

Universidad Tecnológica Nacional

Facultad Regional San Rafael



PROYECTO FINAL

Plataforma de perforación para pozos de agua

R.S. Perforaciones

INTEGRANTES: Alexis Rocher

Javier Salvo

PROFESORES: Ing. Dante Piedrafita

Ing. Iván Barón

Junio 2014

INDICE

1.	IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	2
1.1	Empresas existentes, sus productos y/o servicios	4
1.2	Tendencias de la población, su evolución demográfica y los cambios sociales	4
1.3	Marco legal	4
1.4	Tendencias económicas	5
1.5	Objetivos y alcances del proyecto	5
2.	FORMULACIÓN DE PROYECTO	6
2.1	ESTUDIO DE MERCADO	6
2.1.1	<i>MERCADO POTENCIAL</i>	6
2.1.2	<i>TAMAÑO – CAPACIDAD</i>	7
2.1.3	<i>LOCALIZACIÓN</i>	9
2.2	INGENIERIA DE PROYECTO	9
2.2.1	<i>Distintas posibilidades técnicas de producción</i>	10
2.2.2	<i>Ingeniería básica</i>	11
	1. Variables operativas	12
	2. Sarta de perforación	21
	3. Velocidad de penetración	28
	4. Velocidad y caudal del fluido de barrido	30
	5. Junta rotativa	45
	6. Columna principal	52
	7. Carro del cabezal	56
	8. Cilindro hidráulico principal	64
	9. Sistema de izaje del cabezal	71
	10. Carro del cilindro principal	80
	11. Base de la columna	83
	12. Eje pivote de la columna	87
	13. Soportes de la columna	89
	14. Cilindro hidráulico posicionador de la columna	92
	15. Bomba hidráulica	99
	16. Motor diesel	103
	17. Chasis	107
	18. Selección de las ruedas	122
	19. Gatos mecánicos a sinfín y corona	123
	20. Sistema Hidráulico	126
2.2.3	<i>Ingeniería de detalle</i>	136
2.3	PLANIFICACIÓN DE PROYECTO	137
2.4	EVALUACIÓN DE IMPACTO AMBIENTAL	139
2.5	HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO	143

3.	EVALUACIÓN DE PROYECTO	147
3.1	Análisis FODA	147
3.2	Inversión Inicial	147
	3.2.1 <i>Listado de Materiales</i>	148
	3.2.2 <i>Inversiones en infraestructura</i>	151
3.3	Amortizaciones y Depreciaciones	151
3.4	COSTOS	152
	3.4.1 <i>Costos Fijos</i>	152
	3.4.2 <i>Costos Variables</i>	152
	3.4.3 <i>Costos Totales</i>	153
3.5	Ingresos	153
3.6	Análisis de la factibilidad del Proyecto	153
	3.6.1 <i>Tasa de descuento</i>	153
	3.6.2 <i>Capital de trabajo</i>	154
	3.6.3 <i>Flujo de caja</i>	154
	3.6.4 <i>VAN-TIR</i>	155
	3.6.5 <i>Relación Costo/Beneficio</i>	156
	3.6.6 <i>Análisis de los resultados</i>	156

RESUMEN:

Hoy en día, debido a la actual crisis hídrica, es que muchos sectores del departamento de San Rafael no cuentan con el servicio de agua corriente y el agua para riego es insuficiente. Esto representa un gran problema teniendo en cuenta el auge de la construcción y urbanización en zonas rurales.

El objetivo de este proyecto es promover el aprovechamiento de los recursos acuíferos subterráneos de manera controlada y a través de un proceso de máxima eficiencia.

Esto se logrará a través del desarrollo de una plataforma de perforación móvil y compacta, que será capaz de perforar a profundidades no mayores a 80 metros y diámetros hasta 6 pulgadas. Este equipo permitirá realizar perforaciones en tiempos reducidos, de manera segura y con mínimo personal.

En conclusión, los resultados de este proyecto sugieren que el aprovechamiento de los recursos naturales de aguas subterráneas, beneficiará al sector productivo que depende del sistema de distribución de aguas superficiales. Por otra parte, permitirá la utilización de un sistema de perforación de máxima eficiencia y costos reducidos.

INTRODUCCION:

El presente proyecto tiene como fin la aplicación de los conocimientos adquiridos durante nuestros estudios en la carrera de Ingeniería Electromecánica. El proyecto final consiste en el desarrollo de una máquina para la perforación de pozos de agua. A través del trabajo se realizará una evaluación detallada del tema considerado, abarcando ampliamente los aspectos sociales, financieros y fundamentalmente técnicos. De esta manera, fundamentar la toma de decisiones y la selección de cada componente, de acuerdo a los cálculos realizados y la documentación necesaria, para la construcción y operación del equipo.

1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Debido a la actual crisis hídrica, conjuntamente con el auge de la construcción y urbanización en zonas rurales, además teniendo en cuenta la falta de inversión en el sistema de agua corriente, se observa el creciente uso de perforaciones para la obtención de aguas subterráneas.

A través de la observación de los procesos utilizados para la realización de perforaciones en la zona local, se ha observado que la mayoría utilizan métodos convencionales y manuales, mientras que otros utilizan maquinaria con la particularidad de carecer de automatismos y de mecanismos que brinden comodidad y seguridad a los trabajadores, obligándolos a ejercer esfuerzo físico. Esta modalidad de trabajo expone a los operarios a un entorno laboral insalubre debido a la alta probabilidad de accidentes.

Cita diario San Rafael – jueves 13 de febrero de 2014

Jueves, 13 Febrero 2014 diario San Rafael

DIARIO

San Rafael
LA INFORMACION JUSTA

Piden que se aprovechen los recursos acuíferos subterráneos



Proponen que Irrigación desarrolle un programa de Gestión Integral del recurso

La reserva de agua subterránea cuenta con 4.050 hm³. Se solicita la realización de inversiones para su aprovechamiento.

Los productores del sur de la provincia empezaron a marcar fuertemente su preocupación por la crisis hídrica y la falta de agua.

La situación del Río Atuel, el juicio con La Pampa, el bajo nivel hídrico en los embalses y la poca cantidad de agua para riego, son puntos que tienen bastante preocupados a los productores rurales, quienes ya marcaron su rechazo por la posible entrega de parte del caudal a La Pampa y hasta desafían la nueva Ley de Aguas propuesta por el gobierno provincial.

La situación delicada que vive el agro mendocino tiene con la "guardia alta" a los productores, quienes no están muy de acuerdo con una nueva forma de administrar el recurso hídrico. Asimismo, ya se ha planteado un fuerte rechazo a la idea de tratar nuevamente en la legislatura el convenio de 2008 firmado con La Pampa.

Otro tema que plantean con preocupación los productores es que todavía no se han finalizado los estudios de los acuíferos existentes en la provincia.

Dentro del grupo se encuentran la Federación Agraria, Coordinadora ambiental por la crisis Hídrica del Río Atuel, Cámara de Comercio y Agricultura de General Alvear, Multisectorial del vecino departamento, Auto convocados de Bowen, Asamblea del Pueblo de Alvear, entre otros.

"Desde hace cuatro años y al inicio de cada temporada de riego, el Gobierno Provincial declara la Emergencia Hídrica; pero también, desde hace cuatro años con crisis hídrica, los productores agrícolas y vecinos del sur mendocino continúan enfrentándose a nuevos, prolongados y concurrentes sacrificios para el riego y consumo de agua" explica el documento que plantea que "las medidas implementadas por el gobierno para la emergencia, no son suficientes para compensar el déficit de los caudales del Río Atuel, ya que la disponibilidad actual del Embalse del Nihuil es sólo de 72 hm³ de agua, siendo su almacenamiento normal de 259".

Asimismo advierten que "de continuar esta situación, el impacto que esta prolongada sequía ocasionará en los cultivos y en la producción en general, será gravísimo y en muchos casos irreversible".

PEDIDOS DE LOS PRODUCTORES

Los planteos destacan que "el abordaje elegido por el Gobierno, a partir de indicadores sobre recursos hídricos sólo del agua superficial, no resuelve el problema de la escasez en el marco de una emergencia hídrica sin precedentes".

Asimismo expresan que "por estudios hidrogeológicos realizados por el DGI (Irrigación) con expertos internacionales, se han logrado identificar grandes reservorios de agua subterránea, habiéndose calculado: las áreas que cubren, los espesores y los coeficientes de almacenamiento; esos estudios arrojan que la reserva de agua dulce almacenada en el Acuífero Oasis Sur (Río Diamante y Río Atuel) es de 4.050 hm³.; aproximadamente 15 veces la capacidad del Embalse el Nihuil (259 hm³)".

Ante esto, se destaca que al "tratarse de acuíferos recargables, los Técnicos del Departamento General de Irrigación podrían definir un Programa de Gestión Integral y planificar, en forma coordinada con los productores, a fin de lograr un manejo equilibrado del reservorio".

Finalmente plantean que "es urgente la implementación de un Plan Operativo de Emergencia Hídrica para el Río Atuel, en el marco de una Política Hídrica para el Desarrollo Sustentable del actual e histórico Modelo Agroindustrial Alimenticio del Sur Mendocino. El Agua es un bien común de todos los mendocinos. No es un bien transable al que se puede acceder a través del mercado, en donde sólo el que puede pagar tendrá derecho al agua y el que no pueda no tendrá acceso".

El documento entregado a las autoridades solicita que se ejecuten las acciones "urgentes" a fin de lograr una solución integral y total a esta gravísima y prolongada sequía que está afectando profundamente la matriz productiva del oasis sur de Mendoza.

1.1 Empresas existentes, sus productos y/o servicios

Si bien existen empresas locales que ofrecen servicios de perforación para la obtención de aguas subterráneas, lo hacen a través de robustas maquinas petroleras adaptadas para tal fin. Este tipo de maquinarias permiten la realización de grandes perforaciones, que van más allá de las necesidades domésticas y particulares que se quieren cubrir con el presente desarrollo.

1.2 Tendencias de la población, su evolución demográfica y los cambios sociales

De acuerdo a datos estadísticos asociados a los últimos censos provinciales y teniendo en cuenta la distribución histórica de la población aglutinada desde sus orígenes alrededor de los principales ríos de la Provincia, la mayor concentración poblacional se ubica en el oasis norte (Gran Mendoza ampliado y San Martín): el 71% de su población reside en esta área. Si a esto se le añade el oasis sur (San Rafael), se puede concluir que en la Provincia 8 de cada 10 mendocinos se concentra en ambos oasis.

Existen dos grandes regiones donde se ubican los principales acuíferos, una es la Zona Norte, correspondiente a los ríos Mendoza y Tunuyán, y una segunda zona, denominada Sur, perteneciente al oasis de los ríos Diamante y Atuel, ubicada en los departamentos de San Rafael y General Alvear.

Debido a esta distribución poblacional que se ubica sobre los grandes acuíferos de la provincia y teniendo en cuenta la actual crisis hídrica en aguas superficiales, sumado a la baja inversión en redes de agua corriente, concluimos en la factibilidad del presente proyecto.

1.3 Marco legal

RÉGIMEN LEGAL DE AGUAS SUBTERRÁNEAS

El tema que originariamente se encontraba legislado por la Ley Gral. de Aguas (Arts. 33 a 39), hoy se encuentra regulado por el plexo normativo conformado primordialmente por las leyes del epígrafe; una preceptiva de conductas (4.035) y la otra, de las autoridades de aplicación (4.036); su decreto reglamentario No 1.839/74; y la Resolución No 563/75 del H. Tribunal Administrativo que reglamenta la aplicación por parte del Departamento de Irrigación.

Asimismo y por imperio legal -Art. 15 - Decreto No 1.839/74- es de aplicación supletoria el Reglamento Gral. de Perforaciones dictado por el H. Tribunal Administrativo del Departamento General de Irrigación, merced Resolución No 451/53.

Además se ha sancionado la Ley No 4.306, por la cual se establece la aplicación de multas por la existencia de perforaciones clandestinas y fija un plazo de noventa (90) días, a partir de la vigencia de la ley, para regularizar la situación ante la autoridad de aplicación.

De acuerdo a ésta reglamentación, la Ley No 4.035 define:

USO COMÚN

Art. 2 - Hay uso común del agua subterránea cuando la misma se destine exclusivamente a satisfacer necesidades domésticas del usuario. Este uso será controlado y reglamentado por la autoridad de aplicación.

USOS ESPECIALES, MODO DE ADQUISICIÓN

Art. 3 - Los usos o aprovechamientos especiales de aguas subterráneas sólo pueden ser adquiridos mediante concesión otorgada por la autoridad administrativa de aplicación.

CLASES

Art. 4 - A los efectos de esta ley los usos o aprovechamientos especiales de que pueden ser objeto las aguas subterráneas son: a) abastecimiento de población; b) agricultura y ganadería; c) industria; d) minería; e) recreación y turismo; f) termal o medicinal.

Cláusula sin perjuicio de terceros y carácter de la concesión.

Además, la RESOLUCIÓN No 1.266 establece:

Art. 5 - a) A los efectos de lo determinado por el Art. 2 del Decreto 1.839/74, se considerarán pozos destinados a uso común aquellos que hayan sido cavados a pala y en cuya extracción se emplee la fuerza humana o animal; como también todos aquellos pozos entubados, cuyo diámetro de perforación no exceda de tres pulgadas (3"), cualquiera sea el mecanismo de extracción empleado; y que están destinados a los usos aludidos en los Arts.: 2 de la Ley 4.035/74 y 1 del Decreto 1.839/74."

"b) Los propietarios de pozos perforados para algún tipo de "uso especial" -y que quieran destinarlos al -uso común-, deberán comunicarlos al Departamento General de Irrigación, quien en cada caso estipulará las condiciones a las que deberán adaptarse las respectivas estructuras de salida.-"

Considerando lo citado anteriormente sobre la legislación vigente, es que se decide limitar la capacidad de perforación para satisfacer explotaciones de uso común del agua subterránea. En base a esto reafirmamos la idea de desarrollar una máquina compacta, con diámetros de perforación entre cuatro pulgadas (4") y seis pulgadas (6") para la instalación de tuberías no mayores a tres pulgadas (3") que cumplan lo estipulado en el Art. 5 de la RESOLUCIÓN No 1.266 sobre el uso común del agua subterránea.

1.4 Tendencias económicas

El concepto de tendencia económica es absolutamente esencial para el enfoque técnico del análisis de mercados. Todas las herramientas usadas por el analista técnico tienen un solo propósito: detectar y medir las tendencias del precio para establecer y manejar operaciones de compra-venta dentro de un cierto mercado.

Teniendo en cuenta la constante devaluación de la moneda argentina, las trabas legales para la importación de bienes y considerando que en el país solo es posible conseguir máquinas perforadoras con características similares a las que se pretende desarrollar, de fabricación extranjera, es que se consideran las ventajas en el desarrollo de tecnología nacional, aplicada a la fabricación de la máquina y posterior explotación de la misma.

1.5 Objetivos y alcances del proyecto

El objetivo del presente proyecto es ofrecer al mercado una alternativa técnico-económica para el servicio de ejecución de perforaciones, a través del diseño de una máquina perforadora móvil y compacta. Para profundidades no mayores a 80 metros y pequeños diámetros (hasta 6 pulgadas), que permita realizar perforaciones en tiempos reducidos, de manera segura y con mínimo personal.

De esta manera se reduce la cantidad de material extraído, con el consecuente ahorro en su acarreo y procesamiento, las dimensiones de la instalación, y la reducción tanto de la probabilidad de accidentes laborales, brindando un entorno de trabajo más seguro, como del peligro que un pozo de grandes dimensiones a cielo abierto puede generar.

Por esto, los alcances del presente proyecto abarcan:

- Estudio del tipo de suelo en la zona de perforación.

- Cálculo y diseño de los componentes mecánicos del equipo.
- Cálculo y diseño del sistema hidráulico.
- Cálculo y diseño del sistema eléctrico.
- Cálculo estructural.
- Ingeniería de detalle.
- Planificación de producción.
- Aspectos medioambientales del proyecto.
- Higiene y Seguridad del proyecto.
- Análisis económico financiero

2. FORMULACIÓN DE PROYECTO

2.1 ESTUDIO DE MERCADO

El estudio de mercado consiste en una iniciativa empresarial con el fin de hacerse una idea sobre la viabilidad comercial de una actividad económica. Debe servir para tener una noción clara de la cantidad de consumidores que habrán de adquirir el bien o servicio que se piensa vender, dentro de un espacio definido, durante un periodo de mediano plazo y a qué precio están dispuestos a obtenerlo. Adicionalmente, el estudio de mercado va a indicar si las características y especificaciones del servicio o producto corresponden a las que desea comprar el cliente. Nos dirá igualmente qué tipo de clientes son los interesados en nuestros bienes, lo cual servirá para orientar la producción del negocio. Finalmente, el estudio de mercado nos dará la información acerca del precio apropiado para colocar nuestro bien o servicio y competir en el mercado, o bien imponer un nuevo precio por alguna razón justificada.

Si bien el proyecto actual pretende el desarrollo y diseño de una máquina perforadora móvil y compacta, el estudio de mercado se realizará considerando los potenciales usuarios de aguas subterráneas como indicadores del mercado.

2.1.1 MERCADO POTENCIAL

Desde el punto de vista del marketing, el mercado está formado por todos los consumidores o compradores actuales y potenciales de un determinado producto. El tamaño de un mercado, desde éste punto de vista, guarda una estrecha relación con el número de compradores que deberían existir para una determinada oferta.

A través del área de planeamiento, cada municipio regula y exige a través de la Ley No 4.886 (Disposición del Suelo de la Provincia de Mendoza), la disponibilidad de servicios esenciales tales como energía eléctrica, pavimento, recolección de residuos, agua potable, y la provisión de agua para instalaciones de uso común, para riego de parques y jardines privados, entre otros.

Hoy en día y pese a las penalizaciones existentes por el mal uso del agua potable, observamos un gran número de casos donde la gente hace uso del agua potable, ya sea, para riego de parques y jardines, como para distintas tareas domésticas, tales como lavado de vehículos o el llenado de piscinas.

Esto se basa entre otras cosas, a la poca eficiencia en el sistema de distribución de aguas superficiales, además, considerando la actual crisis hídrica, la creciente construcción y urbanización en zonas rurales y teniendo en cuenta la falta de inversión en el sistema de agua corriente.

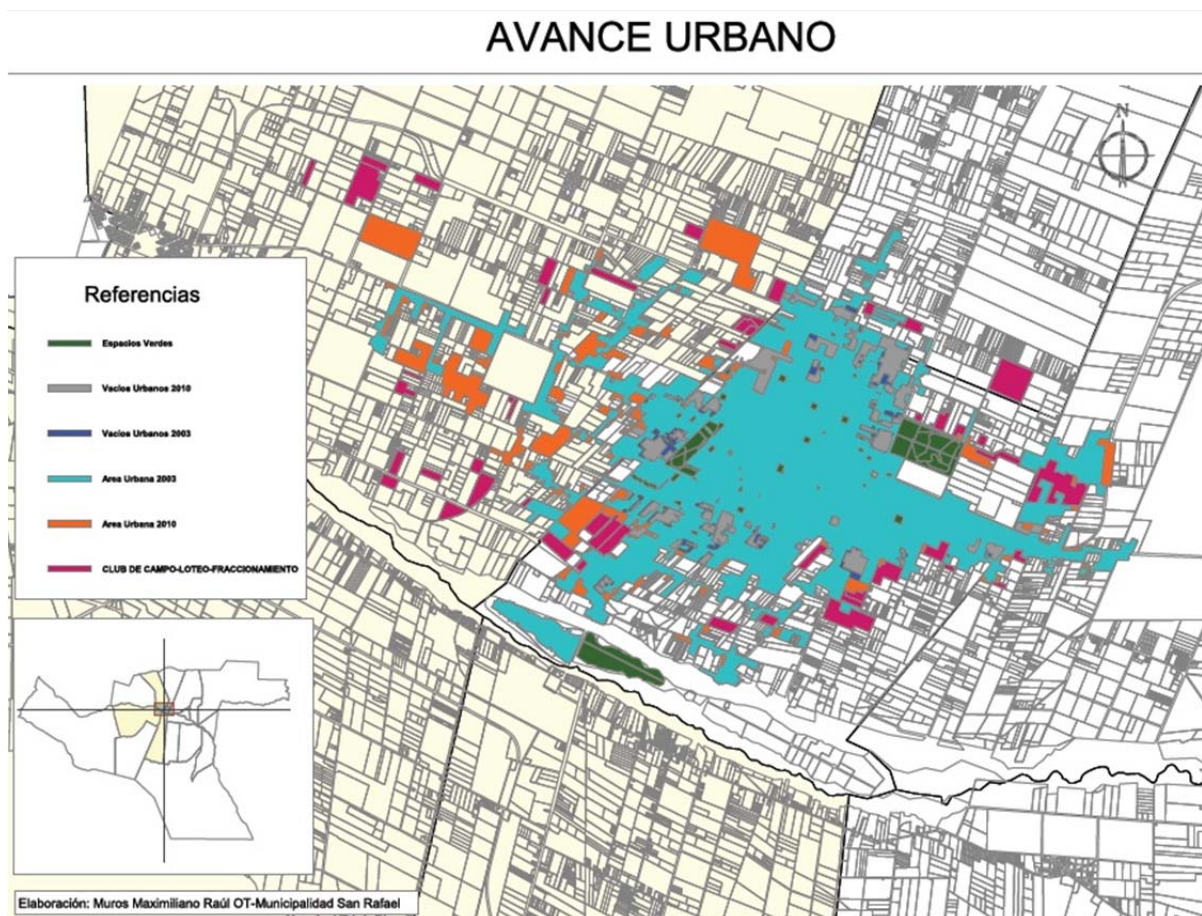
Debido a esto, se observa el creciente uso de perforaciones para la obtención de aguas subterráneas, tanto para riego como para agua corriente, siendo éste el mercado actual del cual se pretende formar parte. Además, según el avance urbano, tanto los propietarios de terrenos en zonas urbanizadas recientemente como los futuros clubes de campo, serán las partes que conformen el mercado potencial.

2.1.2 TAMAÑO – CAPACIDAD

En los ambientes corporativos típicos, comúnmente se utiliza el término tamaño de mercado para referirse indistintamente a la magnitud de este en unidades o en valor económico. El tamaño de mercado se refiere a las unidades (kilos, cantidades, litros, etc.) y el valor de mercado se refiere al monto en dinero de dicho mercado.

Es importante tener presente que el tamaño de mercado no es una medida fija, sino que esta puede variar (y de hecho lo hace) a través del tiempo.

Para ponderar el tamaño del mercado, nos dirigimos al área de Planeamiento Estratégico Territorial de la Municipalidad de San Rafael, donde pudimos obtener información acerca del avance urbano actual. A través del siguiente mapa, donde se detalla tanto las zonas urbanizadas recientemente como las zonas destinadas para clubes de campo (potenciales usuarios de aguas subterráneas) sobre la cuenca hidrográfica del Río Diamante, obteniendo los siguientes resultados:



Área Total Urbana 2010:

498 hectáreas.

Tomando como promedio, parcelas de 1000m² (lotes de 25m x 40m), tenemos:

Total Parcelas (Área Urbana 2010):

4980 parcelas.

Área Total destinada a Clubes de Campo:

506 hectáreas

Considerando que legislación, Ley No 4.886 (Disposición del Suelo de la Provincia de Mendoza) en lo que a Clubes de Campo se refiere, que establece un área común de esparcimiento del 35% promedio, con relación a la superficie total, obtenemos:

Superficie fraccionable de Clubes de Campo:

329 hectáreas

Tomando como promedio, parcelas de 1000m² (lotes de 25m x 40m), tenemos:

Total Parcelas (Clubes de Campo):

3290 parcelas.

Sumando las áreas detalladas como fraccionables, obtenemos:

Subtotal:

8270 parcelas.

Teniendo en cuenta que no todos los propietarios tienen el poder económico para hacer uso de aguas subterráneas, establecemos un 30% del total de propietarios de parcelas, como valor efectivo de usuarios.

Total:

2481 parcelas.

Dicho valor representa la cantidad de usuarios que estarían dispuestos a realizar una perforación para el aprovechamiento de aguas subterráneas en los próximos años.

Si del total de los posibles clientes, se considera que el 20% contratará los servicios de la empresa, mientras que el resto, realizará las perforaciones por otros medios, podemos estimar:

Total de clientes:

496 perforaciones.

Relacionando estos valores, con los tiempos promedios de una pequeña empresa que ofrece el servicio de perforación, utilizando maquinaria de desarrollo propio podemos considerar:

Perforaciones Semanales: 1

Perforaciones Anuales: 48

Tiempo necesario para cubrir la demanda actual:

$$\text{Tiempo Estimado} = \frac{496 \text{ perforaciones}}{48 \frac{\text{perforaciones}}{\text{año}}} = 10.3 \text{ años}$$

Finalmente podemos concluir que sobre la cuenca hidrográfica del Río Diamante, y considerando que la empresa realice 48 perforaciones por año, podremos contar con un mercado constante en los próximos 10 años.

2.1.3 LOCALIZACIÓN

El estudio de mercado permite, conocer entre otras cosas la ubicación de los consumidores, así como el de las empresas con las que se va a competir, el territorio que ellas controlan.

El objetivo que pretende la localización de un proyecto es lograr una posición de competencia basada en menores costos de transporte y en la rapidez del servicio. Esta parte es fundamental y de consecuencias a largo plazo, ya que una vez emplazada la empresa no es cosa simple cambiar el domicilio.

La localización de un proyecto o de una planta se orienta en dos sentidos:

- Hacia el mercado de consumo o
- Hacia el mercado de insumos (materias primas).

El criterio que define la orientación hacia estos dos sentidos se basa en el proceso de conversión. Si el proceso agrega volumen al producto, el proyecto deberá orientarse hacia el mercado de consumo. Si el proceso resta volumen al producto, el proyecto deberá orientarse hacia el mercado de insumos.

Si bien en el presente proyecto el proceso de conversión no es muy significativo, se decide establecer la empresa en la zona industrial de San Rafael, debido a su cercanía a la cuenca hidrográfica del Río Diamante (zona en estudio del mercado potencial) y a los posibles proveedores de insumos y materia prima.

2.2 INGENIERIA DE PROYECTO

Un proyecto es un sistema integral de producción constituido por un conjunto de factores que sirven de base para la combinación de etapas sucesivas con el objeto de fabricar un producto.

El estudio de mercado permite conocer el producto y el volumen que satisfará las necesidades del consumidor, este volumen sirve para elegir la maquinaria adecuada.

Definición de Ingeniería del proyecto.

Comprende los aspectos técnicos y de infraestructura que permitan el proceso de fabricación del producto o la prestación del servicio.

La ingeniería del proyecto tiene por objeto aportar la información que permita hacer una evaluación técnica del mismo y establecer las bases sobre las que se construirá e instalará la planta, en caso de que el proyecto resulte ser factible.

Fases de la ingeniería del proyecto.

La ingeniería del proyecto se realiza en tres fases:

- La primera tiene por objeto obtener la información necesaria para la adopción de un proceso de producción adecuado.

- La segunda, la especificación de la maquinaria, el equipo y la obra civil que servirá para determinar la magnitud de la inversión y los costos de operación de la planta.
- La tercera consiste en elaborar el diseño detallado de la planta y hacer una estimación preliminar de la inversión y de los gastos de puesta en marcha de la planta.

2.2.1 Distintas posibilidades técnicas de producción

Un proceso es la sucesión de diferentes fases o etapas de una actividad. También se puede definir como el conjunto de acciones sucesivas realizadas con la intención de conseguir un resultado en el transcurso del tiempo.

Cualquier proceso tecnológico que se desarrolla en la industria requiere de una manera organizada de realizarlo. Es decir, todo proceso tecnológico consta de una secuencia de pasos que se siguen para lograr el fin buscado.

En un proceso de producción es necesaria una serie de operaciones sobre los materiales con la ayuda de ciertos medios técnicos (herramientas y máquinas) y se necesitan personas con ciertas habilidades y saberes. Por lo tanto, un proceso de producción es el conjunto de operaciones que integra un ciclo de transformación.

El proceso de producción consta de tres elementos:

Insumos: Material inicial que se incorporaran al proceso para su transformación.

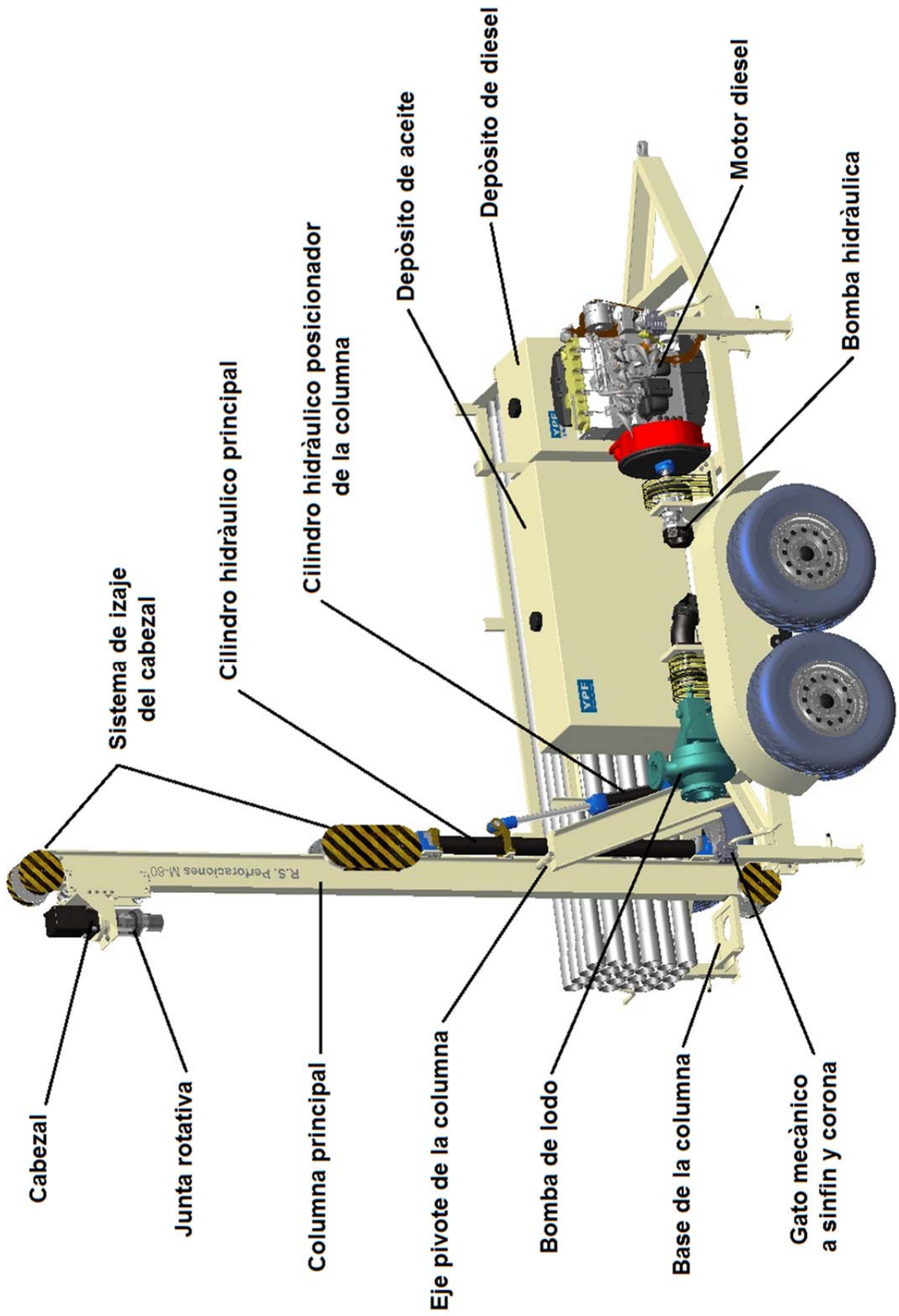
Para la realización del proyecto serán necesarios insumos tales como: componentes para los sistemas hidráulicos, para los sistemas mecánicos, para los sistemas eléctricos y de control, perfiles metálicos y componentes para la estructura entre otros.

Operaciones: Etapas del proceso de transformación necesarias para convertir insumos en productos terminados. Las operaciones que se deberán realizar son:

- Recepción y control de materiales.
- Trabajos metalúrgicos.
- Operaciones de pintura de la estructura.
- Montaje de los sistemas mecánicos.
- Montaje de los sistemas hidráulicos.
- Montaje del sistema eléctrico y de control.
- Control final y puesta a punto.

Producto: Resultado final de un sistema de producción.

2.2.2 Ingeniería básica



1. Variables operativas

Los siguientes aspectos y variables operativas son analizados en base al 'Manual de Perforación y Voladura de Rocas' del Instituto Tecnológico GeoMinero de España, Serie Tecnología y Seguridad Minera, Capítulo 4 - Perforación rotativa con triconos.

Las variables de operación inherentes al sistema, que inciden en su eficiencia (velocidad de penetración), son las que se identifican a continuación:

- Fuerza de empuje
- Velocidad de rotación (rpm)
- Desgaste del trépano
- Diámetro de perforación
- Velocidad y caudal del fluido de barrido

A su vez, estas variables dependen de un factor externo al sistema: la dureza o resistencia del terreno. En el caso de la perforación rotativa, la evidencia empírica indica tanto a partir de las investigaciones a nivel de ensayos como de lo observado en la práctica que existe una buena correlación entre la Resistencia a la Compresión de la roca y la velocidad de penetración. Esta conclusión resulta conceptualmente coherente, atendiendo a la forma como se aplica la energía a la roca y su consiguiente ruptura originada principalmente por un proceso de indentación.

No existe una clasificación universalmente aceptada de las rocas en función de su resistencia a la compresión (S_c). En la literatura técnica sobre el tema se encuentran diversas proposiciones. Algunas muy simples, que sólo diferencian entre rocas blandas, medianas y duras. Otras más sofisticadas, incluyen hasta seis o siete categorías. Haciendo una síntesis, para los efectos del análisis que sigue, se adoptará la clasificación que se enuncia en el cuadro siguiente.

TIPO DE ROCA	S_c [kgp/cm ²]	S_c [MPa]
Muy blandas	< 400	< 40
Blandas	400 – 800	40 – 80
Medianas	800 – 1.200	80 – 120
Duras	1.200 – 2.000	120 – 200
Muy duras	> 2.000	> 200

TABLA 1 - Resistencia a la compresión.

1.2 Ensayos de laboratorio

Para obtener datos más precisos de la resistencia a la compresión de las rocas de la zona en estudio, y debido a que el presente diseño tiene como fin, la realización de perforaciones en la cuneca del Río Diamante, tomamos muestras de piedras del tipo Canto Rodado sobre el Río Diamante.



FIGURA 1 - Rocas Río Diamante.

Con dichas muestras, procedimos a darle forma de una probeta estandar con las condiciones requeridas por la máquina de ensayos por compresión del Laboratorio de las Facultad Regional San Rafael.



FIGURA 2 - Probetas de ensayo.



FIGURA 3 - Ensayo de compresión.

Los datos obtenidos de la muestras analizadas son los siguientes:

Muestra	Perímetro [cm]	Diámetro [cm]	Area [cm ²]	Peso [Kg]	Carga de Rotura [Tn]	Tension de Rotura [Kg/cm ²]	[Mpa]
1	21.7	6.907	37.472	1.230	11.863	316.58	31.046
2	24.6	7.830	48.157	1.798	8.876	184.31	18.075
3	24.1	7.671	46.219	1.769	13.629	295.87	28.910
4	22.4	7.130	39.928	1.508	20.707	518.60	50.850

TABLA 2 - Resulta dos de los ensayos de compresión.

1.2.1 Conclusión del ensayo:

Por lo tanto, concluimos que la resisitencai a la compresión para la cual se debe diseñar la máquina en estudio, será de 50 Mpa con un rendimiento optimo, y si eventualmente la resistencia es mayor, solo disminuirá el rendimiento en cuanto a la velocidad de avance, pero el funcionamiento normal de la perforadora no será afectado.

$S_c := 50MPa$

Resistencia a la compresión

$S_c = 7251.887 \cdot \frac{lbf}{in^2}$

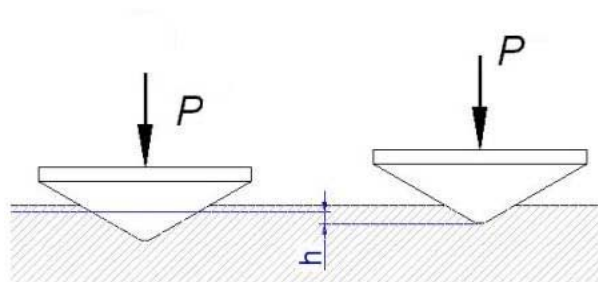


FIGURA 4 - Proceso de indentacion.

Esto se debe a que en el proceso de indentación se estima la penetración de las puntas del tricono, y considerando que dichas puntas son cónicas, cuando menor sea la carga, menor será la penetración, o lo que es lo mismo, a mayor dureza del terreno, menor penetración. Por esto, a través de la carga aplicada, siempre se logrará la presión para alcanzar la tensión de rotura de las rocas.

1.3 Fuerza de empuje y diámetro de perforación

La fuerza de empuje (F) que es necesaria aplicar aumenta directamente con la dureza de la roca, y debe alcanzar una magnitud suficiente para sobrepasar su resistencia a la compresión. Por otra parte, esta fuerza no puede exceder un determinado valor límite, para evitar daños prematuros en el trépano. En formaciones rocosas duras o muy duras, una fuerza excesiva conduce a la destrucción de los rodamientos, lo que significa el término de la vida útil de la herramienta.



FIGURA 5 - Rotura de la roca. Empuje excesivo.

A su vez, la mayor o menor resistencia de los rodamientos depende del tamaño del trépano o, en último término, del diámetro de perforación. A mayor diámetro, más grande es el trépano y por consiguiente más robustos y resistentes son sus rodamientos. En conclusión, la fuerza de empuje es función de dos variables: la dureza de la roca y el diámetro de perforación.

Cuando se perfora una roca, los triconos pueden trabajar en 3 situaciones distintas:

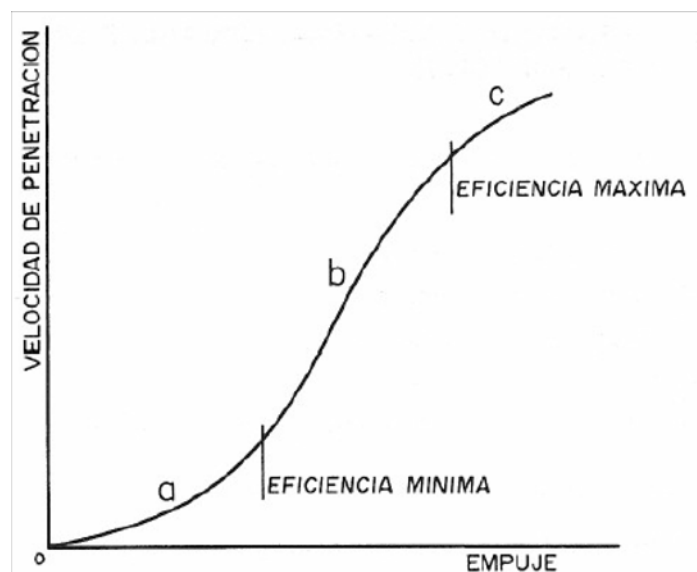


FIGURA 6 - Efecto del empuje sobre la velocidad de penetración.

- a) Empuje insuficiente.
- b) Avance eficiente.
- c) Enterramiento de la herramienta.

Según la dureza de la roca, la fuerza de empuje mínima necesaria para vencer su resistencia a la compresión, está dada por la siguiente fórmula empírica:

$$F_{\min} = 28,5 \cdot S_c \cdot \phi_{\text{perf}}$$

$$\phi_{\text{perf}} := 6 \text{ in}$$

$$S_c = 50 \cdot \text{MPa}$$

Por lo tanto:

$$F_{\min} := \left(28,5 \frac{\text{lbf}}{\text{MPa} \cdot \text{in}} \right) \cdot S_c \cdot \phi_{\text{perf}} = 3878,21 \cdot \text{kgf}$$

$$F_{\min} = 8550 \cdot \text{lbf}$$

Donde:

S_c : resistencia a la compresión de la roca [MPa]

ϕ : Diametro de Perforación [pulg]

La fuerza de empuje máxima, por encima de la que se produce el enterramiento del tricono, se considera que vale el doble del valor anterior

$$F_{\max} := 2 \cdot F_{\min} = 7756,43 \cdot \text{kgf}$$

$$F_{\max} = 17100 \cdot \text{lbf}$$

La fuerza de empuje límite que soporta un tricono es función de sus cojinetes, que a su vez, depende del diámetro del tricono:

$$F_{\text{lim}} := 810 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \cdot \phi_{\text{perf}}^2 = 13226,75 \cdot \text{kgf}$$

$$F_{\text{lim}} = 29160 \cdot \text{lbf}$$

Si se hace el ejercicio de asignarle valores numéricos a la fórmula anterior, redondeando las cifras, se obtienen los resultados que se indican en la tabla siguiente.

ϕ ["]	F_{\max} [lbf]	F'_{\max} [lbf / " de ϕ]
5	20.000	4.000
6	29.000	4.900
7	40.000	5.700
8	52.000	6.500

TABLA 3 - Fuerza máxima en rodamientos del tricono.

Teniendo en cuenta que los valores obtenidos consideran un rendimiento de perforación óptimo, decidimos limitar la fuerza de empuje a un valor posible de alcanzar con el peso de la máquina en estudio

$$F_e := 2500\text{kgf}$$

Fuerza real de empuje.

1.4 Velocidad de rotación

La velocidad de penetración aumenta con la velocidad de rotación en una proporción algo menor que la unidad, hasta un límite impuesto por la evacuación de los detritus.

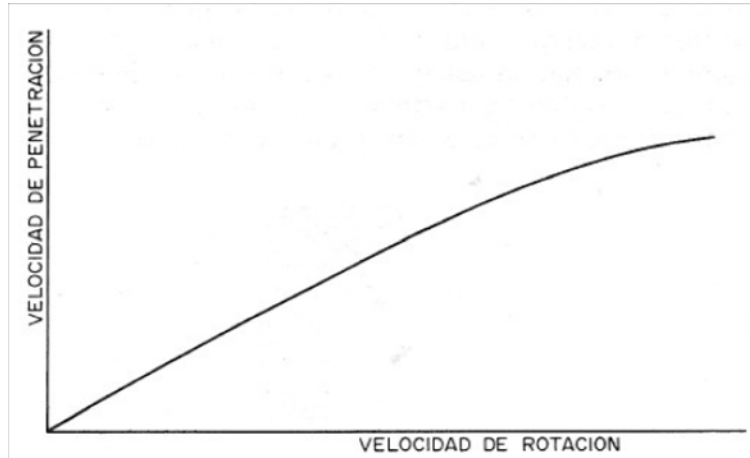


FIGURA 7 - Efecto de la velocidad de rotación sobre la velocidad de penetración.

La velocidad de rotación (N), expresada en [rpm], es inversamente proporcional a la resistencia a la compresión de la roca (Sc). En la tabla siguiente se indican las velocidades observadas en la práctica para los diferentes tipos de rocas identificados previamente.

Ahora, según el tipo de dientes, esta velocidad de rotación varía en un rango de 60 a 120 rpm para los triconos con dientes estampados, y entre 40 a 80 rpm en el caso de los triconos con insertos.

TIPO DE ROCA	Sc [kgp/cm ²]	N [rpm]
Muy blandas	< 400	120 - 100
Blandas	400 - 800	100 - 80
Medianas	800 - 1.200	80 - 60
Duras	1.200 - 2.000	60 - 40
Muy duras	> 2.000	40 - 30

TABLA 4 - Velocidad de rotación en función de la dureza.

Para nuestro caso, adoptamos una velocidad de rotación intermedia:

$$N_r := 80\text{rpm}$$

Velocidad de rotación.

1.5 Desgaste del trépano

Cuando se utilizan tricónos de dientes, la velocidad de penetración disminuye considerablemente conforme aumenta el desgaste de la herramienta.

La figura siguiente muestra que para un tricóno a mitad de uso, la penetración puede reducirse de un 50 a un 75% con respecto a la obtenida con un tricóno nuevo.

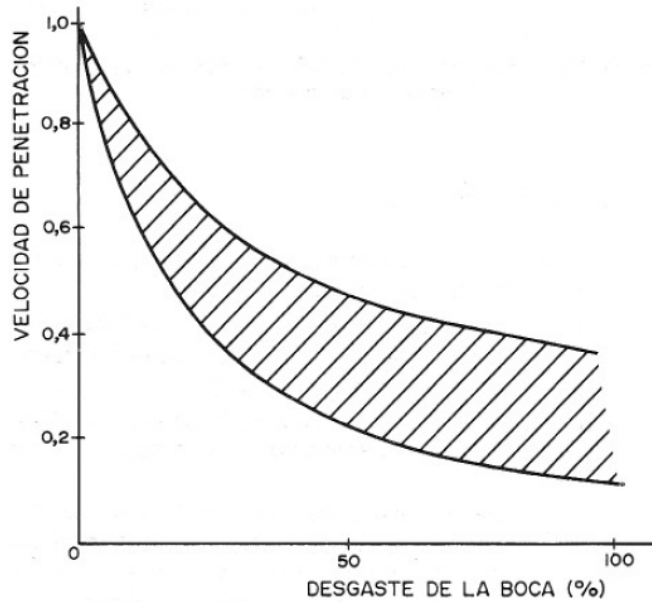


FIGURA 8 - Efecto del desgaste del trépano sobre la velocidad de penetración.

1.6 Diámetro de perforación

La figura siguiente refleja cómo la velocidad de penetración obtenida con empuje y velocidad de rotación constantes es proporcional a la inversa del diámetro de perforación al cuadrado.

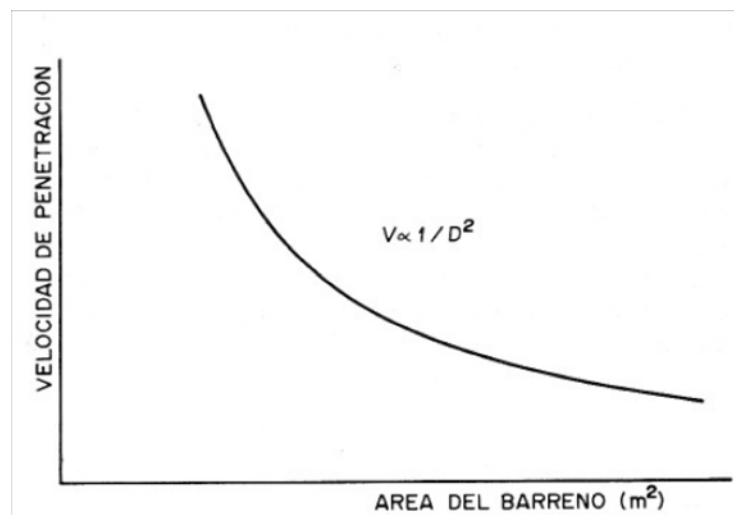


FIGURA 9 - Variación de velocidad de penetración con el diámetro.

Para el presente caso, el diámetro de perforación será igual a:

$$\phi_{\text{perf}} = 6 \cdot \text{in}$$

Diámetro de perforación.

1.7 Variables de rendimiento

1.7.1 Velocidad y Caudal del Fluido Barrido

Cuando la perforación se efectúa con menos fluido que el necesario para limpiar con efectividad el barreno, se producen los siguientes efectos negativos:

- Disminución de la velocidad de penetración.
- Aumento del empuje necesario para perforar.
- Incremento de las averías de la perforadora, debido al mayor par necesario para hacer girar el tricono.
- Aumento del desgaste en el estabilizador, en la barra y en el tricono.

1.7.2 Consumos de energía

Cuando la máquina está perforando los principales consumos de energía son los vinculados a los siguientes accionamientos:

- Rotación
- Fuerza de empuje
- Barrido y extracción del detritus
- Otros accionamientos menores

1.8 Potencia de rotación

El diseño adecuado de una perforadora requiere la consideración de la potencia de rotación necesaria para hacer girar el tricono y el medio adecuado de evacuación de los detritus.

La potencia de rotación requerida es igual al producto del par necesario para hacer girar el tricono por la velocidad de rotación.

$$HP_r := \frac{N_r \cdot T_r}{5250}$$

Donde:

- HP_r = Potencia de rotación [HP]
- N_r = Velocidad de rotación [rpm]
- T_r = Par de rotación [lbf/pies]

Cuando no se conoce el par necesario, la potencia de rotación se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$HP_r := K_f \cdot N_r \cdot \phi_{perf}^{2.5} \cdot E_{min}^{1.5}$$

Donde:

- HP_r = Potencia de rotación [HP]
- N_r = Velocidad de rotación [rpm]
- φ_{perf} = Diámetro de perforación [pulg]
- E_{min} = Empuje [miles de libras por pulgada de diámetro]
- K_f = Constante de formación

ROCA	RESISTENCIA A COMPRESION (MPa)	CONSTANTE K
Muy blanda	—	14.10 ⁻⁵
Blanda	—	12.10 ⁻⁵
Medio-blanda	17,5	10.10 ⁻⁵
Media	56,0	8.10 ⁻⁵
Dura	210,0	6.10 ⁻⁵
Muy dura	476,0	4.10 ⁻⁵

TABLA 5 - Constante de la formación.

1.8.1 Determinación práctica del par de rotación

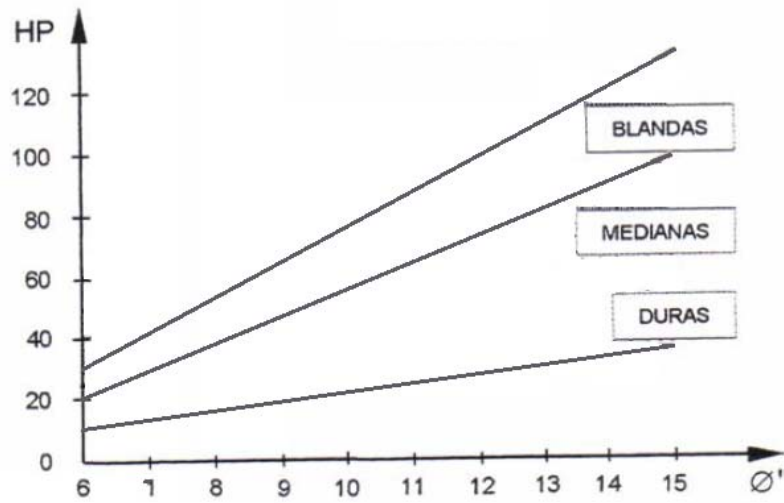


FIGURA 10 - Potencia de rotacion.

