la transmisión ;banco1
termi7	btfss goto bcf goto	txsta,trmt termi7 status,rp0 envsfii	;pregunta si terminó de transmitir ;va a termi7 ;banco0
envsfii	movfw movwf bsf	datsfii txreg status,rp0	;se carga w con el registro datsfii ;comienza la transmisión ;banco1
termi8	btfss goto bcf goto	txsta,trmt termi8 status,rp0 envsfif	;pregunta si terminó de transmitir ;va a termi8 ;banco0
envsfif	movfw movwf bsf	datsfif txreg status,rp0	;se carga w con el registro datsfif ;comienza la transmisión ;banco1
termi9	btfss goto bcf goto	txsta,trmt termi9 status,rp0 pregsfin	;pregunta si terminó de transmitir ;va a termi9 ;banco0
pregsfin	btfss goto call goto	portd,2 recepti MAV00OF recepti	;pregunta por el sensor de fin de carrera y apaga motor si está activo llamando la rutina MAV00OF
MAV00OF	movlw movwf bcf nop bcf retlw	b'00000000' ccp1con portc,1 portc,2 00	;se configura el módulo PWM en modo desconectado

? TABLA DE INSTRUCCIONES PARA EL CONTROL DE GIRO DE LOS MOTORES

; -----MOTOR 1-----

MP101	bsf	portb,1	;enciende motor 1 en sentido horario
	call	retardo	;mantiene un instante encendido
	bcf	portb,1	;apaga motor 1
	goto	sigue	

MP110	bsf	portb,0	;enciende motor 1 en sentido antihorario
	call	retardo	;mantiene un instante encendido
	bcf	portb,0	;apaga motor 1
	goto	sigue	

; -----MOTOR 2-----

MP201	bsf	portb,3	
	call	retardo	
	bcf	portb,3	
	goto	sigue	

MP210	bsf	portb,2	
	call	retardo	
	bcf	portb,2	
	goto	sigue	

; -----MOTOR 3-----

MP301	bsf	portb,5	
	call	retardo	
	bcf	portb,5	
	goto	sigue	

MP310	bsf	portb,4	
	call	retardo	
	bcf	portb,4	
	goto	sigue	

; -----MOTOR 4-----

MP401	bsf	portb,7	
	call	retardo	
	bcf	portb,7	
	goto	sigue	

```
MP410      bsf    portb,6
           call   retardo
           bcf    portb,6
           goto   sigue
```

;-----MOTOR 5-----

```
MP501      bsf    portd,5
           call   retardo
           bcf    portd,5
           goto   sigue
```

```
MP510      bsf    portd,4
           call   retardo
           bcf    portd,4
           goto   sigue
```

;-----MOTOR 6-----

```
MP601      bsf    portd,7
           call   retardo
           bcf    portd,7
           goto   sigue
```

```
MP610      bsf    portd,6
           call   retardo
           bcf    portd,6
           goto   sigue
```

;-----MOTOR HERRAMIENTA CORTE -----

```
MHC00      bcf    portd,0
           noop
           goto   sigue
```

```
MHC01      bsf    portd,0
           nop
           goto   sigue
```

;-----MOTOR HERRAMIENTA EXTRACCIÓN-----

```
MHE00      bcf          portd,1
           nop
           goto   sigue
```

```

MHE01    bsf    portd,1
          nop
          goto   sigue

```

```

; -----MOTOR AVANCE-----

```

```

; -----RUTINA RECEPCIÓN PWM-----

```

```

MAVAN    bsf      status,rp0    ;banco1
          movlw    b'00000100' ;modo asincrono sinc=0    brgh=1 alta
                                     velocidad
          movwf    txsta        ;mueve a txsta
          bcf      status,rp0    ;banco0
          bsf      rcsta,spen    ;se activa el usart
          bsf      status,rp0    ;banco1
          movlw    .103         ;carga w con .103
          movwf    spbrg        ;se carga 103 en spbrg es decir, se trabaja
                                     a 2400 baudios
          bcf      status,rp0    ;banco0
          bsf      rcsta,cren    ;se activa la recepción
termin3   btfss    pir1,rcif     ;pregunta si terminó de recibir
          goto     termin3      ;va a termin3
          movfw    rcreg         ;mueve rcreg a datopc2
          movwf    datopc2
          goto     MAVAN2

```

```

; -----RUTINA PWM-----

```

```

MAVAN2    bsf      status,rp0    ;pasa a banco 1
          movlw    b'11000111'
          movwf    option_reg
          bcf      status,rp0    ;pasa a banco 0
          movlw    .207         ;define ancho del periodo de onda
          movwf    PR2
          movfw    datopc2
          movwf    ccpr1L        ;mueve al registro ccpr1L
          movlw    b'00001100'
          movwf    ccp1con       ;se configura el módulo como modo
                                     PWM
          movlw    b'01111111' ;antes b'00000111'
          movwf    T2CON
          call     retardo
          goto     sigue

```

```

; -----MOTOR AVANCE DETENIDO-----

```

```

MAV00    movlw    b'00000000'

```

movwf	ccp1con	;se configura el módulo en modo desconectado
bcf	portc,1	
nop		
bcf	portc,2	
goto	sigue	

; -----MOTOR AVANCE RECOGE-----

MAVRE	movlw	b'00000000'	
	movwf	ccp1con	;se configura el módulo PWM en modo desconectado
	bcf	portc,2	
	nop		
	btfss	portd,3	;pregunta por el sensor inicio, va a off si está activado. Esta es una medida de seguridad para que no se ponga en marcha el motor si el cabezal de corte ha llegado a la posición inicial.
	goto	on	
	goto	off	
on	bsf	portc,1	;recoge parte trasera máquina
	call	retardo	
	call	retardo	
	call	retardo	
	call	retardo	
	call	retardo	
off	bcf	portc,1	
	goto	sigue	

? RUTINA RETARDO

retardo	movlw	0ff
	movwf	reg1
otra2	movlw	.5
	movwf	reg2
otra1	decfsz	reg2,1
	goto	otra1
	decfsz	reg1,1
	goto	otra2
	retlw	00
	end	