El calculo de la potencia de rotacion anterior, resulta de un planteo empírico para una velocidad de rotación, dureza de la formación y empuje constantes. En la práctica, esta situacion resulta hipotética ya que en el terreno en estudio, la dureza de las rocas es muy variable. Debido a ésto, ademas, teniendo en cuenta que es necesario determinar el valor del par de rotación para el dimensionamiento mecánico, y considerando que la eficiencia depende del empuje y el par de rotacion aumenta proporcionalmente a éste ultimo, adoptamos de la Fig.10 una potencia de rotación de 15HP.

$$HP_{rot} := 15hp$$

Potencia de rotación.

$$Mt_{tub} := \frac{HP_{rot}}{N_r} = 136.149 \cdot kgf \cdot m$$

Momento torsor a transmitir.

2. Sarta de perforación

La sarta de perforación Fig. 11 está formada por el acoplamiento de rotación, las barras, el estabilizador y el tricono.

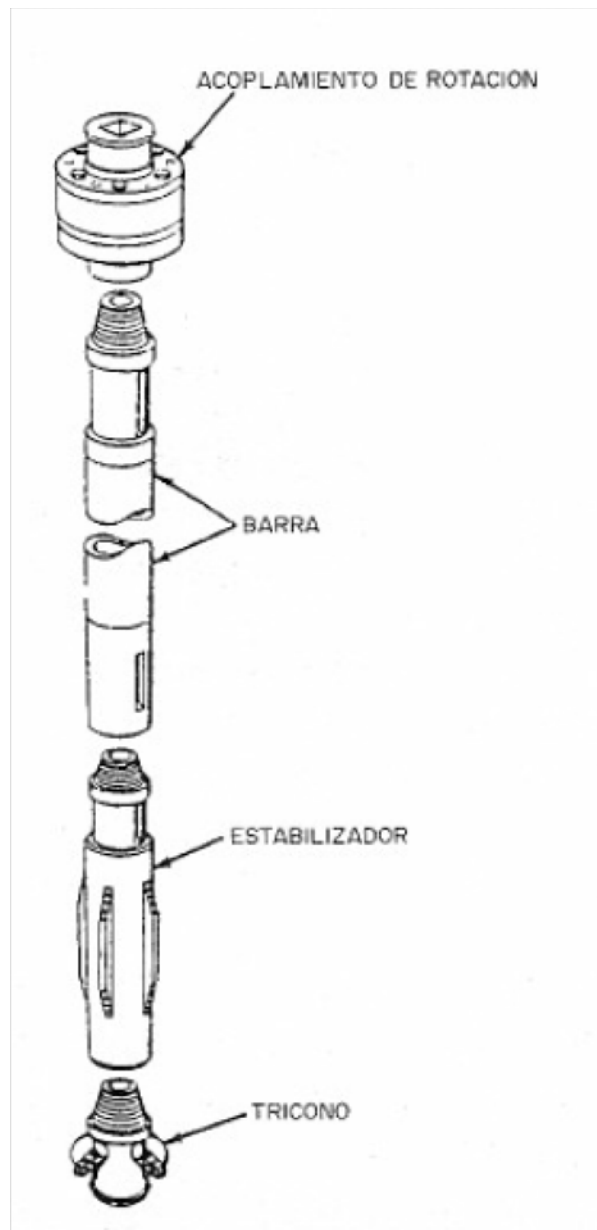


FIGURA 11 - Sarta de perforación.

Acoplamiento de rotación

Este elemento transmite el par de rotación desde la cabeza hasta la sarta que se encuentra debajo.

Barra

La longitud de las barras depende de la longitud del barreno. Sirven para transmitir el empuje sobre la boca y para canalizar por su interior el fluido comprimido necesario para la limpieza del barreno y enfriamiento de los cojinetes. Suelen estar construidas de acero y las roscas más usadas en los acoplamientos son del tipo API, BECO, etc.

Estabilizador

Va colocado encima de la boca de perforación y tiene la misión de hacer que el tricono gire correctamente según el eje del barreno e impida que se produzca una oscilación y pandeo del varillaje de perforación.

Las ventajas derivadas de su utilización son las siguientes:

Menores desviaciones de los barrenos, sobre todo cuando se perfora inclinado.

Mayor duración del tricono y aumento de la velocidad de penetración, debido a un mejor aprovechamiento del empuje.

Menor desgaste de los faldones, de la hilera periférica de insertos y de los cojinetes.

Mayor estabilidad de las paredes del barreno, debido a que las barras de perforación no sufren pandeo.

El estabilizador debe tener un diámetro próximo al del barreno, normalmente 1/8" (3 mm) más pequeño que el tricono.

2.1 Selección del Trepano - Tricono

Según el catálogo comercial de la empresa BAKERHUGHES, se selecciona el siguiente trepano.

**Tricone Drill Bit
(Tungsten Carbide) Specifications**

Bit size		API	Approximate weight	
in.	mm	pin	lb	kg
3¾	95.3	2¾	14	6.4
3⅞	98.4	2¾	14	6.4
4⅛	104.8	2¾	16	7.3
5¾	146.1	3½	35	15.9
5⅞	149.2	3½	39	17.7
6	152.4	3½	40	18.1

TABLA 6 - Trepanos comerciales.

$P_{\text{trepano}} := 18.1 \text{kgf}$

Peso del trepano.

2.2 Selección de las barras de perforación - Tubing

Seleccionamos barras de 3 1/2" con rosca API 3 1/2" con las siguientes características.

Tabla de datos técnicos - Tubing | 2 3/8" A 5 1/2"

DESIGNACIÓN		CUERPO DEL TUBO			CUPLA		DIÁMETRO INTERNO DE LA CONEXIÓN	PÉRDIDA POR APRETADO/ APRIETE	EFICIENCIA DE TRACCIÓN
Tamaño	Peso Nominal	Espesor de Pared	Diámetro Interno	Diámetro de Mandril Estándar	Diámetro Externo	Longitud			
pulg	lb/pie	pulg	pulg	pulg	pulg	pulg	pulg	pulg	%
3 1/2	9.20	0.254	2.992	2.867	4.250	8.25	2.942	3.64	100
	10.20	0.289	2.922	2.797	4.250	8.25	2.872	3.64	100
	12.70	0.375	2.750	2.625	4.250	8.25	—	3.64	100
	14.30	0.430	2.640	2.515	4.250	10.00	—	4.49	100
	14.70	0.449	2.602	2.477	4.250	10.00	—	4.49	100
	15.50	0.476	2.548	2.423	4.250	10.00	—	4.49	100
	16.70	0.510	2.480	2.355	4.250	10.00	—	4.49	100
	17.00	0.530	2.440	2.315	4.250	10.00	—	4.49	100

EFICIENCIA DE COMPRESIÓN	LÍMITE ELÁSTICO DE LA CONEXIÓN						RESISTENCIA IGUALADA (MS)
	55 ksi	80 ksi	90 ksi	95 ksi	110 ksi	125 ksi	
%	x 1000 lb						Diámetro Externo
							pulg
100	142.5	207.2	233.1	246.1	284.9	323.8	3.886
100	160.3	233.2	262.4	277.0	320.7	364.4	3.941
100	202.5	294.5	331.3	349.7	405.0	460.2	4.067
100	228.1	331.8	373.2	394.0	456.2	518.4	4.100
100	236.7	344.3	387.3	408.8	473.4	538.0	4.125
100	248.7	361.8	407.0	429.6	497.4	565.3	4.160
100	263.5	383.2	431.2	455.1	527.0	598.8	4.202
100	272.0	395.6	445.1	469.8	544.0	618.1	—

TABLA 7 - Barras de perforación.

Debido a que el fabricante no provee el tipo de acero con los que están contruidos los tubing ni la composición, concluimos que segun el valor del limite elastico, para 110ksi corresponde un acero AISI 4140.

ACERO AISI-SAE 4140 (UNS G41400)	
1. Descripción:	es un acero medio carbono aleado con cromo y molibdeno de alta templabilidad y buena resistencia a la fatiga, abrasión e impacto. Este acero puede ser nitrurado para darle mayor resistencia a la abrasión. Es susceptible al endurecimiento por tratamiento térmico
2. Normas involucradas:	ASTM 322
3. Propiedades mecánicas:	Dureza 275 - 320 HB (29 - 34 HRc) Esfuerzo a la fluencia: 690 MPa (100 KSI) Esfuerzo máximo: 900 - 1050 MPa (130 - 152 KSI) Elongación mínima 12% Reducción de área mínima 50%
4. Propiedades físicas:	Densidad 7.85 g/cm ³ (0.284 lb/in ³)
5. Propiedades químicas:	0.38 - 0.43% C 0.75 - 1.00 % Mn 0.80 - 1.10 % Cr 0.15 - 0.25 % Mo 0.15 - 0.35 % Si 0.04 % P máx 0.05 % S máx
6. Usos:	se usa para piñones pequeños, tijeras, tornillo de alta resistencia, espárragos, guías, seguidores de leva, ejes reductores, cinceles.

TABLA 8 - Acero SAE 4140.

2.2.1 Propiedades físicas

$$\sigma_{tfluencia} := 690 \text{ MPa}$$

Esfuerzo a la fluencia.

$$\sigma_{tadm} := 0.26 \cdot \sigma_{tfluencia} = 1829.37 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Esfuerzo admisible.

$$\tau_{tadm} := 0.18 \cdot \sigma_{tfluencia} = 1266.49 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Esfuerzo de corte admisible.

$$D_{etub} := 3.5 \text{ in} \quad D_{itub} := 2.992 \text{ in}$$

Diámetros.

$$A_{tub} := \frac{\pi \cdot (D_{etub}^2 - D_{itub}^2)}{4} = 16.71 \cdot \text{cm}^2$$

Sección del tubo.

$$L_{tub} := 3 \text{ m}$$

Largo del tubo.

$$P_{n_{\text{tub}}} := 9.2 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}}$$

Peso nominal del tubo.

$$P_{\text{tub}} := P_{n_{\text{tub}}} \cdot L_{\text{tub}} = 41.073 \cdot \text{kgf}$$

Peso del tubo.

$$J_{p_{\text{tub}}} := \frac{\pi \cdot \left(D_{e_{\text{tub}}}^4 - D_{i_{\text{tub}}}^4 \right)}{32} = 285.73 \cdot \text{cm}^4$$

Momento de inercia polar.

$$J_{a_{\text{tub}}} := \frac{\pi \cdot \left(D_{e_{\text{tub}}}^4 - D_{i_{\text{tub}}}^4 \right)}{64} = 142.86 \cdot \text{cm}^4$$

Momento de inercia axial.

$$W_{p_{\text{tub}}} := \frac{\pi \cdot \left(D_{e_{\text{tub}}}^4 - D_{i_{\text{tub}}}^4 \right)}{16 \cdot D_{e_{\text{tub}}}} = 64.281 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente polar.

$$W_{a_{\text{tub}}} := \frac{\pi \cdot \left(D_{e_{\text{tub}}}^4 - D_{i_{\text{tub}}}^4 \right)}{32 \cdot D_{e_{\text{tub}}}} = 32.141 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente axial.

2.2.2 Verificación del par de rotación

Con las dimensiones del cuerpo de los tubos, calculamos el par maximo que pueden transmitir.

$$\tau_{\text{comb}} := 560 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de corte por torsión y compresión admisible (combinado sin chavetero).

$$\tau_{\text{tub}} := \frac{M_{t_{\text{tub}}}}{W_{p_{\text{tub}}}} = 211.803 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión real de corte.

$$M_{t_{\text{max}}} := \tau_{\text{comb}} \cdot W_{p_{\text{tub}}} = 359.97 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Par de rotación maximo posible a transmitir.

$$HP_{\text{max}} := N_r \cdot M_{t_{\text{max}}} = 39.659 \cdot \text{hp}$$

Potencia de rotacion máxima posible.

$$HP_{\text{rot}} < HP_{\text{max}} = 1$$

Verifica.

2.2.3 Verificación por deformación angular

$$\theta_{\text{adm}} := \left(\frac{1}{4} \right) \frac{\circ}{\text{m}}$$

Deformación angular admisible

$$G_{\text{ac}} := 810000 \text{MPa}$$

Modulo de elasticidad transversal del acero

$$\theta_{\text{tub}} := \frac{M_{t_{\text{tub}}}}{G_{\text{ac}} \cdot J_{p_{\text{tub}}}} = 0.033 \cdot \frac{\circ}{\text{m}}$$

Deformación angular por unidad de longitud

$$\theta_{\text{tub}} < \theta_{\text{adm}} = 1$$

Verifica

$$\theta_{\text{total}} := \theta_{\text{tub}} \cdot 100\text{m} = 3.305 \cdot ^\circ$$

Deformación total

2.2.4 Verificación por pandeo y flecha

Al estar el árbol cargado axialmente, debemos verificar el pandeo. Considerando que dentro de la perforación (6"), el árbol tendrá una flecha limitada por la distancia anular a las paredes del pozo, y que a mayor longitud (profundidad), menor será el efecto de la flecha, por lo tanto, calculamos la longitud mínima para que dicha flecha no exceda los límites previstos (para vigas largas). Luego se verifica el pandeo para longitudes menores.

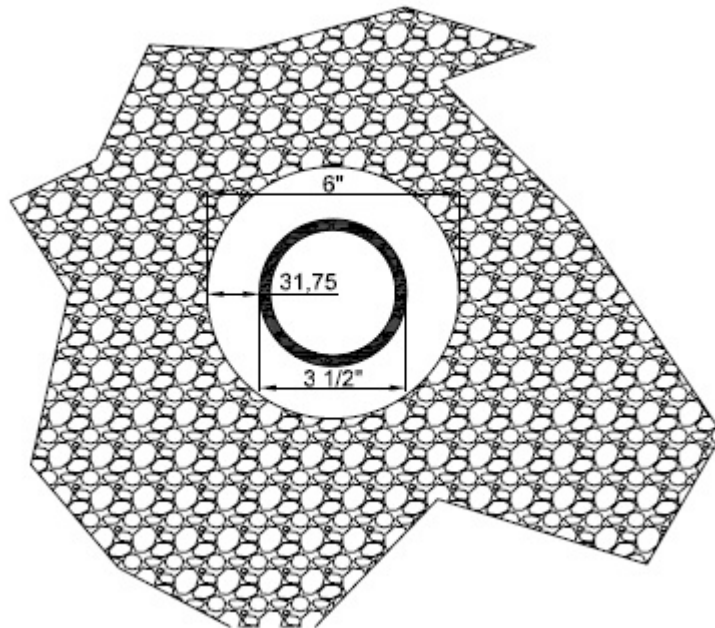


FIGURA 12 - Detalle flecha máxima.

$$f_{\text{lim}} := \frac{\phi_{\text{perf}} - D_{\text{etub}}}{2} = 31.75 \cdot \text{mm}$$

Flecha limitada por el diámetro de perforación.

$$l_{\text{crit}} := f_{\text{lim}} \cdot 200 = 6.35 \text{ m}$$

Longitud crítica.

Con éste valor de longitud crítica para la flecha, calculamos el pandeo.

$$r_{\text{giro tub}} := \sqrt{\frac{J_{\text{atub}}}{A_{\text{tub}}}} = 2.924 \cdot \text{cm}$$

Radio de Giro.

$$\lambda_{1 \text{ tub}} := \frac{l_{\text{crit}}}{r_{\text{giro tub}}} = 217.176$$

Coeficiente de esbeltez.

Con el radio de giro y el coeficiente de esbeltez, seleccionamos el coeficiente de pandeo de la Tabla 9.

ACERO A-42

Sigmas de trabajo 1730 y 1950 Kg/cm² Tensión de Corte admisible 1113 y 1280 Kg/cm²

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$\lambda\lambda$
150	3,96	4,00	4,05	4,10	4,15	4,20	4,25	4,30	4,35	4,40	150
160	4,45	4,51	4,56	4,61	4,66	4,72	4,77	4,82	4,88	4,93	160
170	4,99	5,04	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,44	5,49	170
180	5,55	5,61	5,67	5,73	5,79	5,85	5,91	5,97	6,03	6,09	180
190	6,15	6,21	6,27	6,34	6,40	6,46	6,53	6,59	6,65	6,72	190
200	6,78	6,85	6,91	6,98	7,05	7,11	7,18	7,25	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,72	7,79	7,86	7,93	8,01	8,08	210
220	8,15	8,22	8,29	8,36	8,44	8,51	8,58	8,66	8,73	8,80	220
230	8,88	8,95	9,03	9,11	9,18	9,26	9,33	9,41	9,49	9,57	230
240	9,64	9,72	9,80	9,88	9,96	10,04	10,12	10,20	10,28	10,36	240
250	10,44										250

TABLA 9 - Coeficiente de pandeo.

$\omega := 8.36$

Coeficiente de pandeo.

$\sigma_{comp} := \omega \cdot \frac{-F_e}{A_{tub}} = -1250.682 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$

Tensión de compresión por pandeo.

$\sigma_{comp} < \sigma_{tadm} = 1$

Verifica.

2.2.5 Verificación de esfuerzo combinado

Verificamos las tensiones combinadas por Mohr

$\sigma_{max} := \frac{\sigma_{comp}}{2} + \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{comp}}{2}\right)^2 + \left[\tau_{tub}\right]^2}\right]} = 34.895 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$

Tracción.

$\sigma_{min} := \frac{\sigma_{comp}}{2} - \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{comp}}{2}\right)^2 + \left[\tau_{tub}\right]^2}\right]} = -1285.577 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$

Compresión.

$\tau_{max} := \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = 660.236 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$

$-\sigma_{min} < \sigma_{tadm} = 1$

Verifica.

$\tau_{max} < \tau_{tadm} = 1$

Verifica.

3. Velocidad de penetración

La potencia necesaria para el empuje es pequeña comparada con la de rotación. Fig. 13.

Además, el empuje sobre el tricono, como se ha visto anteriormente, depende del diámetro y de la resistencia a compresión de la roca. Fig. 14.

Una vez conocida la capacidad de empuje, se tendrá definido el peso de la máquina, disponiendo de un 10 a un 15% de reserva para asegurar la estabilidad del equipo durante la operación y los desplazamientos.

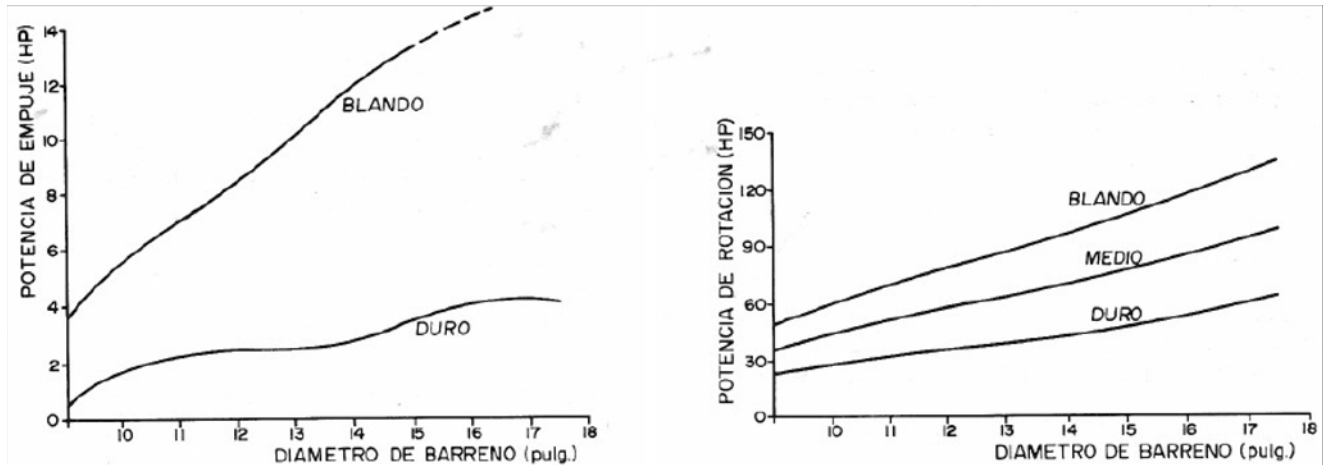


FIGURA 13 - Comparación de las potencias de rotación y empuje para diversos tipos de roca.

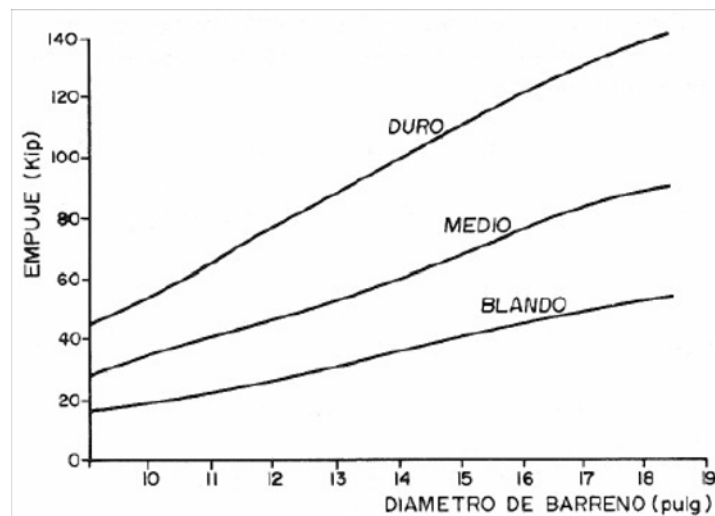


FIGURA 14 - Empuje sobre la boca en función del diámetro y del tipo de roca (1 kip = 4,448 kN).

Este procedimiento es de una gran sencillez y está basado en fórmulas empíricas determinadas por ensayos de campo. En general, tienen en cuenta las siguientes variables:

- Diámetro de perforación.
- Empuje sobre el tricono.
- Velocidad de rotación, y
- Resistencia a compresión simple.

La variable desconocida es la Resistencia a Compresión, cuyo valor es fácilmente estimado mediante un ensayo de laboratorio o de campo, a partir de la Resistencia Bajo Carga Puntual.

RC = Resistencia a la compresión (miles de libras por pulgada cuadrada)

$$\frac{S_c}{1000} = 7.252 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

$\frac{E}{D}$ = Empuje unitario (miles de libras por pulgada de diámetro)

$$\frac{F_e}{\phi_{\text{perf}} \cdot 1000} = 0.919 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{in}}$$

$N_r = 80 \cdot \text{rpm}$ Velocidad de rotación.

$\phi_{\text{perf}} = 6 \cdot \text{in}$ Diámetro de perforación

$$VP = \left[61 - 28 \log_{10} RC \right] \times \frac{E}{D} \times \frac{N_r}{300}$$

$$V_p := \left(\frac{\text{ft}}{\text{hr}} \right) (61 - 28 \cdot \log(7.252)) \cdot 0.919 \cdot \frac{80}{300} = 9.045 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{hr}} \quad \text{Velocidad de Penetración}$$

$$V_p = 2.757 \cdot \frac{\text{m}}{\text{hr}}$$

Esta fórmula tiene buena fiabilidad en todos los rangos de resistencias de las rocas, y permite calcular en una operación en marcha el valor de RC. Por último, las casas fabricantes de triconos han construido ábacos muy sencillos (Fig. 15) donde en función del empuje sobre el tricono y la resistencia a compresión de la roca, se calcula la velocidad de penetración para una velocidad de rotación constante de 60 r/min.

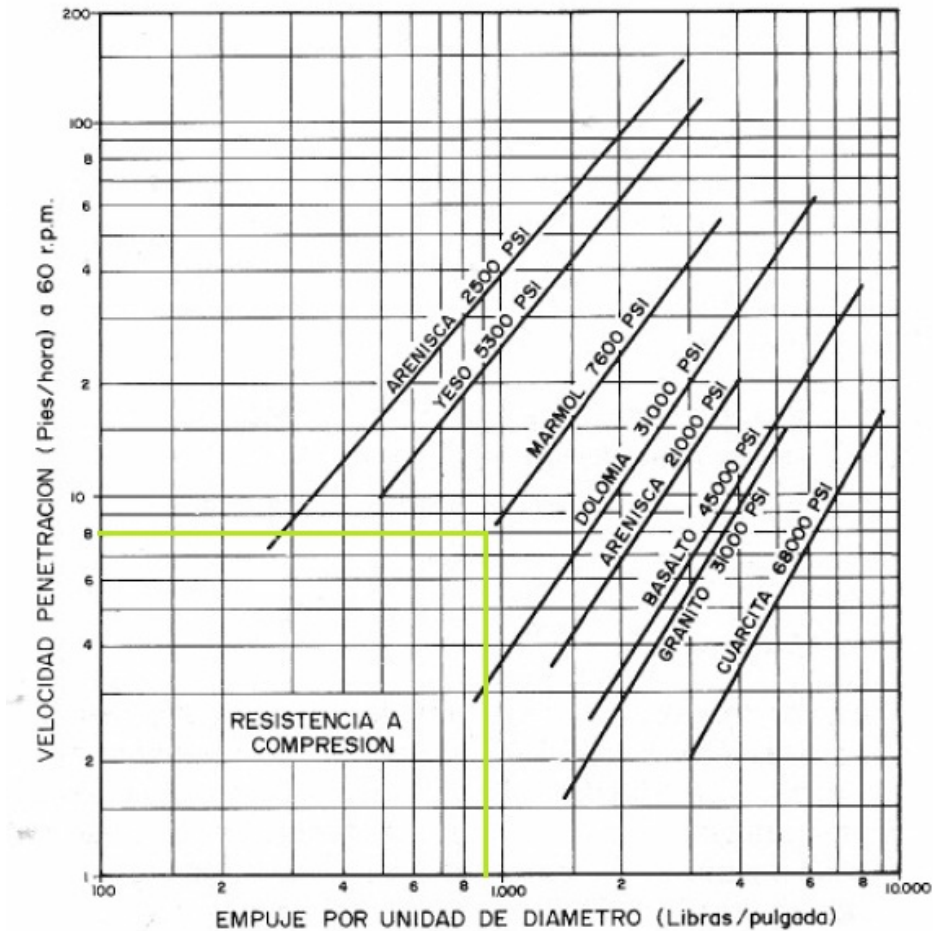


FIGURA 15 - Nomograma de velocidades de penetración.

4. Velocidad y caudal del fluido de barrido

Un fluido de perforación se utiliza en la perforación rotativa de pozos para desempeñar funciones específicas durante la perforación. El término fluido incluye a líquidos, gases o mezclas de estos. Un fluido de perforación que es fundamentalmente líquido se denomina lodo de perforación y comúnmente puede estar constituido por una mezcla de agua (o petróleo o una emulsión de agua y de petróleo), alguna arcilla (viscosificante y reductor natural de filtrado) y otros aditivos químicos.

“El fluido de perforación en un pozo acarrea los ripios desde la barrena a la superficie, limpia el fondo del pozo, enfría la barrena y lubrica la sarta, estabiliza las paredes del pozo e impide la entrada de los fluidos de la formación dentro del pozo.”

El lodo es una suspensión de arcilla en agua, con los aditivos necesarios para cumplir las siguientes funciones:

- Extraer el detritus o ripio de la perforación.
- Refrigerar la herramienta de corte.
- Sostener las paredes de la perforación.
- Estabilizar la columna o sarta de perforación.
- Lubricar el rozamiento de ésta con el terreno.

Se distinguen diversos tipos de lodos en función de su composición. Por una parte están los denominados "naturales", constituidos por agua clara (dulce o salada) a la que se incorpora parte de la fracción limoso.-arcillosa de las formaciones rocosas conforme se atraviesan durante la perforación. Se utilizan especialmente en el sistema de circulación inversa (en la circulación directa se requieren lodos de mayor densidad y viscosidad).

Por otra parte están los lodos "elaborados" de los cuales existen diferentes tipos siendo los más frecuentes los preparados a base de arcillas especialmente bentoníticas, en cuya composición predominan los filosilicatos del grupo de la montmorillonita. También se utilizan con frecuencia lodos elaborados con polímeros orgánicos y más recientemente con polímeros sintéticos.

Composición de los lodos tipo comúnmente utilizados, cuando no existen formaciones geológicas o aguas que los contaminen de forma notable, los lodos tienen el siguiente tipo de composición.

Lodo para formaciones no arcillosas (por m³ de agua)

- 50 a 60 kg de bentonita de viscosidad media

Lodo para formaciones arcillosas (por m³ de agua)

- 60 a 100 kg de bentonita de viscosidad media
- 2 a 3 kg de quebracho
- 1,5 a 2 kg de CMC
- 1,5 a 2 kg de sosa cáustica

En caso de existir formaciones "contaminantes", se hacen las correcciones oportunas mediante aditivos.

El ajuste y corrección de la dosificación se hace midiendo el pH hasta conseguir situarlo entre 7-9,5, al mismo tiempo que se acotan la densidad y la viscosidad.

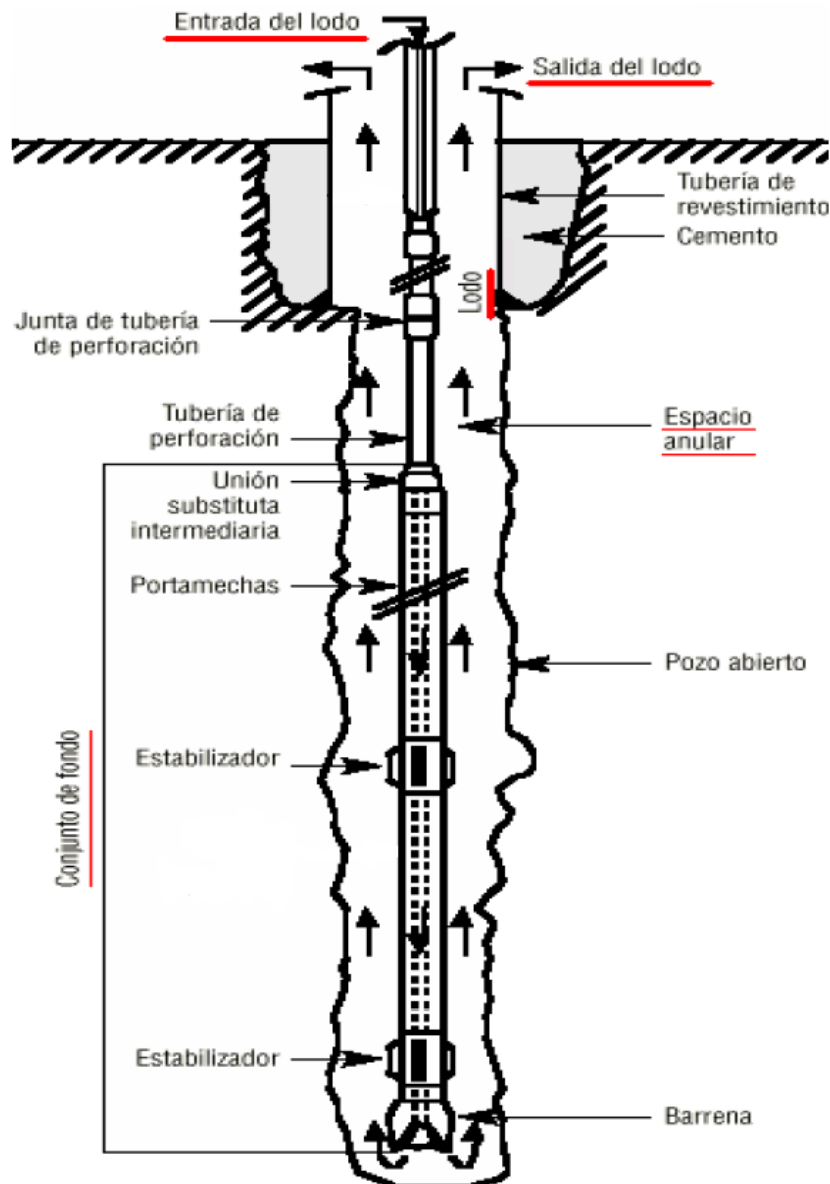


FIGURA 16 - Componentes de la columna de perforación.

Los derrumbes y recortes son más densos que el lodo de perforación y al tiempo que son levantados por el fluido en movimiento en el anular, tienden a depositarse en el fondo del hoyo debido a la fuerza de gravedad. Así la eficiencia a la cual levanta los derrumbes y recortes de formación se calcula como la diferencia entre la velocidad de circulación del lodo en el anular y la velocidad de caída de las partículas dentro del lodo, que depende principalmente de su tamaño, forma y densidad, así como de la densidad y viscosidad del lodo.

Si un lodo de perforación no transporta con eficiencia los derrumbes y recortes hacia la superficie, éstos se acumularán en el anular incrementando el torque y la presión hidrostática, pudiendo ocasionar pega de la sarta de perforación, disminución de la eficiencia de penetración y pérdidas de circulación. Este proceso de remoción es dependiente de la velocidad en el anular, el perfil, la viscosidad, la densidad del fluido, otros factores pueden afectar esta remoción como la inclinación del hueco, excentricidad del anular, tamaño, densidad y geometría de los cortes.

El barrido y extracción del detritus de perforación se realiza a expensas de la energía cinética del fluido que circula por el espacio anular comprendido entre las barras y las paredes del pozo. Por lo tanto, la eficiencia del proceso depende, en lo esencial, de la velocidad del fluido (V) en este espacio anular y de la masa de fluido o caudal (Q) que circula por el sistema.

La densidad define también la capacidad del lodo de ejercer una contrapresión en las paredes de la perforación, controlando de este modo las presiones litostática e hidrostática existentes en las formaciones perforadas.

En los lodos preparados para perforar pozos para agua, las densidades oscilan entre 1,04 y 1,14 gr/cm³ sin que sean más eficaces cuando se sobrepasa esta cifra e incluso pueden aparecer problemas de bombeo y peligro de tapar con ellos horizontes acuíferos. Además, el aumento de la densidad del lodo no tiene un efecto grande en el mantenimiento de las paredes del pozo, más bien, es mayor la influencia de sus propiedades tixotrópicas (propiedad que tienen las suspensiones bentónicas de pasar de gel a sólido mediante agitación) y la adecuación de los restantes parámetros a la litología y calidad de las aguas encontradas.

La densidad tiene una influencia directa en la capacidad de extracción del detritus, pues al regirse, de forma aproximada por la ley de Stoke es proporcional a la densidad del flujo considerado.

$d_{particula} := 0.5\text{cm}$ Diámetro de las partículas.

$\gamma_{lodo} := 1140 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ Peso específico del lodo.

$\gamma_{particula} := 1600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ Peso específico del material de las partículas.

La viscosidad del lodo se determina a pie de sondeo mediante el denominado "embudo Marsh", y según normas API, expresándose por el tiempo (en segundos) que tarda en salir por un orificio calibrado un determinado volumen de lodo.

Para la perforación de pozos, la viscosidad óptima suele oscilar entre 40 y 50 segundos, la medida de la viscosidad debe realizarse con lodo recién agitado.

Para una viscosidad de 50 segundos Marsh, el valor en Poise será:

$$\mu = \left(0,58 * t - \frac{461}{t} \right) * \rho$$

Donde

t : Tiempo de descarga del fluido (segundos Marsh)

ρ : Densidad/Peso del lodo (g/cm³)

μ : Viscosidad absoluta (cP)

$\mu_{lodo} := 0.2254\text{poise}$ Viscosidad dinámica del fluido.

$V_{particulas} := \frac{2}{9} \cdot \left(\frac{d_{particula}}{2} \right)^2 \cdot g \cdot \frac{\gamma_{particula} - \gamma_{lodo}}{\mu_{lodo}} = 0.278 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ Velocidad de las partículas.

Si la velocidad anular del fluido de perforación es mayor que la velocidad de caída del recorte, el recorte será transportado hasta la superficie. La velocidad neta a la cual un recorte sube por el espacio anular se llama velocidad de transporte. En un pozo vertical:

4.1 RELACIÓN DE TRANSPORTE

El avance de los recortes hacia la superficie a una velocidad igual a la diferencia entre la velocidad del fluido y la velocidad de deslizamiento de la partícula se conoce como la velocidad de transporte, definida por:

Velocidad de transporte = Velocidad anular - velocidad de caída.

$$V_T = V_a - V_s$$

y la relación de transporte es entonces definido como la velocidad de transporte entre la velocidad anular, por lo tanto:

$$R_T = \frac{V_T}{V_a} = \frac{V_a - V_s}{V_a} = 1 - \frac{V_s}{V_a}$$

Para relaciones de transporte positivo, los recortes serán transportados hacia la superficie. De la primera ecuación se observa que para una velocidad de asentamiento de la partícula igual a cero, la velocidad media del recorte será igual a la velocidad anular y la relación de transporte será igual a 1.

Conforme la velocidad de deslizamiento se incrementa, la relación de transporte decrece y la concentración de recortes en el espacio anular hacia la superficie se incrementa. Por lo tanto, se puede establecer que la relación de transporte es una medida excelente de la capacidad de acarreo de un fluido de perforación en particular. En operaciones prácticas de campo, una relación de transporte de 50% es adecuado para tener una buena limpieza del agujero. Así:

$$\text{si } R_T = 0.5 \Rightarrow V_{a\text{min}} = 2 V_s \Rightarrow Q_{a\text{min}}$$

Por lo tanto, definimos la velocidad de transporte:

$$V_{\text{transp}} := 2V_{\text{particulas}} = 0.556 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de transporte.}$$

4.2 RÉGIMEN DE FLUJO

Dependiendo de la velocidad de introducción o extracción de las tuberías, el régimen de flujo del fluido puede ser laminar, transicional o turbulento.

$$N_{\text{reynolds}} := \frac{\gamma_{\text{lodo}} \cdot V_{\text{transp}} \cdot (\phi_{\text{perf}} - D_{\text{tub}})}{\mu_{\text{lodo}}} = 1785.45 \quad \text{Número Reynolds.}$$

Si el número de Reynolds es menor de 2100 el flujo será laminar y si es mayor de 3000 el flujo será turbulento, por lo tanto el régimen será laminar.

4.3 CAUDAL DE FLUÍDO

El caudal de fluido de barrido (Q) se calcula a partir de la fórmula básica que lo relaciona con la sección del ducto de circulación y con la velocidad de flujo.

Q = Área de la sección transversal x Velocidad de flujo

$$Q_{\text{lodo}} := \pi \cdot \frac{(\phi_{\text{perf}}^2 - D_{\text{tub}}^2) \cdot V_{\text{transp}}}{4} = 0.401 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \quad \text{Caudal de lodo.}$$

4.4 PRESIÓN DEL FLUIDO

Cuando un fluido fluye dentro de una tubería, la fricción del fluido con las paredes, origina una caída de presión que se incrementa al aumentar la profundidad del pozo.

Con tuberías del mismo diámetro, la pérdida de presión debido a la fricción es proporcional a la longitud de la tubería y ligeramente proporcional a la velocidad del fluido. La pérdida de presión en tuberías de gran diámetro, es menor que en las tuberías de menor diámetro a la misma velocidad de flujo.

A una presión dada, proporcionada por la bomba de lodo, habrá pérdidas de presión a través de todo el sistema de circulación, desde la succión de la bomba hasta la descarga en la línea de flujo (línea de flote).

A mayores profundidades, habrá mayores pérdidas de presión, debido al aumento de distancia con la fuente de presión (bombas de lodos).

La pérdida de presión a través de las sartas de trabajo y las barrenas, varían de acuerdo a sus diámetros interiores y longitud, así como por la velocidad del fluido. En el caso de las barrenas o molinos, al disminuir el tamaño de los orificios de salida, habrá mayor pérdida de presión, pero habrá mayor velocidad de chorro (mayor impacto).

Para determinar la pérdida de presión en el sistema de circulación, se utilizan en la práctica ciertos puntos del sistema que por su ubicación estratégica nos permiten calcular la pérdida de presión en ellos y ofrecen así datos para calcular la presión total del sistema. A los efectos del práctico se distinguen 6 tipos de pérdidas de cargas en una perforación:

- Pérdida de carga equipo de superficie. Es la pérdida de carga que va desde la impulsión de la bomba hasta el vástago inclusive.
- Pérdida de carga en el interior de las barras.
- Pérdida de carga en el interior del porta mecha.
- Pérdida de carga en las boquillas del trépano.
- Pérdida de carga en el espacio anular de porta mecha.
- Pérdida de carga en el espacio anular de las barras.

La presión total será:

$$P_{total} = P_{equipo\ superf.} + P_{columna\ perf.} + P_{barrena} + P_{espacio\ anular.}$$

0	Tubo vertical/rotaria viajera/kelly
1	Dentro de la tubería de perforación
2	Dentro de los portamechas
3	Dentro de las herramientas de fondo
4	Tobera
5	Espacio anular del pozo abierto/columna de perforación
6	Espacio anular del pozo abierto/columna de perforación
7	Espacio anular de la tubería de revestimiento o riser/columna de perforación

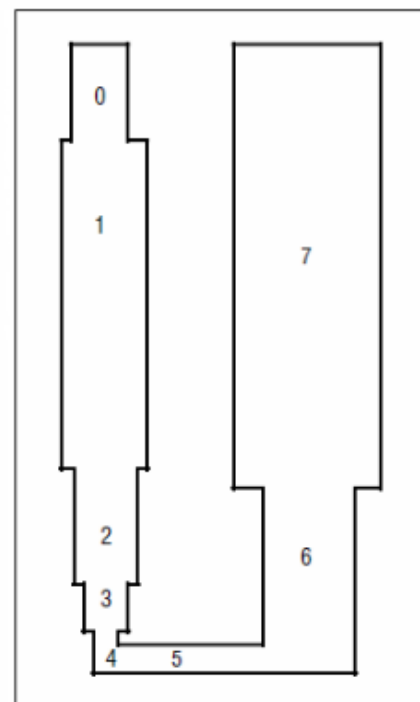


FIGURA 17 - Sistema de circulación simplificado.

4.4.1 Factor de fricción

$$f_{fricción} := \frac{16}{N_{reynolds}} = 0.008961$$

Para régimen laminar.

4.4.2 Pérdida de carga equipo de superficie

Las conexiones superficiales consideradas en el análisis de las caídas de presión son las de la tubería de pie, la manguera, el cuello, la union giratoria y la flecha.

Generalmente estas caídas de presión por fricción se determinan considerando una constante E, que representa una longitud y diámetro equivalente de la tubería de perforación. Esta constante se determina de acuerdo con cualquiera de las combinaciones del equipo superficial. En la TABLA 10, se muestran combinaciones de equipo superficial de cada uno de ellos con su respectiva constante.

Después de haber seleccionado el valor de la constante E, según el caso de las conexiones superficiales del equipo, la caída de presión por fricción en la superficie se determina de la siguiente manera.

CASO	TUBERIA DE PIE		MANGUERA		UNION GIRATORIA		FLECHA		CONSTANTE
	L [m]	Di [pg]	L [m]	Di [pg]	L [m]	Di [pg]	L [m]	Di [pg]	E [Adimensional]
1	12.192	3.0	13.716	2.0	6.096	2.0	12.192	2.25	0.000250
2	12.192	3.5	16.764	2.5	7.62	2.5	12.192	3.25	0.000096
3	13.716	4.0	16.764	3.0	7.62	2.5	12.192	3.25	0.000053
4	13.716	4.0	16.764	3.0	9.144	3.0	12.192	4.00	0.000042

TABLA 10 - Diámetro y longitud equivalente.

$$\Delta P_s = 5.4595 \times E \times \rho_f^{0.8} \times Q^{1.8} \times \mu_p^{0.2}$$

Donde:

- ΔP_s : Caída de presión por fricción en el equipo superficial, [psi]
- E: Constante superficial, [Adimensional]
- ρ_f : Densidad del fluido de perforación, [gr / cm³]
- Q: Gasto de operación, [gpm]
- μ_p : Viscosidad plástica, [cP]

Por lo tanto:

$E_{eq} := 0.00025$ Constante de longitud y diámetro equivalente.

$\gamma_{lodo} = 1.14 \cdot \frac{gm}{cm^3}$ Peso específico del lodo.

$Q_{lodo} = 106.043 \cdot gpm$ Caudal de lodo.

$\mu_{lodo} = 0.225 \cdot poise$ Viscosidad dinámica del lodo.

$P_{superficial} := 5.4595psi \cdot 0.00025 \cdot 1.14^{0.8} \cdot 106.043^{1.8} \cdot 22.5^{0.7} = 59.294 \cdot psi$

4.4.3 Pérdida de carga en el interior de las barras

$L_{\max} := 100\text{m}$ Longitud máxima a perforar.

$V_{\text{int}} := \frac{4 \cdot Q_{\text{lodo}}}{\pi \cdot D_{\text{tub}}^2} = 1.475 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ Velocidad del lodo en el interior de las barras.

$P_{\text{barras}} := \frac{2f_{\text{friccion}} \cdot V_{\text{int}}^2 \cdot \gamma_{\text{lodo}} \cdot L_{\max}}{D_{\text{tub}}} = 8.482 \cdot \text{psi}$

4.4.4 Pérdida de carga en el interior del porta mecha

Llamados también Drill Collars, barras o lastrabarras. Durante los comienzos de la perforación rotatoria, para conectar la mecha a la sarta de perforación se usaba una unión corta, de diámetro externo mucho menor que el de la mecha, pero algo mayor que el de la sarta de perforación. Por las prácticas y experiencias obtenidas de la función de esta unión y del comportamiento de la mecha y de la sarta de perforación, evolucionó la aplicación a los nuevos diseños y la tecnología metalúrgica de fabricación de los portamechas actuales.

Las funciones más importantes de los lastra barrenas son:

- Dar peso a la barrena
- Minimizar los problemas de estabilidad del agujero
- Minimizar los problemas de control direccional.

$D_{\text{eport}} := 4\text{in}$ $D_{\text{iport}} := 2.78\text{in}$ $L_{\text{port}} := 1.5\text{m}$ Dimensiones del portamechas.

$V_{\text{iport}} := \frac{4 \cdot Q_{\text{lodo}}}{\pi \cdot D_{\text{iport}}^2} = 336.304 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{min}}$ Velocidad del lodo en el interior del porta mecha.

$P_{\text{portam}} := \frac{2f_{\text{friccion}} \cdot V_{\text{iport}}^2 \cdot \gamma_{\text{lodo}} \cdot L_{\text{port}}}{D_{\text{iport}}} = 0.183736 \cdot \text{psi}$

4.4.5 Pérdida de carga en las toberas del trépano

Actualmente sólo se usan las barrenas de toberas. Las barrenas de toberas circulan el fluido hacia la formación. La caída de presión a través de las toberas de la barrena es proporcional al gasto de circulación y al área de la tobera.

Los requerimientos de circulación para barrenas son usualmente los necesarios, si el volumen del lodo que circula es suficiente para proporcionar una velocidad en el espacio anular de aproximadamente 125 pies/min. El tamaño de las toberas debe ajustarse para producir velocidades del rango de 200 a 300 pies/seg. y obtener el máximo beneficio por la acción del chorro en el fondo del agujero. Por lo tanto, para un gasto dado, la caída de presión a través de la tobera de la barrena es alta.

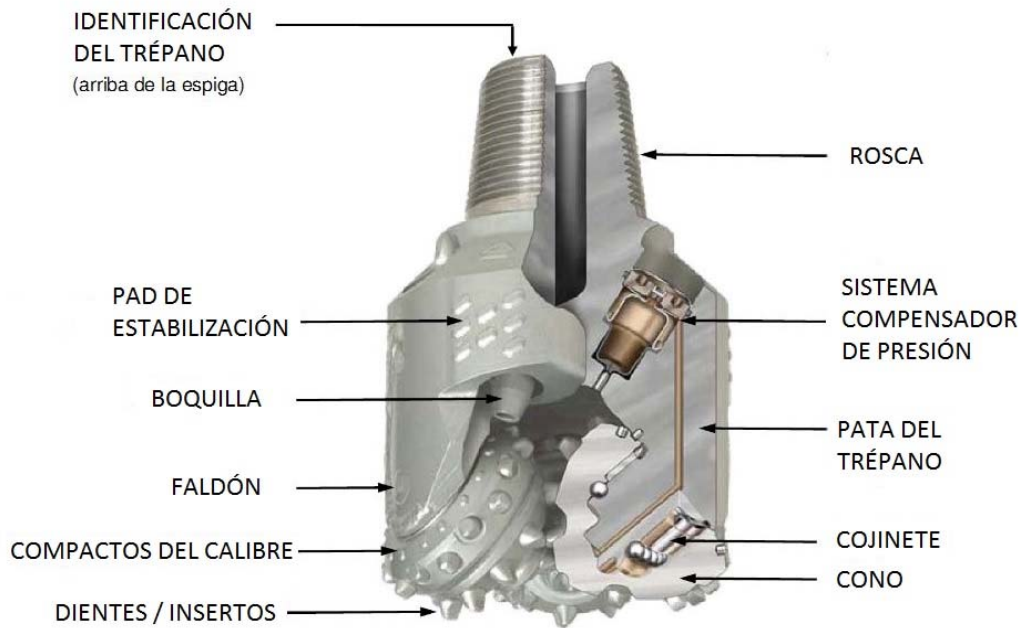


FIGURA 18 - Detalle boquilla/tobera.

El primer paso será dimensionar las toberas de acuerdo a la velocidad recomendable del lodo a través de ellas y luego calcular la caída de presión.

$$V_{\text{tob}} := 200 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de salida en las toberas.}$$

$$n_{\text{tob}} := 3 \quad \text{Número de toberas.}$$

$$A_{\text{tob}} := \frac{Q_{\text{lodo}}}{n_{\text{tob}} \cdot V_{\text{tob}}} = 0.366 \cdot \text{cm}^2 \quad \text{Área de las toberas.}$$

$$D_{\text{tob}} := \sqrt{\frac{(A_{\text{tob}} \cdot 4)}{\pi}} = 0.269 \cdot \text{in} \quad \text{Diámetro de las toberas.}$$

Adoptamos un diámetro de toberas de 9/32", por lo que el área total será:

$$D_{\text{c_tob}} := \frac{9}{32} \text{ in} \quad \text{Diámetro corregido de las toberas.}$$

$$A_{\text{c_tob}} := n_{\text{tob}} \cdot \frac{\pi D_{\text{c_tob}}^2}{4} = 0.186 \cdot \text{in}^2 \quad \text{Área corregida de las toberas.}$$

Por lo que la caída de presión en las toberas será:

$$P_{\text{max_toberas}} := \frac{Q_{\text{lodo}}^2 \cdot \gamma_{\text{lodo}}}{1.7986 \cdot (A_{\text{c_tob}})^2} = 284.584 \cdot \text{psi} \quad P_{\text{max_toberas}} = 20.008 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Una caída de presión en las toberas de aproximadamente 20bares, sumada a las demás caídas de presión en el resto de la tubería, nos lleva a la selección de una bomba de lodos a pistones, lo cual es extremadamente costoso para el tipo de máquina que se está diseñando.

Teniendo en cuenta que una muy alta velocidad en las toberas mejora el rendimiento en la velocidad de perforación, decidimos limitar dicha velocidad y por consecuente dicha caída de presión, a la presión que una bomba de lodos centrífuga puede entregar.

$$V_{r_{\text{tob}}} := 100 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad reducida de salida en las toberas.}$$

$$n_{\text{tob}} = 3 \quad \text{Número de toberas.}$$

$$A_{r_{\text{tob}}} := \frac{Q_{\text{lodo}}}{n_{\text{tob}} \cdot V_{r_{\text{tob}}}} = 0.732 \cdot \text{cm}^2 \quad \text{Área de las toberas.}$$

$$D_{r_{\text{tob}}} := \sqrt{\frac{(A_{r_{\text{tob}}} \cdot 4)}{\pi}} = 0.38 \cdot \text{in} \quad \text{Diámetro de las toberas.}$$

Adoptamos un diámetro de toberas de 13/32", por lo que el área total será:

$$D_{\text{cr}_{\text{tob}}} := \frac{13}{32} \text{ in} \quad \text{Diámetro corregido de las toberas.}$$

$$A_{\text{cr}_{\text{tob}}} := n_{\text{tob}} \cdot \frac{\pi D_{\text{cr}_{\text{tob}}}^2}{4} = 0.389 \cdot \text{in}^2 \quad \text{Área corregida de las toberas.}$$

Por lo que la caída de presión en las toberas será:

$$P_{\text{toberas}} := \frac{Q_{\text{lodo}}^2 \cdot \gamma_{\text{lodo}}}{1.7986 \cdot (A_{\text{cr}_{\text{tob}}})^2} = 65.374 \cdot \text{psi} \quad P_{\text{toberas}} = 4.596 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

4.4.6 Pérdida de carga en el espacio anular de porta mecha

Las pérdidas de presión aquí son debidas al retorno del fluido a través del espacio anular entre la parte exterior de la tubería de perforación y las paredes del agujero. Generalmente la sarta de perforación está formada por la tubería, las juntas y los lastrabarrenas (drill collars). Cada pieza de este equipo tiene un diámetro exterior diferente, por lo tanto la caída de presión será diferente en cada caso. En resumen el diámetro del agujero, el diámetro exterior de cada pieza de la sarta y el gasto de circulación son los factores a considerar para determinar la caída de presión en el retorno del fluido por el espacio anular.

$$V_{e_{\text{port}}} := \frac{4 \cdot Q_{\text{lodo}}}{\pi \cdot (\phi_{\text{perf}}^2 - D_{e_{\text{port}}}^2)} = 129.955 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{min}} \quad \text{Velocidad del lodo en el exterior del porta mecha.}$$

$$P_{e_{\text{port}}} := \frac{2f_{\text{friccion}} \cdot V_{e_{\text{port}}}^2 \cdot \gamma_{\text{lodo}} \cdot L_{\text{port}}}{(\phi_{\text{perf}} - D_{e_{\text{port}}})} = 0.038135 \cdot \text{psi}$$

4.4.7 Pérdida de carga en el espacio anular de las barras

$$P_{e_{\text{spanular}}} := \frac{2f_{\text{friccion}} \cdot V_{\text{transp}}^2 \cdot \gamma_{\text{lodo}} \cdot L_{\text{max}}}{(\phi_{\text{perf}} - D_{e_{\text{tub}}})} = 1.442313 \cdot \text{psi}$$

4.4.8 Pérdida de carga total

$$P_{C_{total}} := P_{superficial} + P_{barras} + P_{portam} + P_{toberas} + P_{esport} + P_{espanular} = 134.815 \cdot \text{psi}$$

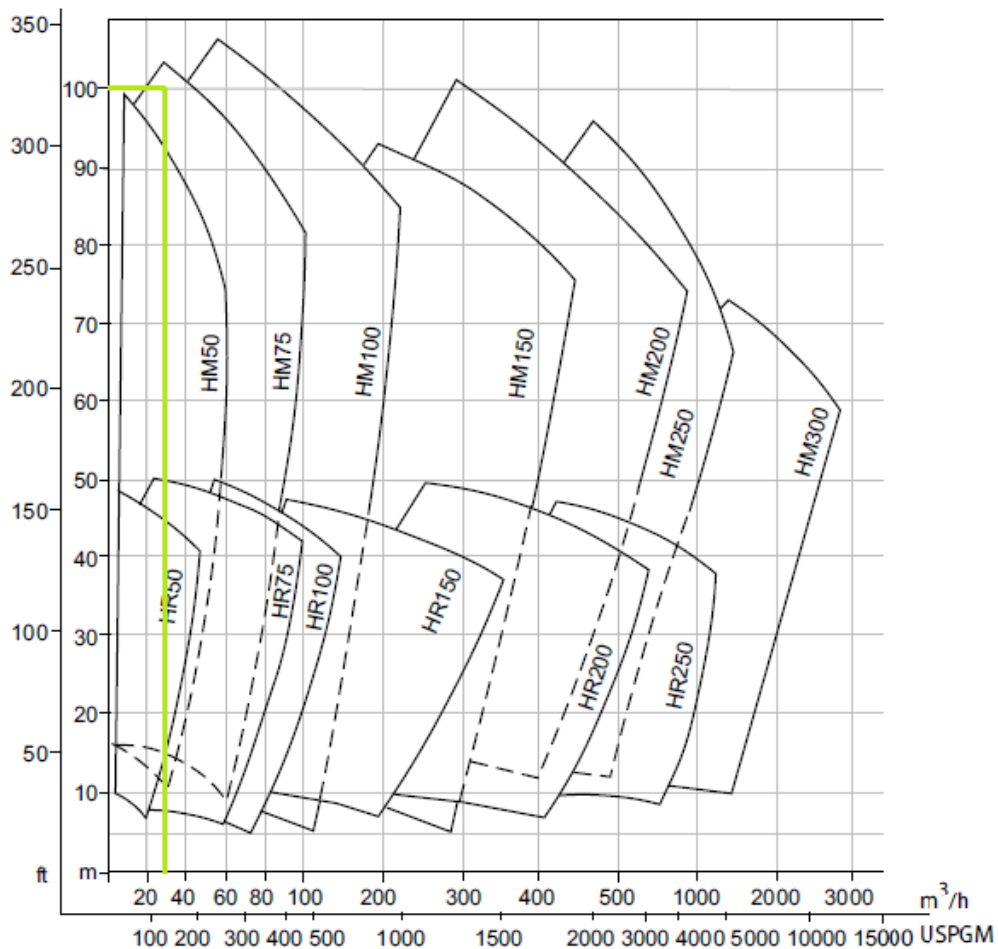
4.5 Selección de la bomba de lodo

Del catalogo de bombas de lodos horizontales de alta resistencia Metso, serie Orion, seleccionamos una bomba HM75 con las siguientes características.

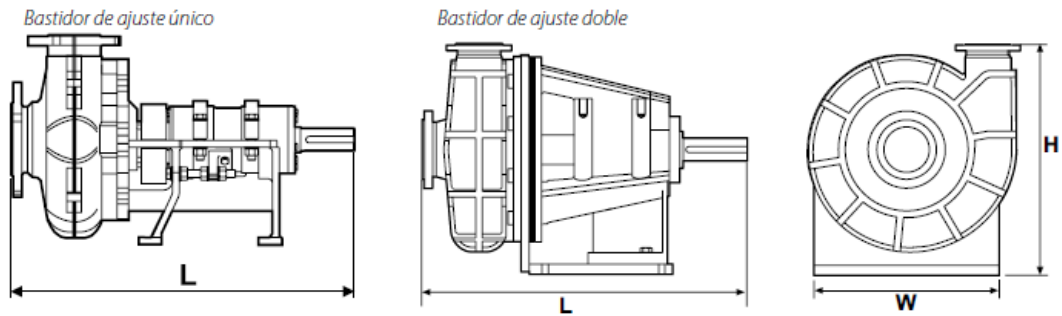
$$P_{C_{total}} = 9.478 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad P_{C_{total}} = 94.48\text{m} \quad \text{Presión de trabajo.}$$

$$Q_{lodo} = 24.085 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \quad \text{Caudal de lodo.}$$

Selección del tamaño de la bomba para bombas de lodos de alta resistencia revestidas de caucho y de metal resistente



Dimensiones de la Bomba



Modelo	Dimensiones de conexión				Dimensiones generales						Peso total*			
	Entrada		Salida		H		L		W		Ajuste doble		Ajuste único	
	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	kg	lb	kg	lb
HM50 •	50	2	32	1,5	433	17	713	28	360	14	160	353	136	300
HM75 •	75	3	50	2	438	17	734	29	360	14	200	441	161	355
HM100 •	100	4	75	3	505	20	880	35	424	17	320	705	250	551
HM150 •	150	6	100	4	630	25	1025	40	545	21	550	1213	440	970
HM200	200	8	150	6	855	34	1258	50	686	27	1220	2690	1010	2227
HM250	250	10	200	8	1030	41	1463	58	830	33	2040	4497	1660	3660
HM300	300	12	250	10	1150	45	1591	63	1000	39	2850	6283	1900	4189

De la siguiente curva de rendimiento de la bomba, obtenemos la velocidad de rotación para el punto de trabajo establecido según el caudal y la altura calculados anteriormente.

$N_{bomlodo} := 2900rpm$

Velocidad de rotación de la bomba.

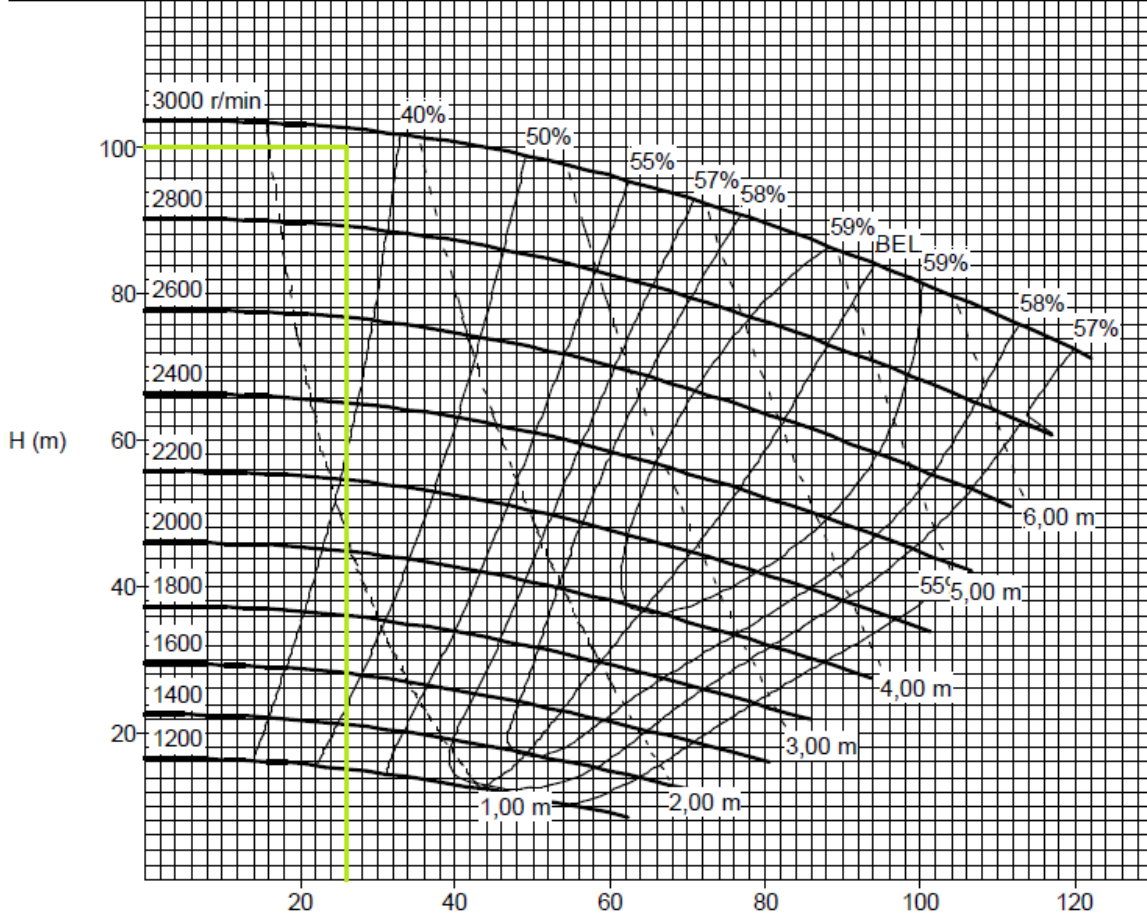
$P_{bomlodo} := 161kgf$

Peso de la bomba de lodo.

Pump HM75 C4
Performance curve



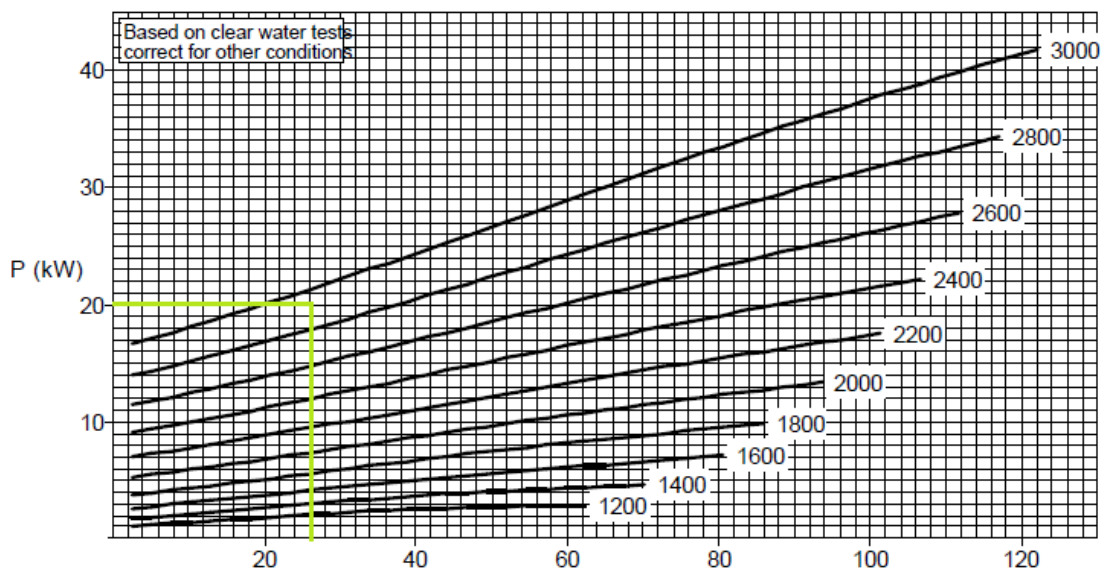
Full impeller dia	Vane diameter	Vane config	Impeller type	No. of vanes	Max sphere	Impeller material	Liner material
250 mm	250 mm	Full	Closed	4	25 mm	Metal	Metal



Para una velocidad de rotación aproximada de 2900rpm, obtenemos una potencia al eje de la bomba de 20kW.

$HP_{bomlodo} := 20kW$

Potencia de la bomba.



4.6 Selección del motor hidráulico para la bomba de lodo

La bomba de lodo será accionada por un motor hidráulico de caudal fijo a pistones, que al regular su presión y caudal de trabajo, se obtiene la potencia necesaria para dicha bomba. Seleccionamos un motor de la marca VERION LY A2F-28 con las siguientes características.

$$Q_{hidlodo} := 28.1 \frac{cm^3}{rev} \cdot N_{bomlodo} = 81490 \cdot \frac{cm^3}{min}$$

Caudal del motor.

$$P_{hidlodo} := 160bar$$

Presión de trabajo.

$$HP_{hidlodo} := Q_{hidlodo} \cdot P_{hidlodo} = 21.731 \cdot kW$$

Potencia.

$$P_{e_{hidlodo}} := 12kgf$$

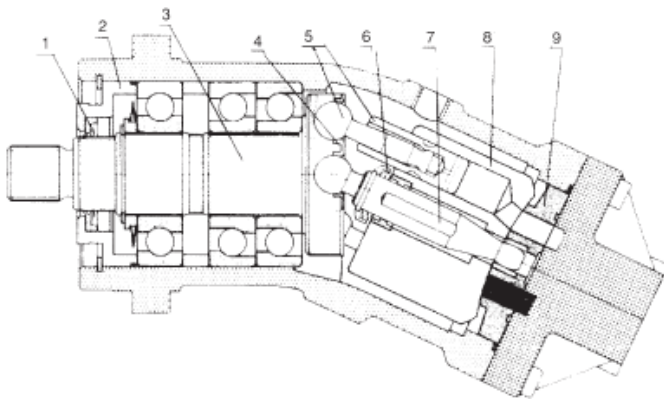
Peso del motor hidráulico de la bomba de lodo.



BOMBAS Y MOTORES A PISTONES CAUDAL FIJO

LY A2F

Bombas y motores a pistones de caudal fijo.

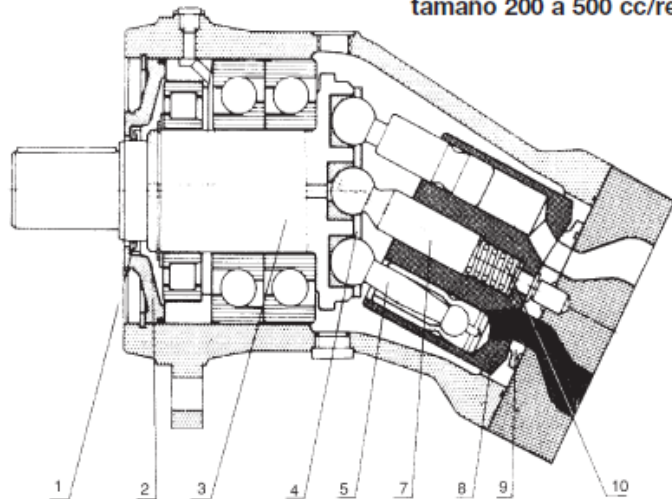


Intercambiable con HYDROMATIK A2F



LY A2F serie 1-4
tamaño 10 a 160 cc/rev

LY A2F serie 5
tamaño 200 a 500 cc/rev



- | | |
|--------------------|------------------------|
| 1 Retén | 6 Arandelas de presión |
| 2 Porta retén | 7 Eje central |
| 3 Eje principal | 8 Barril |
| 4 Placa retenedora | 9 Placa válvula |
| 5 Pistón | 10 Resorte |

TAMAÑO	PA	10	12	23	28	45	55	63	80		
DESPLAZAMIENTO cc/rev		9.4	11.6	22.7	28.1	44.3	54.8	63	80		
PRESIÓN	NOMINAL bar					350					
	MÁXIMA bar					400					
RPM máx. (r/min)	circuito cerrado		7500	6000	5600	4750	4500	3750	4000	3350	
	circuito abierto	0,9	4700	3750	3750	2800	2850	2360	2550	2120	
		1,0	5000	4000	4000	3000	3000	2500	2700	2240	
Qmáx. (l/min)	circuito abierto	1,5	6000	4900	4900	3600	3650	3000	3300	2750	
			71	70	127	133	199	206	252	268	
	circuito cerrado	0,9	43	42	83	76	122	125	156	165	
Pmáx. (kw)	circuito cerrado	1,0	46	45	88	82	129	133	165	174	
		1,5	55	55	108	98	157	159	202	213	
	circuito abierto	0,9	25	25	48	44	71	73	91	96	
Δp= 350 bar	circuito abierto	1,0	27	26	51	48	75	78	96	101	
		1,5	32	32	63	57	92	93	118	124	
	Q(l/min)	circuito cerrado Lts/min		13.6	16.8	32.9	40.7	64.2	79.5	91.3	116
a 1450 RPM	circuito abierto Lts/min		13.2	16.3	31.9	39.5	62.3	77.1	88.6	112.5	
Potencia	circuito abierto Kw		7.9	9.8	19.2	23.7	37.4	46	53	67.7	
	a 1450 RPM	circuito cerrado		7.7	9.5	18.6	23	36.3	45	51.7	66
TORQUE	P= 100 bar	Nm		15	18	36	44.7	70	87	100	127
	P= 350 bar	Nm		52	65	126	156	247	305	351	445
PESO (kg)			5	5	12	12	23	23	33	33	

PA= Presión absoluta en la carcasa, expresada en bar.

4.7 Selección del acople para el motor hidráulico de la bomba de lodo

Colocaremos un acoplamiento elástico de la empresa Gummi. Para su selección necesitamos conocer el momento torsor a la salida del motor y multiplicarlo por un coeficiente de seguridad según el tipo de servicio y el tipo de motor.

$$F_{s_{acopbl}} := 1$$

Factor de servicio.

Motores a explosión:	
Para motores con cuatro o más cilindros, adicionar 1.0 al factor de servicio seleccionado, para motores con menos cilindros, consultar.	
FACTORES DE SERVICIO (Aplicaciones generales)	
AGITADORES Líquidos 1.00 Líquidos c/sólidos en suspensión. 1.25 Líquidos con densidad variable. 1.25	ELEVADORES Montacargas. 1.75 Carga de pasajeros. (Consultar fábrica)
BOMBAS Centrífugas: Normales. 1.00 Alta densidad y sobrecarga. 1.25 Rotativas, a engranajes, paletas o lóbulos. 1.50 A pistón: De 3 o más cilindros. 2.00 De 2 o un cilindro. 2.50 De doble efecto. 2.50	EXTRUSORAS Material de: Densidad constante. 1.50 Densidad variable. 2.50
	SOPLADORES Centrífugos. 1.00 Metálicos. 1.25 Lóbulos. 1.50
	VENTILADORES Centrífugos. 1.00 Tiraje reforzado. 1.50 Tiraje inducido. 2.00 Torre de enfriamiento. 2.50
	IMPRESORA Rotativa. 1.00 Prensa. 1.50
	MAQUINAS HERRAMIENTAS Cepillo. 1.50 Calandras. 2.00 Prensa de estampado. 2.00 Roscadora. 2.50
	MEZCLADORAS De tambor. 1.50 De concreto. 1.75
	MOLINOS A martillos. 2.00 A bolas. 2.25
	HORNOS De cemento, rotativos o secadores. 2.00

$$N_{bomlodo} = 2900 \cdot rpm$$

Velocidad de rotación de la bomba.

$$HP_{acopbl} := F_{sacopbl} \cdot HP_{hidlodo} = 29.141 \cdot hp$$

Potencia nominal del acoplamiento.

Tabla I - Temp. máx. en el acople 80°C

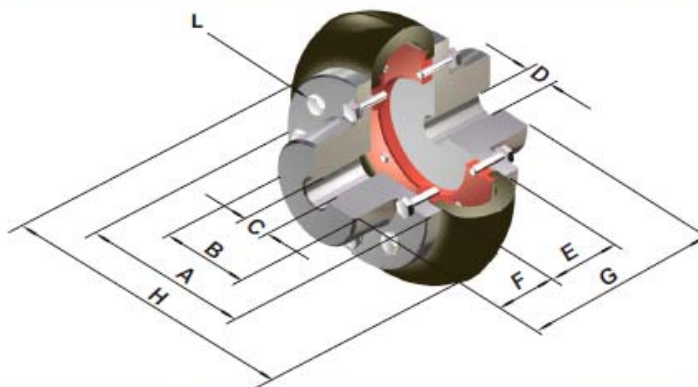
MODELO	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
RPM	20	25	30	35	45	50	60	70	80	90	95	105
2000	10.6	16.3	22.5	31.3	56.3	120.0	177.5	332.5	438.8	601.3	672.5	885.0
2250	12.0	17.5	26.3	36.3	63.8	135.0	198.8	375.0	493.8	677.5	756.3	996.3
2500	13.8	20.0	28.8	40.0	71.3	150.0	221.3	416.3	548.8	752.5	841.3	1106.3
2750	15.0	22.5	31.3	43.8	77.5	165.0	243.8	457.5	603.8	827.5	925.0	1216.3
3000	16.3	23.8	35.0	47.5	85.0	180.0	265.0	498.8	658.8	902.5	1212.5	
3250	17.5	26.3	37.5	51.3	92.5	195.0	287.5	541.3				
3500	18.8	27.5	40.0	56.3	98.8	211.3	310.0	582.5				
3600	18.8	28.8	41.3	57.5	102.5	216.3						
3750	20.0	30.0	43.8	60.0	106.3	226.3						
4000	21.3	31.3	46.3	63.8								

H.P. Nominales
 Para todos los valores en color por debajo de la línea, los cubos serán encastrados (CE)

Seleccionamos dos acoplamientos Gummi modelo A-30.

Modelo convencional

Con 2 cubos normales (fig. 1)



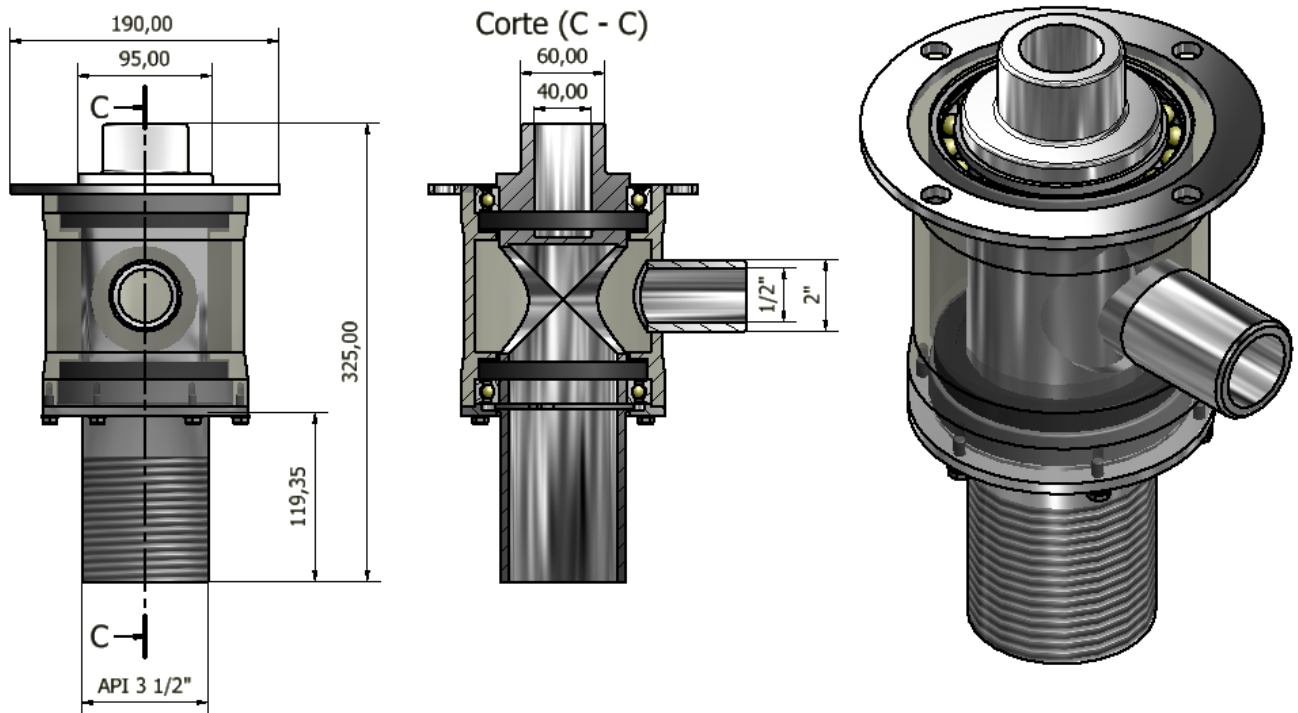
- A - Ø Brida Cubo
- B - Ø Cuello Cubo
- C - Ø Máx. aleasaje
- D - Ø Agujero piloto
- E - Ancho centro
- F - Ancho cubo
- G - Long. total
- H - Ø Centro
- L - Tipo tornillo

Tabla III

CUBO NORMAL													BULONES	
MODELO	Torq. Nom. Kpm	Torsión (°)	(1) Peso (Kg.)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	Nr.	L- Cab. hex.
A-20	3.8	2°	1.05	0.0017	74	36	20	10	30	25	80	95	12	1/4 x 3/4
A-25	5.6	5°	1.09	0.0018	74	36	23	10	30	25	80	95	12	1/4 x 3/4
A-30	8.2	2°	2.40	0.0094	96	49	30	10	40	35	110	127	16	3/8 x 7/8
A-35	11.3	4°	2.65	0.0098	96	49	32	10	40	35	110	127	16	3/8 x 7/8

5. Junta rotativa

En la parte central del inyector, el tubo que transmite el movimiento giratorio, tendrá un agujero pasante igual al diámetro interno de las barras para que ingrese el lodo. Dicha parte es la más crítica de la pieza, por lo que calculamos sus esfuerzos de corte por torsión y tensión de compresión.



5.1 Cálculo del modulo resistente polar

Proponemos un diámetro exterior de la parte crítica igual a 90mm y obtenemos sus propiedades geométricas a través del software Inventor.

$$De_{iny} := 90\text{mm}$$

Diámetro exterior del inyector.

$$Di_{iny} := Di_{tub} = 2.992 \cdot \text{in}$$

Diámetro interior del inyector.

$$Mt_{tub} = 136.149 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento torsor a transmitir.

$$\tau_{comb} = 560 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de corte por torsión y compresión admisible (combinado sin chavetero).

$$Wp_{iny} := \frac{Mt_{tub}}{\tau_{comb}} = 24312.41 \cdot \text{mm}^3$$

Modulo resistente polar del inyector.

$$Jp_{iny} := \frac{Wp_{iny} \cdot De_{iny}}{2} = 1094058.472 \cdot \text{mm}^4$$

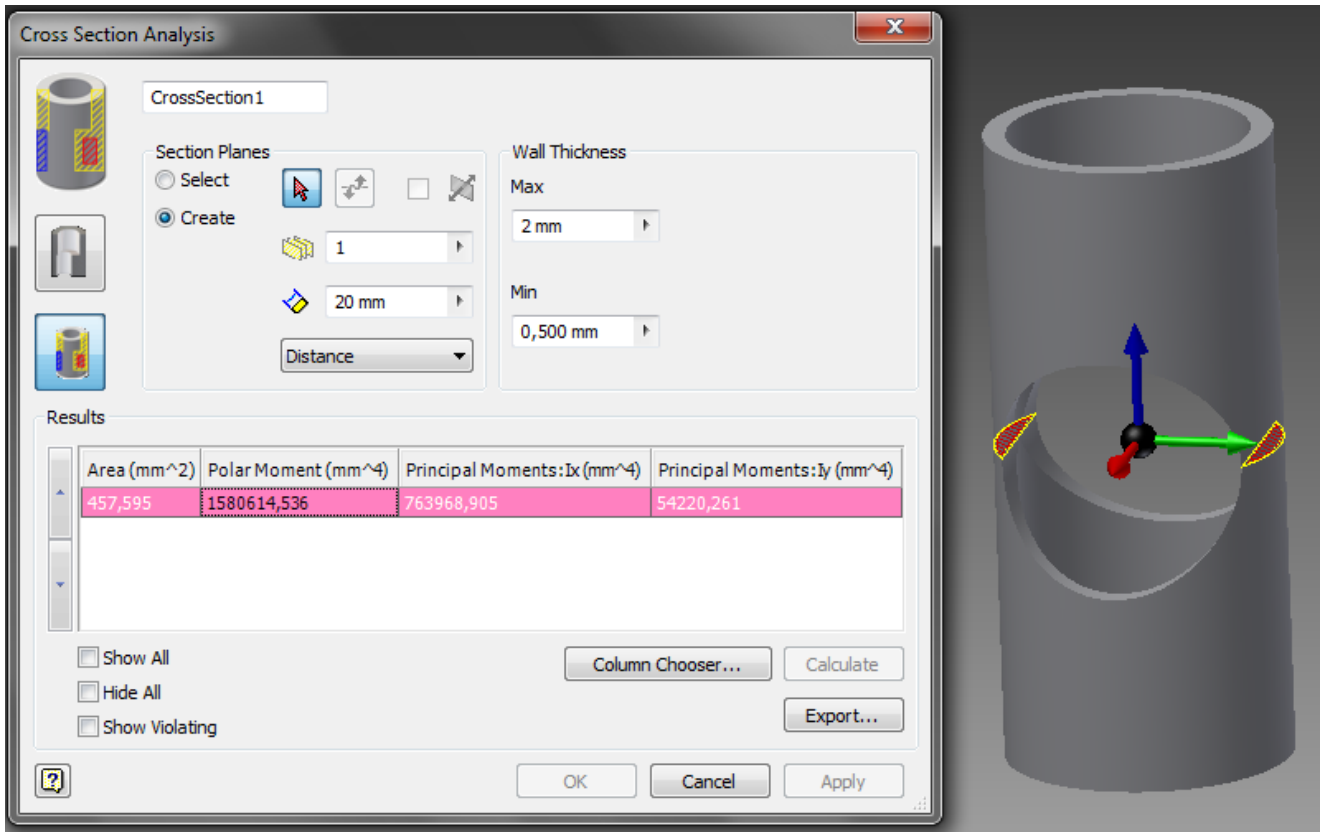
Momento de inercia polar del inyector.

$$Jp_{real_{iny}} := 1580614.536\text{mm}^4$$

Momento de inercia polar de la sección crítica del inyector.

$$J_{piny} < J_{preal}_{iny} = 1$$

Verifica.



5.2 Verificación por compresión

$$A_{iny} := 457.595 \text{ mm}^2$$

Área de la sección crítica del inyector.

$$\sigma_{iny_{comp}} := \frac{-F_e}{A_{iny}} = -546.335 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

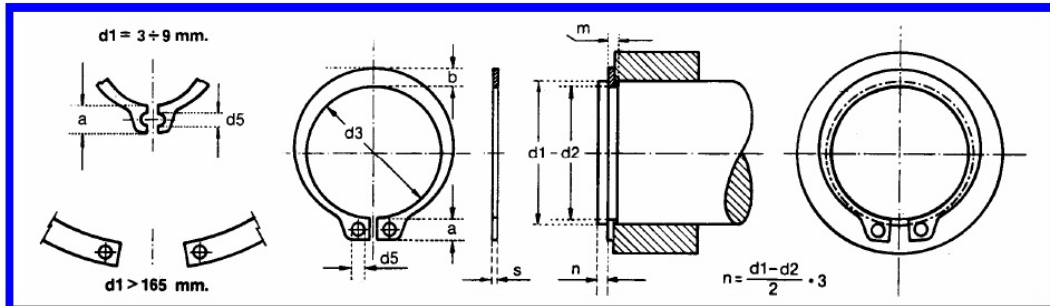
Tensión de compresión.

$$\sigma_{iny_{comp}} < \sigma_{t_{adm}} = 1$$

Verifica.

5.3 Verificación de los seguros seeger

	<p>ANILLOS SEEGER PARA EJES Anillos de Retención</p>	<p>DIN 471</p>
---	---	-----------------------



Med.Nom.	ANILLO						RANURA			
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2	m Min.
85			79,5			7,8		81,5		
87			81,5			7,9		83,5		
88			82,5		8,8	8,0		84,5		
90			84,5			8,2		86,5		
92		3,0	86,5	+0,54	9,0	8,4	3,5	88,5	-0,35	3,15
95			89,5	-1,30		8,6		91,5		
97			91,5		9,4	8,8		93,5		
98			92,5		9,5	9,0		94,5		
100			94,5		9,6			96,5		

$esp_{seeger} := 3mm$

Espesor del seeger.

$A_{seeger} := \pi De_{iny} \cdot esp_{seeger} = 848.23 \cdot mm^2$

Área al corte del seeger.

$F_e = 5511.557 \cdot lbf \quad F_e = 24.517 \cdot kN$

Carga axial.

$\sigma_{seeger_{comp}} := \frac{-F_e}{A_{seeger}} = -294.731 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$

Tensión de corte.

$\sigma_{seeger_{comp}} < \tau_{adm} = 1$

Verifica.

5.4 Selección de los rulemanes

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C	C ₀	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer
mm	mm	mm	kN	kN	rpm	rpm	
90	125	18	33,2	31,5	11000	6700	61918

Factores de cálculo
 $k_r = 0,02$
 $f_g = 16$

$F_{rul_{adm}} := 31.5\text{kN}$

Carga admisible.

$F_e < F_{rul_{adm}} = 1$

Verifica

5.5 Selección de los sellos

Del catalogo de retenes DBH seleccionamos el reten N8986.

1- Selección del material: Nitrilos (N)

Materiales del Labio	Nitrilos (Código N)	Poliacrílicos (Código P)	Siliconas (Código S)	Fluoroelastómeros (Código V)
Gama de temperaturas	(-54° a 107° C)	(-40° a 149° C)	(-73° a 163° C)	(-40° a 204° C)
Aceite de motores	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente
Aceite de pescado	Excelente	1	Excelente	Excelente
Agua dulce - salada	Excelente	Deficiente	Excelente	Excelente

2- Condiciones de funcionamiento: (Lx)

Diseños	Aplicaciones	Límites de temperatura continua	Código de labio
 Mx Doble labio con un resorte	Este diseño presenta doble labio de retención y no tiene armadura interior. Un labio proporciona una buena protección a la entrada de polvo externo y el otro, que posee un resorte, asegura una excelente retención del lubricante. Se ofrece este diseño en materiales estándares, y puede ser fabricado en materiales especiales cuando los requerimientos de presentación exceden los comunes.	- 40° a 149° C	P
 Lx Doble labio con un resorte		- 54° a 107° C	N
		- 73° a 163° C	S
		- 40° a 204° C	V

3- Selección por medida de eje: (90mm)

Ø Eje	Ø Aloj.	Altura	Nº DBH	Tipo	Giro
90.00	120.00	13.00	8124	Lx-H	AH
.	120.00	13.00	8986	Lx	L



5.6 Cálculo de la union abulonada

Cálculo a la tracción

$$\sigma_{adm1010} := 1200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión admisible.

$$\tau_{adm1010} := 800 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de corte admisible.

$$\tau_{comb} = 560 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de corte por torsión y tracción admisible (combinado sin chavetero).

$$Abul_{iny} := \frac{F_e}{\tau_{comb}} = 446.429 \cdot \text{mm}^2$$

Área necesaria.

$$Abul_{12} := 113.09 \text{mm}^2$$

Área bulon 12mm.

$$Nbul_{iny} := \frac{Abul_{iny}}{Abul_{12}} = 3.948$$

Adoptamos 4 bulones.

$$\sigma_{btracc} := \frac{F_e}{4 \cdot Abul_{12}} = 552.657 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de trabajo de cada bulon a la tracción.

Cálculo al corte

$$Mt_{tub} = 1335.17 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Momento torsor del motor.

$$D_{aro} := 167.5 \text{mm}$$

Diámetro de circunferencia base de los bulones.

$$Fb_{corte} := \frac{Mt_{tub}}{4} \cdot \frac{2}{D_{aro}} = 406.416 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de corte en cada bulon

$$\tau_{b_{corte}} := \frac{Fb_{corte}}{Abul_{12}} = 359.374 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensón de corte en cada bulon.

Verificamos las tensiones combinadas por Mohr

$$\sigma_{b_{max}} := \frac{\sigma_{btracc}}{2} + \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{btracc}}{2}\right)^2 + \left[\tau_{b_{corte}}\right]^2\right]} = 729.658 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tracción.

$$\sigma_{b_{min}} := \frac{\sigma_{btracc}}{2} - \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{btracc}}{2}\right)^2 + \left[\tau_{b_{corte}}\right]^2\right]} = -177.001 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Compresión.

$$\tau_{b_{\max}} := \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} = 660.236 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{b_{\max}} < \sigma_{adm_{1010}} = 1 \quad \text{Verifica.}$$

$$\tau_{b_{\max}} < \tau_{adm_{1010}} = 1 \quad \text{Verifica.}$$

5.7 Cálculo del espesor del aro

Este calculo lo realizaremos verificando el espesor por abolladura. Proponemos un espesor de 1/4"

$$d_{b12} := 12\text{mm} \quad \text{Diametro del bulon.}$$

$$e_{\text{aro}} := \frac{1}{4}\text{in} \quad \text{Espesor propuesto del aro}$$

$$A_{\text{aboll}} := d_{b12} \cdot e_{\text{aro}} = 0.762 \cdot \text{cm}^2 \quad \text{Area proyectada del bulon en el aro}$$

$$\sigma_{\text{aboll}_{\text{aro}}} := \frac{F_{b_{\text{corte}}}}{A_{\text{aboll}}} = 533.355 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Tensión de trabajo.}$$

Peso total del inyector:

$$P_{\text{iny}} := 11.987\text{kgf} \quad \text{Por Autodesk Inventor.}$$

5.8 Selección del motor hidráulico del cabezal

El cabezal será accionado por un motor hidráulico orbital, que al regular su presión y caudal de trabajo, se obtiene la potencia necesaria. Del catalogo de motores hidráulicos VERION, seleccionamos un motor orbital MLHT 500.

$$N_{m_{\text{rot}}} := 120\text{rpm} \quad \text{Velocidad de rotación máxima del cabezal.}$$

$$Q_{\text{hidcab}} := 523.6 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \cdot N_{m_{\text{rot}}} = 62832 \cdot \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \quad \text{Caudal de la bomba.}$$

$$P_{\text{hidcab}} := 160\text{bar} \quad \text{Presión de trabajo.}$$

$$HP_{\text{hidcab}} := Q_{\text{hidcab}} \cdot P_{\text{hidcab}} = 16.755 \cdot \text{kW} \quad \text{Potencia.}$$

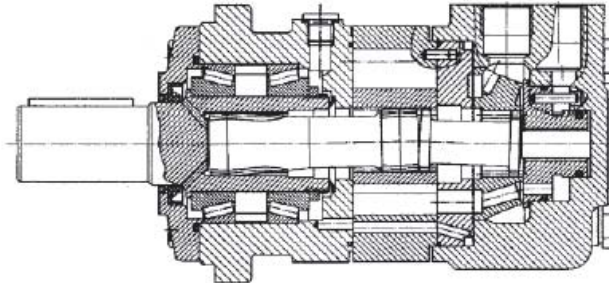
$$P_{e_{\text{hidcab}}} := 24\text{kgf} \quad \text{Peso del motor hidráulico del cabezal.}$$

MOTORES ORBITALES

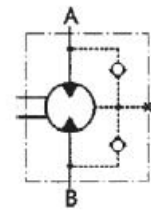
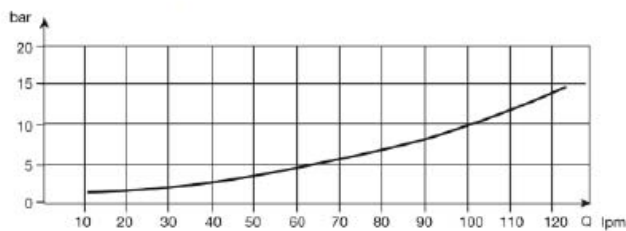


Motores MLHT

Reemplaza a
 DANFOSS "OMT"
 CHAR LYNN serie 4000
 PARKER "TG"



Pérdida de carga



MLHT
 Series con
 válvulas
 de retención

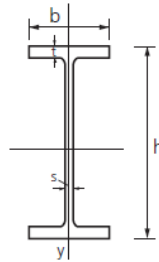
ESPECIFICACIONES TECNICAS									
TIPO		MLHT 160	MLHT 200	MLHT 250	MLHT 315	MLHT 400	MLHT 500	MLHT 630	MLHT 725
CILINDRADA	(cm ³ /rev)	161,1	201,4	251,8	326,3	410,9	523,6	612,3	725
VELOCIDAD MÁXIMA	cont.	622	620	496	382	304	238	206	172
	(RPM) int.	775	752	601	461	368	289	247	205
TORQUE MÁXIMO	cont.	47	59	73	95	108	122	123	125
	(da Nm) int.	56	71	88	114	126	137	138	140
	pico	66	82	102	133	144	160	161	165
POTENCIA MÁXIMA	cont.	26,5	33,5		30		26,5	24,3	20,2
	(Kw) int.	32	40		35		30	27,5	26,8
PRESIÓN DIFERENCIAL	cont.	200			180		160	140	115
	(bar) int.	240			210		180	160	130
	pico	280			240		210	190	160
CAUDAL MÁXIMO	cont.	100	125		125				
	(l/min.) int.	125	151,4		151,4				
PRESIÓN MÁXIMA	cont.				210				
	(bar) int.				250				
	pico				300				
PRESIÓN MÁXIMA EN LÍNEA DE RETORNO SIN DRENAJE	cont. 0-100 rpm	75						75	
	cont. 100-300 rpm	40						40	
PRESIÓN MÁXIMA EN LÍNEA DE RETORNO CON DRENAJE	cont. 0>300 rpm	20						-	
	(bar) int. 0-máx rpm	75						75	
PRESIÓN MÁXIMA DE ARRANQUE SIN CARGA	cont.				140				
	(bar) int.				175				
	pico				210				
TORQUE DE ARRANQUE MÍNIMO	máx.pres. dif. cont.	34	43	53	74	84	95	95	95
	máx. pres. dif. int.	41	52	63	89	97	106	108	110
RPM MÍNIMA		10	9	8	7	6		5	
PESO	(Kg) MLHT	20	21,5	21	22	23	24	25	26

6. Columna principal

La columna se encuentra simplemente apoyada con la mitad superior en voladizo, estará sometida a los esfuerzos combinados de torsion, debido al motor del cabezal, a tracción, debido al empuje sobre la barrena y a flexión, debido a la separación existente entre el centro de las barras y el eje de la columna. Además, la flecha estará limitada debido a que es fundamental la linealidad de la perforación. Calculamos los modulos resistentes para cada caso y seleccionamos un perfil normal E.

Para realizar el cálculo, preseleccionamos un perfil I.P.E 180.

Perfil IPE



I.P.E.	Dimensiones				Sección	Peso por metro	Valores estáticos			
	h	b	s	t			J _x	J _y	W _x	W _y
	mm	mm	mm	mm			cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³
80	80	46	3,8	5,2	7,64	6,0	80	8	20	4
100	100	55	4,1	5,7	10,3	8,0	171	16	34	6
120	120	64	4,4	6,3	13,2	10,4	316	28	53	9
140	140	73	4,7	6,9	16,4	12,9	541	45	77	12
160	160	82	5,0	7,4	20,1	15,8	869	68	109	17
180	180	91	5,3	8	23,9	18,8	1.317	101	146	22
200	200	100	5,6	8,5	28,5	22,4	1.943	142	194	29

Características

$$A_{col} := 23.9 \text{cm}^2$$

Area del perfil.

$$W_{xcol} := 146 \text{cm}^3$$

Modulos resistentes axiales de la columna.

$$W_{ycol} := 22 \text{cm}^3$$

$$J_{xcol} := 869 \text{cm}^4$$

Momento de inercia axial.

6.1 Verificación de esfuerzos

Torsion

$$W_{pcol} := \frac{M_{t_{tub}}}{\tau_{comb}} = 24.312 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente polar de la columna.

$$\tau_{col} := \frac{M_{t_{tub}}}{(W_{xcol} + W_{ycol})} = 81.041 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de corte por torsión.

Compresión

$$2F_e = 5000 \cdot \text{kgf}$$

Esfuerzo de compresión por el sistema de poleas.

$$\sigma_{c_{col}} := \frac{2F_e}{A_{col}} = 209.205 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de compresión de la columna.

Flexión

$$d_{ejes} := 0.4\text{m}$$

Distancia entre ejes de la barras y la columna.

$$Mf_{col} := F_e \cdot d_{ejes} = 9806.65 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Momento flector sobre la columna.

$$W_{a_{col}} := \frac{Mf_{col}}{\sigma_{adm_{1010}}} = 83.333 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente axial necesario.

$$\sigma_{f_{col}} := \frac{Mf_{col}}{W_{x_{col}}} = 684.932 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión.

$$\sigma_{t_{col}} := \sigma_{c_{col}} + \sigma_{f_{col}} = 894.137 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión total en la columna.

Flecha

La flecha se encuentra limitada por la linealidad de la perforación, para ello estimamos una desviación maxima de 0.5 metros a 80 metros de profundidad y calculamos la flecha maxima admisible de la columna.

$$L_{t_{col}} := 3.5\text{m}$$

Longitud total de la columna.

$$L_{col} := 2\text{m}$$

Longitud de la columna en voladizo.

$$f_{max} := \frac{0.5\text{m} \cdot L_{col}}{80\text{m}} = 12.5 \cdot \text{mm}$$

Flecha máxima admisible.

$$F_z := \frac{Mf_{col}}{L_{col}} = 500 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza equivalente al momento flector.

$$E_{1010} := 2100000 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Modulo de elasticidad del acero.

$$J_{col} := 1317\text{cm}^4$$

Momento de inercia axial de la columna (I.P.E 180).

$$f_{col} := \frac{F_z \cdot L_{col}^3}{3E_{1010} \cdot J_{col}} = 4.821 \cdot \text{mm}$$

Flecha máxima.

$$f_{col} < f_{max} = 1$$

Verifica

Verificación de esfuerzo combinado

Verificamos las tensiones combinadas por Mohr

$$\sigma_{col_{max}} := \frac{\sigma_{t_{col}}}{2} + \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{t_{col}}}{2}\right)^2 + \left[\tau_{col}\right]^2\right]} = 901.422 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tracción.

$$\sigma_{col_{min}} := \frac{\sigma_{t_{col}}}{2} - \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{t_{col}}}{2}\right)^2 + \left[\tau_{col}\right]^2\right]} = -7.286 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

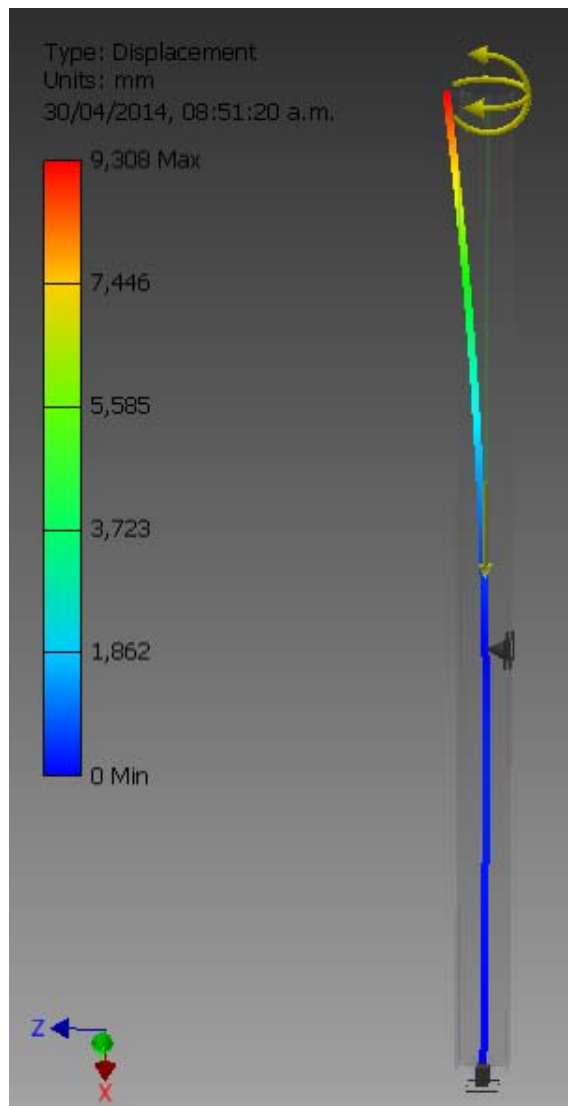
Compresión.

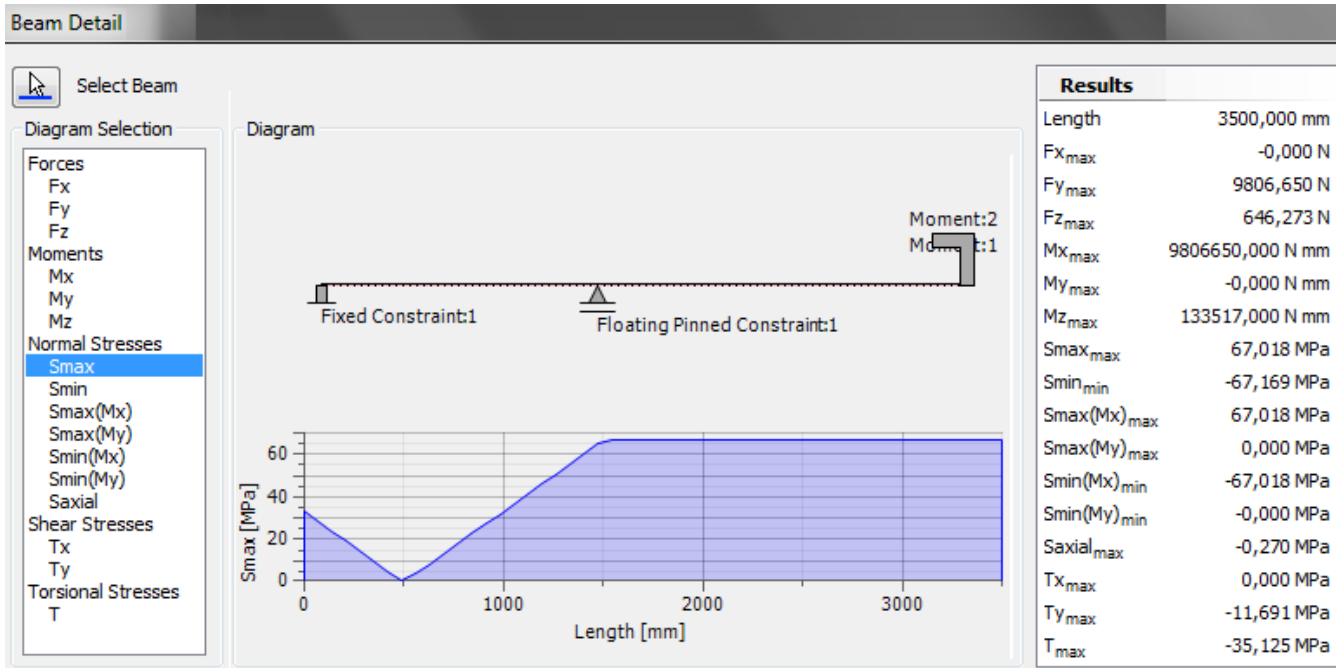
$$\tau_{col_{max}} := \frac{(\sigma_{col_{max}} - \sigma_{col_{min}})}{2} = 454.354 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{col_{max}} < \sigma_{adm_{1010}} = 1 \quad \text{Verifica.}$$

$$\tau_{col_{max}} < \tau_{comb} = 1 \quad \text{Verifica.}$$

A través del Software Inventor, controlamos las desviaciones y las tensiones a las que está sometida la columna, las mismas coinciden con el cálculo.





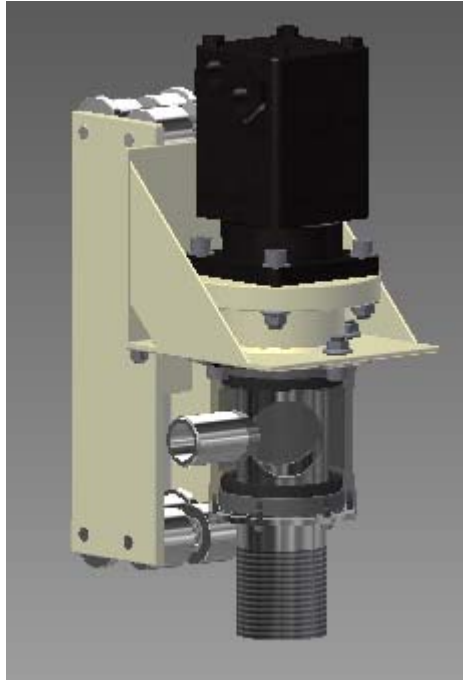
Peso total de la columna:

P_{columna} := 65.879kgf

Por Autodesk Inventor.

7. Carro del cabezal

El carro se desplazará sobre cuatro puntos de apoyo, compuestos por un par de ruedas cada uno. Calculamos la fuerza en cada rueda del carro.



Fuerzas debido al momento torsor

$$M_{t_{\text{tub}}} = 1335170.482 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Momento torsor del motor del cabezal.

$$D_{h_{\text{rueda}}} := 56\text{mm}$$

Distancia horizontal entre ejes del carro.

$$F_{h_{\text{rueda}}} := \frac{M_{t_{\text{tub}}}}{D_{h_{\text{rueda}}} \cdot 2} = 1215.621 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza en cada rueda debido a la torsión.

Fuerzas debido al momento flector

$$d_{x_{\text{eje}}} := 200\text{mm}$$

Distancia al eje del carro.

$$M_{f_{\text{carro}}} := F_e \cdot d_{x_{\text{eje}}} = 500 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en la cima de la columna.

$$D_{v_{\text{rueda}}} := 400\text{mm}$$

Distancia vertical entre ejes del carro.

$$F_{v_{\text{rueda}}} := \frac{M_{f_{\text{carro}}}}{D_{v_{\text{rueda}}} \cdot 2} = 625 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza en cada rueda debido al momento flector.

Fuerza combinada en la rueda mas solicitada

$$F_{\text{rueda}} := F_{h_{\text{rueda}}} + F_{v_{\text{rueda}}} = 1840.621 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza total en la rueda más solicitada.

7.1 Ruedas

7.1.1 Cálculo del diámetro de las ruedas

Esta selección se realiza en base al catálogo "Ruedas para rieles" de Miguel Abad. Las Normas DIN 15070 establecen la siguiente fórmula empírica para la determinación el diámetro de rodadura:

$$\phi_{\text{rueda}} = \frac{R_m}{b \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot p_{\text{adm}}}$$

ϕ_{rueda} = diámetro de rodadura

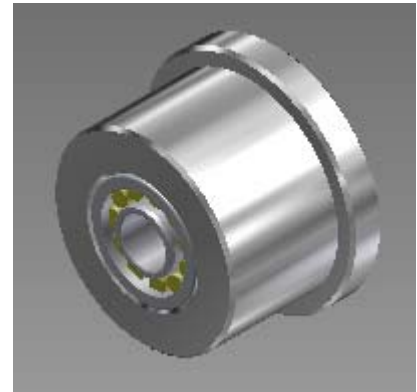
R_m = reacción media sobre la rueda

b = ancho efectivo de la rueda/riel.

c_1 = coef. que depende de la clase de mecanismo

c_2 = coef. que depende de la velocidad de rotación de la rueda

p_{adm} = presión límite del material utilizado



Calculamos la reacción media que depende del número de ruedas afectado al mecanismo:

$$R_m := \frac{2 \cdot F_{\text{rueda}} + F_{h_{\text{rueda}}}}{3} = 1632.287 \cdot \text{kgf}$$

La presión límite depende de la tensión de rotura del acero utilizado y su relación con el grado de acero del riel, según se desprende del análisis de la Tabla 1.

Tabla 1		
Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N/mm ²	N/ mm ²	N/ mm ²
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥690	≥ 740	7,00

$$p_{\text{adm}} := 5.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 57.104 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

El ancho efectivo del riel lo tomamos como el de la rueda ya que los mismos tiene caras planas.

$$b := 35\text{mm}$$

Ancho de la rueda.

El valor del coeficiente c_1 depende del grupo de mecanismo DIN, el cual está determinado por el tipo de servicio, las condiciones de esfuerzo y el tiempo de operación máxima por día. (Tabla 3)

Tabla 3			
Tiempo de Operación Diario (Horas)			C ₁
Grupo DIN	Desde %	incluido %	
M 3	0	16	1,25
M 4	16	25	1,12
M 5	25	40	1,00
M 6	40	63	0,90
M 7	63	100	0,80

Para Grupo DIN M5 (frecuencia reducida de la carga máxima):

$$c_{1rueda} := 1.12$$

El coeficiente c_2 está dado en función de la velocidad de rotación de las ruedas en rpm (Tabla 4)

Tabla 4			
Velocidad de Rotación	C ₂	Velocidad de Rotación	C ₂
200,0	0,66	28,0	1,02
160,0	0,72	25,0	1,03
125,0	0,77	22,4	1,04
112,0	0,79	20,0	1,06
100,0	0,82	18,0	1,07
90,0	0,84	16,0	1,09
80,0	0,87	14,0	1,10
71,0	0,89	12,5	1,11
63,0	0,91	11,2	1,12
56,0	0,92	10,0	1,13
50,0	0,94	8,0	1,14
45,0	0,96	6,3	1,15
40,0	0,97	5,6	1,16
35,5	0,99	5,0	1,17
31,5	1,00	1,0	1,24

Se adopta un valor tentativo de este coeficiente debido a que no se dispone de la velocidad de rotación de la rueda.

$$c_{2rueda} := 1.24$$

Extracto tabla del catálogo de Miguel Abad

De esta manera, el diámetro de la rueda resulta:

$$\phi_{rueda} := \frac{R_m}{b \cdot c_{1rueda} \cdot c_{2rueda} \cdot p_{adm}} = 58.806 \cdot \text{mm} \quad \text{Diámetro de la rueda.}$$

Adoptamos un diámetro de las ruedas igual a $\phi_{rueda}=60\text{mm}$.

7.1.2 Cálculo del eje de las ruedas

Debido a la cargas, los ejes estarán sometidos a corte.

$$d_{eje_{ruedas}} := 15\text{mm} \quad \text{Diámetro del eje de las ruedas.}$$

$$\tau_{eje_{ruedas}} := \frac{F_{rueda} \cdot 4}{\pi d_{eje_{ruedas}}^2} = 1041.578 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Tensión de corte del eje.}$$

7.1.3 Selección de rodamientos para las ruedas

Debido a que cada rueda lleva dos rulemanes, calculamos la carga.

$$F_{rod} := \frac{F_{rueda}}{2} = 9.025 \cdot \text{kN} \quad \text{Carga en cada rodamiento.}$$

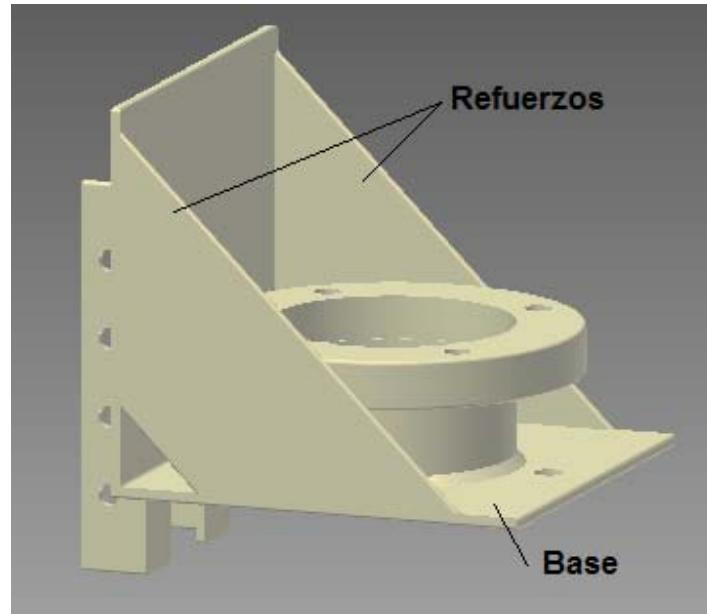
Del catálogo SKF, seleccionamos rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos NU 202 ECP.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		-
15	35	11	12,5	10,2	NU 202 ECP

Factor de cálculo
k_r 0,15

7.2 Diseño del carro del cabezal

El carro del cabezal estará formado por una chapa base donde se abulonará el motor hidráulico por su parte superior y el inyector en su parte inferior. Tendrá dos refuerzos en sus laterales a 45° que transmitiran los esfuerzos de empuje a una placa vertical a la cual se ajustarán las ruedas diseñadas previamente.



7.2.1 Cálculo de los refuerzos laterales a la compresión

$$F_{\text{lateral}} := \frac{F_e}{2 \cos\left(\frac{\pi}{4}\right)} = 1767.767 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza sobre cada refuerzo.

$$A_{n_{\text{lateral}}} := \frac{F_{\text{lateral}}}{\sigma_{\text{adm}_{1010}}} = 147.314 \cdot \text{mm}^2$$

Área necesaria.

Proponemos un espesor de las chapas de 1/8" y un ancho de 100mm.

$$e_{\text{lateral}} := \frac{1}{8} \text{ in} \quad a_{\text{lateral}} := 100 \text{ mm}$$

Espesor y ancho.

$$A_{\text{lateral}} := e_{\text{lateral}} \cdot a_{\text{lateral}} = 317.5 \cdot \text{mm}^2$$

Área total.

$$A_{n_{\text{lateral}}} < A_{\text{lateral}} = 1$$

Verifica

7.2.2 Calculo de la flexión en la base del carro

Verificamos la base como una viga simplemente apoyada. Proponemos un espesor de 1/4" que es el espesor calculado por abolladura en la unión abulonada del inyector.

$$e_b := \frac{3}{4} \text{ in}$$

Espesor de la chapa.

$$a_{\text{carro}} := 200 \text{ mm}$$

Ala vertical.

$$b_{\text{carro}} := 220\text{mm}$$

Ala horizontal.

$$Mf_{\text{base}} := F_e \cdot \frac{b_{\text{carro}}}{2} = 275 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector máximo.

Diagrama de momentos flectores

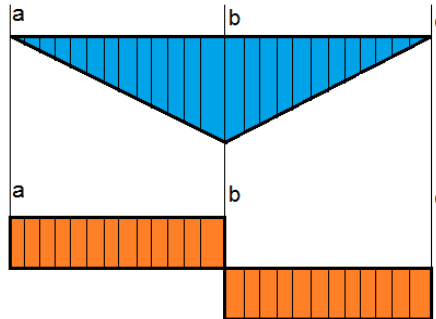
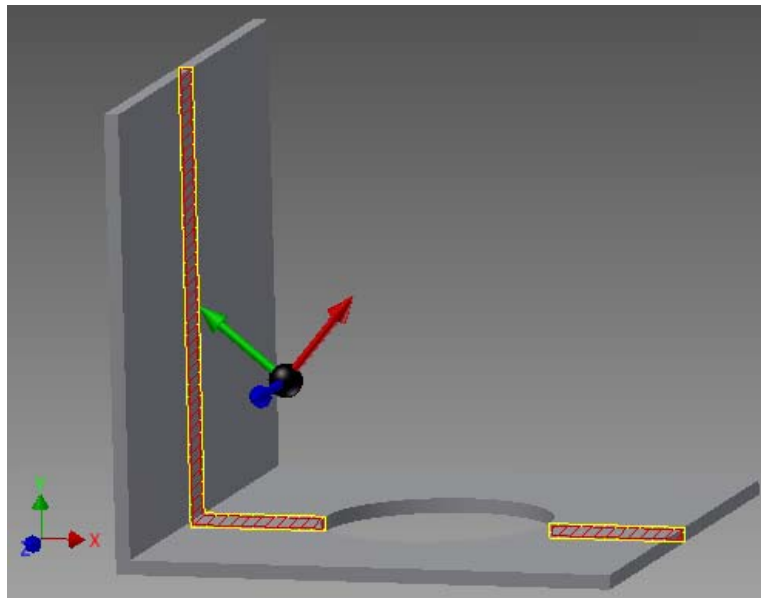


Diagrama de esfuerzos de corte

La sección más solicitada de la base está dividida por un agujero de 100mm. de diámetro por donde pasa el eje del motor. A través del software Inventor obtenemos las propiedades geométricas de dicha sección y calculamos su módulo resistente para encontrar la tensión de trabajo.



Cross Section Analysis

CrossSection1

Section Planes

Select Create

1 20 mm Distance

Wall Thickness

Max 2 mm

Min 0,500 mm

Results

Area (mm ²)	Centroid:X (mm)	Centroid:Y (mm)	Polar Moment (mm ⁴)	Principal Moments:Ix (mm ⁴)	Principal Moments:Iy (mm ⁴)
1991,678	37,695	64,916	21827111,598	4396744,760	14631518,980

$$C_{y_{\text{carro}}} := 64.916\text{mm}$$

Centro de masa en el eje Y.

$$J_{x_{\text{carro}}} := 4396744.76\text{mm}^4$$

Momento de inercia al eje X.

$$W_{\text{base}} := \frac{J_{x_{\text{carro}}}}{(a_{\text{carro}} - C_{y_{\text{carro}}})} = 32.548 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente.

$$\sigma_{f_{\text{base}}} := \frac{M_{f_{\text{base}}}}{W_{\text{base}}} = 844.9 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión.

$$\sigma_{f_{\text{base}}} < \sigma_{\text{adm}_{1010}} = 1$$

Verifica.

7.3 Cálculo de los soportes de las ruedas

Conociendo la carga en la rueda más solicitada, calculamos la chapa por corte y por abolladura. Proponemos un espesor de la chapa de 1/2".

$$e_{\text{soporte}} := \frac{1}{2}\text{in}$$

Espesor de la chapa.

Verificación por corte

$$l_{\text{soporte}} := 12.5\text{mm}$$

Largo de la sección solicitada.

$$\sigma_{\text{soporte}} := \frac{F_{\text{rueda}}}{e_{\text{soporte}} \cdot l_{\text{soporte}}} = 1159.446 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de trabajo.

Verificación por abolladura

$$de_{\text{ruedas}} = 15 \cdot \text{mm}$$

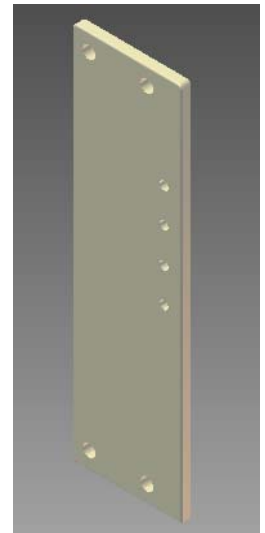
Diámetro del eje de las ruedas.

$$A_{\text{soporte}} := de_{\text{ruedas}} \cdot e_{\text{soporte}} = 1.905 \cdot \text{cm}^2$$

Area proyectada del eje.

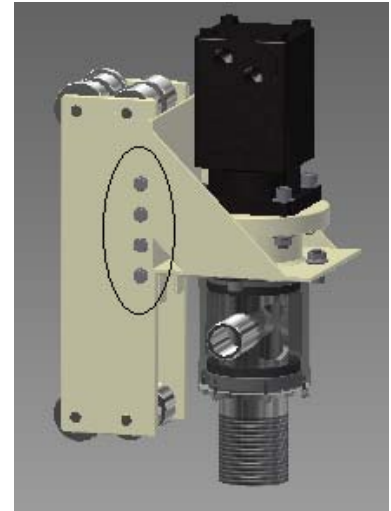
$$\sigma_{\text{aboll}_{\text{soporte}}} := \frac{F_{\text{rueda}}}{A_{\text{soporte}}} = 966.205 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de trabajo.



7.3.1 Cálculo de la unión abulonada del soporte de las ruedas

Dicha unión debe unir las ruedas con sus soportes al carro y se encuentra solicitada por un esfuerzo de corte. El esfuerzo lo provoca la fuerza horizontal sobre las ruedas debida al momento torsor del motor orbital, más la fuerza de empuje, que se divide en los dos soportes de ruedas. Con estos esfuerzos se calcula el área necesaria para dimensionar los bulones.



$$F_{\text{soporte}} := \frac{F_e}{2} + 2F_{\text{rueda}} = 3681.241 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza sobre cada unión.

$$\sigma_{\text{adm}_{1010}} = 1200 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión admisible.

$$A_{\text{bul}_{\text{soporte}}} := \frac{F_{\text{soporte}}}{\sigma_{\text{adm}_{1010}}} = 306.77 \cdot \text{mm}^2$$

Área necesaria.

$$A_{\text{bul}_{10}} := 78 \text{mm}^2$$

Área bulon 10mm.

$$N_{\text{bul}_{\text{soporte}}} := \frac{A_{\text{bul}_{\text{soporte}}}}{A_{\text{bul}_{10}}} = 3.933$$

Adoptamos 4 bulones.

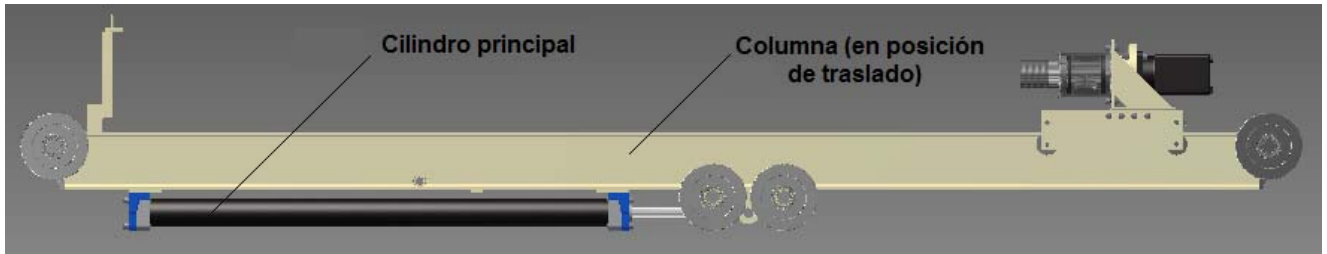
Peso total del carro del cabezal completo:

$$P_{\text{carro}} := 75.25 \text{kgf}$$

Por Autodesk Inventor.

8. Cilindro hidráulico principal

La selección del cilindro hidráulico principal se hace de acuerdo al catalogo SMC cilindros hidráulicos. Este cilindro será el encargado de ejercer la fuerza de empuje (F_e) necesaria en la sarta de perforación. así como tambien el encargo de levantar la misma. Esta fuerza sera de el doble por el sistema de poleas que mueve al carro.



$$F_e = 2500 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de empuje en la sarta.

$$F_{\text{max_ret}} := 1700 \text{kgf}$$

Fuerza de retracción. Peso de de la sarta mas posible sobre esfuerzo

$$F_{1\text{cil}} := F_e \cdot 2 = 49033.25 \text{ N}$$

Fuerza de cálculo para el cilindro principal.

$$F_{1\text{cilret}} := F_{\text{max_ret}} \cdot 2 = 33342.61 \text{ N}$$

Fuerza de cálculo para el cilindro principal.

Si bien la fuerza para levantar la sarta es menor, para el cálculo la tomaremos igual a la de empuje. Esto se debe a limitar los esfuerzos de tracción en la sarta de perforación, como los esfuerzos en la estructura de la máquina en caso de atascamiento de del conjunto.

$$P_{c1} := 240 \text{bar}$$

Presión continua entregada por la bomba.

$$L_{1\text{carrera}} := 1500 \text{mm}$$

Carrera requerida.

8.1 Selección del diámetro del cilindro

La fuerza generada por un cilindro es inferior a la fuerza teórica debido a los siguientes factores:

- 1- Resistencia al deslizamientos de los cojinetes y juntas del cilindro.
- 2- Perdida de presion en el euipto hidráulico y en las tuberias.
- 3- Resistencia de rozamiento de las partes en movimientos del dispositivo.

Para seleccionar el diámetro debemos tener en cuenta estos factores. Cuando el cilindro este en reposo, la relación de las fuerza generada, el diámetro y la presión puede expresarse con las siguientes fórmulas.

$$F_{p1} := \mu_1 \cdot F_{f1}$$

Fuerza de extensión generada por el cilindro.

$$F_{p2} := \mu_2 \cdot F_{f2}$$

Fuerza de retracción generada por el cilindro.

donde:

$$\mu_1 := 0.9$$

Coefficiente de presión de carga de la extensión del cilindro.

$$\mu_2 := 0.9$$

Coefficiente de presión de carga de la retracción del cilindro.

Ff1: Esfuerzo de extensión teórico

Ff2: Esfuerzo de retracción teórico

8.2 Selección del cilindro

El porcentaje de la carga en el esfuerzo teórico es el factor de carga. De la siguiente tabla obtenemos los valores para la velocidad del émbolo.

$$V_p = 0.766 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Velocidad de penetración de la sarta.

$$V_{1\text{carga}_{\text{ext}}} := V_p \cdot 2 = 1.532 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Velocidad de extensión del cilindro con carga.

$$V_{1\text{vacío}_{\text{ext}}} := 200 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Velocidad de extensión del cilindro, solo con el peso del inyector y el motor (Vacío).

Proponemos las velocidades de retracción

$$V_{1\text{carga}_{\text{ret}}} := 15 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Velocidad de retracción del cilindro con carga máxima, considerando la fuerza máxima de cálculo ($F_{1\text{cil}}$).

Este será el caso extremo, donde no influye una velocidad pequeña, ya que solo ocurre en caso de atascamiento, ó con los 80 mts de tubería colgados, en tal caso, la velocidad irá aumentando en tanto se vaya descargando las barras.

$$V_{1\text{vacío}_{\text{ret}}} := 200 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Velocidad de retracción del cilindro en vacío, solo el peso del inyector y el motor .

$$P_{Myl} := 250\text{kgf}$$

Peso del motor más el inyector.

Velocidad del émbolo (mm/s)	Factor de carga máximo
8 a 100	80%
101 a 200	30%
201 a 300	10%

Ahora se determina la fuerza requerida en el cilindro.

$$F_{req_{\text{max}}} := \frac{F_{1\text{cil}}}{0.8} = 61291.563 \text{ N}$$

Fuerza requerida en el cilindro con carga máxima.

$$F_{req_{\text{maxret}}} := \frac{F_{1\text{cilret}}}{0.8} = 41678.262 \text{ N}$$

Fuerza requerida en el cilindro con carga máxima.

$$F_{req_{\text{min}}} := \frac{P_{Myl}}{0.1} = 24516.6 \text{ N}$$

Fuerza requerida en el cilindro para retracción con carga mínima.

Serie CH2E/CH2F/CH2G/CH2H Esfuerzo teórico

	Diámetro (mm)	Tamaño vástago(mm)	Sentido de movimiento	Área efectiva (mm ²)	Presión de trabajo (MPa)			
					3.5	5	7	14
Vástago serie B	63	35.5	SALIDA	3116	10905	15578	21810	43619
			ENTRADA	2126	7442	10632	14885	29769
	80	45	SALIDA	5024	17584	25120	35168	70336
			ENTRADA	3434	12020	17172	24041	48081
	100	56	SALIDA	7850	27475	39250	54950	109900
			ENTRADA	5388	18859	26941	37718	75435

La presión requerida por el cilindro es menor a la que entrega la bomba, lo cual deja un cierto margen para posibles pérdidas de presión en el mando y en las tuberías del circuito hidráulico.

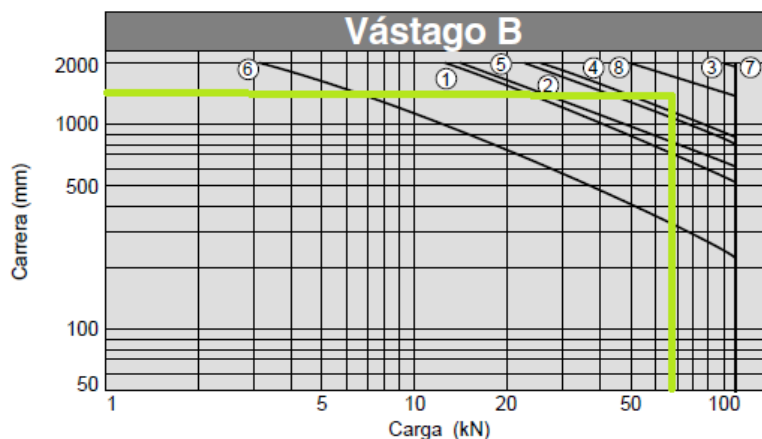
- $D_{cil1} := 80\text{mm}$ Diámetro del cilindro.
- $d_{cil1} := 45\text{mm}$ Diametro del vástago (Vástago tipo B).
- $Ff1 := 70336\text{N}$ Esfuerzo de extensión teórico.
- $Ff2 := 48081\text{N}$ Esfuerzo de retracción teórico.

Ahora comprobamos que la fuerza generada por el cilindro seleccionado sea mayor que la fuerza requerida:

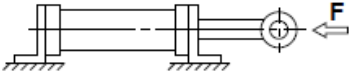
- $Fp1 := \mu_1 \cdot Ff1 = 63302.4\text{ N}$ Fuerza de extensión generada por el cilindro
- $Fp2 := \mu_2 \cdot Ff2 = 43272.9\text{ N}$ Fuerza de retracción generada por el cilindro
- $Fp1 > Freq_{max} = 1$ Verifica en la extensión del cilindro.
- $Fp2 > Freq_{maxret} = 1$ Verifica en la retracción del cilindro.
- $Fp2 > Freq_{min} = 1$ Verifica en la retracción del cilindro con carga mínima y máxima velocidad.

Selección de la carrera (carrera máxima basada en la resistencia al pandeo)

Serie CH2E, CH2F, CH2G, CH2H



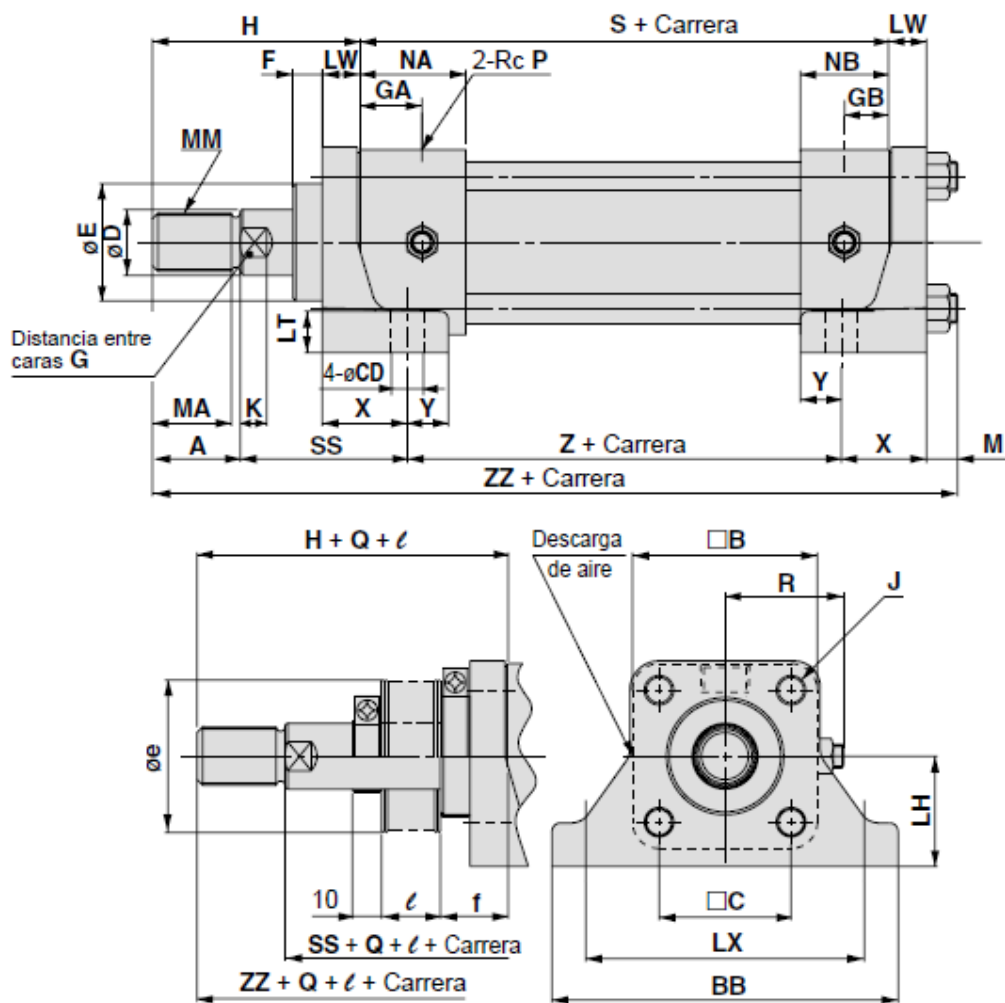
Para la carga requerida de 61.2 kN y la carra de 1500mm se recomienda una sujeción del cilindro tipo 8, 3, o 7, de las cuales seleccionamos la N°3 para nuestro diseño.

Símbolo	Posición de montaje
③	

Codiogo de pedido del cilindro: CH2 G LA 80 B 1500 N

Dimensiones:

Modelo escuadra transaxial: CH2ELA, CH2FLA, CH2GLA



Diámetro (mm)	Carrera de trabajo (mm)																						
		B	BB	C	F	GA	GB	J	M	NA	NB	P	R	S	CD	LH	LT	LW	LX	X	Y	Z	SS
32	25 a 1400	58	109	38	14	21	15	M10 x 1.25	11	37	31	3/8	39	130	11	35	14	13	88	29	14	98	57
40	25 a 1400	65	118	45	10	21	15	M10 x 1.25	11	36	30	3/8	42	130	11	37.5	14	13	95	29	14	98	57
50	25 a 1400	76	145	52	10	27	19	M10 x 1.25	11	43	35	1/2	46	142	14	45	17	18	115	35	18	108	60
63	25 a 1500	90	165	63	10	27	19	M12 x 1.5	14	43	35	1/2	52	148	18	50	19	20	132	41	19	106	71
80	25 a 1800	110	190	80	11	22	22	M16 x 1.5	16	44	44	3/4	65	166	18	60	24	24	155	45	20	124	74
100	25 a 1800	135	230	102	11	22	22	M18 x 1.5	18	44	44	3/4	75	172	22	71	27	28	190	53	22	122	85

Serie de vástago

(mm)

Diámetro (mm)	Vástago serie B										Vástago serie C													
	MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ	MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ						
32	M16 x 1.5	25	22	18	34	7	14	66	220	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
40	M20 x 1.5	30	27	22.4	40	-0.025 -0.064	9	19	71	225	M16 x 1.5	25	22	18	36	7	14	66	220	-0.025 -0.064	9	19	73	244
50	M24 x 1.5	35	32	28	46	-0.030	11	24	78	249	M20 x 1.5	30	27	22.4	40	11	24	85	267	-0.030	11	24	85	267
63	M30 x 1.5	45	42	35.5	55	-0.030	13	30	95	277	M24 x 1.5	35	32	28	46	13	30	98	304	-0.030	13	30	98	304
80	M39 x 1.5	60	57	45	65	-0.076	15	41	113	319	M30 x 1.5	45	42	35.5	55	15	41	120	338	-0.076	15	41	120	338
100	M48 x 1.5	75	72	56	80	-0.038 -0.064	16	50	135	353	M39 x 1.5	60	57	45	65	16	50	135	353	-0.038 -0.064	16	50	135	353

Tabla de pesos

		Peso estándar (Carrera 0)									Unidad: kg	
Diámetro (mm)	Tipo de montaje / Modelo	B	LA	FY, FZ	FC, FD	CA	CB	TC	LB	FA, FB	Peso adicional (por 10mm carrera)	
		Básico	Escuadra transaxial	Brida rectangular	Brida cuadrada	Fijación oscilante macho	Fijación oscilante hembra	Muñón central	Escuadra	Brida rectangular (7MPa)		
Vástago de la serie B	63	CH2E	7.93	11.81	—	10.83	10.67	10.68	9.47	9.55	9.54	0.17
		CH2F	7.69	11.57	—	10.59	10.43	10.44	9.23	9.31	9.30	0.17
		CH2G	8.49	12.37	10.64	11.39	11.23	11.24	10.03	—	—	0.20
		CH2H	8.43	12.31	10.58	11.33	11.17	11.18	9.97	—	—	0.20
	80	CH2E	13.00	18.35	—	17.59	16.40	16.40	15.02	15.36	15.69	0.24
		CH2F	12.89	18.24	—	17.48	16.29	16.29	14.91	15.25	15.58	0.26
		CH2G	14.77	20.12	18.34	19.36	18.17	18.17	16.79	—	—	0.34
		CH2H	14.21	19.56	17.78	18.80	17.61	17.61	16.23	—	—	0.30
100	CH2E	18.97	29.78	—	26.44	25.15	25.15	22.62	22.39	23.57	0.41	
	CH2F	19.37	30.17	—	26.84	25.55	25.55	23.02	22.79	23.97	0.46	
	CH2G	22.17	32.98	28.62	29.64	28.35	28.35	25.82	—	—	0.49	
	CH2H	21.81	32.62	28.26	29.28	27.99	27.99	25.46	—	—	0.54	

$$P_{cil\text{prin}} := 20.12\text{kgf} + 0.34\text{kgf} \cdot \frac{1500\text{mm}}{10\text{mm}} = 71.12 \cdot \text{kgf}$$

Peso del cilindro hidráulico principal.

8.3 Relación entre la velocidad del émbolo y el volumen del fluido

Extensión del cilindro

$$Q_{1\text{carga}\text{ext}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{cil1}^2 \cdot V_{1\text{carga}\text{ext}} = 0.4619 \cdot \frac{L}{\text{min}}$$

Caudal requerido para la extensión del cilindro con carga.

En este caso el caudal es mínimo, por lo que sumado al consumo del motor del cabezal, la bomba verifica.

$$Q_{1vacio_{ext}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{cil1}^2 \cdot V_{1vacio_{ext}} = 60.3186 \cdot \frac{L}{min}$$

Caudal requerido para la extensión del cilindro en vacío.

El caudal es máximo, pero no tiene simultaneidad con otros consumos hidráulicos.

Velocidad del fluido en tubo de goma de 3/4" (circuito de extensión). Esta no debe superar en ningún caso los valores de la siguiente tabla.

Velocidad de flujo del fluido	
Tubo de goma	5m/s
Tubos de acero	4.5m/s

$$d_{1int} := \frac{5}{8} \cdot in$$

Diametro de tubo de goma. Circuito de extensión.

$$V_{1carga_{Q1ext}} := \frac{Q_{1carga_{ext}}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{1int}^2} = 0.039 \frac{m}{s}$$

Velocidad del fluido en tubo de goma de 5/8".
Extensión del cilindro con carga.

$$V_{1vacio_{Q1ext}} := \frac{Q_{1vacio_{ext}}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{1int}^2} = 5.079 \frac{m}{s}$$

Velocidad del fluido en tubo de goma de 5/8".
Extensión del cilindro en vacío.

Si bien se supera por algunas unidades la velocidad recomendada, no influyen las pérdidas en la tubería, ya que en este caso solo está funcionando dicho cilindro, y la bomba entrega presión y caudal suficientes.

Retracción del cilindro

$$Q_{1carga_{ret}} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{cil1}^2 - d_{cil1}^2) \cdot V_{1carga_{ret}}$$

Caudal requerido para la retracción del cilindro con carga.

$$Q_{1carga_{ret}} = 3.093 \cdot \frac{L}{min}$$

En este caso el caudal es mínimo, por lo que sumado al consumo del motor del cabezal, la bomba verifica.

$$Q_{1vacio_{ret}} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{cil1}^2 - d_{cil1}^2) \cdot V_{1vacio_{ret}}$$

Caudal requerido para la retracción del cilindro en vacío.

$$Q_{1vacio_{ret}} = 41.233 \cdot \frac{L}{min}$$

El caudal es máximo, pero no tiene simultaneidad con otros consumos hidráulicos.

Velocidad del fluido en tubo de goma de 3/4" (circuito de retracción).

$$V_{1carga_{Q1ret}} := \frac{Q_{1carga_{ret}}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{1int}^2} = 0.26 \frac{m}{s}$$

Velocidad del fluido en tubo de goma de 5/8".
Retracción del cilindro con carga.

$$V_{1vacio_{Q1ret}} := \frac{Q_{1vacio_{ret}}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{1int}^2} = 3.472 \frac{m}{s}$$

Velocidad del fluido en tubo de goma de 5/8".
Retracción del cilindro en vacío.

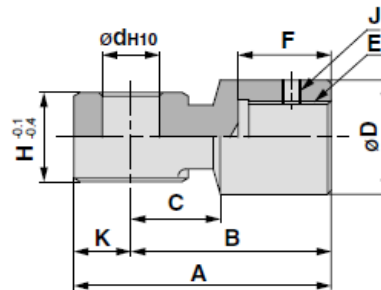
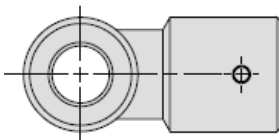
Aceites hidráulicos compatibles

Fluido hidráulico	Compatibilidad
Aceite hidráulico mineral estándar	Compatible
Aceites hidráulicos W/O	Compatible
Aceites hidráulicos O/W	Compatible
Aceites hidráulicos Agua/Glicol	*
Aceites hidráulicos de fosfato	No compatible

Accesorios (opcional)

Horquilla macho

Material: hierro fundido



Vástago	Ref.	Diámetro (mm)											
			A	B	C	D	d	E	F	H	J	K	
Serie B	IH2-03B	32	76	60	25	32	16 ^{+0.07/0}	M16 x 1.5	26	25	M5	16	
	IH2-04B	40	76	60	25	32	16 ^{+0.07/0}	M20 x 1.5	31	25	M5	16	
	IH2-05B	50	90	70	30	40	20 ^{+0.084/0}	M24 x 1.5	36	31.5	M5	20	
	IH2-06B	63	145	115	45	60	31.5 ^{+0.1/0}	M30 x 1.5	50	40	M6	30	
	IH2-08B	80	145	115	45	60	31.5 ^{+0.1/0}	M39 x 1.5	61	40	M6	30	
	IH2-10B	100	185	145	57	79	40 ^{+0.1/0}	M48 x 1.5	76	50	M8	40	

9. Sistema de izaje del cabezal

La fuerza de empuje será transmitida desde el cilindro hidráulico, a través de dos cables hacia el cabezal. El sistema de poleas será del tipo polea simple móvil, con lo cual disminuye la carrera del cilindro, aumentando la carga sobre el mismo.



$$F_{\text{cable}} := \frac{F_e}{2} = 1250 \cdot \text{kgf}$$

Esfuerzo en cada cable.

El dimensionamiento del cable se hará de acuerdo con la norma DIN 4130. Para ello debemos tener en cuenta las condiciones de explotación de la máquina. Se divide en cinco grupos según la frecuencia de los movimientos y la importancia de la carga.

Primero de debe clasificar la máquina según la siguiente tabla extraída del manual Dubbel Tomo 2, pág. 617, en éste caso, la máquina se clasifica en el grupo número II debido a las bajas cargas.

TABLA NUMÉRICA 5. Clasificación en grupos del accionamiento por cable para grúas

Grupo	Frecuencia del movimiento	Clase de carga	Tipo de grúa y clase de la transmisión por cable (ejemplos)
I	Movimiento de ajuste	Arbitraria	Mecanismo de pluma giratoria.
II	Movimiento poco frecuente	Cargas parciales	Mecanismo de elevación de tornos de mano y de fuerza pequeña, grúas de casa de máquinas, grúas de torre, etc.
III	Movimiento frecuente	Cargas parciales	Mecanismo de elevación de grúas de taller y de parques de almacenamiento, grúas para fardos, para roblonar y para diques de construcción.
IV	Movimiento poco frecuente	Cargas máximas	Mecanismo de elevación de grúas de cucharas.
V	Movimiento frecuente	Cargas en los puntos de producción de las fábricas me-	Grúas de fábricas metalúrgicas.

9.1 Diámetro del cable

El diámetro del cable se calcula según la siguiente ecuación:

$$d_{\text{cable}} = k_{\text{cable}} \cdot \sqrt{F_{\text{cable}}}$$

El valor de "k" se obtiene de la siguiente tabla extraída del manual Dubbel Tomo 2, pág. 617.

$$k_{\text{cable}} := 0.30$$

TABLA NUMÉRICA 6. Valores límites de la seguridad ν y coeficientes c y k

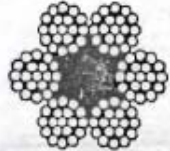
Grupo	Cable		Valores c		
	Valores de ν para resistencia a la tracción del cable igual a 160 kg/mm ²	k	Tambor	Polea	Rodillo compensador
			Para cables de resistencia a la tracción en los alambres de 160 y 180 kg/mm ²		
I	5,5-6	0,30-0,32	5-6	5,5-7	4,5-5
II	5,5-6	0,30-0,32	6-7	7-8	4,5-5,5
III	6-7	0,32-0,34	7-8	8-10	5-6
IV	7-8	0,34-0,37	8-9	9-12	6-7,5
V	8-9,5	0,37-0,40	8-9	9-12	6-7,5

$$d_{\text{cable}} := k_{\text{cable}} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{kgf}^{0.5}} \cdot \sqrt{F_{\text{cable}}} = 10.607 \cdot \text{mm} \quad \text{Diámetro del cable.}$$

NOTA: Al coeficiente "k" se le dieron unidades de mm/kgf^{0.5} para compatibilizar sistemas de unidades, que el software Mathcad que se está usando para el desarrollo del cálculo, dé resultados correctos.

Con el diámetro obtenido, y según la tabla de cables metálicos (pág 2 apuntes de cátedra ó H. Dubbel pág. 616) obtenemos el siguiente cable.

TABLA 3. — CABLES METÁLICOS SEGÚN LA DIN 655

Composición	Número			Diámetro nominal del cable (tolerancia admisible $\pm 5\%$)	Diámetro del hilo (mm)	Sección metálica del cable (mm ²)	Peso (kg/m) (tolerancia admisible $\pm 5\%$)	Carga de ruptura calculada bajo una resistencia del hilo (kg/mm ²) de			
	de cordones	de hilos por cordón	total de hilos					130	160	180	
 6 x 19 = 114 hilos + 1 alma textil	A	6	19	114	6,5	0,4	14,3	0,135	1 860	2 300	2 550
					8	0,5	22,4	0,21	2 900	3 600	4 050
					9,5	0,6	32,2	0,30	4 200	5 150	5 800
					11	0,7	43,9	0,41	5 700	7 000	7 900
					12,5	0,8	57,3	0,54	7 450	9 150	10 300
					14	0,9	72,5	0,68	9 450	11 600	13 050
					16	1,0	89,5	0,85	11 650	14 300	16 100
					17	1,1	108,3	1,02	14 100	17 350	19 500
					19	1,2	128,9	1,22	16 750	20 600	23 200
					20	1,3	151,3	1,43	19 650	24 200	27 250
22	1,4	175,5	1,66	22 800	28 050	31 600					

Datos del cable:

Denominación: A 12,5x160 DIN655, galvanizado, preformado.

$dn_{\text{cable}} := 11\text{mm}$	Diámetro nominal del cable.
$da_{\text{cable}} := 0.7\text{mm}$	Diámetro de cada alambre.
$A_{\text{cable}} := 43.9\text{mm}^2$	Sección metálica del cable.
$q_{\text{cable}} := 0.41 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$	Peso por metro.
$\sigma_{\text{cp}} := 160 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$	Calidad del hilo.
$Qr_{\text{cable}} := 7000\text{kgf}$	Carga de rotura del cable.

9.2 Verificación del cable**9.2.1 Verificación por esfuerzo de rotura**

La verificación del cable la hacemos comparando el esfuerzo de rotura del cable, con el esfuerzo de trabajo. La comparación se realiza dividiendo el primero de ellos por el segundo, y su cociente debe estar comprendido entre 5.5 y 6 para que verifique, según el coeficiente de seguridad v de la tabla numérica 6 detallada anteriormente.

$$v_{\text{cable}} := \frac{Qr_{\text{cable}}}{F_{\text{cable}}} = 5.6$$

$$5.5 \leq v_{\text{cable}} < 6 = 1$$

VERIFICA**9.2.2 Verificación por fatiga**

Niemann dá la siguiente fórmula, resultado de una evaluación de ensayos publicados (según el libro Hellmut Hrnst Tomo1 pág. 16).

$$\frac{W_{\text{cable}}}{1000} = 170 \cdot \left(b_1 \cdot b_2 \cdot \frac{\frac{Dp_{\text{cable}}}{dn_{\text{cable}}} - \frac{9}{b_1}}{\sigma_{\text{ext}} + 4} \right)^2$$

Flexiones sufridas por el cable hasta la rotura.

- W_{cable} = número de flexiones sufridas por el cable hasta la rotura (una flexión = paso por una polea, una flexión en sentido opuesto para cable Lang = 2, y cable cruzado=1.5)
- Dp_{cable} = Diámetro de la polea [m]
- dn_{cable} = Diámetro del cable [m]
- σ_{ext} =Solicitud del cable [kgf/mm²]
- $b_1 = b_1$ = Coeficiente de forma de la garganta, para garganta $r=0,54d$ y cable cruzado vale 1.
- b_2 = Coeficiente de forma del cable, para cable cruzado vale 1,04.

Radio de la garganta, $r = 0,54 d$:	$b_1 = 1$	(cables cruzado y Lang);
$r = \infty$:	$b_1 = 0,72$	(cable cruzado),
	$b_1 = 0,65$	(cable Lang);
Garganta en V a 45° :	$b_1 = 0,72$	(cable cruzado),
	$b_1 = 0,60$	(cable Lang);
Cable cruzado 6 + 37, 160 kg/mm ² :	$b_2 = 1,04$;	
Cable Lang 6 + 37, 160 kg/mm ² :	$b_2 = 1,11$.	

Para el cálculo necesitaremos saber el diámetro de las poleas, las cuales se calculan de la misma forma que el diámetro del cable, pero con un coeficiente "c" que se extrae de la misma tabla que reproducimos a continuación.

$c_{polea} := 7$

Coeficiente de seguridad para polea.

$c_{pcomp} := 4.5$

Coeficiente de seguridad para rodillo compensador.

TABLA NUMÉRICA 6. Valores límites de la seguridad v y coeficientes c y k

Grupo	Cable		Valores c		
	Valores de v para resistencia a la tracción del cable igual a 160 kg/mm ²	k	Tambor	Polea	Rodillo compensador
			Para cables de resistencia a la tracción en los alambres de 160 y 180 kg/mm ²		
I	5,5-6	0,30-0,32	5-6	5,5-7	4,5-5
II	5,5-6	0,30-0,32	6-7	7-8	4,5-5,5
III	6-7	0,32-0,34	7-8	8-10	5-6
IV	7-8	0,34-0,37	8-9	9-12	6-7,5
V	8-9,5	0,37-0,40	8-9	9-12	6-7,5

Por lo tanto los valores de los diámetros de las diferentes poleas, estimativamente serán:

$D_{p\text{tabla}} := c_{polea} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{kgf}^{0.5}} \cdot \sqrt{F_{\text{cable}}} = 247.487 \cdot \text{mm}$ Polea Adoptamos $D_p := 250\text{mm}$

$D_{p\text{tabla}} := c_{pcomp} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{kgf}^{0.5}} \cdot \sqrt{F_{\text{cable}}} = 159.099 \cdot \text{mm}$ Polea de compensación $D_{pc} := 160\text{mm}$

NOTA: En el siguiente cálculo de fatiga se reemplazaron las variables sin unidad, para que Mathcad respete las unidades impuestas por la ecuación empírica, ya que las constantes existentes son para las unidades especificadas en los datos presentados.

$\sigma_{\text{ext}} := \frac{F_{\text{cable}}}{A_{\text{cable}}} = 28.474 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$ Tensión de trabajo del cable.

$$D_p = 0.25 \text{ m} \quad dn_{\text{cable}} = 0.011 \text{ m} \quad b_1 := 1 \quad b_2 := 1.04$$

Por lo tanto, el número de flexiones sufridas por el cable hasta la rotura será:

$$\frac{W_{\text{cable}}}{1000} = 170 \cdot \left(b_1 \cdot b_2 \cdot \frac{\frac{D_p}{dn_{\text{cable}}} - \frac{9}{b_1}}{\sigma_{\text{ext}} + 4} \right)^2 \quad W_{\text{cable}} := 170000 \cdot \left(1 \cdot 1.04 \cdot \frac{\frac{0.250}{0.011} - \frac{9}{1}}{28.474 + 4} \right)^2 = 32855.838$$

El número de flexiones debe estar comprendido entre 30000 (polipastos), y 150000 (grandes grúas).

$$30000 \leq W_{\text{cable}} \leq 150000 = 1$$

VERIFICA

Si bien los valores calculados son correctos, el diámetro de las poleas es excesivo y complicaría el funcionamiento de la máquina, sobre todo de los carros que se desplazan sobre la columna principal a poca distancia uno de otro. Por ello, decidimos adoptar un diámetro de la polea igual a 160mm y calcular nuevamente su fatiga.

$$D_{pr} := 160 \text{ mm}$$

Diámetro de polea reducido.

$$W_{pr} := 170000 \cdot \left(1 \cdot 1.04 \cdot \frac{\frac{0.160}{0.011} - \frac{9}{1}}{28.474 + 4} \right)^2 = 5361.895$$

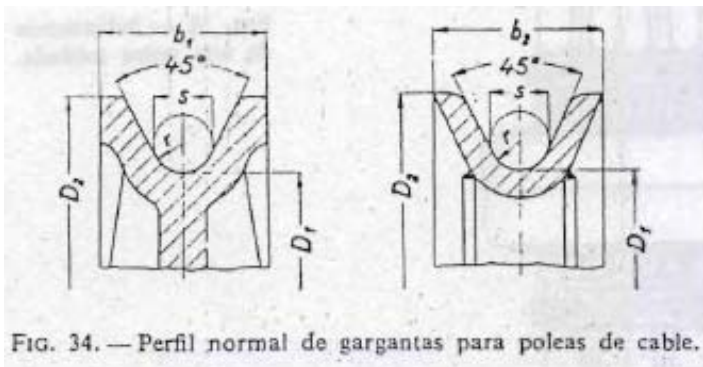
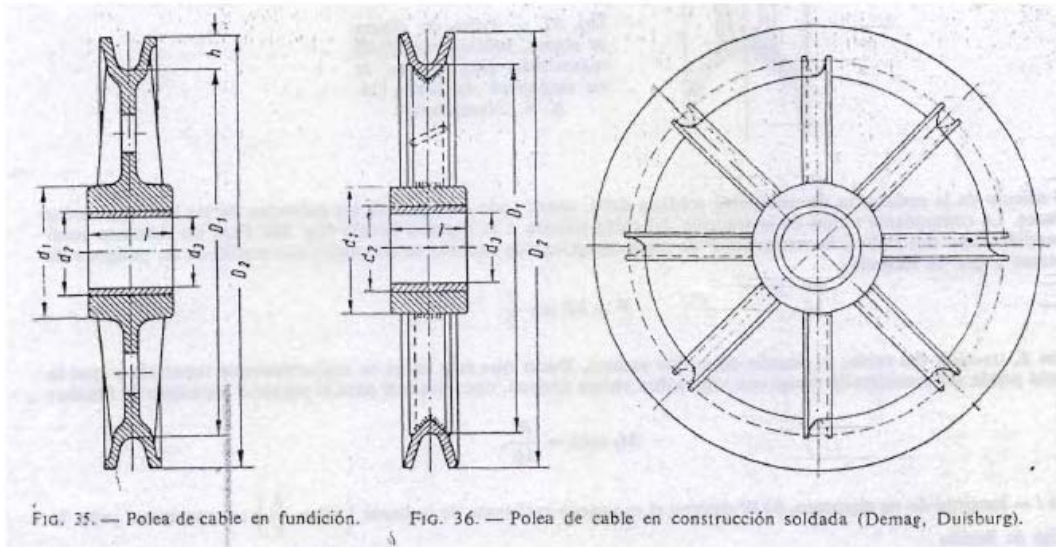
Flexiones sufridas por el cable hasta la rotura.

El número de flexiones sufridas por el cable hasta la rotura se reduce considerablemente, pero teniendo en cuenta la cantidad de operaciones y el servicio de la máquina, estimamos que funcionando todo el año, el cable deberá ser reemplazado aproximadamente cada 3 años.

9.3 Dimensionamiento de las poleas

La norma DIN 4130 recomienda las siguientes dimensiones para las poleas, de la cual, consideramos las dimensiones para el cubo.

Poleas de polipasto y de reenvío										
D ₁	D ₂	b ₁		b ₂ (*)	d		-l** -		r	Diámetro del cable s
		Función	Acero mold.		Acero	Cota mín.	Cota máx.	Cota mín.		
80	105	22		22	20	25	30	50	2	3,5
100	130	25		25	20	25	30	50	2,7	3,5-5
125	160	30		30	25	30	35	60	3,5	5-6,5
160	200	32		30	25	40	35	60	4,3	6,5-8
200	240	36		32	25	50	40	60	5,4	8-10
250	300	40		36	25	60	50	70	7	10-13
315	375	50		45	30	80	60	80	8,5	13-16
400	460	60		55	40	100	70	120	12	16-22
500	580	70		65	50	125	80	140	14,5	22-27
630	720	80		75	60	140	80	150	18	27-33
710	800	85		80	70	160	90	180	18	27-33
800	900	95		90	80	180	100	200	23	33-40-43
900	1010	105		95	90	200	130	240	24	40-43-45
1000	1120	110		105	90	200	130	240	24	40-43-45
		115	110	29					48-51-54	



En el cálculo de la resistencia de una polea se deben comprobar los esfuerzos de las llantas y de los brazos. La componente radial de la tracción del cable solicita a la llanta a flexión. En nuestro caso, remplazaremos los rayos por una chapa y la calcularemos a la compresion.

9.3.1 Cálculo del eje de las poleas

Los ejes de las poleas estarán sometidos a un esfuerzo de corte, por lo que calculamos su tensión de trabajo para el diámetro propuesto.

$d_{eje\ polea} := 40\text{mm}$

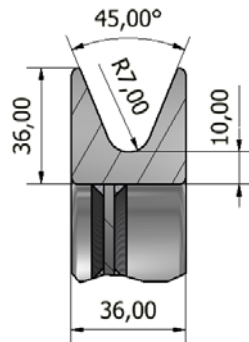
Diámetro del eje de las poleas.

$$\tau_{eje\ polea} := \frac{F_{cable} \cdot 2}{\frac{\pi d_{eje\ polea}^2}{4}} = 198.944 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de corte del eje.

9.3.2 Llanta

Proponemos rolar un masizo cuadrado de 40mm de lado, sobre el mismo se torneará la canaleata de 7mm de radio.



Dimensiones:

$$r_c := 7\text{mm}$$

$$l_c := 36\text{mm}$$

Propiedades geométricas de la llanta:

$$A_s := \frac{\pi \cdot r_c^2}{2} = 0.77 \cdot \text{cm}^2$$

Área de la semicircunferencia.

$$A_{mc} := l_c^2 = 12.96 \cdot \text{cm}^2$$

Área del masizo cuadrado.

9.3.3 Cubos

Las dimensiones de los cubos de las poleas están definidas por el diámetro del eje y por el diámetro de los rodamientos que se utilicen en las poleas. Por lo tanto debemos realizar la selección de los rodamientos.

Selección de los rodamientos de las poleas

Los rodamientos se seleccionan, normalmente con su carga dinámica si giran a más de 20 rpm, en caso contrario se elegirán con la carga estática. Por lo tanto calcularemos la velocidad de los rodamientos.

$$v_p = 2.757 \cdot \frac{\text{m}}{\text{hr}}$$

Velocidad lineal del cable (velocidad de penetración del trepano).

$$n_{rp} := \frac{2v_p}{D_p} = 0.059 \cdot \text{rpm}$$

Velocidad de rotación de las poleas.

Como podemos ver, la velocidad de los rodamientos es menos a 20 rpm, por lo tanto los seleccionaremos por la carga estática, la cual presentamos en unidades de kN

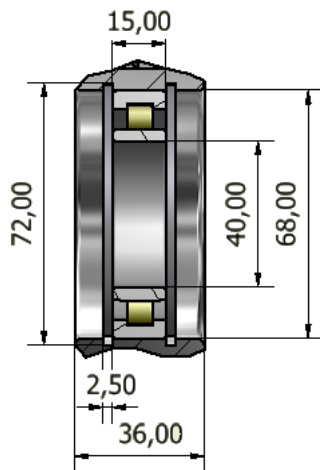
$$2F_{\text{cable}} = 24.517 \cdot \text{kN}$$

Carga en el rodamiento.

Colocaremos un rodamiento de rodillos cilindricos de una hilera. SKF NU 1008 ML.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		-
40	68	15	25,1	26	NU 1008 ML

Las dimensiones generales del cubo de la polea son:



$D_{\text{cubo}} := 80\text{mm}$

Diámetro del cubo.

$D_{\text{rod}} := 68\text{mm}$

Diámetro del rodamiento.

$e_{\text{cubo}} := \frac{D_{\text{cubo}} - D_{\text{rod}}}{2} = 6 \cdot \text{mm}$

Espesor del cubo.

$A_{\text{cubo}} := D_{\text{rod}} \cdot 15\text{mm} = 10.2 \cdot \text{cm}^2$

Área resistente.

$F_{\text{cable}} = 1250 \cdot \text{kgf}$

Tensión del cable.

$P_{\text{cubo}} := \frac{2F_{\text{cable}}}{A_{\text{cubo}}} = 245.098 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

Presión a la que está sometido el cubo.

9.3.4 Chapas de las poleas

Las chapas están sometidas a compresión, la fuerza a la que están solicitadas es la misma que flexiona la llanta.

$$2F_{\text{cable}} = 2500 \cdot \text{kgf}$$

El diametro exterior del cubo es la sección proyectada que consideramos a la compresión

$$D_{\text{cubo}} = 0.08 \text{ m}$$

Cálculo del área mínima para soportar el esfuerzo de compresión

$$A_{\text{mr}} := \frac{2 \cdot F_{\text{cable}}}{\sigma_{\text{adm}_{1010}}} = 2.083 \cdot \text{cm}^2$$

Proponemos utilizar una chapa del 1/8"

$$b_{\text{pl}} := 3.18 \text{ mm}$$

El área real de la planchuela es:

$$A_{\text{rp}} := b_{\text{pl}} \cdot D_{\text{cubo}} = 2.544 \cdot \text{cm}^2$$

$$A_{\text{rp}} \geq A_{\text{mr}} = 1$$

VERIFICA

10. Carro del cilindro principal

Para transmitir su movimiento, el cilindro llevará un carro en la punta de su vástago, el cuál se desplazará sobre la cara posterior de la columna. Dicho carro tendrá dos ejes con dos poleas cada uno, de las cuales dos formarán el sistema de polea simple móvil superior y las otras dos, formarán el sistema de polea simple móvil inferior. El vástago del cilindro será calculado al pandeo por lo que el carro no deberá soportar esfuerzos al deslizarse sobre el perfil.

Se diseñará un sistema de sujeción y desplazamiento sobre el ala posterior del perfil, con uniones abulonadas para permitir su ensamble. Se calcularán los ejes de las poleas y se propondrá un espesor de chapa para el carro.



10.1 Ejes de las poleas

Los ejes de las poleas se consideran empotrados en su parte central, y se calcula el momento flector máximo a cada lado sobre el centro de la polea que sostiene, luego se comprueba si el diámetro del mismo verifica su tensión de trabajo.

$$L_{\text{eje polea}} := 203\text{mm}$$

Largo total del eje.

$$l_{\text{polea}} := 28\text{mm}$$

Distancia al centro de la polea más alejada.

$$M_{f_{\text{polea}}} := 2F_{\text{cable}} \cdot l_{\text{polea}} = 70 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector máximo.

$$d_{\text{eje polea}} = 40 \cdot \text{mm}$$

Diámetro del eje de las poleas.

$$W_{a_{\text{polea}}} := \frac{\pi d_{\text{eje polea}}^3}{32} = 6.283 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente.

$$\sigma_{e_{\text{polea}}} := \frac{M_{f_{\text{polea}}}}{W_{a_{\text{polea}}}} = 1114.085 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión.

10.2 Chapas de sujeción

Para calcular el espesor de la chapa, consideramos una separación entre el centro del eje del cilindro que aplica la fuerza y los ejes de las poleas. Dicha separación genera un momento torsor en el centro del carro del cilindro que tiende a solicitar al corte los anclajes del mismo sobre la cara posterior de la columna. Dividiendo dicho momento en la distancia que existe entre los ejes de las poleas, podemos encontrar el valor de la fuerza que solicita la chapa al corte. De esta manera proponemos un espesor de la chapa y calculamos su tensión de trabajo.

$$L_{\text{carcil}} := 324\text{mm}$$

Largo del carro.

$$D_{\text{esp carcil}} := 240\text{mm}$$

Distancia entre ejes de las poleas.

$$S_{\text{ejes carcil}} := 50.74\text{mm}$$

Separación entre ejes del vástago del cilindro y el de las poleas.

$$F_{req_{max}} = 6250 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza máxima ejercida por el cilindro.

$$M_{t_{carcil}} := F_{req_{max}} \cdot Sejes_{carcil} = 317.125 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento torsor máximo sobre el carro.

$$F_{c_{carcil}} := \frac{M_{t_{carcil}}}{Dejes_{carcil}} = 1321.354 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de corte sobre cada lado del anclaje del carro.

$$esp_{carcil} := 4.76 \text{mm}$$

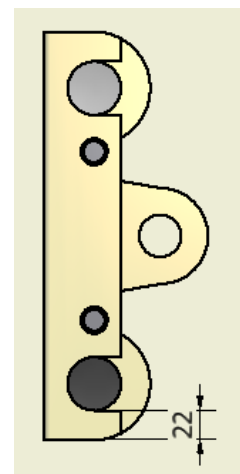
Espesor de la chapa propuesto (3/16").

$$\sigma_{c_{carcil}} := \frac{F_{c_{carcil}}}{esp_{carcil} \cdot \frac{L_{carcil}}{2}} = 171.355 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por corte.

10.3 Cálculo de corte en los apoyos de los ejes de las poleas

$$\sigma_{cep_{carcil}} := \frac{2F_{cable}}{2esp_{carcil} \cdot 22\text{mm}} = 1193.659 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$



10.4 Cálculo del soporte del perno del cilindro

$$F_{req_{max}} = 6250 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza máxima ejercida por el cilindro.

$$D_{per_{pist}} := 31.5 \text{mm}$$

Diámetro del perno del pistón. Medida prevista por el fabricante.

$$E_{a_{sopcil}} := \frac{\frac{F_{req_{max}}}{2}}{D_{per_{pist}} \cdot 1200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 8.267 \cdot \text{mm}$$

Espesor necesario debido al aplastamiento del eje.

$$E_{c_{sopcil}} := \frac{\frac{F_{req_{max}}}{2}}{20\text{mm} \cdot 1200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 13.021 \cdot \text{mm}$$

Espesor en la sección sometida a corte.

$$E_{sopcil} := \frac{9\text{in}}{16} = 14.287 \cdot \text{mm}$$

Adoptamos para el cálculo un espeso de 9/16"

10.5 Cálculo de la unión abulonada del carro del cilindro

$$F_{c_{\text{carrcil}}} = 1321.4 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de corte sobre cada lado del anclaje del carro.

$$\sigma_{\text{adm}_{1010}} = 1200 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión admisible.

$$A_{\text{bul}_{\text{carrcil}}} := \frac{F_{c_{\text{carrcil}}}}{\sigma_{\text{adm}_{1010}}} = 110.113 \cdot \text{mm}^2$$

Área necesaria.

$$A_{\text{bul}_g} := 78 \text{mm}^2$$

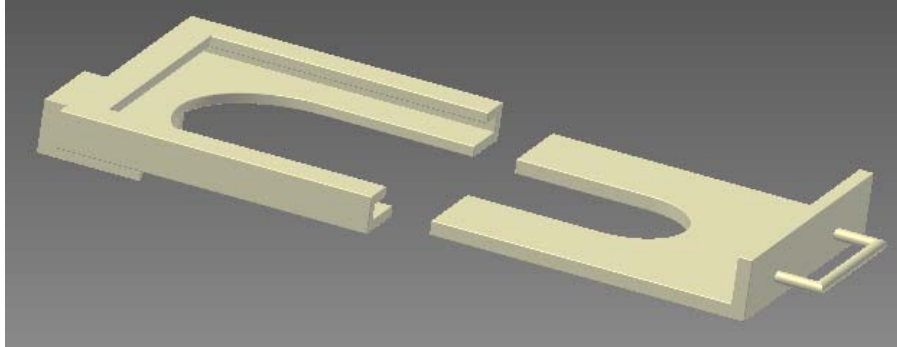
Área bulon 10mm.

$$N_{\text{bul}_{\text{carrcil}}} := \frac{A_{\text{bul}_{\text{carrcil}}}}{A_{\text{bul}_g}} = 1.412$$

Adoptamos 2 bulones.

11. Base de la columna

En su parte inferior, la columna tendrá una base tipo uña, que servirá de guía para las barras. A su vez servirá para trabar las barras al momento de desenroscarlas, soportando el par de apriete de las mismas, además del peso de la sarta de perforación completa.



11.1 Verificación por flexión

$$L_{\text{tub}} = 3 \text{ m}$$

Largo de las barras.

$$L_{\text{perf}} := 80 \text{ m}$$

Longitud a perforar.

$$P_{\text{tub}} = 41.073 \cdot \text{kgf}$$

Peso de cada barra.

$$N_{\text{tub}} := \frac{L_{\text{perf}}}{L_{\text{tub}}} = 26.667 \quad N_{\text{tub}} = 26.667$$

Cantidad de barras.

$$P_{\text{trepano}} = 18.1 \cdot \text{kgf}$$

Peso del trepano.

$$P_{\text{sarta}} := P_{\text{tub}} \cdot N_{\text{tub}} + P_{\text{trepano}} = 1113.389 \cdot \text{kgf}$$

Peso de la sarta de perforación.

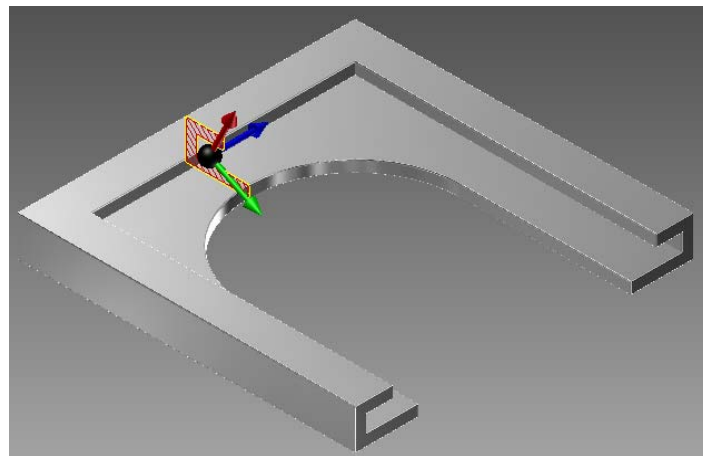
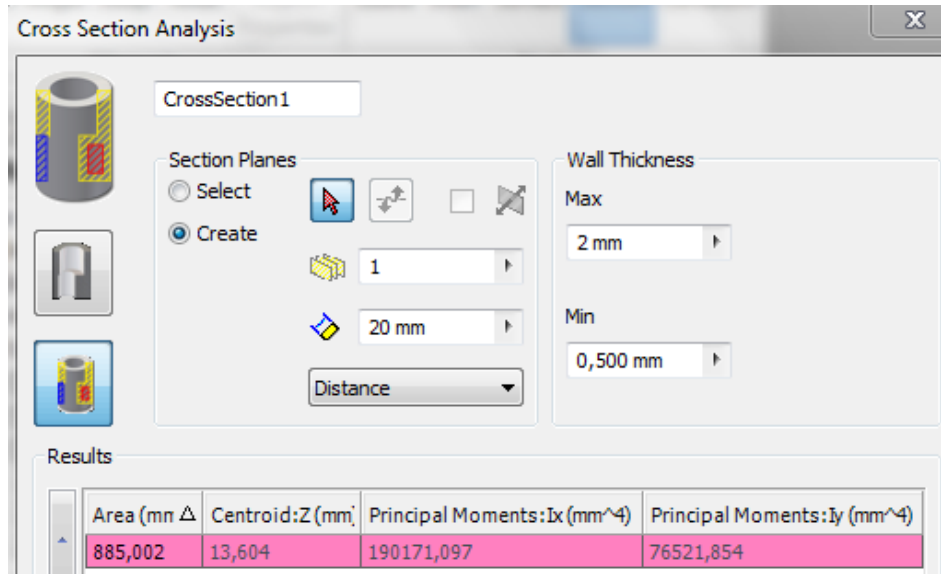
$$dm_{\text{basecol}} := 93 \text{ mm}$$

Distancia al centro del eje de perforación.

$$Mf_{\text{basecol}} := P_{\text{sarta}} \cdot dm_{\text{basecol}} = 103.545 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector máximo en la base.

La sección solicitada por el esfuerzo de flexión será la suma de dos piezas. Por un lado la Base de la columna y por otro lado la Traba, que se desplazará por sus guías al momento de agregar o quitar una barra. Para el cálculo de las propiedades geométricas de dichas piezas, utilizamos el Analizador de Secciones del Soft Autodesk Inventor y obtenemos los siguientes resultados.



$$e_{basecol} := 9.53\text{mm}$$

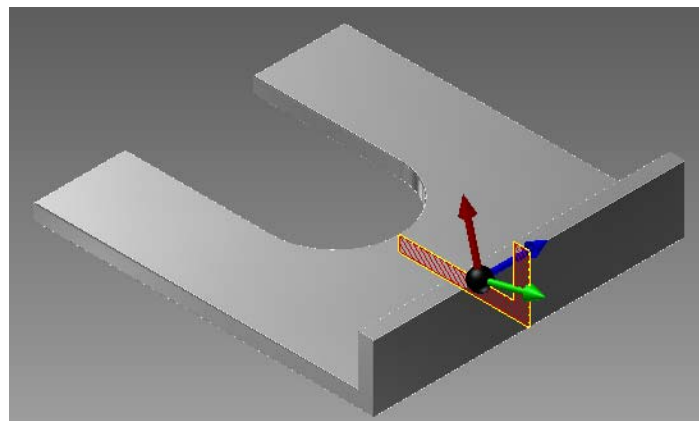
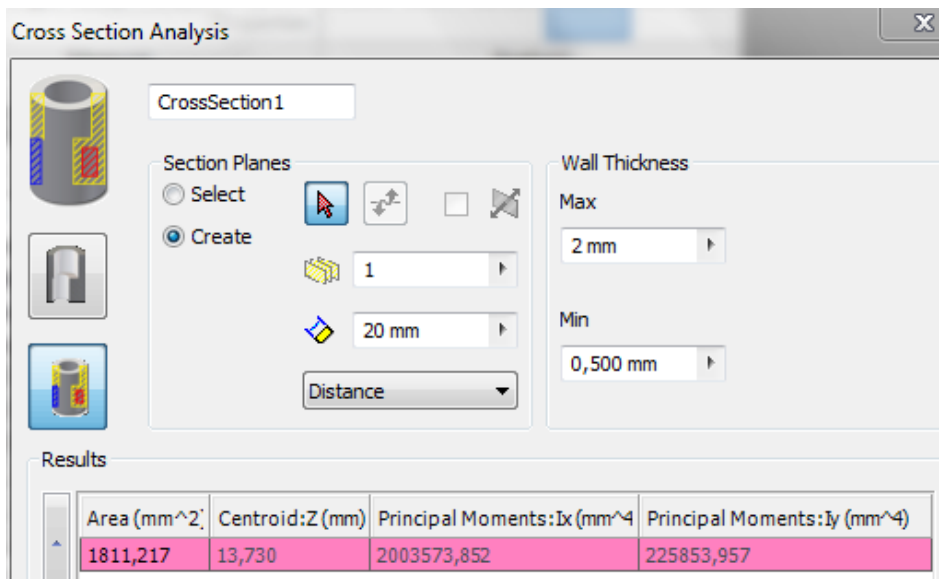
Espesor de la chapa propuesto (3/8").

$$J_{y_{basecol}} := 762521.854\text{mm}^4$$

Momento de inercia axial de la base de la columna.

$$W_{a_{basecol}} := \frac{J_{y_{basecol}}}{2 \cdot e_{basecol}} = 40.006 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente axial de la base.



$$e_{traba} := 12.7\text{mm}$$

Espesor de la chapa propuesto (1/2").

$$J_{y_{trabcol}} := 225853.957\text{mm}^4$$

Momento de inercia axial de la traba de la columna.

$$W_{a_{trabcol}} := \frac{J_{y_{trabcol}}}{3e_{traba}} = 5.928 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente axial de la traba.

$$W_{a_{basecomp}} := W_{a_{basecol}} + W_{a_{trabcol}} = 45.934 \cdot \text{cm}^3$$

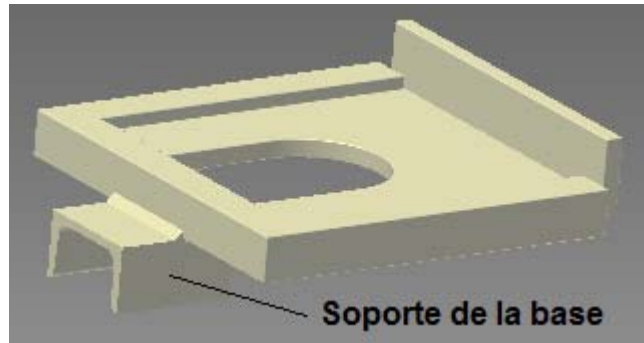
Modulo resistente total de la base completa.

$$\sigma_{f_{basecomp}} := \frac{M_{f_{basecol}}}{W_{a_{basecomp}}} = 225.42 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión.

11.2 Soporte de la base de la columna

La base de la columna calculada anteriormente irá sostenida por un perfil normal U. Dicho perfil irá soldado a la parte inferior de la columna formando un ángulo recto. Calculamos su momento flector máximo y verificamos su tensión de trabajo.



$$L_{\text{sopcol}} := 67\text{mm}$$

Largo al vuelo del soporte.

$$M_{f_{\text{sopcol}}} := P_{\text{sarta}} \cdot L_{\text{sopcol}} = 7459.704 \cdot \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

Momento flector máximo.

$$W_{Y_{\text{UPN80}}} := 6.3\text{cm}^3$$

Modulo resistente axial del perfil (UPN 80).

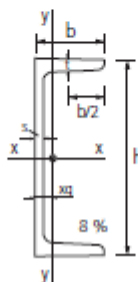
$$\sigma_{f_{\text{sopcol}}} := \frac{M_{f_{\text{sopcol}}}}{W_{Y_{\text{UPN80}}}} = 1184.08 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión.

Perfil normal U

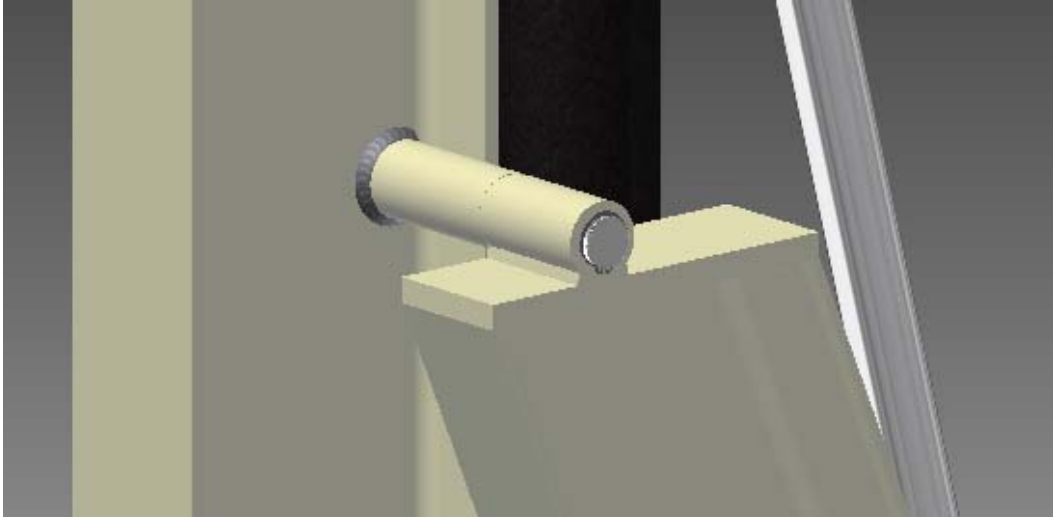


Denom. U.P.N.	Dimensiones					Sección F	Peso g	Valores estáticos					
	h	b	s	t	xg			Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy = il
	mm	mm	mm	mm	cm			cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
80	80	45	6,0	8,0	1,45	11,0	8,6	106	19,4	26,5	6,3	3,10	1,33
100	100	50	6,0	8,5	1,55	13,5	10,6	206	29,3	41,2	8,5	3,91	1,47
120	120	55	7,0	9,0	1,60	17,0	13,3	364	43,2	60,7	11,1	4,63	1,59



12. Eje pivote de la columna

La columna girará en un eje pivote para quedar en posición horizontal al momento de trasladar la perforadora con mayor comodidad. Este eje soporta la reacción de la fuerza de empuje y el momento torsor del motor del cabezal que sufrirá la columna.



Fuerzas actuantes:

$$M_{t_{tub}} = 136.149 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento torsor de la columna.

$$F_e = 2500 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de empuje de la columna.

$$L_{e_{piv}} := 322 \text{mm}$$

Largo total del eje pivote.

$$L_{uz_{piv}} := 182 \text{mm}$$

Luz entre soporte del pivote.

$$F_{pMt} := \frac{M_{t_{tub}}}{L_{uz_{piv}}} = 748.074 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de corte debida a momento torsor.

$$F_{corte_{total}} := \frac{F_e}{2} + F_{pMt} = 1998.074 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de corte total en el eje pivote

Proponemos como eje una barra redonda de 1" de diámetro, y verificamos su resistencia al corte.

Denominación	Medida del lado d		Sección F	Peso G
	mm	pulg.	cm ²	kg/m
3/4"	19,05	3/4"	2,85	2,24
7/8"	22,23	7/8"	3,88	3,05
1"	25,40	1"	5,07	3,98

$$E_{piv} := 1 \text{in}$$

Diámetro del eje.

$$A_{E_{piv}} := \frac{\pi \cdot E_{piv}^2}{4} = 5.067 \cdot \text{cm}^2$$

Area del eje.

$$W_{a_{eje piv}} := \frac{\pi \cdot E_{piv}^3}{32} = 1.609 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente.

$$\tau_{E_{piv}} := \frac{F_{corte_{total}}}{A_{E_{piv}}} = 394.325 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de corte en la sección del eje.
(560kgf/cm² máximo para árboles y ejes).

Selección del tubo de apoyo del eje pivote (Alojamiento).

Ø Exterior		Espesor de pared		Peso
pulg.	mm	sch. n°	mm	kg/m
1/8	10.30	40-STD	1.73	0.36
1 1/2	48.30	80-XS	5.08	5.41
1 1/2	48.30	160	7.14	7.24
1 1/2	48.30	XXS	10.16	9.55

$$D_{tub piv} := 1.5 \text{ in}$$

Diametro exterior de tubo.

$$d_{i_{tub piv}} := D_{tub piv} - 2 \cdot 7.14 \text{ mm} = 23.82 \cdot \text{mm}$$

Diametro interior.

$$A_{tub piv} := \frac{\pi \cdot (D_{tub piv}^2 - d_{i_{tub piv}}^2)}{4} = 6.945 \cdot \text{cm}^2$$

Area del tubo.

$$W_{a_{tub piv}} := \frac{\pi \cdot (D_{tub piv}^4 - d_{i_{tub piv}}^4)}{32 \cdot D_{tub piv}} = 4.6 \cdot \text{cm}^3$$

Modulo resistente axial.

$$\text{Interferencia} := E_{piv} - d_{i_{tub piv}} = 1.58 \cdot \text{mm}$$

Interferencia para el mecanizado de ambas piezas.

Verificamos por aplastamiento.

$$A_{proy_{tub piv}} := E_{piv} \cdot 30 \text{ mm} = 7.62 \cdot \text{cm}^2$$

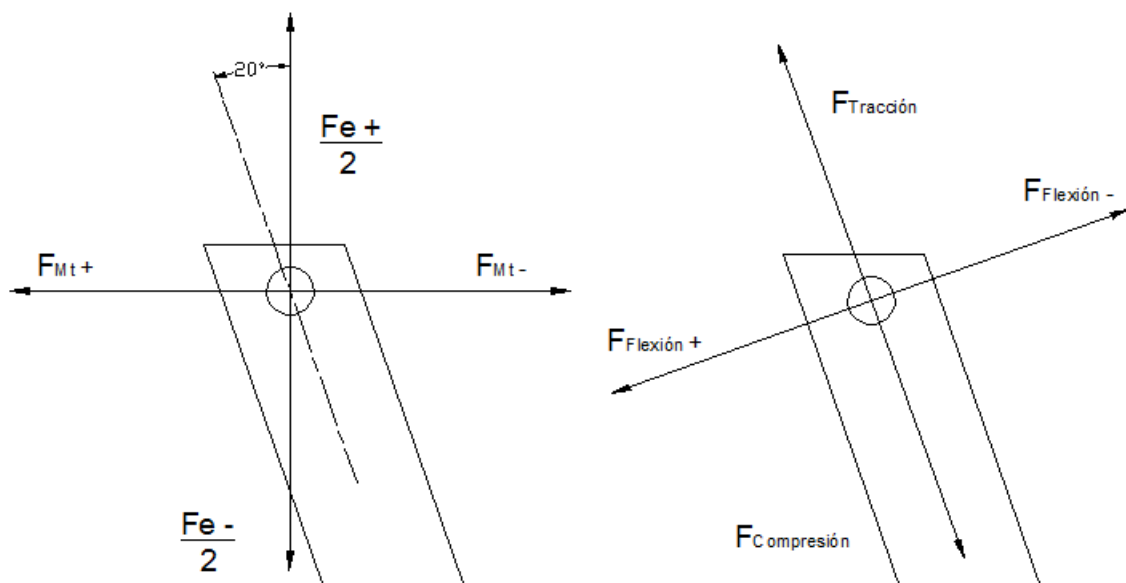
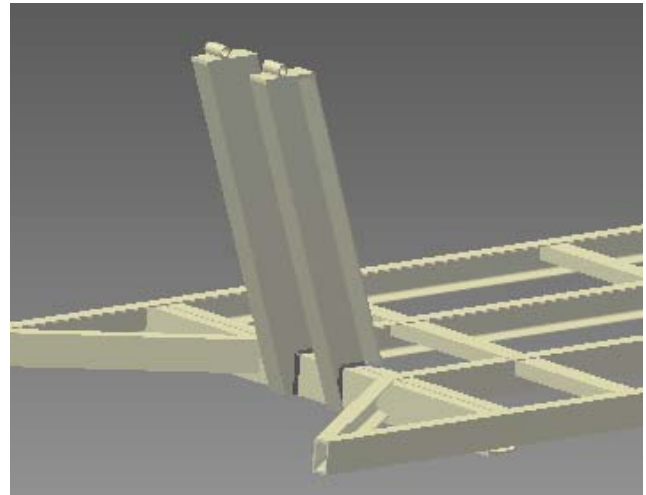
Area proyectada sometida a aplastamiento.

$$\sigma_{apla_{eje piv}} := \frac{F_{corte_{total}}}{A_{proy_{tub piv}}} = 262.214 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de aplastamiento en el eje.

13. Soportes de la columna

Las fuerzas actuantes sobre el eje pivote de la columna, verticales debidas al empuje y horizontales debidas al momento torsor, transmiten esfuerzos de flexión, compresión y tracción a los soportes de la columna. Seleccionamos un perfil normal U a cada lado de la columna donde será fijado el eje pivote.



En cada uno de los soportes existe la posibilidad de que los esfuerzos sean máximos, es decir, se sumen los esfuerzos tanto en dirección axial como rectangular. Para ello consideramos todos los casos posibles.

Descomposición de esfuerzos:

$$F_e = 2500 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de empuje de la columna.

$$F_{P_{Mt}} = 748.074 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de corte debida a momento torsor.

$$F_{\text{trac}} := \frac{F_e}{2} \cdot \cos(20^\circ) + F_{P_{Mt}} \cdot \sin(20^\circ) = 1430.472 \cdot \text{kgf}$$

Máxima fuerza de tracción.

$$F_{\text{flex}} := \frac{F_e}{2} \cdot \sin(20^\circ) + F_{P_{Mt}} \cdot \cos(20^\circ) = 1130.485 \cdot \text{kgf}$$

Máxima fuerza de flexión.

La fuerza de tracción será igual a la de compresión. Consideramos un largo de los soportes de 1100mm.

$$L_{\text{sop}} := 1100 \text{mm}$$

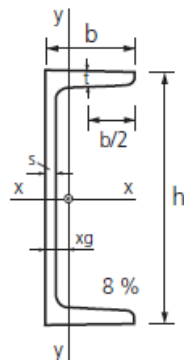
Largo de los soportes.

$$M_{f_{\text{sop}}} := F_{\text{flex}} \cdot L_{\text{sop}} = 1243.533 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector de los soportes.

Proponemos dos soportes de perfil UPN 180

Denom. U.P.N.	Dimensiones					Sección F	Peso g	Valores estáticos					
	h	b	s	t	xg			Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy = il
	mm	mm	mm	mm	cm			cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
80	80	45	6,0	8,0	1,45	11,0	8,6	106	19,4	26,5	6,3	3,10	1,33
100	100	50	6,0	8,5	1,55	13,5	10,6	206	29,3	41,2	8,5	3,91	1,47
120	120	55	7,0	9,0	1,60	17,0	13,3	364	43,2	60,7	11,1	4,63	1,59
140	140	60	7,0	10,0	1,75	20,4	16,0	605	62,7	86,4	14,8	5,45	1,75
160	160	65	7,5	10,5	1,84	24,0	18,8	925	85,3	115,6	18,3	6,21	1,89
180	180	70	8,0	11,0	1,92	28,0	21,9	1350	114,0	150,0	22,4	6,94	2,02
200	200	75	8,5	11,5	2,01	32,2	25,2	1910	148,0	191,0	27,0	7,70	2,14



$$A_{180} := 28\text{cm}^2$$

Sección del perfil.

$$W_{x180} := 150\text{cm}^3$$

Modulo resistente axial.

$$\sigma_{tr\text{sop}} := \frac{F_{trac}}{A_{180}} = 51.088 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por compresión.

$$\sigma_{f\text{sop}} := \frac{M_{f\text{sop}}}{W_{x180}} = 829.022 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión.

$$\sigma_{t\text{sop}} := \sigma_{tr\text{sop}} + \sigma_{f\text{sop}} = 880.111 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión total en cada soporte.

$$P_{\text{sop}} := 21.9 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \cdot 2 \cdot L_{\text{sop}} = 48.18 \cdot \text{kgf}$$

Peso de los soportes.

Flecha

La flecha se encuentra limitada por la linealidad de la perforación, para ello estimamos una desviación máxima de 0.5 metros a 80 metros de profundidad y calculamos la flecha máxima admisible de la columna.

$$f_{ad_{max}} := \frac{0.5m \cdot L_{sop}}{80m} = 6.875 \cdot mm$$

Flecha máxima admisible.

$$E_{1010} = 2100000 \cdot \frac{kgf}{cm^2}$$

Modulo de elasticidad del acero.

$$J_{180} := 1350cm^4$$

Momento de inercia axial del soporte.

$$f_{sop} := \frac{F_{flex} \cdot L_{sop}^3}{3E_{1010} \cdot J_{180}} = 1.769 \cdot mm$$

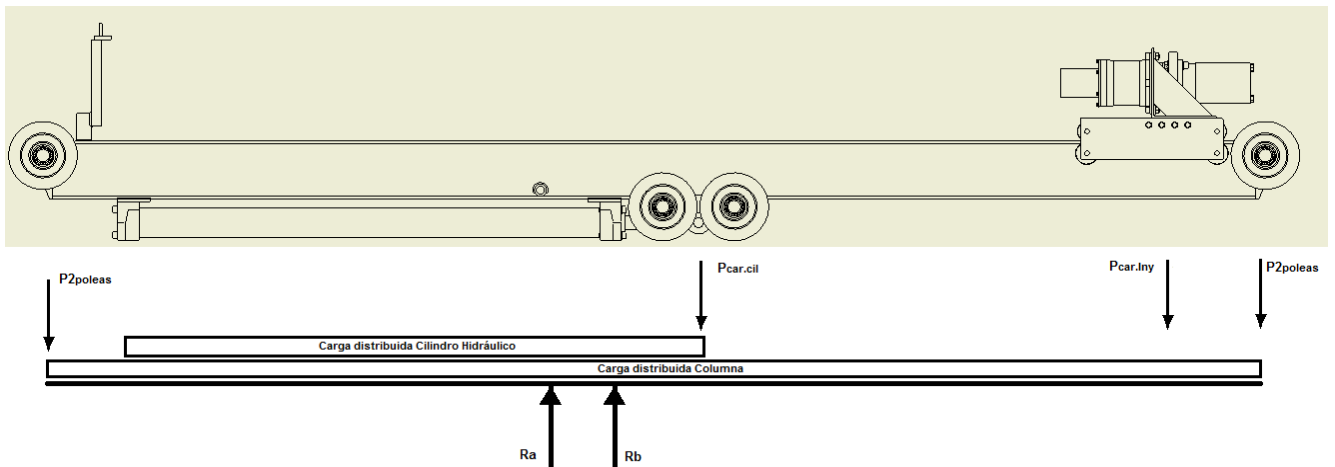
Flecha máxima.

$$f_{sop} < f_{ad_{max}} = 1$$

Verifica

14. Cilindro hidráulico posicionador de la columna

Disposición de la columna para el traslado.



Fuerzas actuantes:

$$q_{\text{columna}} := 0.249 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \quad \text{Carga distribuida de la columna.}$$

$$q_{\text{cilindro}} := 0.245 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \quad \text{Carga distribuida del cilindro.}$$

$$P_{\text{carrIny}} := 75.25 \text{kgf} \quad \text{Peso del carro del inyector.}$$

$$P_{\text{carrCil}} := 25.6 \text{kgf} \quad \text{Peso del carro del cilindro.}$$

$$P_{\text{polea}} := 4 \text{kgf} \quad \text{Peso por polea.}$$

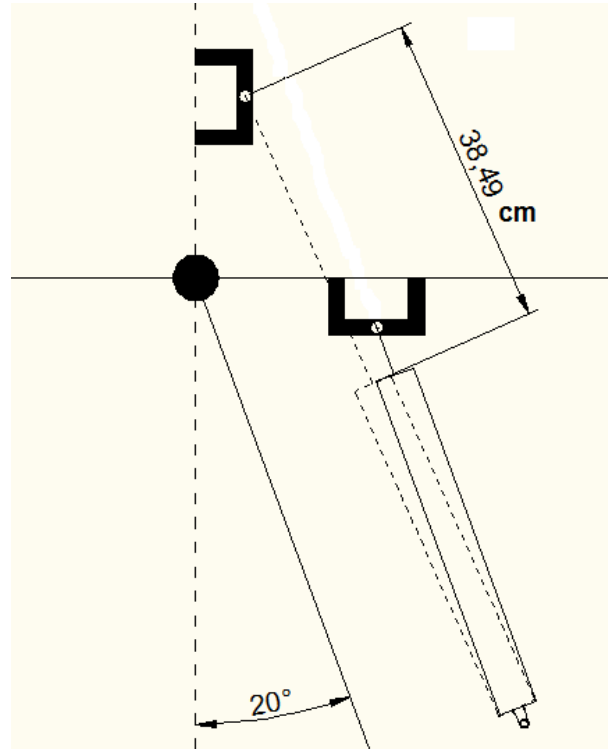
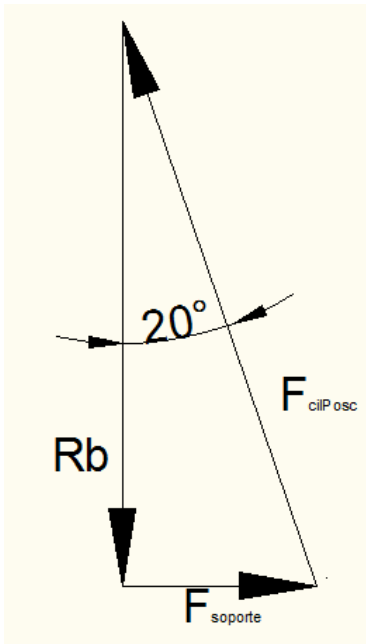
Planteamos sumatoria de momentos en la reacción Rb

$$\Sigma \text{MRB} = 0 \Rightarrow -2 \cdot P_{\text{polea}} \cdot 150 \text{mm} - q_{\text{cilindro}} \cdot 2000 \text{mm} \cdot 250 \text{mm} - R_b \cdot 200 \text{mm} + P_{\text{carrCil}} \cdot 486 \text{mm} \\ + q_{\text{columna}} \cdot 3700 \text{mm} \cdot 350 \text{mm} + P_{\text{carrIny}} \cdot 1950 \text{mm} + 2 \cdot P_{\text{polea}} \cdot 2200 \text{mm}$$

$$R_{b1} := \frac{(-2 \cdot P_{\text{polea}} \cdot 150 \text{mm} - q_{\text{cilindro}} \cdot 2000 \text{mm} \cdot 250 \text{mm} + P_{\text{carrCil}} \cdot 486 \text{mm})}{200 \text{mm}} = -5.042 \cdot \text{kgf}$$

$$R_{b2} := \frac{(q_{\text{columna}} \cdot 3700 \text{mm} \cdot 350 \text{mm} + P_{\text{carrIny}} \cdot 1950 \text{mm} + 2 \cdot P_{\text{polea}} \cdot 2200 \text{mm})}{200 \text{mm}} = 982.915 \cdot \text{kgf}$$

$$R_b := R_{b1} + R_{b2} = 977.873 \cdot \text{kgf}$$



$$F_{cilPosc} := \frac{Rb}{\cos(20)} = 2396.266 \cdot \text{kgf}$$

$$L_{cilPosc} := 400\text{mm}$$

Fuerza necesaria en el cilindro para mover la columna completa.

Carrera requerida.

Cuando el cilindro esté en reposo, la relación de las fuerza generadas, el diámetro y la presión pueden expresarse con las siguientes fórmulas.

$$Fp3 := \mu_1 \cdot Ff3$$

Fuerza de extension generada por el cilindro

$$Fp4 := \mu_2 \cdot Ff4$$

Fuerza de retracción generada por el cilindro

donde:

$$\mu_3 := 0.9$$

Coficiente de la presión de carga de la extensión del cilindro

$$\mu_4 := 0.9$$

Coficiente de la presión de carga de la retracción del cilindro

Ff3: Esfuerzo de extensión teórico

Ff4: Esfuerzo de retracción teórico

14.1 Selección del cilindro

El porcentaje de la carga en el esfuerzo teórico es el factor de carga. De la siguiente tabla obtenomos los valores para la velocidad del embolo.

$$V_{cilPosc} := 100 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Velocidad de avance del cilindro poscionador.

Velocidad del émbolo (mm/s)	Factor de carga máximo
8 a 100	80%
101 a 200	30%
201 a 300	10%

Se determina la fuerza requerida en el cilindro.

$$F_{req_{cilPosc}} := \frac{F_{cilPosc}}{0.8} = 29374.172 \cdot N \quad \text{Fuerza requerida en el cilindro con carga máxima.}$$

Serie CH2E/CH2F/CH2G/CH2H Esfuerzo teórico

	Diámetro (mm)	Tamaño vástago(mm)	Sentido de movimiento	Área efectiva (mm ²)	Presión de trabajo (MPa)					
					1	3.5	5	7	10	14
Vástago serie B	32	18	SALIDA	804	804	2813	4019	5627	8038	11254
			ENTRADA	550	550	1923	2748	3847	5495	7693
	40	22.4	SALIDA	1256	1256	4396	6280	8792	12560	17584
			ENTRADA	862	862	3017	4311	6035	8621	12070
	50	28	SALIDA	1963	1963	6869	9813	13738	19625	27475
			ENTRADA	1347	1347	4715	6735	9429	13471	18859
	63	35.5	SALIDA	3116	3116	10905	15578	21810	31157	43619
			ENTRADA	2126	2126	7442	10632	14885	21264	29769
	80	45	SALIDA	5024	5024	17584	25120	35168	50240	70336
			ENTRADA	3434	3434	12020	17172	24041	34344	48081
	100	56	SALIDA	7850	7850	27475	39250	54950	78500	109900
			ENTRADA	5388	5388	18859	26941	37718	53882	75435

La presión requerida por el cilindro es menor a la que entrega la bomba, lo cual deja un cierto margen para posibles pérdidas de presión en el mando y en las tuberías del circuito hidráulico.

$$D_{cilPosc} := 63mm \quad \text{Diámetro del cilindro.}$$

$$d_{cilPosc} := 35.5mm \quad \text{Diametro del vástago (Vástago tipo B).}$$

$$Ff3 := 43619N \quad \text{Esfuerzo de extensión teórico.}$$

$$Ff4 := 29769N \quad \text{Esfuerzo de retracción teórico.}$$

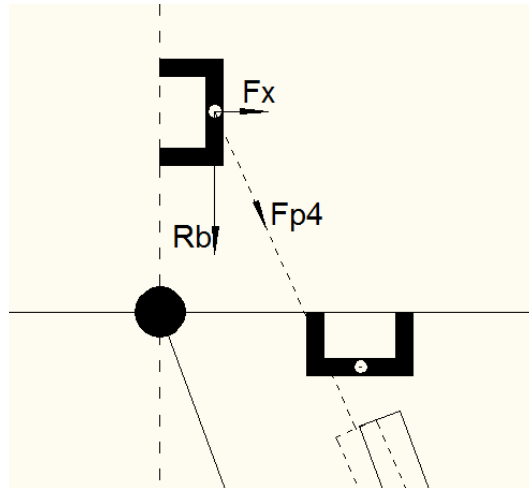
Ahora comprobamos que la fuerza generada por el cilindro seleccionado sea mayor que la fuerza requerida

$$Fp3 := \mu_1 \cdot Ff3 = 39257.1N \quad \text{Fuerza de extensión generada por el cilindro}$$

$$Fp4 := \mu_2 \cdot Ff4 = 26792.1N \quad \text{Fuerza de retracción generada por el cilindro}$$

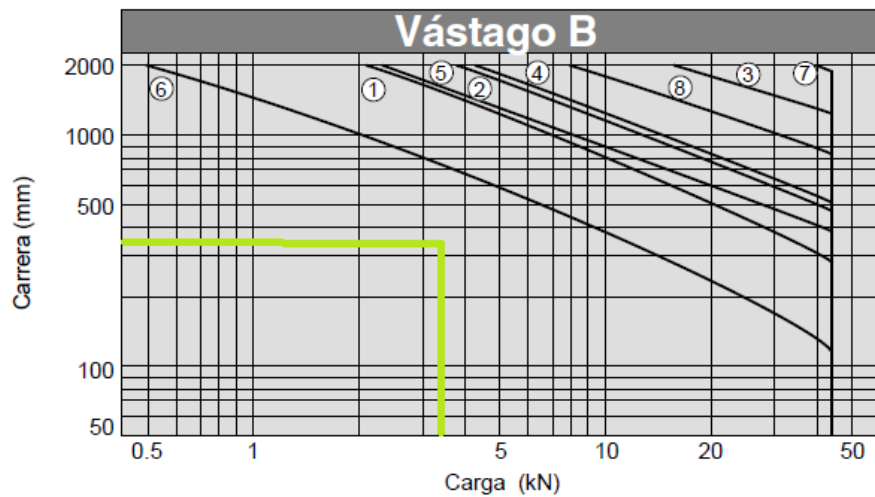
$$Fp3 > Freq_{cilPosc} = 1 \quad \text{Verifica en la extensión del cilindro.}$$

Para la retracción del cilindro solo se necesita una pequeña componente (Fx) de la fuerza generada por el cilindro (Fp4) para comenzar el movimiento, luego descenderá con la acción del cilindro y de su propio peso.



14.2 Selección de la carrera (carrera máxima basada en la resistencia al pandeo)

Diámetro $\varnothing 63$



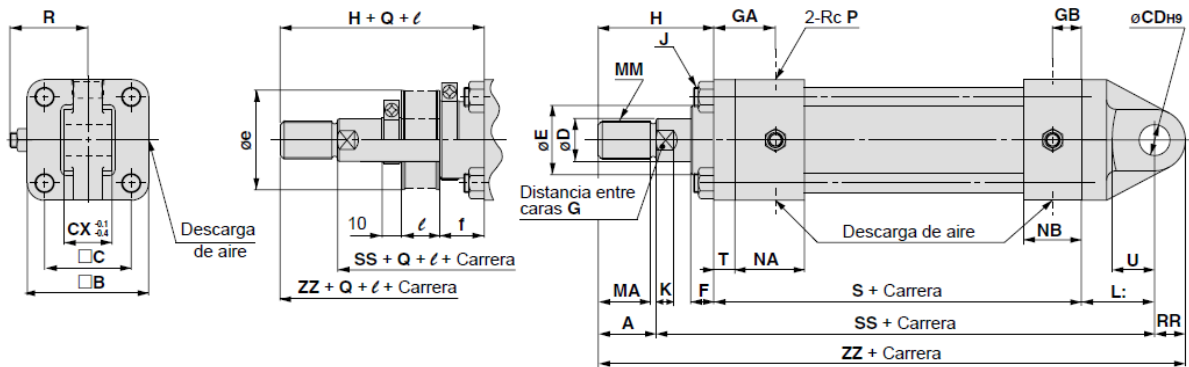
Para la carga requerida de 3 kN y la carra de 400mm podemos utilizar cualquier tipo de sujeción. Por la seleccionamos una pivotante en su extremo inferior.

Símbolo	Posición de montaje
①	

Codiogo de pedido del cilindro: CH2 G CA 63 B 400 N

Dimensiones:

Fijación oscilante macho: CH2ECA, CH2FCA, **CH2GCA**, CH2HCA



Diámetro (mm)	Rango de carrera (mm)																	Con fuelle (mm)							
		B	C	F	GA	GB	J	NA	NB	P	R	S	T	CX	CD	RR	SS	U	L:	e	f	Q	l		
63	25 a 1500	90	63	15	42	19	M12 x 1.5	43	35	1/2	52	163	15	40	31.5	31.5	261	40	63	Vást.B 65	Vást.C 55	15	20	Vást.B 15	Vást.C 20
80	25 a 1800	110	80	17	40	22	M16 x 1.5	44	44	3/4	65	184	18	40	31.5	31.5	291	40	72	80	80	65	17	20	1/4
100	25 a 1800	135	102	19	42	22	M18 x 1.5	44	44	3/4	75	192	20	50	40	40	316	50	84	100	80	19	15	1/4	carrera

Serie de vástago

Diámetro (mm)	Vástago serie B																Vástago serie C				Tolerancia	
	MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ	MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ	Diámetro (mm)	CDH9		
63	M30 x 1.5	45	42	35.5	55	-0.030	13	30	80	337.5	M24 x 1.5	35	32	28	46	11	24	70	327.5	63	+0.062	
80	M39 x 1.5	60	57	45	65	-0.076	15	41	95	382.5	M30 x 1.5	45	42	35.5	55	-0.030	13	30	80	367.5	80	0
100	M48 x 1.5	75	72	56	80	-0.036	16	50	115	431	M39 x 1.5	60	57	45	65	-0.076	15	41	100	416	100	0

Tabla de Pesos

Peso estándar (Carrera 0)											Unidad: kg
Diámetro (mm)	Tipo de montaje	B	LA	FY, FZ	FC, FD	CA	CB	TC	LB	FA, FB	Peso adicional (por 10mm carrera)
		Básico	Escuadra transaxial	Brida rectangular	Brida cuadrada	Fijación oscilante macho	Fijación oscilante hembra	Muñón central	Escuadra	Brida rectangular (7MPa)	
Vástago B 63	CH2E	7.93	11.81	—	10.83	10.67	10.68	9.47	9.55	9.54	0.17
	CH2F	7.69	11.57	—	10.59	10.43	10.44	9.23	9.31	9.30	0.17
	CH2G	8.49	12.37	10.64	11.39	11.23	11.24	10.03	—	—	0.20
	CH2H	8.43	12.31	10.58	11.33	11.17	11.18	9.97	—	—	0.20

$$P_{cilPosc} := 11.23kgf + 0.20kgf \cdot \frac{400mm}{10mm} = 19.23 \cdot kgf$$

Peso del cilindro hidráulico de posicionamiento

14.3 Relación entre la velocidad del émbolo y el volumen del fluido

Extensión del cilindro

$$Q_{1cilPosc} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{cilPosc}^2 \cdot V_{cilPosc} = 18.7035 \cdot \frac{L}{min}$$

Caudal requerido para la extensión del cilindro con carga.

Este cilindro no tiene simultaneidad con ningún otro accionamiento por lo cual el caudal verifica con el entregado por la bomba.

Velocidad del fluido en tubo de goma de 1/2"(circuito de extensión). Esta no debe superar en ningún caso los valores de la siguiente tabla.

Velocidad de flujo del fluido	
Tubo de goma	5m/s
Tubos de acero	4.5m/s

$$d_{int_{extensión}} := \frac{1}{2} \cdot in$$

Diametro de tubo de goma. Circuito de extensión

$$V_{1extensión} := \frac{Q_{1cilPosc}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{int_{extensión}}^2} = 2.461 \frac{m}{s}$$

Velocidad del fluido en tubo de goma de 1/2". Extensión del cilindro.

Con la conexión de media pulgada nos verifica la velocidad en el tubo de goma.

Retracción del cilindro

$$Q_{2cilPosc} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{cilPosc}^2 - d_{cilPosc}^2) \cdot V_{cilPosc} = 12.7647 \cdot \frac{L}{min}$$

Caudal requerido para la retracción del cilindro.

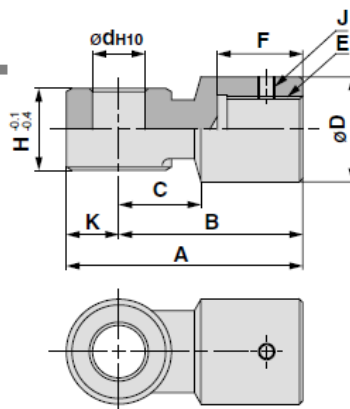
Velocidad del fluido en tubo de goma de 1/2" (circuito de retracción).

$$V_{1retracción} := \frac{Q_{2cilPosc}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{int_{extensión}}^2} = 1.679 \frac{m}{s}$$

Velocidad del fluido en tubo de goma de 1/2". Retacción del cilindro.

Accesorios (opcional)

Horquilla macho
Material: hierro fundido



Aceites hidráulicos compatibles

Fluido hidráulico	Compatibilidad
Aceite hidráulico mineral estándar	Compatible
Aceites hidráulicos W/O	Compatible
Aceites hidráulicos O/W	Compatible
Aceites hidráulicos Agua/Glicol	*
Aceites hidráulicos de fosfato	No compatible

Vástago	Ref.	Diámetro (mm)											
			A	B	C	D	d	E	F	H	J	K	
Serie B	IH2-03B	32	76	60	25	32	16 ^{+0.07/0}	M16 x 1.5	26	25	M5	16	
	IH2-04B	40	76	60	25	32	16 ^{+0.07/0}	M20 x 1.5	31	25	M5	16	
	IH2-05B	50	90	70	30	40	20 ^{+0.084/0}	M24 x 1.5	36	31.5	M5	20	
	IH2-06B	63	145	115	45	60	31.5 ^{+0.1/0}	M30 x 1.5	50	40	M6	30	
	IH2-08B	80	145	115	45	60	31.5 ^{+0.1/0}	M39 x 1.5	61	40	M6	30	
	IH2-10B	100	185	145	57	79	40 ^{+0.1/0}	M48 x 1.5	76	50	M8	40	

14.4 Cálculo del soporte del cilindro posicionador

$$F_{p3} = 4003.11 \cdot \text{kgf}$$

$$E_{a_{\text{cilA}}} := \frac{\frac{F_{p3}}{2}}{31.5\text{mm} \cdot 1200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 5.295 \cdot \text{mm}$$

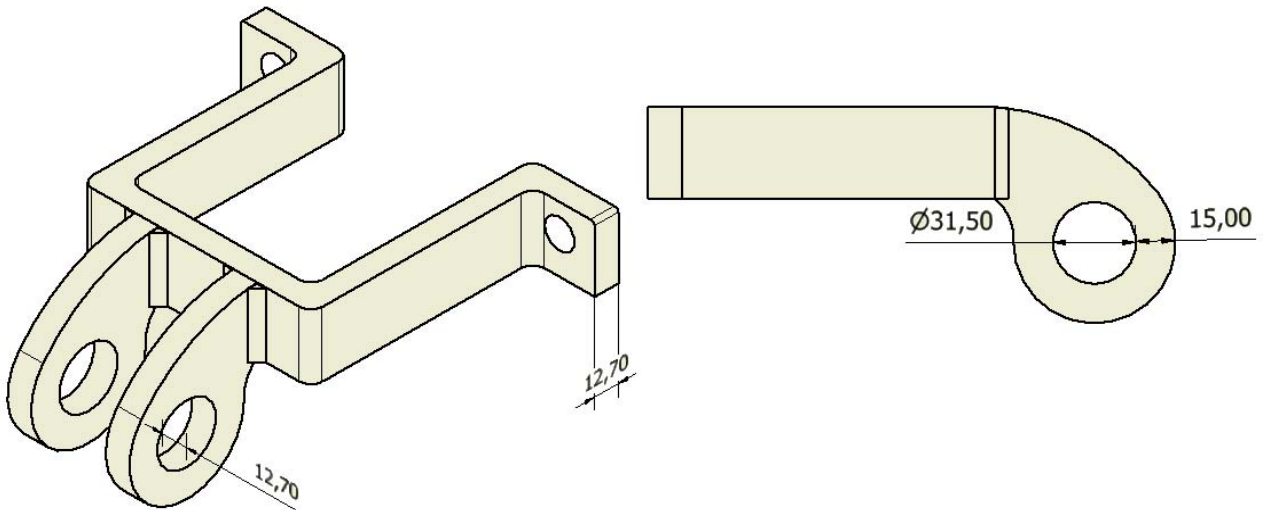
Espesor debido al aplastamiento del eje

$$E_{c_{\text{cilA}}} := \frac{\frac{F_{p3}}{2}}{15\text{mm} \cdot 1200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 11.12 \cdot \text{mm}$$

Sección sometida al corte

$$E_{\text{cilAI}} := \frac{1\text{in}}{2} = 12.7 \cdot \text{mm}$$

Adoptamos para el cálculo un espeso de 1/12"



15. Bomba hidráulica

Teniendo en cuenta la presión de trabajo del sistema hidráulico y sumando los consumos simultaneos, seleccionamos una bomba a engranajes.

Del catalogo de bombas a engranajes de VERION, seleccionamos una bomba NPH-51.

$$Q_{hidlodo} = 81490 \cdot \frac{cm^3}{min}$$

Caudal del motor de la bomba de lodo.

$$Q_{hidcab} = 62832 \cdot \frac{cm^3}{min}$$

Caudal del motor del cabezal.

$$Q_{1carga_{ext}} = 461.911 \cdot \frac{cm^3}{min}$$

Caudal del cilindro del cabezal en extensión con carga.

$$Q_{bhid} := Q_{hidlodo} + Q_{hidcab} + Q_{1carga_{ext}} = 144783.911 \cdot \frac{cm^3}{min}$$

Caudal máximo simultaneo.

$$Cil_{bhid} := \frac{Q_{bhid}}{1800rpm} = 80.436 \cdot \frac{cm^3}{rev}$$

Cilindrada necesaria de la bomba.

$$P_{hidcab} = 160 \cdot bar$$

Presión de trabajo

$$HP_{bhid} := Q_{bhid} \cdot P_{hidcab} = 38.609 \cdot kW$$

Potencia de la bomba.

$$P_{e_{bhid}} := 21.6kgf$$

Peso de la bomba hidráulica.

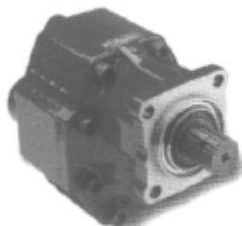


BOMBAS

Bombas a engranajes
para aplicaciones móviles

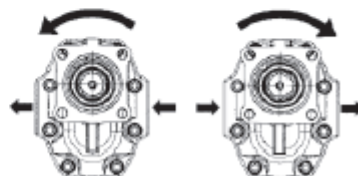


ITALIA
ISO 9001



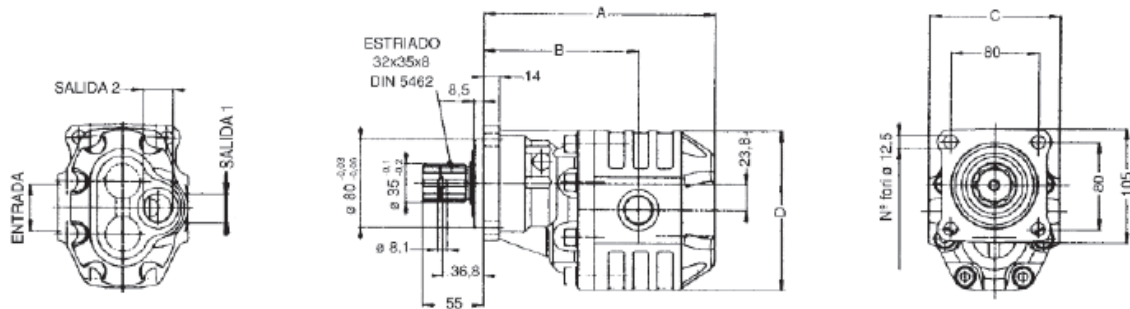
- Fluido hidráulico _____ aceite mineral según norma ISO/DIN
- Temperatura del aceite _ -15° ÷ 80°C
- Viscosidad del aceite ___ de 12 a 100 cSt max. 750 cSt
- Grado de filtración _____ < 200 bar: 10 micron
- _____ > 200 bar: 25 micron
- Presión de entrada ____ 0,7 a 3 bar (absolutos)
- Sentido de rotación ____ unidireccional (derecha o izquierda)

Sentido de rotación:



rotación izquierda

rotación derecha



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS																	
TIPO BOMBA	CILIN-DRADA cm³/rev.	PRESIÓN			ROTACIÓN MÁXIMA CONTÍNUA	ROTACIÓN MÁXIMA INTERMITENTE	ROTACIÓN MÍNIMA	ROTACIÓN		ENTRADA GAS	SALIDA 1 lateral	SALIDA 2 posterior	A	B	C	D	PESO kg
		P1	P2	P3				DERECHA	IZQUIERDA								
		bar			RPM					mm							
NPH-17	17,04	290	315	325	2500	3000	300	105.011.10173	105.011.10182	1/2"G	1/2"G	1/2"G	168,5	119,5	119	146	11
NPH-22	22,15	285	310	320				105.011.10226	105.011.10235				172	123			11,5
NPH-27	26,18	280	300	315				105.011.10271	105.011.10280				174,5	124			12
NPH-34	33,88	280	300	310	2200	2800		105.011.10342	105.011.10351	3/4"G	3/4"G	179,5	125	13			
NPH-43	43,12	270	290	300	2000	2500		105.011.10431	105.011.10441			185,5	130	13,5			
NPH-51	50,82	240	260	280	1500	2500		105.011.10511	105.011.10520	1"G	3/4"G	3/4"G	190,5	130,5			14
NPGH-63	63,70	290	315	325			105.012.10636	105.012.10645	201,5				136,5	19			
NPGH-73	74,87	280	300	315			105.012.10734	105.012.10743	205,5				140,5	21			
NPGH-84	85,96	260	280	290	1800	2700	105.012.10841	105.012.10850				209,5	141			21,5	
NPGH-100	102,60	250	270	280	1500	2500	105.012.11000	105.012.11019	1-1/4"G	1"G	1"G	215,5	144,5	150	155	22	
NPGH-116	119,24	240	260	270			105.012.11162	105.012.11171	221,5			150,5	22,5				
NPGH-133	135,88	220	250	260			105.012.11331	105.012.11340	227,5			153,5	23,5				
NPGH-150	149,75	180	210	220			105.012.11500	105.012.11519	1-1/2"G			232,5	158,5			24	

P1= Presión máxima continúa (100%)

P2= Presión máxima intermitente (120-180 seg. max.)

P3= Presión máxima de pico (15 seg. max)

15.1 Cálculo del depósito de aceite del sistema hidráulico

De acuerdo al caudal máximo de operación, deberá existir un depósito con aproximadamente 3 veces el volumen del mismo.

$$Q_{bhid} = 144.784 \cdot \frac{L}{min}$$

Caudal máximo simultaneo en litros/minuto.

$$V_{dep} := 3(min) \cdot Q_{bhid} = 434.352 L$$

Volumen del depósito.

$$V_{a_{dep}} := 410L$$

Adoptamos un volumen de 410 litros ya que el aceite se comercializa en tambores de 205 litros.

Proponemos las siguientes dimensiones del depósito:

$$A_{dep} := 400mm$$

Ancho del depósito.

$$H_{dep} := 750mm$$

Alto del depósito.

$$L_{dep} := 1400mm$$

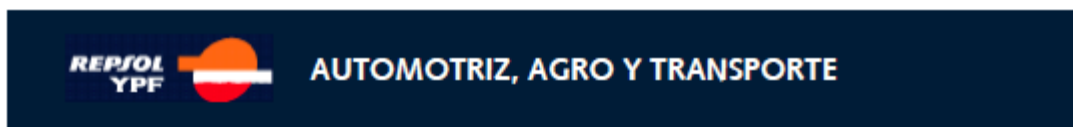
Largo del depósito.

$$V_{t_{dep}} := A_{dep} \cdot H_{dep} \cdot L_{dep} = 420 L$$

Volumen total.

15.2 Selección del aceite del sistema hidráulico

Seleccionamos un aceite de la línea Hidráulico BP grado ISO 46 de YPF con las siguientes características.



HIDRAULICO BP



: DESCRIPCION DEL PRODUCTO

Aceites elaborados a partir de bases altamente refinadas y aditivos antioxidantes, antiherrumbre y antidesgaste.

Los grados ISO 150, ISO 220 e ISO 320 están formulados con aditivos libres de cinc.

: APLICACION

Recomendado para todo tipo de sistemas hidráulicos, especialmente aquellos cuyo diseño incluye bombas a paletas, en donde se requiere un aceite con alta capacidad antidesgaste.

: ATRIBUTOS

_Excelente demulsibilidad.

_Propiedad anticorrosiva.

_Muy buen control contra la herrumbre.

_Controla eficazmente la espuma.

_Efectiva protección contra el desgaste.

_Bajo punto de escurrimiento, especialmente en los grados ISO 32, ISO 46 e ISO 68.

_Excelente desempeño en el ensayo de oxidación ASTM D-943.

: NIVELES Y ESPECIFICACIONES

Estos aceites cumplen con las especificaciones de los principales fabricantes de bombas y equipos hidráulicos:

VICKERS M-2950-S / Bomba 35 VQ 25A, desde el grado ISO 22 al ISO 100 inclusive.

DENISON HF-0 y HF-2, desde el grado ISO 22 al grado ISO 100 inclusive.

CINCINNATI MACHINE P-68, P-70 y P-69 para los grados ISO 32, ISO 46 e ISO 68 respectivamente.

AGMA 9005-D94 tipo R&O para engranajes cerrados, desde el grado ISO 32 al ISO 320 inclusive.

: ANALISIS TIPICOS

: ENSAYOS	: UNIDAD	: METODO ASTM	: PRODUCTOS									
			22	32	37	46	68	100	150	220	320	
Grado ISO	----	----	22	32	(*)	46	68	100	150	220	320	
Viscosidad a 40 °C	cSt	D-445	22,0	31,5	37,5	44,0	66,0	102	148	218	321	
Indice de Viscosidad	----	D-2270	95	95	95	95	95	95	95	95	95	
Punto de Inflamación	°C	D-92	180	205	210	210	215	220	230	240	250	
Punto de Escurrimiento	°C	D-97	-15	-27	-12	-24	-24	-9	-9	-9	-9	
Corrosión s/Cu (3h a 100 °C)	----	D-130	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	
Herrumbre	----	D-665-B	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	
Número de Acido	mg KOH/g	D-974	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	
EnsayoFZG	Etapas	(1)	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
Emulsión a 54,4 °C	min	D-1401	30	30	30	30	30	---	---	---	---	
Emulsión a 82,2 °C	min	D-1401	---	---	---	---	---	30	30	30	30	

→ Los datos precedentes de Análisis Típicos no conforman una especificación, los mismos son representativos de valores estadísticos de producción. (*) No corresponde a grados definido por el sistema ISO. Es de color rojo.
 (1) DIN 51354

: ENVASES

_La línea Hidráulico BP se comercializa en envases de 20 y 205 litros. Además, el BP 68 en 1.000 litros, el BP 37 a granel y el BP 320 solo en tambores y a granel.

9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS	
Aspecto: Líquido aceitoso.	pH: NP
Color: 2.5 máx. (ASTM D-1500)	Olor: Lubricante.
Intervalo de ebullición:	Punto congelación: -24°C máx. (ASTM D-97)
Punto de inflamación/Inflamabilidad: 210°C mín. (ASTM D-92)	Punto de combustión: 230°C mín. (ASTM D-92)
Propiedades explosivas: NP	Propiedades comburentes: NP
Presión de vapor: <0.1 mm Hg a 25 °C	Densidad: 0.8708g/cm ³ típico a 15°C (ASTM D-4052)
Hidrosolubilidad: Insoluble	Coef. reparto (n-octanol/agua):
	Solubilidad: En disolventes orgánicos.
Otros datos relevantes: Viscosidad a 40°C: 46cSt típico (ASTM D-445) Grado ISO: 46	

15.3 Cálculo del peso del depósito

$$\text{Densidad}_{BP46} := \frac{0.8708 \text{ kgf}}{1000 \text{ cm}^3}$$

Densidad del aceite.

$$P_{\text{deaceite}} := V_{\text{dep}} \cdot \text{Densidad}_{BP46} = 357.028 \cdot \text{kgf}$$

Peso del depósito de aceite hidráulico.

16. Motor diesel

El motor diesel será la fuente de energía de la máquina y deberá mover tanto el sistema hidráulico como el mecánico de la bomba de lodo. Para preseleccionar un motor, sumamos las potencias requeridas.

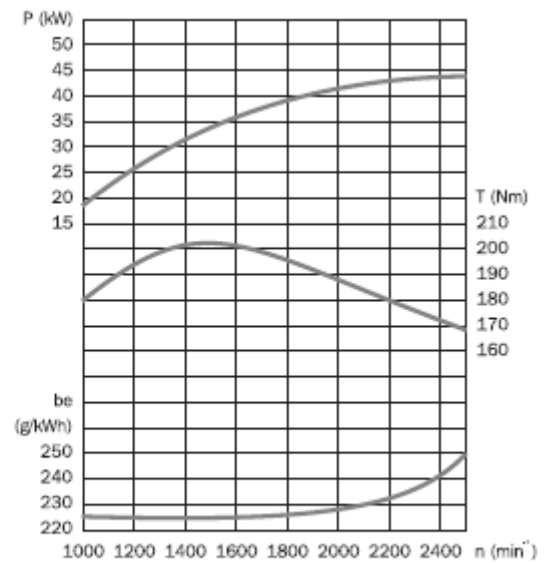
$HP_{\text{motdiesel}} := HP_{\text{bhid}} = 38.609 \cdot kW$

Potencia máxima necesaria.

Del catálogo de motores Deutz Serie 913, seleccionamos un motor F3L 913 con las siguientes características.

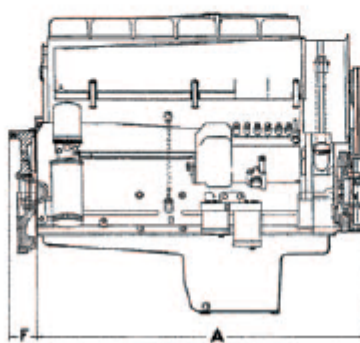
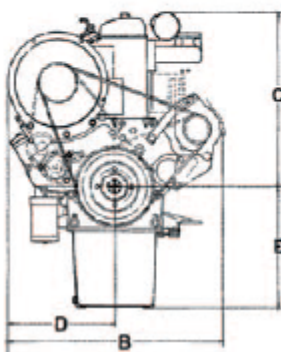
F3L 913
3 CILINDROS
Potencia intermitente máx.:
 41 kW / 56 CV a 2500 rpm
Aplicaciones: Tractores, grupos electrógenos, compresores, autoelevadores, máquinas viales, equipos de minería, motosoldadoras.





➔ **F3L 913**

	Aplicación vehicular ISO 1585	Aplicación industrial ISO 3046 / 2288
Presión Atmosférica	99 KPa (990 mbar)	99 KPa (990 mbar)
Temperatura Ambiente	298° K (25°C)	300° K (27°C)



MOTOR	A	B	C	D	E	F
F3L913 mm	595	634	528	334	270	87
F4L913 mm	725	686	505	336	247	87
F6L913 mm	999	697	585	342	371	87

Modelo	F3L 913	
Nro. de Cilindros		3
Diámetro / Carrera	mm	102 / 125
Cilindrada	l	3,064
Alimentación		Aspiración normal
Relación de Compresión		17,5 : 1
Régimen nominal máximo	rpm	2500
Rangos de Potencias		
Potencia intermitente para aplicación industrial	①	
Régimen	kW / CV rpm	41 / 56 2500
Potencia continua para aplicación industrial	①	
Régimen	kW / CV rpm	37 / 50 2300
Potencia intermitente para equipos de Bombeo	②	
Régimen	kW / CV rpm	-- --
Potencia para Grupos Electrógenos	③	
* Al régimen 1500 rpm		
Pot. Continua, ICN (COP)	kW / CV	28,5 / 39
Pot. Prime, ICN (PRP)	kW / CV	29,5 / 40
Pot. Stand-by, IFN (LTP)	kW / CV	30 / 41
* Al régimen 1800 rpm		
Pot. Continua, ICN (COP)	kW / CV	34 / 46
Pot. Prime, ICN (PRP)	kW / CV	35 / 47,5
Pot. Stand-by, IFN (LTP)	kW / CV	36 / 49
Potencia máxima Vehicular	④	
Régimen	kW / CV rpm	-- --
Par Motor máximo	Nm	187
Régimen	rpm	1600
Consumo específico de combustible	⑤	g/kWh g/CVh
		228 168
Peso Motor	⑥	kg
		275

$P_{\text{motdiesel}} := 275\text{kgf}$

Peso del motor diesel.

16.1 Cálculo del depósito de combustible del motor diesel

De acuerdo al consumo específico de combustible del motor diesel, calculamos el volumen del depósito necesario para 16 horas de trabajo a máxima potencia.

$$CE_{\text{mdiesel}} := \frac{228}{1000} \frac{\text{kgf}}{\text{kW} \cdot \text{hr}} \quad \text{Consumo específico de combustible.}$$

$$CT_{\text{mdiesel}} := CE_{\text{mdiesel}} \cdot HP_{\text{motdiesel}} \cdot 16\text{hr} = 140.846 \cdot \text{kgf} \quad \text{Consumo total de combustible.}$$

$$D_{\text{diesel}} := \frac{0.832}{1000} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3} \quad \text{Densidad del diesel.}$$

$$Vn_{\text{diesel}} := \frac{CT_{\text{mdiesel}}}{D_{\text{diesel}}} = 169.286 \text{ L} \quad \text{Volumen necesario de diesel.}$$

Proponemos las siguientes dimensiones del depósito:

$$A_{\text{diesel}} := 400\text{mm} \quad \text{Ancho del depósito.}$$

$$H_{\text{diesel}} := 710\text{mm} \quad \text{Alto del depósito.}$$

$$L_{\text{diesel}} := 600\text{mm} \quad \text{Largo del depósito.}$$

$$Vt_{\text{diesel}} := A_{\text{diesel}} \cdot H_{\text{diesel}} \cdot L_{\text{diesel}} = 170.4 \text{ L} \quad \text{Volumen total.}$$

16.2 Selección del acople para el árbol del motor diesel

Colocaremos un acoplamiento elástico de la empresa Gummi. Para su selección necesitamos conocer el momento torsor a la salida del motor y multiplicarlo por un coeficiente de seguridad según el tipo de servicio y el tipo de motor.

$$Fs_{\text{acopmd}} := 1 + 1 = 2 \quad \text{Factor de servicio.}$$

Motores a explosión:			
Para motores con cuatro o más cilindros, adicionar 1.0 al factor de servicio seleccionado, para motores con menos cilindros, consultar.			
FACTORES DE SERVICIO (Aplicaciones generales)		Tabla II	
AGITADORES		ELEVADORES	
Líquidos	1.00	Montacargas.	1.75
Líquidos c/sólidos en suspensión.	1.25	Carga de pasajeros. (Consultar fábrica)	
Líquidos con densidad variable.	1.25	EXTRUSORAS	
BOMBAS		Material de:	
Centrifugas:		Densidad constante.	1.50
Normales.	1.00	Densidad variable.	2.50
Alta densidad y sobrecarga.	1.25	SOPLADORES	
Rotativas, a engranajes, paletas o lóbulos.	1.50	Centrifugos.	1.00
A pistón:		Metálicos.	1.25
De 3 o más cilindros.	2.00	Lóbulos.	1.50
De 2 o un cilindro.	2.50	VENTILADORES	
De doble efecto.	2.50	Centrifugos.	1.00
		Tiraje reforzado.	1.50
		Tiraje inducido.	2.00
		Torre de enfriamiento.	2.50
		IMPRESORA	
		Rotativa.	1.00
		Prensa.	1.50
		MAQUINAS HERRAMIENTAS	
		Cepillo.	1.50
		Calandras.	2.00
		Prensa de estampado.	2.00
		Roscadora.	2.50
		MEZCLADORAS	
		De tambor.	1.50
		De concreto.	1.75
		MOLINOS	
		A martillos.	2.00
		A bolas.	2.25
		HORNOS	
		De cemento, rotativos o secadores.	2.00

$$HP_{acopmd} := F_{s_{acopmd}} \cdot HP_{motdiesel} = 103.551 \cdot hp$$

Potencia nominal del acoplamiento.

Tabla I - Temp. máx. en el acople 80°C

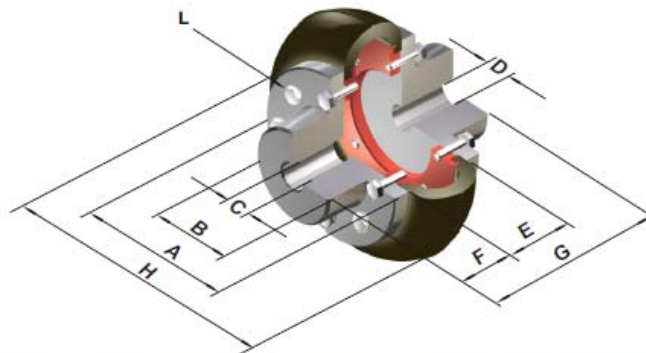
MODELO	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
RPM	20	25	30	35	45	50	60	70	80	90	95	105	120	140
1500	8.0	12.0	17.5	23.8	42.5	90.0	132.5	250.0	328.8	451.3	505.0	663.8	1048.8	1805.0
1600	8.5	12.5	18.8	25.0	45.0	96.3	141.3	266.3	351.3	481.3	537.5	707.5	1118.8	1926.3
1700	9.0	13.8	20.0	27.5	48.8	102.5	150.0	282.5	373.8	511.3	571.3	752.5	1188.8	2046.3
1750	9.3	13.8	20.0	27.5	50.0	105.0	155.0	291.3	383.8	526.3	588.8	775.0		
1800	9.5	13.8	21.3	28.8	51.3	108.8	158.8	300.0	395.0	541.3	605.0	796.3		
2000	10.6	16.3	22.5	31.3	56.3	120.0	177.5	332.5	438.8	601.3	672.5	885.0		
2250	12.0	17.5	26.3	36.3	63.8	135.0	198.8	375.0	493.8	677.5	756.3	996.3		
2500	13.8	20.0	28.8	40.0	71.3	150.0	221.3	416.3	548.8	752.5	841.3	1106.3		

Seleccionamos un acoplamiento Gummi modelo A-50.

Modelo convencional

Con 2 cubos normales (fig. 1)





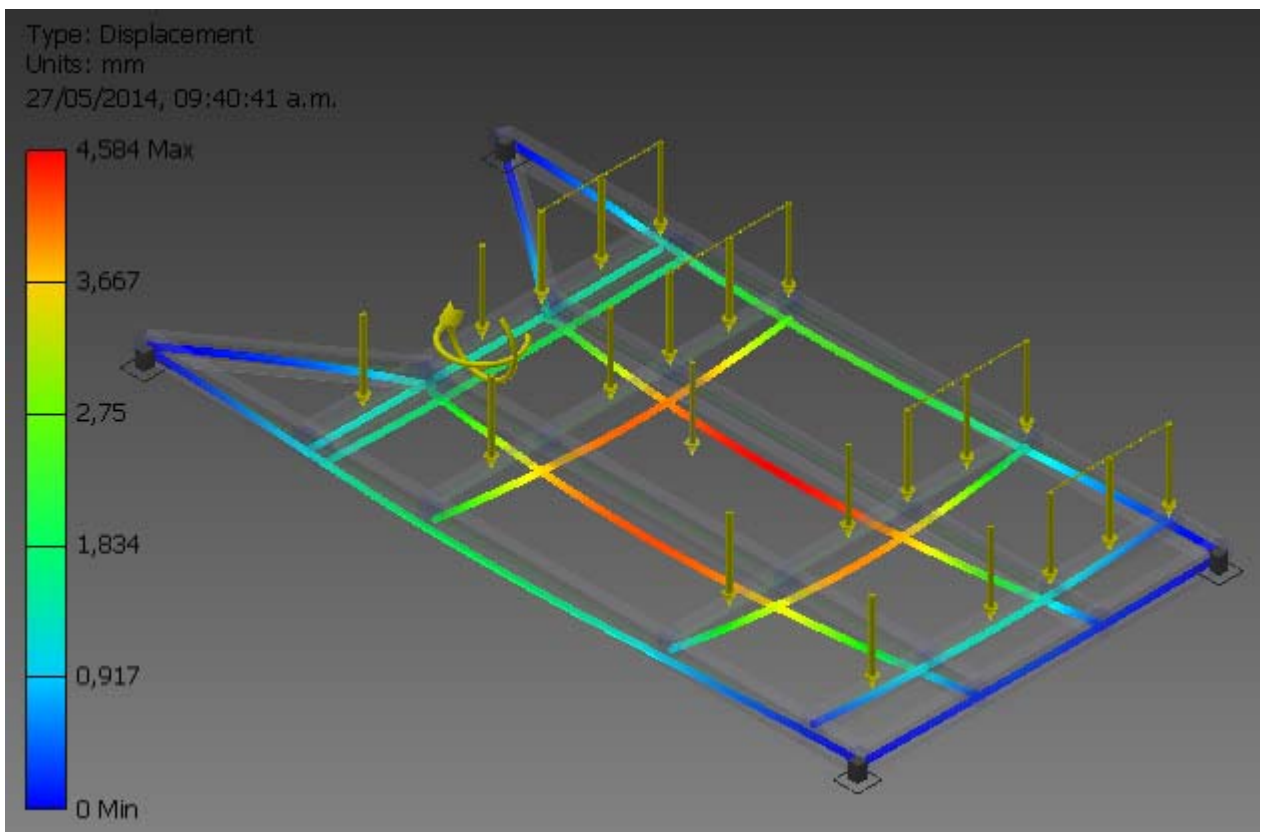
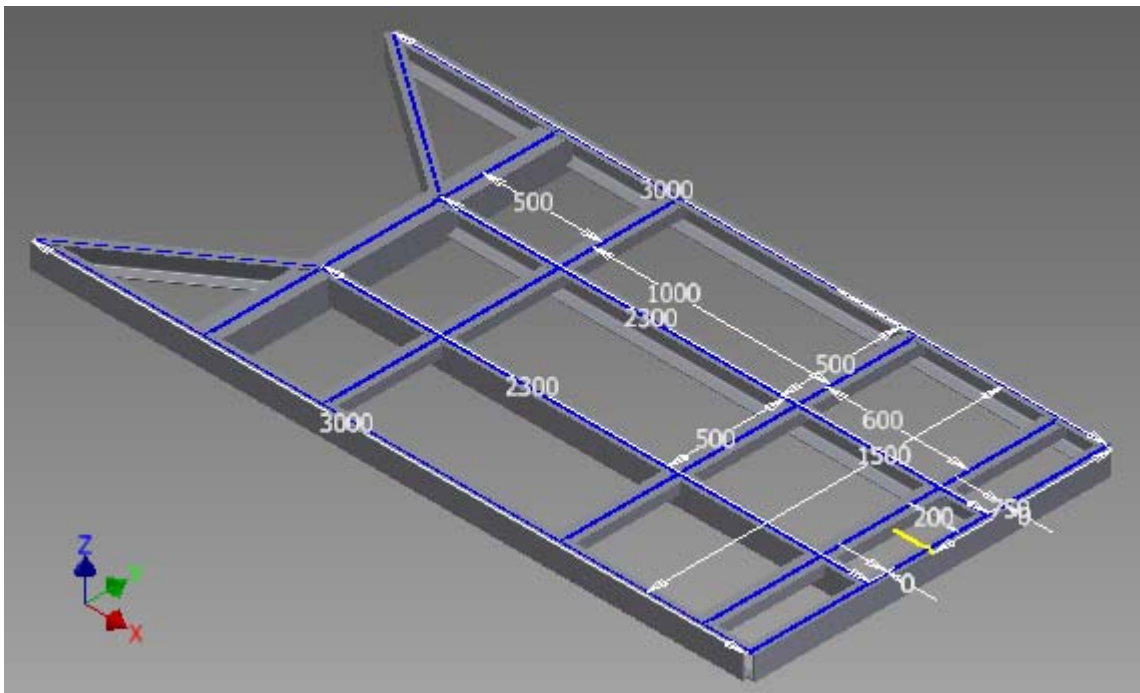
- A - Ø Brida Cubo
- B - Ø Cuello Cubo
- C - Ø Máx. aleasaje
- D - Ø Agujero piloto
- E - Ancho centro
- F - Ancho cubo
- G - Long. total
- H - Ø Centro
- L - Tipo tornillo

Tabla III

CUBO NORMAL														BULONES	
MODELO	Torq. Nom. Kpm	Torsión (°)	Peso (Kg.)	(1) Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	Nr.	L- Cab. hex.	
A-45	20	3°	5.00	0.0382	127	70	40	15	50	45	140	167	20	7/16 x 1	
A-50	42	6°	5.32	0.0402	127	70	46	15	50	45	140	167	20	7/16 x 1	
A-60	62	5°	12.50	0.1065	169	100	55	25	65	60	185	224	24	3/8 x 1 1/4	
A-70	117	9°	13.30	0.1593	169	100	65	25	65	60	185	224	24	3/8 x 1 1/4	

17. Chasis

El chasis de la plataforma estará formado por dos perfiles normales U en forma longitudinal con separadores rigidizadores sobre los que se fijarán los distintos elementos. Sobre el lado derecho, las principales cargas a soportar serán, el peso del motor diesel, el peso de la bomba hidráulica, la bomba de lodo y su motor hidráulico, además del tablero de operaciones con sus respectivas válvulas hidráulicas. Sobre el centro de la plataforma se ubicará en la parte anterior el depósito de aceite del sistema hidráulico y el de combustible, en la parte posterior los soportes de la columna. Finalmente, sobre el lado izquierdo, la carga será debida a los tubing, ubicados en un soporte especial para ser transportados con seguridad.



17.1 Soporte de barras

Las barras se colocarán en un soporte para transportarlas, sobre el costado derecho de la plataforma. Calculamos su peso, ya que será considerado como una carga distribuida sobre la estructura.

$$L_{\text{tub}} = 3 \text{ m} \quad \text{Largo de las barras.}$$

$$L_{\text{perf}} = 80 \text{ m} \quad \text{Longitud a perforar.}$$

$$P_{\text{tub}} = 41.073 \cdot \text{kgf} \quad \text{Peso de cada barra.}$$

$$N_{\text{barras}} := 26 \quad \text{Cantidad de barras.}$$

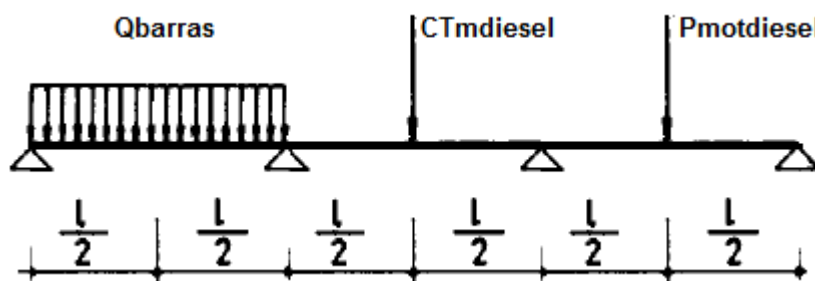
$$P_{\text{ebarra}} := P_{\text{tub}} \cdot N_{\text{barras}} = 1067.906 \cdot \text{kgf} \quad \text{Peso de las barras.}$$

$$Q_{\text{barras}} := \frac{P_{\text{ebarra}}}{L_{\text{tub}}} = 355.969 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \quad \text{Peso unitario de las barras.}$$

Para simplificar el calculo y teniendo en cuenta que la estructura de la plataforma es un sistema hiperestático, consideramos las cargas entre apoyos individualmente y luego sumamos las reacciones totales.

17.2 Vigas transversales

17.2.1 Viga 1



$$L_{\text{vigaT}} := 1.5 \text{ m} \quad \text{Longitud de la viga.}$$

$$L_{\text{apoyo}} := 0.5 \text{ m} \quad \text{Longitud entre apoyos.}$$

$$Q_{\text{barras}_{v1}} := Q_{\text{barras}} \cdot 500 \text{ mm} = 177.984 \cdot \text{kgf} \quad \text{Peso de las barras en la viga.}$$

$$M1_{\text{viga1}} := Q_{\text{barras}_{v1}} \cdot \frac{L_{\text{apoyo}}}{2} = 44.496 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m} \quad \text{Momento flector en el tramo 1 de la viga.}$$

$$R1_{\text{viga1}} := \frac{Q_{\text{barras}_{v1}}}{2} = 88.992 \cdot \text{kgf} \quad \text{Reacciones en el tramo 1 de la viga.}$$

$$M2_{\text{viga1}} := CT_{\text{mdiesel}} \cdot \frac{\text{Lapoyo}}{2} = 35.211 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 2 de la viga.

$$R2_{\text{viga1}} := \frac{CT_{\text{mdiesel}}}{2} = 70.423 \cdot \text{kgf}$$

Reacciones en el tramo 1 de la viga.

$$M3_{\text{viga1}} := \frac{P_{\text{motdiesel}}}{2} \cdot \frac{\text{Lapoyo}}{2} = 34.375 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 3 de la viga.

$$R3_{\text{viga1}} := \frac{P_{\text{motdiesel}}}{4} = 68.75 \cdot \text{kgf}$$

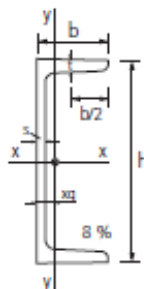
Reacciones en el tramo 1 de la viga.

Vemos que el momento flector máximo se da en el tramo 1 de la viga, por lo que seleccionamos un perfil normal para que resista dicho momento. Proponemos un UPN 80 flexionado en su eje Y.

Perfil normal U



Denom. U.P.N.	Dimensiones					Sección F	Peso g	Valores estáticos					
	h	b	s	t	xg			Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy = ii
	mm	mm	mm	mm	cm			cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
80	80	45	6,0	8,0	1,45	11,0	8,6	106	19,4	26,5	6,3	3,10	1,33
100	100	50	6,0	8,5	1,55	13,5	10,6	206	29,3	41,2	8,5	3,91	1,47
120	120	55	7,0	9,0	1,60	17,0	13,3	364	43,2	60,7	11,1	4,63	1,59



$$W_{\text{UPN80}} := 6.3 \text{cm}^3$$

Módulo resistente UPN80

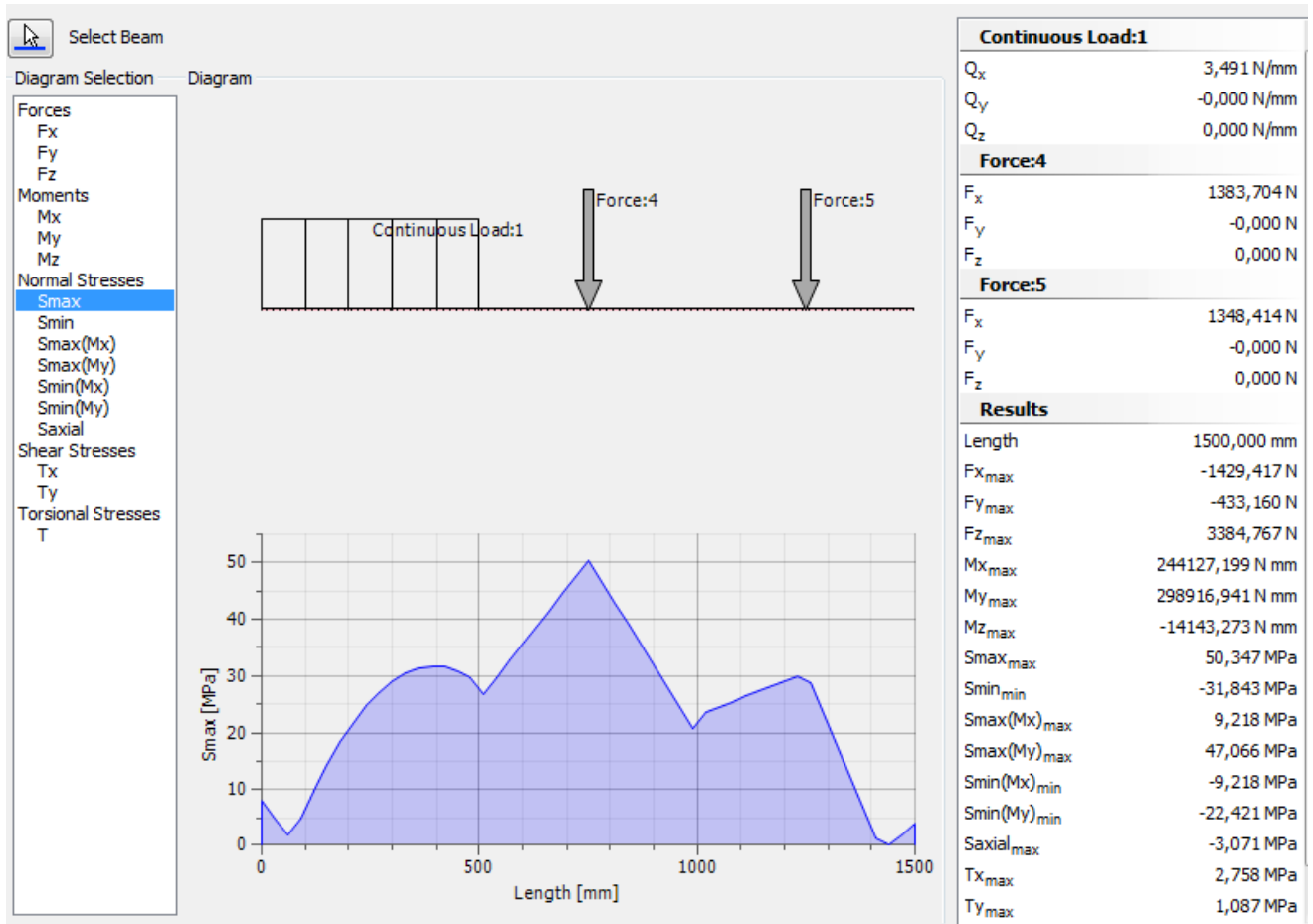
$$\sigma_{\text{viga1}} := \frac{M1_{\text{viga1}}}{W_{\text{UPN80}}} = 706.287 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de trabajo.

$$\frac{Q_{barras_{v1}}}{0.5m} = 3.491 \cdot \frac{N}{mm}$$

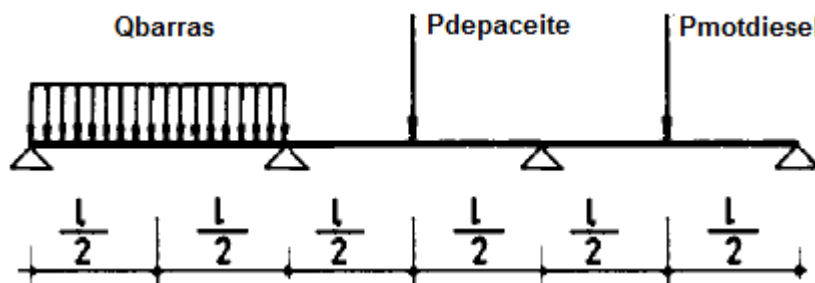
$$CT_{mdiesel} = 1381.225 N$$

$$\frac{P_{mottdiesel}}{2} = 1348.414 N$$



A través del diagrama de esfuerzos obtenido por Autodesk Inventor, vemos que las tensiones máximas son un poco menores que las calculadas, ya que al ser el sistema hiperestático, los esfuerzos se distribuyen en toda la estructura.

17.2.2 Viga 2



$$L_{apoyo} = 0.5 m$$

Longitud entre apoyos.

$$Q_{barras_{v2}} := Q_{barras} \cdot 800mm = 284.775 \cdot kgf$$

Peso de las barras en la viga.

$$M1_{\text{viga2}} := Q_{\text{barras}_{v2}} \cdot \frac{\text{Lapoyo}}{2} = 71.194 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 1 de la viga.

$$R1_{\text{viga2}} := \frac{Q_{\text{barras}_{v2}}}{2} = 142.388 \cdot \text{kgf}$$

Reacciones en el tramo 1 de la viga.

$$M2_{\text{viga2}} := \frac{P_{\text{depaceite}}}{2} \cdot \frac{\text{Lapoyo}}{2} = 44.628 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 2 de la viga.

$$R2_{\text{viga2}} := \frac{P_{\text{depaceite}}}{2} = 178.514 \cdot \text{kgf}$$

Reacciones en el tramo 1 de la viga.

$$M3_{\text{viga2}} := \frac{P_{\text{motdiesel}}}{2} \cdot \frac{\text{Lapoyo}}{2} = 34.375 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 3 de la viga.

$$R3_{\text{viga2}} := \frac{P_{\text{motdiesel}}}{4} = 68.75 \cdot \text{kgf}$$

Reacciones en el tramo 1 de la viga.

Vemos que el momento flector máximo se da en el tramo 1 de la viga, por lo que seleccionamos un perfil normal para que resista dicho momento. Proponemos un UPN 80 flexionado en su eje Y.

$$W_{\text{UPN80}} = 6.3 \cdot \text{cm}^3$$

Módulo resistente UPN80

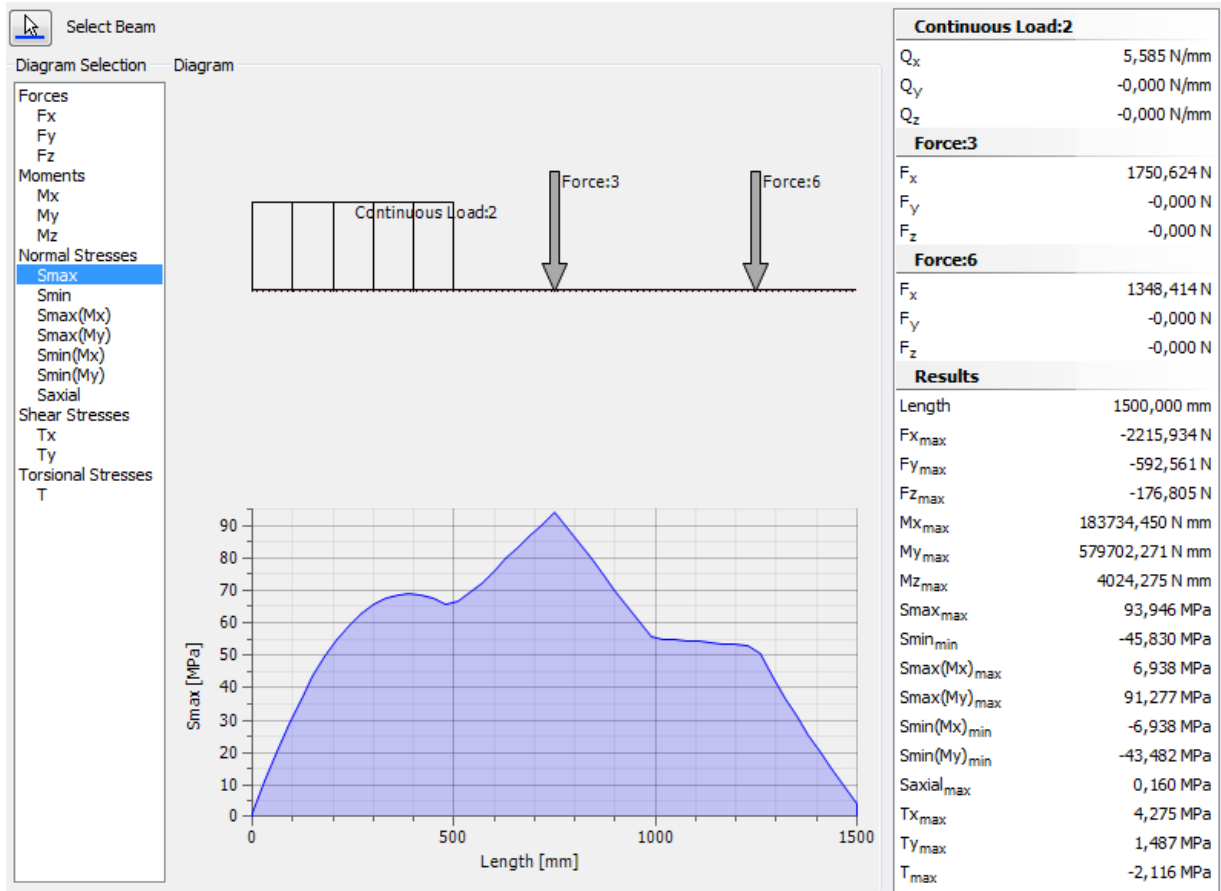
$$\sigma_{\text{viga2}} := \frac{M1_{\text{viga2}}}{W_{\text{UPN80}}} = 1130.06 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de trabajo.

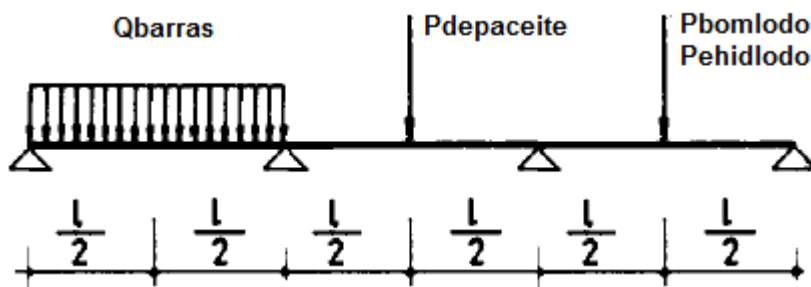
$$\frac{Q_{barras_{v2}}}{0.5m} = 5.585 \cdot \frac{N}{mm}$$

$$\frac{P_{depacete}}{2} = 1750.624 N$$

$$\frac{P_{mottdiesel}}{2} = 1348.414 N$$



17.2.3 Viga 3



Lapoyo = 0.5 m

Longitud entre apoyos.

$$Q_{barras_{v3}} := Q_{barras} \cdot 750mm = 266.977 \cdot kgf$$

Peso de las barras en la viga.

$$M1_{viga3} := Q_{barras_{v3}} \cdot \frac{Lapoyo}{2} = 66.744 \cdot kgf \cdot m$$

Momento flector en el tramo 1 de la viga.

$$R1_{viga3} := \frac{Q_{barras_{v3}}}{2} = 133.488 \cdot kgf$$

Reacciones en el tramo 1 de la viga.

$$M2_{viga3} := \frac{P_{depaceite}}{2} \cdot \frac{Lapoyo}{2} = 44.628 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 2 de la viga.

$$R2_{viga3} := \frac{P_{depaceite}}{2} = 178.514 \cdot \text{kgf}$$

Reacciones en el tramo 1 de la viga.

$$M3_{viga3} := \frac{P_{bomlodo} + P_{ehidlodo}}{2} \cdot \frac{Lapoyo}{2} = 21.625 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 3 de la viga.

$$R3_{viga3} := \frac{P_{bomlodo} + P_{ehidlodo}}{4} = 43.25 \cdot \text{kgf}$$

Reacciones en el tramo 1 de la viga.

Vemos que el momento flector máximo se da en el tramo 1 de la viga, por lo que seleccionamos un perfil normal para que resista dicho momento. Proponemos un UPN 80 flexionado en su eje Y.

$$W_{UPN80} = 6.3 \cdot \text{cm}^3$$

Módulo resistente UPN80

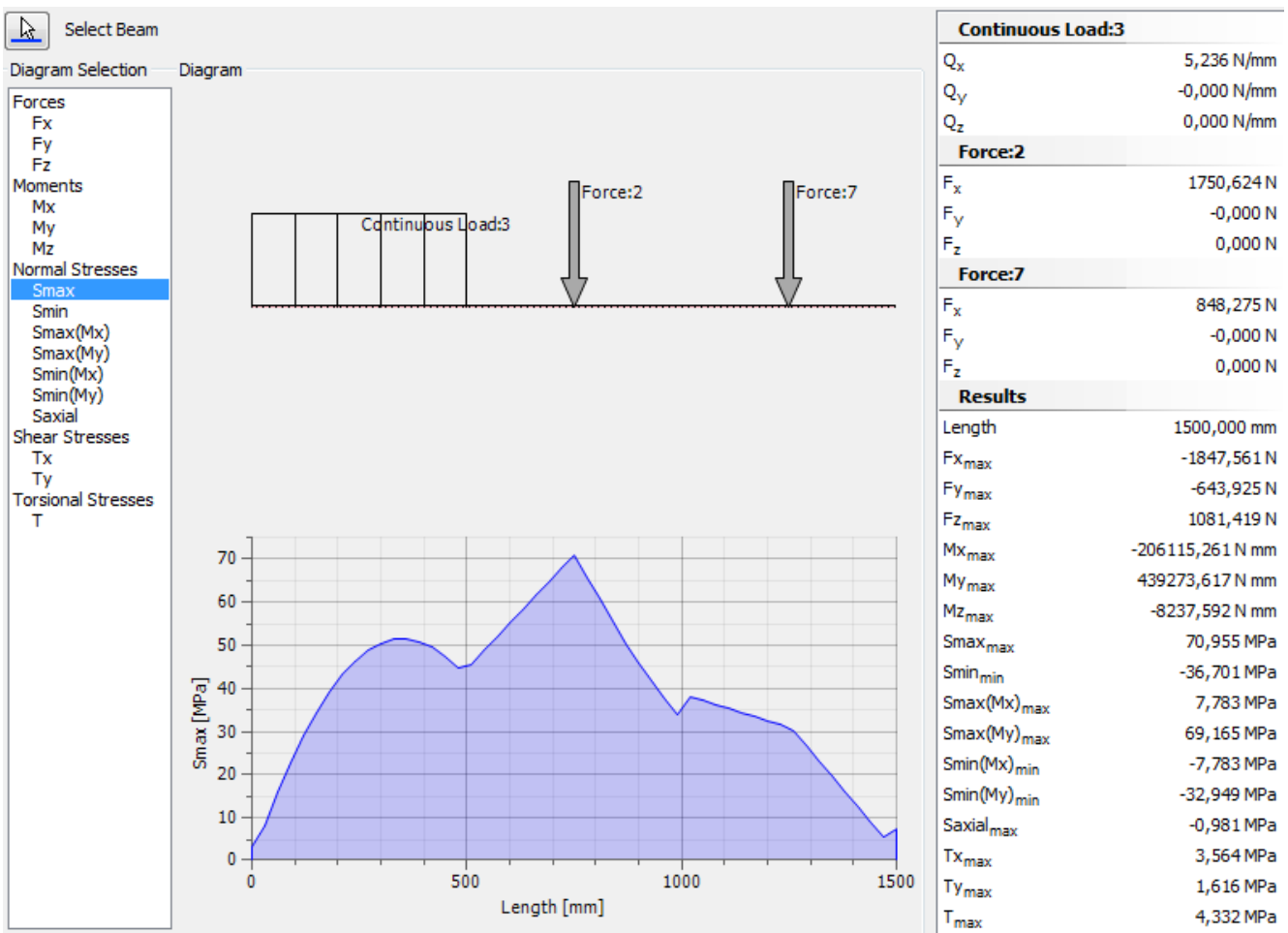
$$\sigma_{viga3} := \frac{M1_{viga3}}{W_{UPN80}} = 1059.431 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión de trabajo.

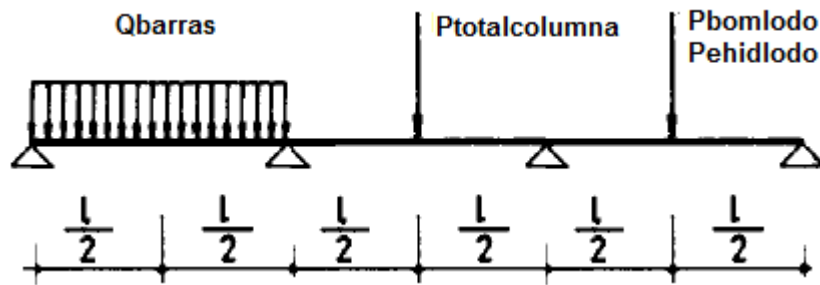
$$\frac{Q_{barras_{v3}}}{0.5\text{m}} = 5.236 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\frac{P_{depaceite}}{2} = 1750.624 \text{ N}$$

$$\frac{P_{bomlodo} + P_{ehidlodo}}{2} = 848.275 \text{ N}$$



17.2.4 Viga 4



$$\text{Lapoyo} = 0.5 \text{ m}$$

Longitud entre apoyos.

$$Q_{\text{barras}_{v4}} := Q_{\text{barras}} \cdot 950 \text{ mm} = 338.17 \cdot \text{kgf}$$

Peso de las barras en la viga.

$$M1_{\text{viga4}} := Q_{\text{barras}_{v4}} \cdot \frac{\text{Lapoyo}}{2} = 84.543 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 1 de la viga.

$$R1_{\text{viga4}} := \frac{Q_{\text{barras}_{v4}}}{2} = 169.085 \cdot \text{kgf}$$

Reacciones en el tramo 1 de la viga.

$$P_{\text{total}_{\text{columna}}} := 229.35 \text{ kgf}$$

Peso de la columna completa (Inventor).

$$M2_{\text{viga4}} := P_{\text{total}_{\text{columna}}} \cdot \frac{\text{Lapoyo}}{2} = 57.337 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 2 de la viga.

$$R2_{\text{viga4}} := \frac{P_{\text{total}_{\text{columna}}}}{2} = 114.675 \cdot \text{kgf}$$

Reacciones en el tramo 1 de la viga.

$$M3_{\text{viga4}} := \frac{P_{\text{bomlodo}} + P_{\text{ehidlodo}}}{2} \cdot \frac{\text{Lapoyo}}{2} = 21.625 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en el tramo 3 de la viga.

$$R3_{\text{viga4}} := \frac{P_{\text{bomlodo}} + P_{\text{ehidlodo}}}{4} = 43.25 \cdot \text{kgf}$$

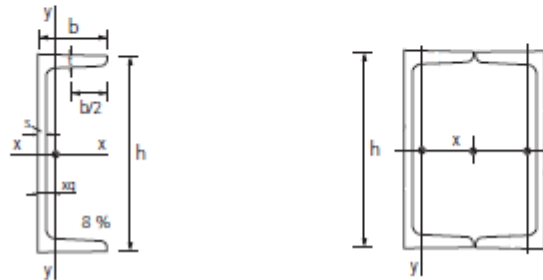
Reacciones en el tramo 1 de la viga.

El tramo 2 de la Viga 4 será el más solicitado ya que además de el esfuerzo de flexión en el centro del tramo, debido al peso de la columna considerado anteriormente, se deben consirerar tanto el momento torsor la fuerza de empuje produce por el brazo de palanca entre el centro de la viga y el centro del eje de perforación, además del momento torsor del cabezal que se transmite directamente a la viga como un esfuerzo de flexión. Calculamos dichos esfuerzos y sumamos los esfuerzos combinados.

Perfil normal U



Denom. U.P.N.	Dimensiones					Sección F	Peso g	Valores estáticos					
	h	b	s	t	xg			Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy = il
	mm	mm	mm	mm	cm			cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
80	80	45	6,0	8,0	1,45	11,0	8,6	106	19,4	26,5	6,3	3,10	1,33
100	100	50	6,0	8,5	1,55	13,5	10,6	206	29,3	41,2	8,5	3,91	1,47
120	120	55	7,0	9,0	1,60	17,0	13,3	364	43,2	60,7	11,1	4,63	1,59



Adoptamos dos perfiles normales UPN 120 colocados a la par, con sus ejes Y en forma paralela y así poder calcular las tensiones. Por Steiner calculamos sus propiedades geométricas.

$$W_{x2UPN120} := 2 \cdot 60.7 \text{cm}^3$$

Módulo resistente en X.

$$J_{yUPN120} := 43.2 \text{cm}^4$$

Momento de inercia en Y.

$$A_{UPN120} := 17 \text{cm}^2$$

Sección del perfil.

$$x_{gUPN120} := 5.5 \text{cm} - 1.6 \text{cm} = 3.9 \cdot \text{cm}$$

Distancia al centro de masa.

$$J_{y2UPN120} := 2 \cdot J_{yUPN120} + 2 \cdot (A_{UPN120} \cdot x_{gUPN120}^2) = 603.54 \cdot \text{cm}^4$$

Momento de inercia en Y.

$$W_{y2UPN120} := \frac{J_{y2UPN120}}{55 \text{mm}} = 109.735 \cdot \text{cm}^3$$

Módulo resistente en Y.

$$W_{pUPN120} := W_{x2UPN120} + W_{y2UPN120} = 231.135 \cdot \text{cm}^3$$

Módulo resistente polar.

Tensión por flexión debida al peso de la columna:

$$\sigma_{xviga4} := \frac{M_{2viga4}}{W_{x2UPN120}} = 47.23 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión en X.

Tensión por torsión debida a la fuerza de empuje:

$$F_e = 2500 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza de empuje.

$$b_{\text{viga4}} := 675 \text{mm}$$

Brazo de palanca entre el centro de la viga y el centro del eje de perforación.

$$M_{t_{\text{viga4}}} := (F_e - P_{\text{total columna}}) \cdot b_{\text{viga4}} = 1532.689 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento torsor en la viga.

$$\tau_{\text{viga4}} := \frac{M_{t_{\text{viga4}}}}{W_{P_{\text{UPN120}}}} = 663.115 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por torsión.

Tensión por flexión debida al momento torsor del cabezal:

$$M_{f_{\text{viga4}}} := M_{t_{\text{tub}}} = 136.149 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector en la viga.

$$\sigma_{Y_{\text{viga4}}} := \frac{M_{f_{\text{viga4}}}}{W_{Y_{2\text{UPN120}}}} = 124.072 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión en Y.

Verificación de esfuerzo combinado

Verificamos las tensiones combinadas por Mohr

$$\sigma_{\text{max}_{\text{viga4}}} := \frac{\sigma_{X_{\text{viga4}}} + \sigma_{Y_{\text{viga4}}}}{2} + \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{X_{\text{viga4}}} - \sigma_{Y_{\text{viga4}}}}{2} \right)^2 + \left[\tau_{\text{viga4}} \right]^2} = 749.878 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Tracción}$$

$$\sigma_{\text{min}_{\text{viga4}}} := \frac{\sigma_{X_{\text{viga4}}} + \sigma_{Y_{\text{viga4}}}}{2} - \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{X_{\text{viga4}}} - \sigma_{Y_{\text{viga4}}}}{2} \right)^2 + \left[\tau_{\text{viga4}} \right]^2} = -578.577 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Compresión}$$

$$\tau_{\text{max}_{\text{viga4}}} := \frac{(\sigma_{\text{max}_{\text{viga4}}} - \sigma_{\text{min}_{\text{viga4}}})}{2} = 664.228 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{max}_{\text{viga4}}} < \sigma_{\text{adm}_{1010}} = 1$$

Verifica.

$$\tau_{\text{max}_{\text{viga4}}} < \tau_{\text{adm}_{1010}} = 1$$

Verifica.

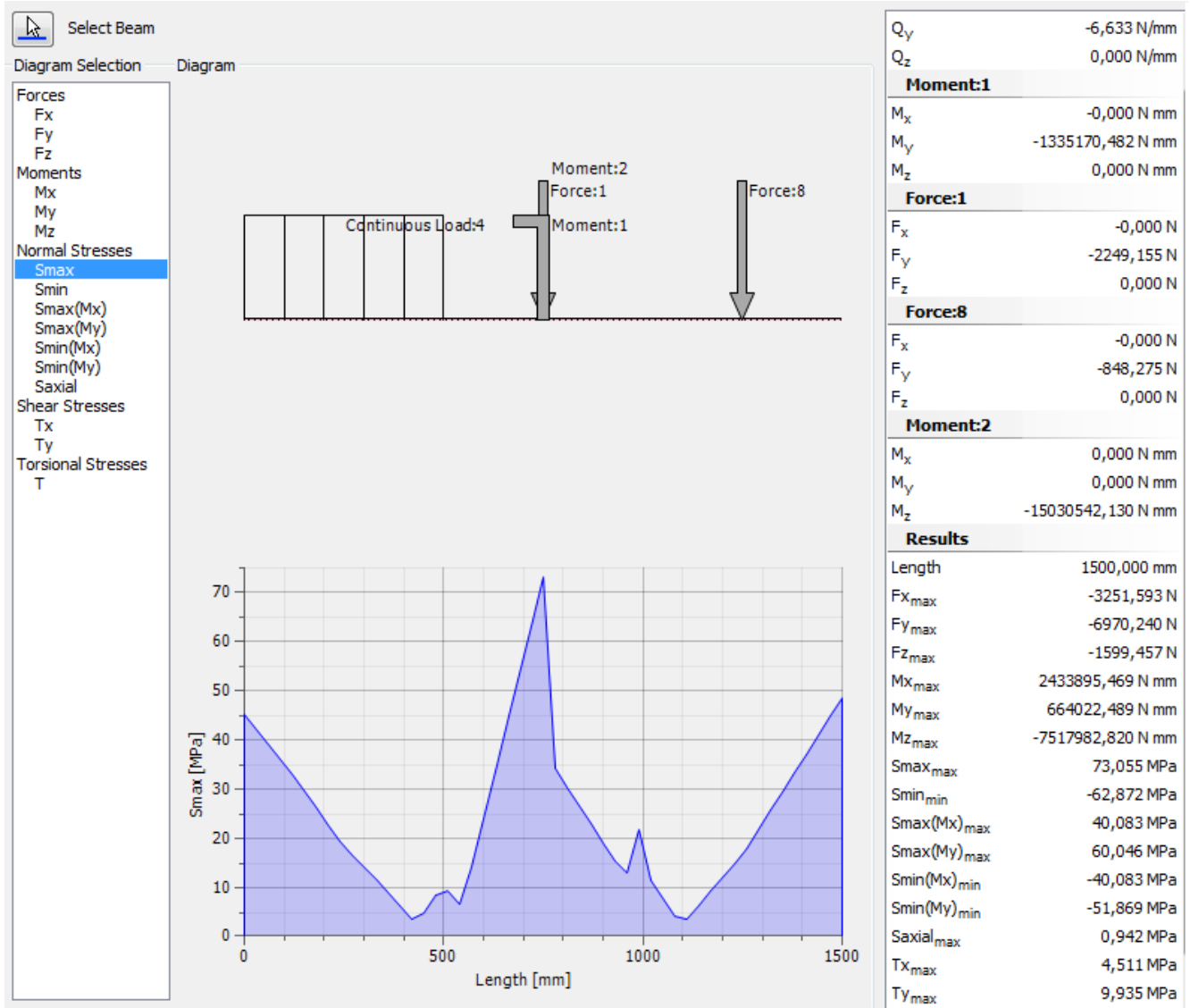
$$\frac{Q_{barras_{v4}}}{0.5m} = 6.633 \cdot \frac{N}{mm}$$

$$P_{total\ columna} = 2249.155\ N$$

$$M_{f\ viga4} = 1335170.482 \cdot N \cdot mm$$

$$M_{t\ viga4} = 15030542.13 \cdot N \cdot mm$$

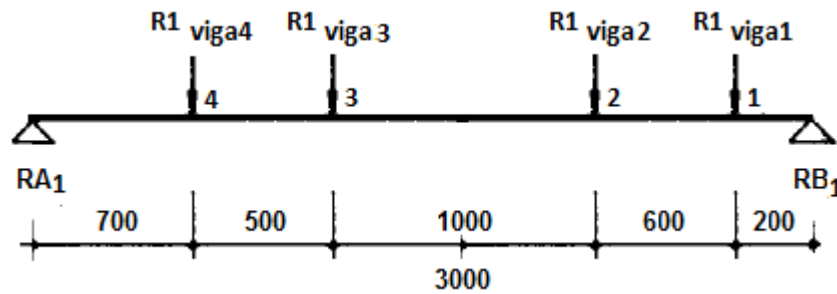
$$\frac{P_{bomlodo} + P_{eñidlodo}}{2} = 848.275\ N$$



17.3 Vigas longitudinales

Las vigas longitudinales serán un total de 4, separadas por 500mm. Se ubicarán dos en la parte exterior y dos en la parte central, estas últimas, serán las mas solicitadas por la carga de la columna. Debido a que el lado izquierdo es el más solicitado por el peso de los tubos en su soporte, dimensionamos las dos vigas de dicho lado, y seleccionamos los mismos perfiles para el lado derecho.

17.3.1 Viga longitudinal 1 (costado izquierdo)



$$L_{\text{vigaL}} := 3\text{m}$$

Longitud de la viga

Calculamos las reacciones y el momento máximo para dimensionar la viga

$$\begin{aligned} \Sigma M_{RA1} = & (R1_{\text{viga4}}) \cdot 700\text{mm} + (R1_{\text{viga3}}) \cdot 1200\text{mm} + \dots \\ & \dots + (R1_{\text{viga2}}) \cdot 2200\text{mm} + (R1_{\text{viga1}}) \cdot 2800\text{mm} - RB \cdot 3000\text{mm} = \blacksquare \cdot 0 \end{aligned}$$

$$\text{Sumando1}_{VP1} := R1_{\text{viga4}} \cdot 700\text{mm} + R1_{\text{viga3}} \cdot 1200\text{mm}$$

$$\text{Sumando2}_{VP1} := R1_{\text{viga2}} \cdot 2200\text{mm} + R1_{\text{viga1}} \cdot 2800\text{mm}$$

$$RB_1 := \frac{\text{Sumando1}_{VP1} + \text{Sumando2}_{VP1}}{3000\text{mm}} = 280.325 \cdot \text{kgf}$$

Reacción en el apoyo RB_1 .

$$\Sigma_{VP1} := (R1_{\text{viga4}}) + (R1_{\text{viga3}}) + (R1_{\text{viga2}}) + (R1_{\text{viga1}})$$

$$RA_1 := \Sigma_{VP1} - RB_1 = 253.628 \cdot \text{kgf}$$

Reacción en el apoyo RA_1 .

Ahora calculamos los momentos en las cargas centrales para ver cuál es el momento máximo.

$$Mf3_{VL1} := (R1_{\text{viga4}}) \cdot 500\text{mm} + RA_1 \cdot 1200\text{mm} = 388.896 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

$$Mf2_{VL1} := (R1_{\text{viga1}}) \cdot 600\text{mm} + RB_1 \cdot 800\text{mm} = 277.656 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

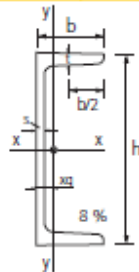
Por lo tanto, el momento flector sobre el apoyo de la viga 3 es el máximo.

Proponemos un perfil UPN 100 con las siguientes características estáticas.

Perfil normal U



Denom. U.P.N.	Dimensiones					Sección F	Peso g	Valores estáticos					
	h	b	s	t	xg			Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy=il
	mm	mm	mm	mm	cm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
80	80	45	6,0	8,0	1,45	11,0	8,6	106	19,4	26,5	6,3	3,10	1,33
100	100	50	6,0	8,5	1,55	13,5	10,6	206	29,3	41,2	8,5	3,91	1,47
120	120	55	7,0	9,0	1,60	17,0	13,3	364	43,2	60,7	11,1	4,63	1,59

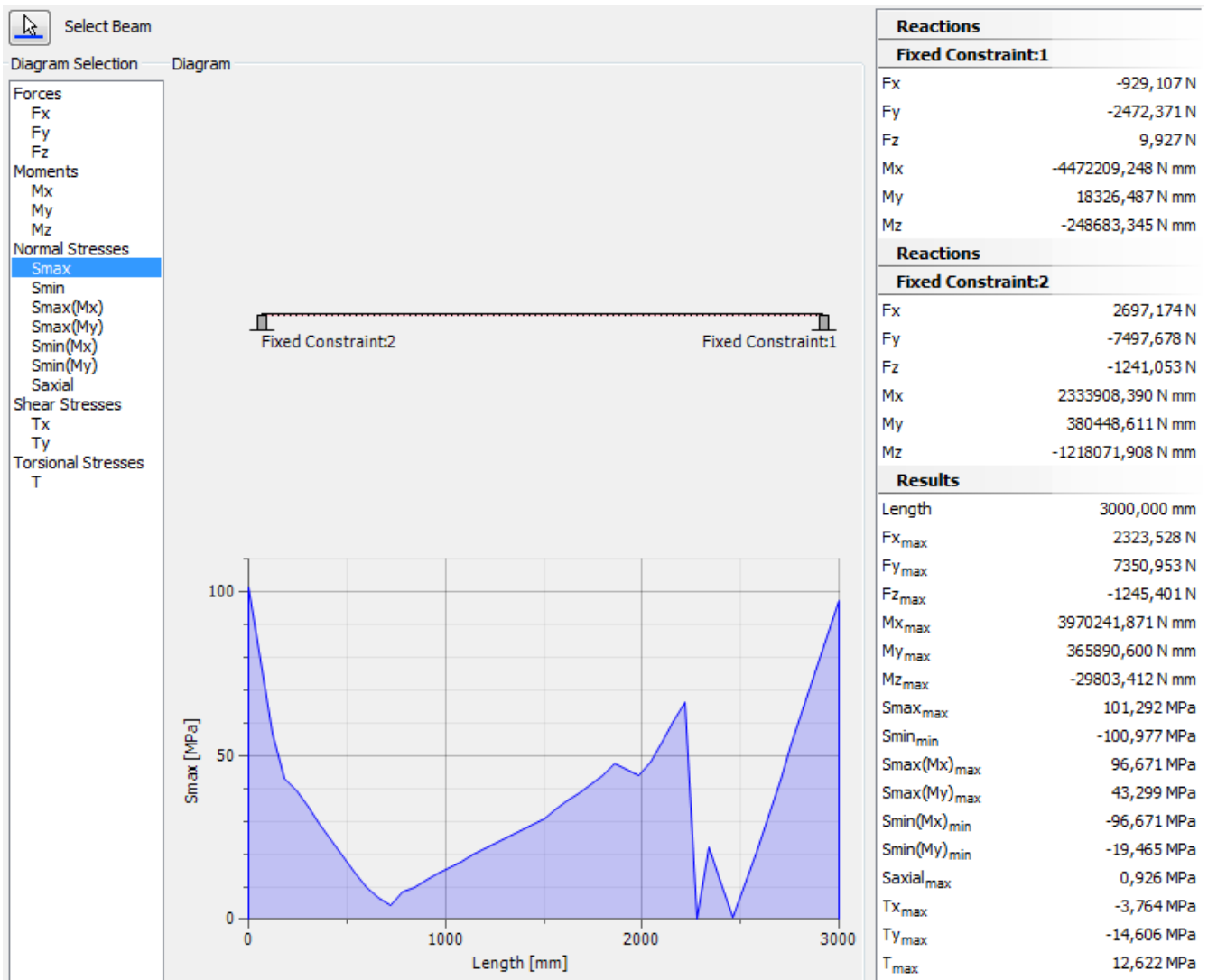


$$W_{xUPN100} := 41.2 \text{cm}^3$$

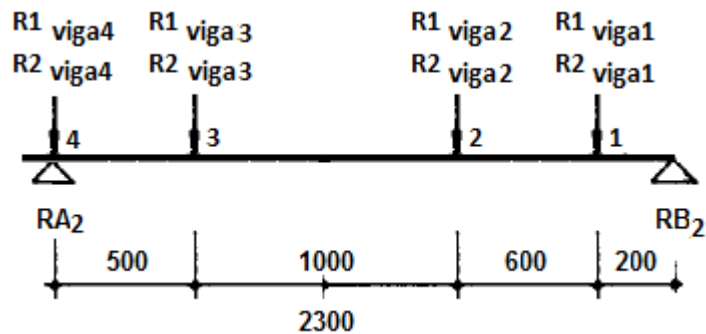
Módulo resistente axial.

$$\sigma_{VL1} := \frac{Mf3_{VL1}}{W_{xUPN100}} = 943.922 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión.



17.3.2 Viga longitudinal 2 (costado izquierdo)



Calculamos las reacciones y el momento máximo para dimensionar la viga

$$\begin{aligned} \Sigma M_{RA2} = & (R1_{viga3} + R2_{viga3}) \cdot 500\text{mm} + (R1_{viga2} + R2_{viga2}) \cdot 1500\text{mm} + \dots \\ & \dots + (R1_{viga1} + R2_{viga1}) \cdot 2100\text{mm} - RB \cdot 2300\text{mm} = 0 \end{aligned}$$

$$\Sigma M_{RA2} := (R1_{viga3} + R2_{viga3}) \cdot 500\text{mm} + (R1_{viga2} + R2_{viga2}) \cdot 1500\text{mm} + (R1_{viga1} + R2_{viga1}) \cdot 2100\text{mm}$$

$$RB_2 := \frac{\Sigma M_{RA2}}{2300\text{mm}} = 422.663 \cdot \text{kgf} \quad \text{Reacción en el apoyo } RB_2.$$

$$\Sigma F_{VL2} := (R1_{viga4} + R2_{viga4}) + (R1_{viga3} + R2_{viga3}) + (R1_{viga2} + R2_{viga2}) + (R1_{viga1} + R2_{viga1})$$

$$RA_2 := \Sigma F_{VL2} - RB_2 = 253.628 \cdot \text{kgf} \quad \text{Reacción en el apoyo } RA_2.$$

Ahora calculamos los momentos en las cargas centrales para ver cuál es el momento máximo.

$$Mf2_{VL2} := (R1_{viga1} + R2_{viga1}) \cdot 600\text{mm} + RB_2 \cdot 800\text{mm} = 433.78 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

$$Mf3_{VL2} := (R1_{viga4} + R2_{viga4}) \cdot 500\text{mm} - RA_2 \cdot 500\text{mm} = 15.066 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

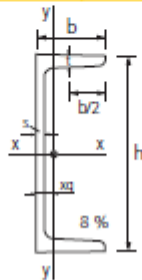
Por lo tanto, el momento flector sobre el apoyo de la viga 2 es el máximo.

Proponemos un perfil UPN 100 con las siguientes características estáticas.

Perfil normal U



Denom. U.P.N.	Dimensiones					Sección F	Peso g	Valores estáticos					
	h	b	s	t	xg			Jx	Jy	Wx	Wy	ix	iy = it
	mm	mm	mm	mm	cm			cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
80	80	45	6,0	8,0	1,45	11,0	8,6	106	19,4	26,5	6,3	3,10	1,33
100	100	50	6,0	8,5	1,55	13,5	10,6	206	29,3	41,2	8,5	3,91	1,47
120	120	55	7,0	9,0	1,60	17,0	13,3	364	43,2	60,7	11,1	4,63	1,59

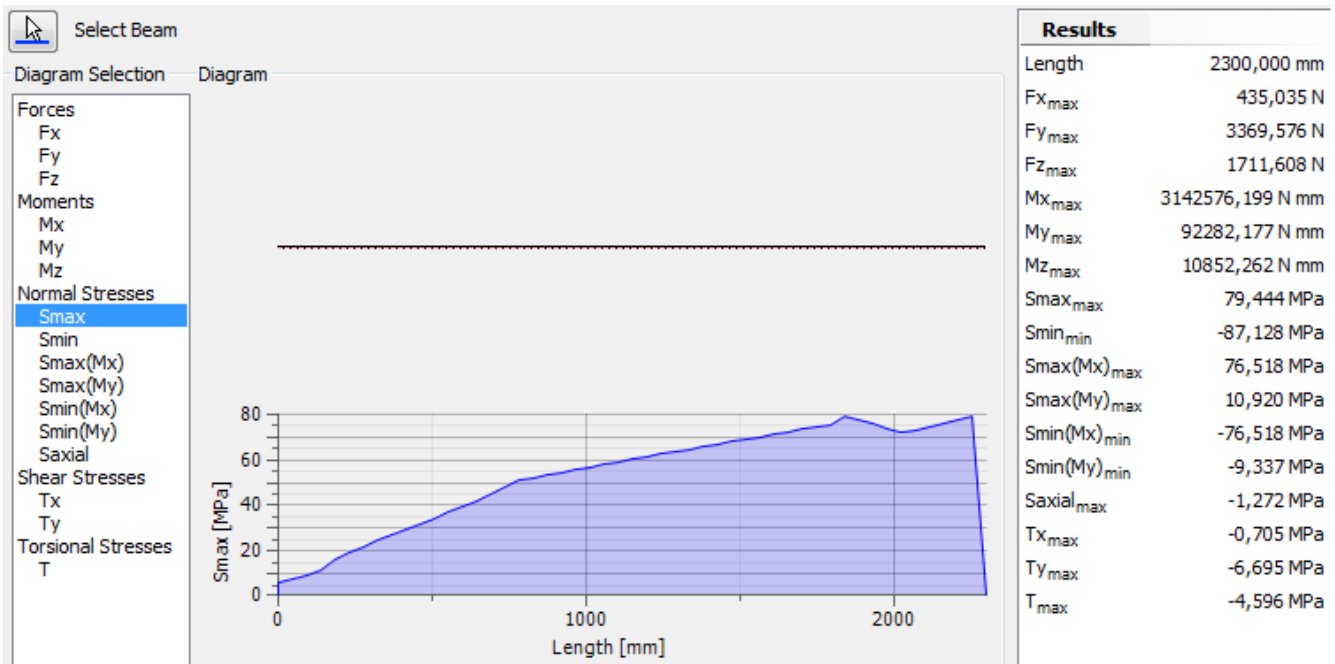


$$W_{xUPN100} = 41.2 \cdot \text{cm}^3$$

Módulo resistente axial.

$$\sigma_{VL2} := \frac{Mf2_{VL1}}{W_{xUPN100}} = 673.922 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión.



18. Selección de las ruedas

Se montarán dos ejes con dos ruedas cada uno, por lo que el peso total de la plataforma se divide en 4 apoyos y se seleccionan los neumáticos.

$$P_{plat_total} := 2643.3\text{kgf}$$

Peso total de la plataforma.

$$P_{rueda} := \frac{P_{plat_total}}{4} = 660.825 \cdot \text{kgf}$$

Carga en cada rueda.

Del catalogo de Neumáticos Pirelli, seleccionamos neumáticos Scorpion STR P235/70/16 con una carga máxima de 925Kg.



Bloque central en Zig - Zag.
 -Proporciona mejor tracción.
 -Mayor rendimiento kilométrico.

Múltiples bloques escalonados.
 -Proporciona bajo nivel de ruidosidad.



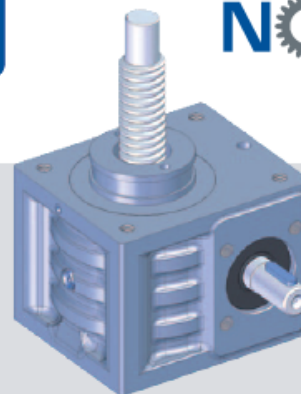
Surcos transversales en los hombros.
 -Aumenta el desempeño y la estabilidad en curvas.
 -Minimiza el desgaste y mejora el rendimiento.

Datos UTQG índice de Velocidad "T"			Datos UTQG índice de Velocidad "H"			Datos UTQG Índice de Velocidad "V"			
Treadware	Tracción	Temperatura	Treadware	Tracción	Temperatura	Treadware	Tracción	Temperatura	
520	A	B	520	A	A	400	A	A	
Medida	Índice de Carga/ Código Velocidad	Máxima Carga (Kg)	Presión Max Inflado (PSI)	Profundidad (mm)	Peso del Neumático (Kg)	Anchura de Rin (pulg) Recomendada*	Anchura de Sección (mm)	Diámetro Total (mm)	Revs por Km
P205/70R15	96H	710	44	9.5	10.95	5, *5.5, 6, 6.5, 7	206	668	477
P225/75R15	106T	950	50	9.5	13.65	*6, 6.5, 7, 7.5	226	718	444
P235/75R15	108T	1000	50	9.5	15.60	6, *6.5, 7, 7.5, 8	239	733	434
P265/70R15	112H	1120	44	9.5	17.80	7, 7.5, *8, 8.5, 9	272	752	423
P225/75R16	104T	900	44	9.5	14.70	*6, 6.5, 7	224	744	428
P245/75R16	109T	1030	44	9.5	18.00	6.5, *7, 7.5, 8	249	774	412
LT265/75R16	123/120R	1550/1400	80	9.5	21.55	7, *7.5, 8	272	804	396
P215/70R16	100H	800	44	9.5	15.25	5.5, 6, *6.5, 7	221	707	450
225/70R16	102H	850	44	9.5	14.36	6, *6.5, 7	231	721	457
P225/70R16	102H	850	44	9.5	14.36	6, *6.5, 7, 7.5	231	721	457
P235/70R16	105T	925	44	9.5	15.70	6, 6.5, *7, 7.5, 8	240	735	433
P235/70R16	105H	925	44	9.5	16.97	6, 6.5, *7, 7.5, 8	239	737	448
P245/70R16	107H	975	44	9.5	17.95	6.5, *7, 7.5, 8	249	749	425
P245/70R16	107T	975	44	9.5	15.90	6.5, *7, 7.5, 8	249	749	425
P255/70R16	109H	1030	44	9.5	18.25	6.5, 7, *7.5, 8	262	763	417
P265/70R16	112T	1120	44	9.5	18.05	7, 7.5, *8, 8.5	272	777	410

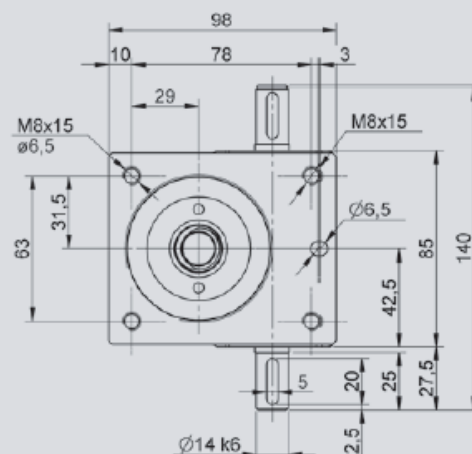
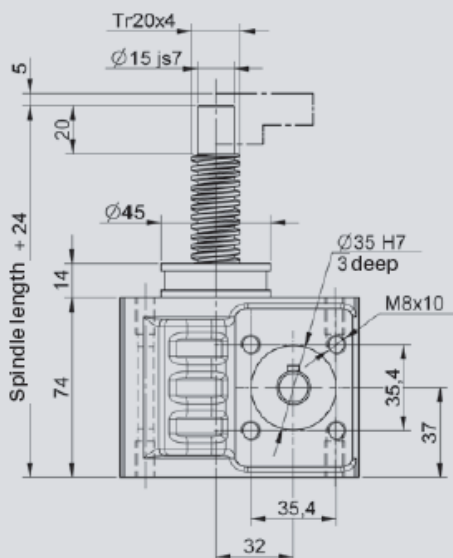
19. Gatos mecánicos a sinfin y corona

Durante la operación, la plataforma quedará apoyada sobre 4 patas telescópicas. Las mismas poseen un gato mecánico a sinfin y corona en su parte superior para compensar las irregularidades del terreno. El momento torsor del cabezal produce fuerzas en el plano horizontal que tenderán a hacer girar la plataforma, por lo que dimensionamos las patas tanto a la compresion como a la flexión producida por dicho momento.

3.5 Size 10kN Screw jacks, rotating



NSE 10-RN/RL



Maximum lifting capacity: 10 kN (1000 kg)
 Maximum driveshaft speed: 1400 min⁻¹ (higher on request)
 Spindle: TR 20/4 (standard)
 TR 24/5 (optional, strengthened version))

Material
 Material (housing): Aluminium
 Lubrication: Grease

Weight
 Screw jack weight: 1.92 kg (with grease / without spindle)
 Spindle weight: 2.00 kg/m

Versions
 Safety trap nut (SFM) see page 75
 Ball screw (KGT) see page 76

Available on request:
 > Double-threaded trapezoidal screw
 > Stainlesssteel spindle (INOX)
 > Surface-treated spindle

More informations
 Please find CAD - Data and productdatasheets under www.nozag.ch

Flexión

$$F_{\text{horizontal}} := \frac{M_{t_{\text{tub}}}}{L_{\text{vigal}}} = 45.383 \cdot \text{kgf}$$

Fuerza horizontal debida al momento torsor del cabezal.

Estimamos un alto de cada pata igual a 1m. y calculamos el momento flector.

$$L_{patas} := 1\text{m}$$

Largo de las patas.

$$Mf_{patas} := \frac{F_{horizontal} \cdot L_{patas}}{2} = 22.692 \cdot \text{kgf} \cdot \text{m}$$

Momento flector máximo.

Adoptamos un tubo laminado cuadrado de 50x50mm y 2mm de pared para el tramo de menor sección.

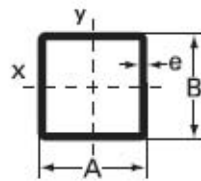
$$W_{x50x50} := 5.908\text{cm}^3$$

Modulo resistente.

$$\sigma_{f_{patas}} := \frac{Mf_{patas}}{W_{x50x50}} = 384.082 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por flexión.

TUBOS ESTRUCTURALES
Structural Tubes



DIMENSIÓN Size	ESPESOR Thickness e	RADIO Radius	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
A x B	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
50 x 50	2.00	3.00	2.960	3.840	14.771	5.908	1.961
	2.50	3.75	3.645	4.750	17.911	7.165	1.942
	3.20	4.80	4.564	5.990	21.970	8.788	1.915
	4.00	6.00	5.562	7.360	26.153	10.461	1.885
	4.75	7.13	6.445	8.598	29.663	11.865	1.857
60 x 60	1.60	2.40	2.900	3.738	21.261	7.087	2.385
	2.00	3.00	3.588	4.640	26.064	8.682	2.369
	2.50	3.75	4.430	5.750	31.745	10.582	2.350
	3.20	4.80	5.569	7.270	39.218	13.073	2.323
	4.00	6.00	6.818	8.960	47.070	15.690	2.292
	4.75	7.13	7.936	10.498	53.802	17.934	2.264
70 x 70	1.60	2.40	3.402	4.378	34.153	9.758	2.793
	2.00	3.00	4.216	5.440	41.961	11.989	2.777
	2.50	3.75	5.215	6.750	51.328	14.665	2.758
	3.20	4.80	6.574	8.550	63.736	18.210	2.730
	4.00	6.00	8.074	10.560	76.947	21.985	2.699
	4.75	7.13	9.428	12.398	88.438	25.268	2.671

Compresión

$$F_{\text{patas}} := \frac{P_{\text{plata total}}}{4} = 660.825 \cdot \text{kgf}$$

Carga sobre cada pata.

$$\sigma_{\text{comp patas}} := \frac{F_{\text{patas}}}{3.84 \text{cm}^2} = 172.09 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión por compresión.

Total

$$\sigma_{\text{t patas}} := \sigma_{\text{f patas}} + \sigma_{\text{comp patas}} = 556.172 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensión total.

20. Sistema Hidráulico

20.1 Secuencia Operativa

La perforadora está diseñada para ser trasladada con la columna principal en posición horizontal. Al llegar al destino de perforación, se deberá ubicar el equipo de forma conveniente, teniendo en cuenta los niveles del terreno, la ubicación de la pileta de lodos y la cómoda circulación del personal alrededor de la misma. Una vez posicionada e instalada la máquina, se procederá a la nivelación de la misma, mediante los gatos mecánicos ubicados en cada esquina. En ese momento quedará lista para la operación.

Operación de la Máquina:

Se coloca la llave de contacto en la posición ON y se pasa a la posición ARRANQUE para encender el motor diesel. Una vez en marcha el motor diesel, existirá presión de aceite en el circuito hidráulico, el contacto NC – F1 (del sistema de traba de la columna en posición vertical) a través del solenoide S2 de la válvula direccional 4/2, permitirá el accionamiento de la válvula direccional manual 4/3 del cilindro Posicionador Columna.

Una vez que la columna alcanza su posición de trabajo y se coloca el sistema de traba para la posición vertical de la misma, el contacto NA – F1 pasa a la posición ‘cerrado’. Dicho contacto permite el accionamiento de la válvula direccional manual 4/3 del Cilindro Principal, a través de la válvula direccional 4/2 comandada por el solenoide S2, esto permitirá el movimiento de ascenso y descenso del cabezal a alta velocidad para colocar el trepano y las barras en tiempos reducidos.

Además, el contacto NA – F1, permitirá el accionamiento de la válvula direccional manual 4/3 del Motor Cabezal, a través de la válvula direccional 4/2 comandada por el solenoide S3, para poder enroscar las barras o perforar.

Luego de ser instalados los accesorios, se dará comienzo a la perforación presionando el botón de marcha B-M de la Bomba de Lodo, el cual posee un sistema de auto enclavamiento y permite el accionamiento de la válvula direccional 4/2 de dicha bomba, comandada por el solenoide S4.

Cuando el cabezal gira en sentido anti horario para la colocación/extracción de barras, la bomba de lodo queda desactivada para no producir derrames innecesarios. Esto es debido a que el contacto NC – M2 del sensor de presión de aceite se encuentra en serie en dicho sistema. Además se podrá detener la bomba de lodo a través del botón de parada B-P cuando sea necesario.

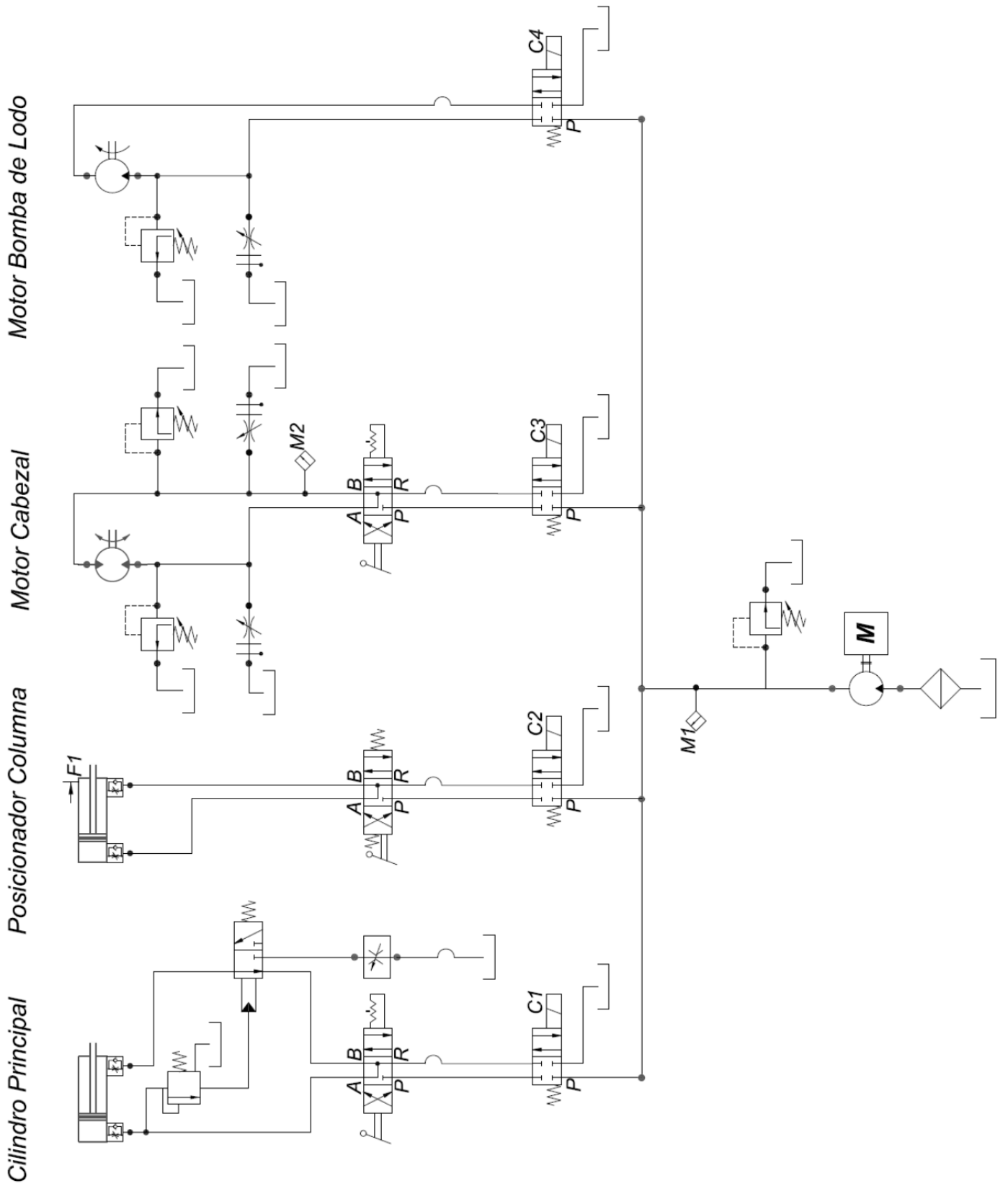
Durante el proceso de perforación y mediante la acción del cilindro principal para generar la fuerza de empuje necesaria, la presión de aceite en el circuito de dicho cilindro se elevará. Esto produce el accionamiento de la válvula de secuencia VS, la cual a través de su salida, activa la válvula direccional pilotada 3/2 VD. Ésta última conmuta para que la salida de aceite del cilindro principal sea a través de la válvula reguladora de caudal VRC, reduciendo su velocidad de avance a una velocidad adecuada para la perforación.

Sistemas de Seguridad

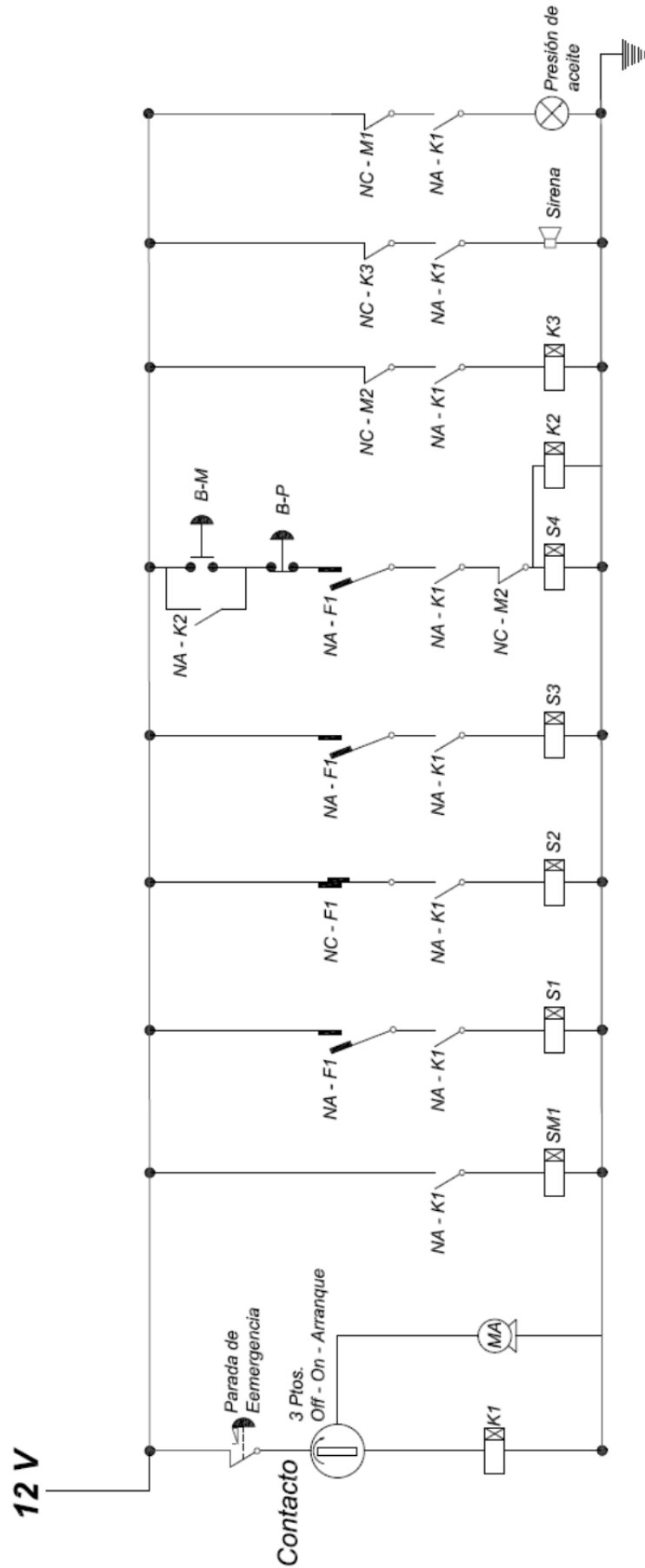
Las condiciones para una operación segura del equipo son:

1. Imposibilidad de accionar cualquier válvula, si la llave de contacto no se encuentra en la posición ON. Esto se logra ya que el contacto auxiliar NA – K1 se encuentra en serie en todos los sistemas.
2. Imposibilidad de accionar el cilindro Posicionador Columna una vez que se encuentra colocado el sistema de traba de la columna en posición vertical. Esto se logra mediante el contacto NC – F1.
3. Cuando el cabezal gira en sentido anti horario, se activará una sirena a través del contactor K3 comandado por el contacto NC – M2 del sensor de presión de aceite. Esto tiene como fin, recordar al operario que debe colocarse el sistema de traba de barras en la base de la columna para el momento de desenroscarlas, y así evitar que se desarme la sarta de perforación a profundidad.
4. Un testigo en el tablero de instrumentos indicará la falta de presión en el circuito hidráulico a través del contacto NC – M1 del sensor de presión de aceite.
5. Ante cualquier emergencia, deberá presionarse el pulsador de Parada de Emergencia ubicado en el tablero de instrumentos, el cual deshabilita todos los sistemas.

20.2 Circuito Hidráulico



20.3 Circuito de Mando



20.4 Selección de componentes

Los componentes detallados a continuación serán seleccionados en función del caudal, con el fin de garantizar una caída de presión menor a la admisible.

- **Selección de las electroválvulas direccionales 4/2**

La presión máxima de la bomba alimentadora es de 240 bares.

Caudales:

- $Q_{maxCilPrincipa} = 60.3186 \text{ L/Min}$ Caudal máximo del cilindro principal.
- $Q_{MotorCabezal} = 62.83 \text{ L/min}$ Caudal del motor del cabezal.
- $Q_{cilPos} = 18.70 \text{ L/min}$ Caudal cilindro de posicionamiento.
- $Q_{bombaLodo} = 81.49 \text{ L/min}$ Caudal motor de la Bomba de Lodo.

MODELO		STANDARD		SHOCKLESS	
SÍMBOLO	TIPO DE VÁSTAGO	PRESIÓN máx bar	CAUDAL máx lts/min	PRESIÓN máx bar	CAUDAL máx lts/min
	2B8				
	2B8L		30		30
	2D8				
	2B2B	350		250	
	2B2BL		100		50
	3C11				

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

S - DF - A - 02 - 3C2 - A110 - L

SIN SÍMBOLO= TIPO STANDARD

S= TIPO ANTI SHOCK DE PRESIÓN

DF= SOLENOIDE HÚMEDA

CONEXIÓN DEL SOLENOIDE

A= CONECTOR DIN

B= CAJA CON BORNERA

C= CABLE INYECTADO

TAMAÑO

02= 1/4" TN06 CETOP 03

03= 3/8" TN10 CETOP 05

VÁSTAGO TIPO (VER TABLA)

L= FICHA CON INDICADOR LUMINOSO

SIN CÓDIGO= SIN INDICADOR LUMINOSO

TENSIÓN DE ALIMENTACIÓN

AC= A110 (50/60Hz) & A120 (60Hz)= C1/C3

A120 (50/60Hz)= C120

A220 (50/60Hz) & A240 (60Hz)= C2/C4

A240 (50/60Hz)= C5/C6

DC= **D12 (D1)** D24 (D2), OTROS DC A PEDIDO

RAC= R110 (50/60 Hz) & R120 (50/60 Hz)= R1/R3

R220 (60/60 Hz) & R240 (50/60 Hz)= R2/R4

(RECTIFICADOR INTEGRADO CAMBIA DE AC A DC)

Código de pedido: DF-B-03-2B2BL-D12

Esta válvula la utilizamos en los cuatro accionamientos.

- **Selección de las válvulas direccionales**

Tanto la válvula del cilindro principal, como la del motor del cabezal serán iguales, ya que el consumo de caudal es el mismo y ambas son con enclavamiento en la posición deseada.

Especificaciones técnicas

MODELO	PRESIÓN MÁXIMA bar	CAUDAL MÁXIMO LPM	PESO Kg
DM-***-02G-30	250	40	1.5
DM-***-03G-30	250	100	4
TIPO DE FLUÍDO	ISO VG 32, 46, 68		
VISCOSIDAD	cSt	10~400	
TEMPERATURA DE TRABAJO	°C	-15~70	
NIVEL DE CONTAMINACIÓN	$\beta_{10} \geq 75$, under NAS class 12,25 μ		

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

DM - *** - 02

SERIE
DM= VÁLVULA DIRECCIONAL MANUAL

VÁSTAGO Y CONTROL DE VÁSTAGO

MODELO	SIMBOLO	MODELO	SIMBOLO
2C2		2D2	
3C3		3D3	
3C4		3D4	
3C6		3D6	

TAMAÑO
02= 1/4"(6MM)
ISO CETOP 3
DIN NG 6
NFPA D03
03= 3/8"(9MM)
ISO CETOP 5
DIN NG 10
NFPA D05

Código de pedido: DM – 3D4 – 03G – 30

La válvula del cilindro de posicionamiento será con muelle, es decir, si no es accionada, volverá la posición de reposo.

MODELO	PRESIÓN MÁXIMA bar	CAUDAL MÁXIMO LPM	PESO Kg
DM-***-02G-30	250	40	1.5
DM-***-03G-30	250	100	4
TIPO DE FLUÍDO	ISO VG 32, 46, 68		
VISCOSIDAD	cSt	10~400	
TEMPERATURA DE TRABAJO	°C	-15~70	
NIVEL DE CONTAMINACIÓN	$\beta_{10} \geq 75$, under NAS class 12,25 μ		

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

DM - *** - 02

SERIE
DM= VÁLVULA DIRECCIONAL MANUAL

TAMAÑO
02= 1/4"(6MM)

VÁSTAGO Y CONTROL DE VÁSTAGO


MODELO	SIMBOLO	MODELO	SIMBOLO
2C2		2D2	
3C2		3D2	
3C4		3D4	
3C6		3D6	

ISO CETOP 3
DIN NG 6
NFPA D03
03= 3/8"(9MM)
ISO CETOP 5
DIN NG 10
NFPA D05

Código de pedido: DM – 3C4 – 02G – 30

• Selección de la válvula de secuencia

SV-03T



DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

SV * - 06 G - 3 - D4 - 30

VÁLVULAS
SV= VÁLVULA DE SECUENCIA

VALVULA DE RETENCIÓN
C= INCLUYE RETENCIÓN

PLACA DE MONTAJE
03= 3/8" ISO CETOP5,
DIN NG 10, NFPA D05

06= 3/4" ISO CETOP8,
DIN NG 25, NFPA D08

10= 1 1/4" ISO CETOP10,
DIN NG 32, NFPA D10

Nº DE SERIE

MODELO
A1= ALIVIO
B2= SECUENCIA
C3= SECUENCIA
D4= DESCARGA

RANGO DE PRESIÓN
1= 5 - 15 BAR
2= 8 - 70 BAR
3= 8 - 210 BAR

CONEXIONES
T= ROSCADA
G= PLACA BASE



Código de pedido: SV-03T-2-B2

Características técnicas:

MODELO Nº	PRESIÓN MÁX. bar	TAMAÑO	CAUDAL MÁX. lpm	PESO kg
SV-03G				4.8
SV-03T	250	3/8"	50	4.6
SVC-03G				5.5
SVC-03T				4.8
SV-06G		3/4"	125	6.9
SV-06T				7.4
FLUIDO		ISO VG 32, 46, 68		
VISCOSIDAD		10 - 400 (59 - 1854 SSU)		
TEMPERATURA °C		-15 - 70		
GRADO DE FILTRACIÓN		β ₁₀ ≥ 75, según NAS Class 12, 25μ		

B2
SV-XXX-B2-30

piloto interno
drenaje externo

secuencia
c/retención

• **Selección de los presostatos**

TIPO	RANGO DE PRESIÓN bar	PRESIÓN MÁX. bar	EJECUCIÓN
K 4R	0,2 > 2,5	25	membrana
K 4S	1 > 12	25	membrana
K 4SP	1 > 12	300	pistón
K 4T	5 > 50	200	membrana
K 4TP	5 > 50	300	pistón
K 4V	10 > 100	300	pistón
K 4Z	20 > 200	300	pistón
K 4Y	50 > 400	600	pistón



DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

K4...

CAMPO DE MEDICIÓN °C	PRESIÓN BAR	EJECUCIÓN
R	0,2>2,5	25 MEMBRANA
S	1>12	25 MEMBRANA
SP	1>12	300 PISTÓN
T	5>50	200 MEMBRANA
TP	5>50	300 PISTÓN
V	10>100	300 PISTÓN
Z	20>200	300 PISTÓN
Y	50>400	600 PISTÓN

CONTACTO ELÉCTRICO
A= NORMAL. ABIERTO
C= NORMAL. CERRADO
CONEXIÓN ELÉCTRICA
F= RÁPIDA 6.3 MM
O= CONEXIÓN CON BORNE
CONEXIÓN HIDRÁULICA
0= 1/8" BSP STANDARD
1= 1/4" BSP STANDARD
2= 1/8" BSPT
3= M10x1
4= 1/8" NPT
5= 1/4" NPT
6= 1/4" BSPT
MATERIAL DEL CUERPO
X= AISI316L
L= BRONCE
-= ZINCADO

CAPUCHÓN DE PROTECCIÓN
P1= PARA PROTEGER DE LA HUMEDAD Y DE LA SUCIEDAD
CONDICIONES
D= REGULACIÓN EN DISMINUCIÓN DE PRESIÓN
U= REGULACIÓN EN LA SALIDA
PRESETEO
VALORES A PREFIJARSE EN FÁBRICA

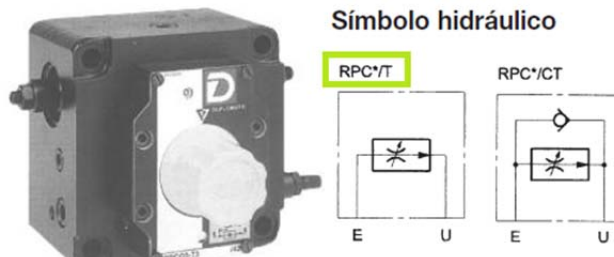
SELLOS
V= VITON
T= PTFE
E= EPDM
-= NBR

Código de pedido: K4TPC01X / V U-P1

• **Selección de las válvulas reguladoras de caudal**

Las válvulas reguladoras de caudal serán compensadas en presión y temperatura.

RPC*



CARACTERÍSTICAS (aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50°C)		RPC2	RPC3
PRESIÓN MÁXIMA DE TRABAJO	bar	320	250
PRESIÓN DE ABERTURA DE LA VÁLVULA DE RETENCIÓN	bar	0,5	0,5
MINIMA DIFERENCIA DE PRESIÓN ENTRE E Y U	bar	10	12
CAUDAL MÁXIMO REGULADO	l/min	22 - 38 - 70	100 - 150
CAUDAL MINIMO REGULADO	l/min	0,050	0,120
RANGO DE TEMPERATURA AMBIENTE	°C	-20 % +50	
RANGO DE TEMPERATURA DEL FLUÍDO	°C	-20 % +70	
RANGO DE VISCOSIDAD DEL FLUÍDO	cSt	2,8 % 380	
FILTRADO NECESARIO	µm absoluto	≤ 25	
FILTRADO NECESARIO PARA CAUDAL < 0,5 µm	µm absoluto	≤ 10	
VISCOSIDAD RECOMENDADA	cSt	25	
PESO	kg	3,6	7,8

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

R		P		C		-		T		/		/		/		/	
---	--	---	--	---	--	---	--	---	--	---	--	---	--	---	--	---	--

VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL COMPENSADA POR PRESIÓN

TAMAÑO NOMINAL
2= CETOP 06
3= CETOP 07

C= VÁLVULA DE RETENCIÓN INCORPORADA (OMITIR SI NO ES NECESARIO)

COMPENSACIÓN TÉRMICA

CAUDAL CONTROLADO

TAMAÑO 2	TAMAÑO 3
N= 22 L/MIN	N= 100 L/MIN
S= 38 L/MIN	S= 150 L/MIN
70= 70 L/MIN	

SELLOS: OMITIR PARA ACEITE MINERAL
V= VITON PARA FLUIDOS PARTICULARES

Nº DE SERIE **31 PARA RPC*2**
43 PARA RPC* 3

(DE 30 A 39 Y DE 40 A 49 LAS DIMENSIONES DE INSTALACIÓN PERMANECEN INVARIABLES)

M= MANOPLA DE REGULACIÓN

RC= REGULADOR DE CARRERA DE COMPENSADOR (OMITIR SI NO ES NECESARIO)

Código de pedido: RPC3-TN/M/43/V

• Selección de la válvula limitadora de presión

MODELO NÚMERO	PRESIÓN MÁX. bar	TAMAÑO PT	CAUDAL MÁX. lpm	PESO kg
RV-03T-* -20	315	3/8"	90	-
RV-06T-* -20		3/4"	200	-
RV-10T-* -20		1 1/4"	400	-



DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

RV	03	*	3	20
----	----	---	---	----

03= 3/8" (9 mm) ISO CETOP 05
 DIN NG 10 NFPA D05

06= 3/4" (19 mm) ISO CETOP 08
 DIN NG 25 NFPA D08

10= 1 1/4" (31.8 mm) ISO CETOP 10
 DIN NG 32 NFPA D10

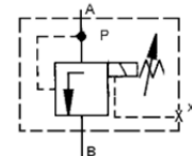
VERSIONES
T= ROSCA EN LÍNEA

Nº DE SERIE

RANGO DE REGULACION DE LA PRESIÓN

1= * - 70 BAR
 2= 8 - 140 BAR
3= 8 - 250 BAR
 4= 8 - 315 BAR

Función y simbología



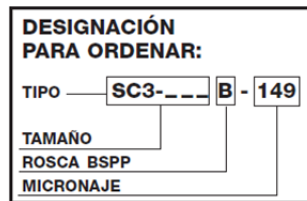
Código de pedido: RV06-T-3-20

- **Selección del filtro de aceite**

SC3= Malla de acero inoxidable - Cabezal aluminio

HYDROLINE	125 μm		A	B	C	A/F	AREA	KGS
	FILPRO	Lt/min	BSP					
SC3-002	-	8	1/4	90	46	24	187	0,10
SC3-003	ST-38	12	3/8	90	46	24	187	0,10
SC3-005	ST-12	20	1/2	105	46	30	226	0,10
SC3-006	ST-34	25	3/4	109	64	36		
SC3-007	ST-34	28	3/4	109	64	35	406	0,20
SC3-010	ST-100A	40	1	139	64	46	542	0,20
SC3-015	ST-114	60	1 1/4	139	86	51	929	0,30
SC3-020	-	80	1 1/2	168	86	60	1161	0,35
SC3-030	ST-112B	120	1 1/2	200	86	60	1393	0,40
SC3-040	ST-112B	160	2	235	100	70	1806	0,55
SC3-050	-	200	2	260	100	70	2032	0,60
SC3-075	ST-212	300	2 1/2	211	150	90	2787	0,85
SC3-100	ST-300	400	3	272	150	100	3677	1,00
SC3-150	-	600	3	345	150	100	4838	1,25

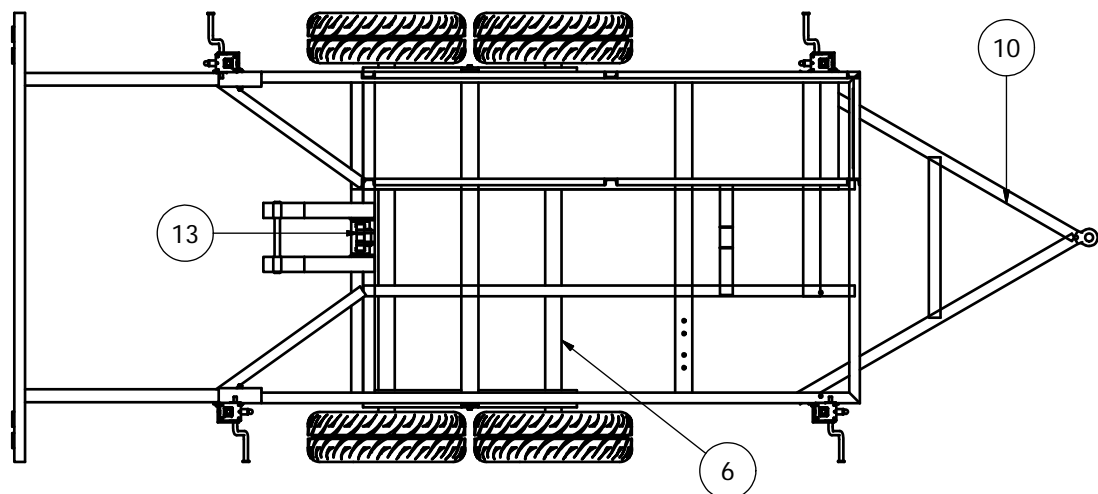
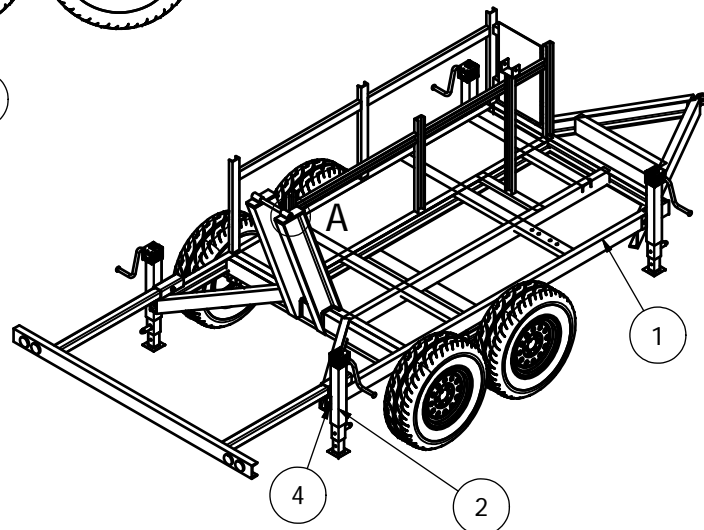
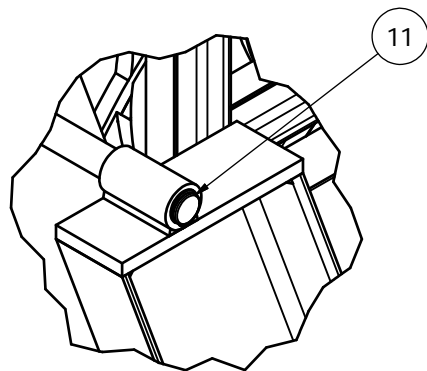
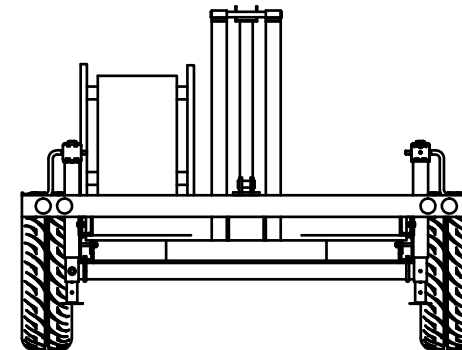
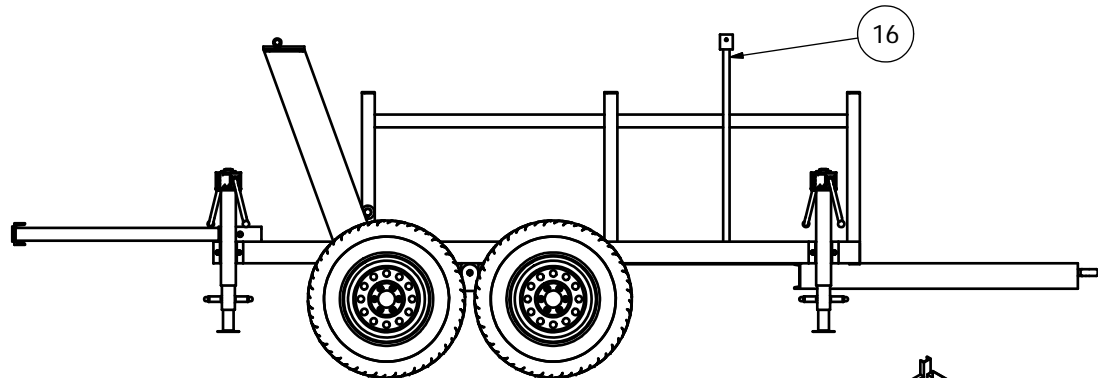
FLOW



Código de pedido: SC3-040 B - 125

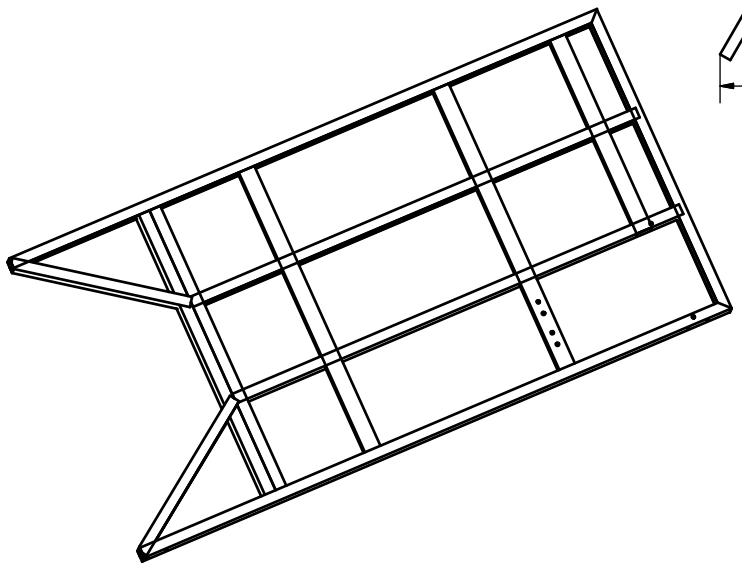
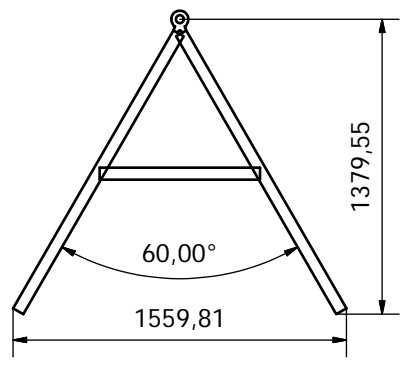
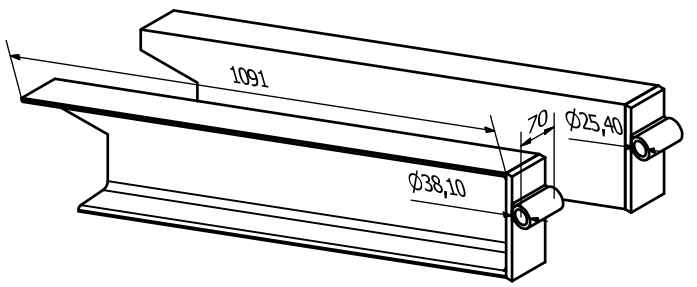
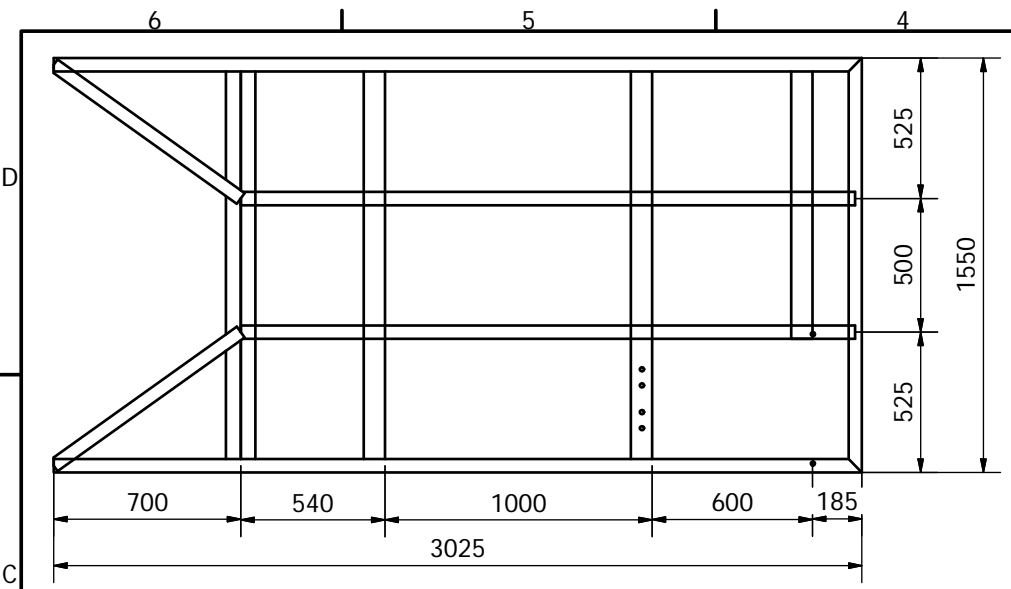
2.2.3 Ingeniería de detalle**Plano N°**

1.0	Estructura completa
1.1	Chasis
1.3	Eje completo
3.0	Columna de perforación
3.1	Columna
3.2	Cabezal
3.2.1	Subconjunto cabezal
3.2.6	Junta rotativa explotada
3.2.6.0	Junta rotativa
3.2.6.4	Pico junta rotativa
3.2.6.5	Eje junta rotativa
3.3	Carro del cilindro
8.0	Plano general



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Estructura con soportes.	
2	4	Patas	
3	16	ISO 7089 - 10 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A
4	8	ISO 4017 - M10 x 25	Hexagon head screws
5	8	ISO 4032 - M10	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B
6	1	Ejes completos	
7	4	ISO 7089 - 12 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A
8	2	ISO 4014 - M12 x 100	Hexagon head bolt - product grades A and B
9	2	ISO 4032 - M12	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B
10	1	Ganchera	
11	1	Eje pivote columna	
12	2	DIN 471 - 24x1,2	Retaining rings for shaft
13	1	soporte posterior	
15	2	DIN 471 - 29x1,5	Retaining rings for shaft
16	1	Apoyo columna	

Dib. _____ Rev. _____ Apr. _____	Fecha	Nombre	Cliente: Proyecto Final	FÁBRICA: UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael	
	Esc. : _____		PERFORADORA M-80 Estructura Completa		Posición N°
					N° de Plano: 1.0
Toler. _____ Rug. _____				Croquis N°	

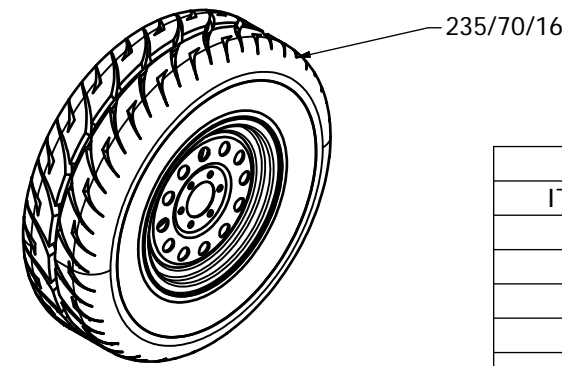
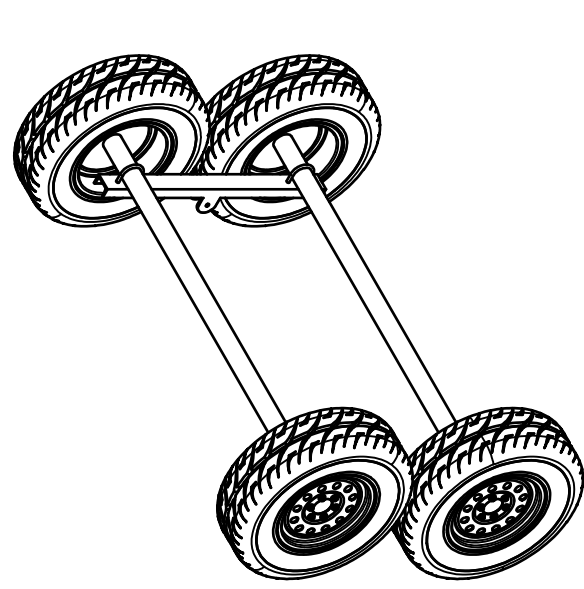
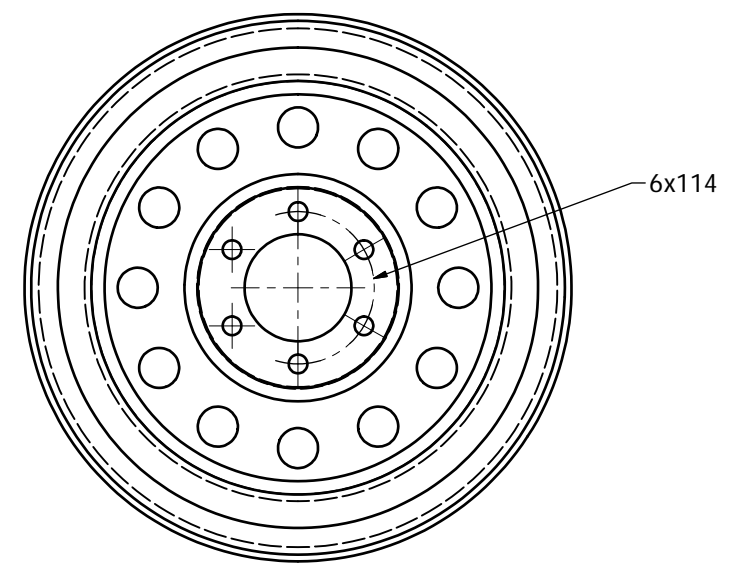
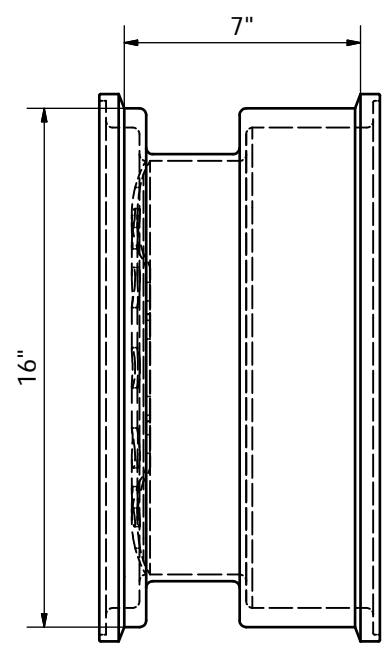
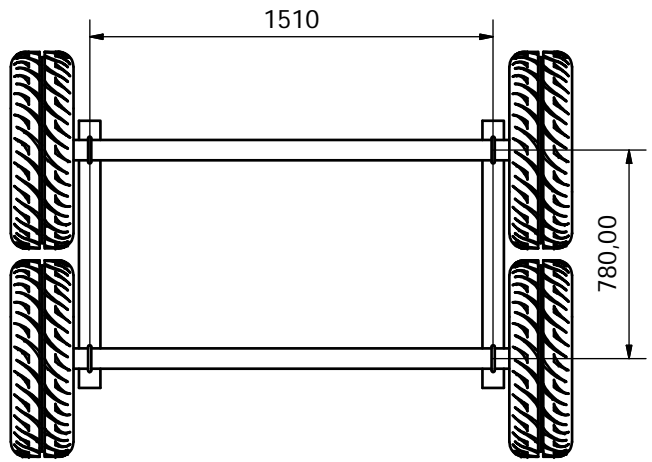


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Part9	
2	3000,000 mm	DIN1026 - U 120 - 1500	U-Shape
3	750,000 mm	DIN1026 - U 120 - 750	U-Shape

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Part9	
2	3000,000 mm	DIN1026 - U 120 - 1500	U-Shape
3	750,000 mm	DIN1026 - U 120 - 750	U-Shape

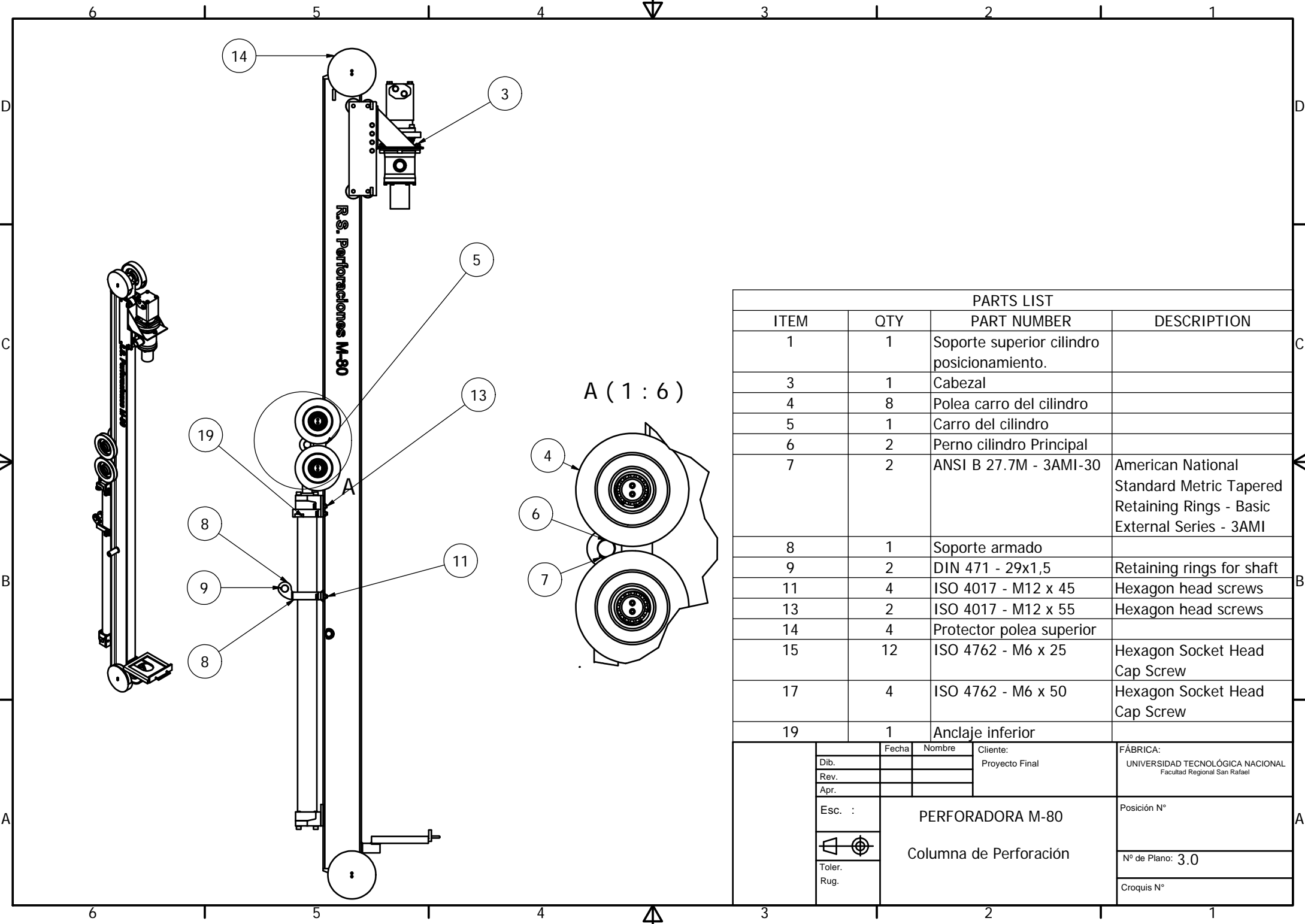
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Marco	
2	6000,000 mm	DIN1026 - U 100 - 3000	U-Shape
3	1720,465 mm	DIN1026 - U 100 - 860,233	U-Shape
4	3000,000 mm	DIN1026 - U 120 - 1500	U-Shape
5	1500,000 mm	DIN1026 - U 100 - 1500	U-Shape
6	4500,000 mm	DIN1026 - U 80 - 1500	U-Shape
7	4600,000 mm	DIN1026 - U 100 - 2300	U-Shape

Dib. _____ Rev. _____ Apr. _____	Fecha	Nombre	Cliente: Proyecto Final	FÁBRICA: UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
Esc. :	PERFORADORA M-80 Chasis		Posición N°	
 Toler. Rug.			N° de Plano: 1.1	
			Croquis N°	



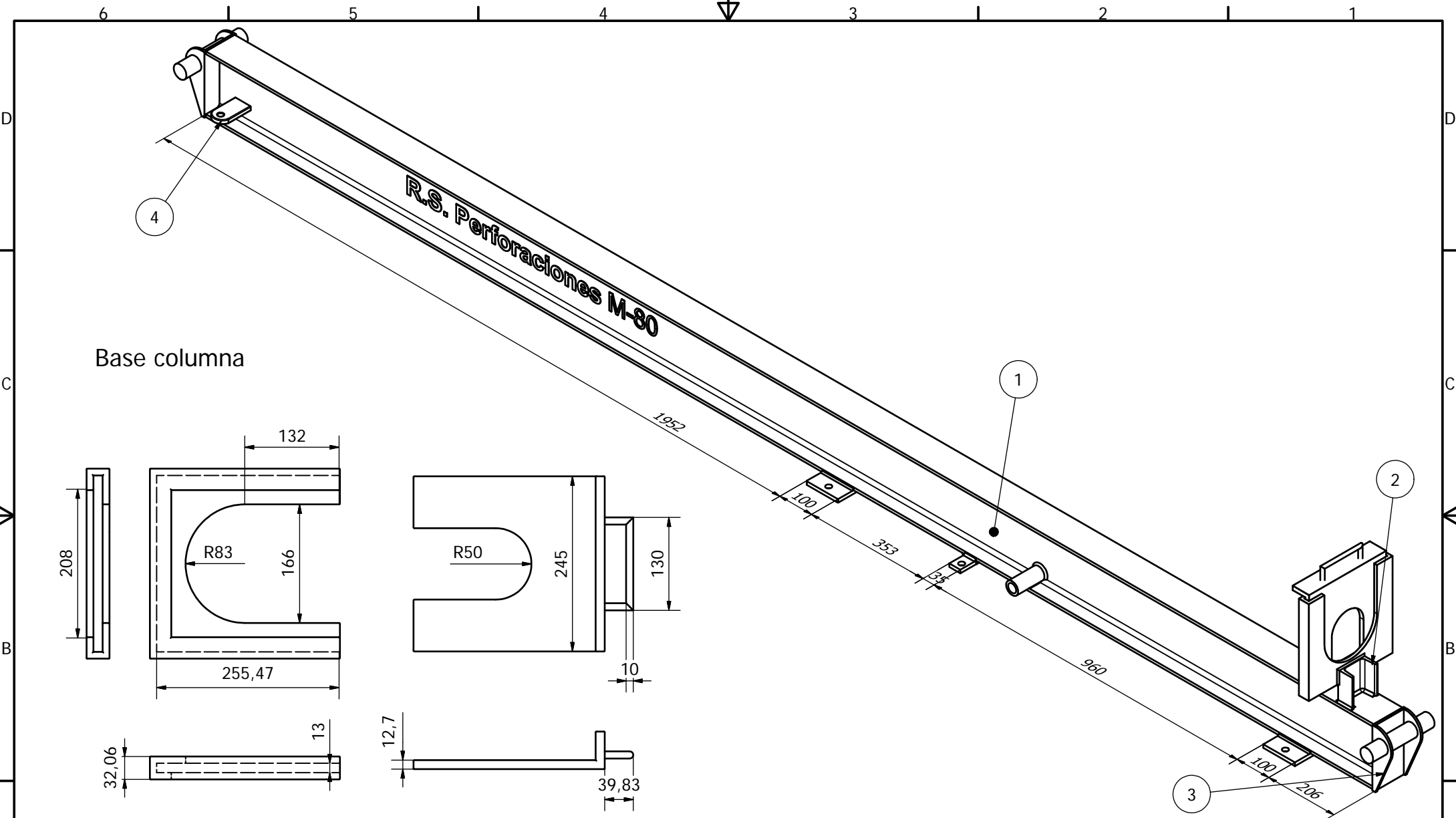
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	2	Eje ruedas	
2	4	Pirelli final	
3	2000,000 mm	DIN1026 - U 80 - 1000	U-Shape
4	4	Abrazaderas eje	
5	8	DIN 6923 - M12 x 1,5	Hex Nut
6	24	DIN 6921 - M12 x 25	Hexagon Flange Bolt

Dib.	Fecha	Nombre	Cliente: Proyecto Final	FÁBRICA: UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
	Rev.			
	Apr.			
Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°	
Toler. Rug.	Eje Completo		N° de Plano: 1.3	
			Croquis N°	

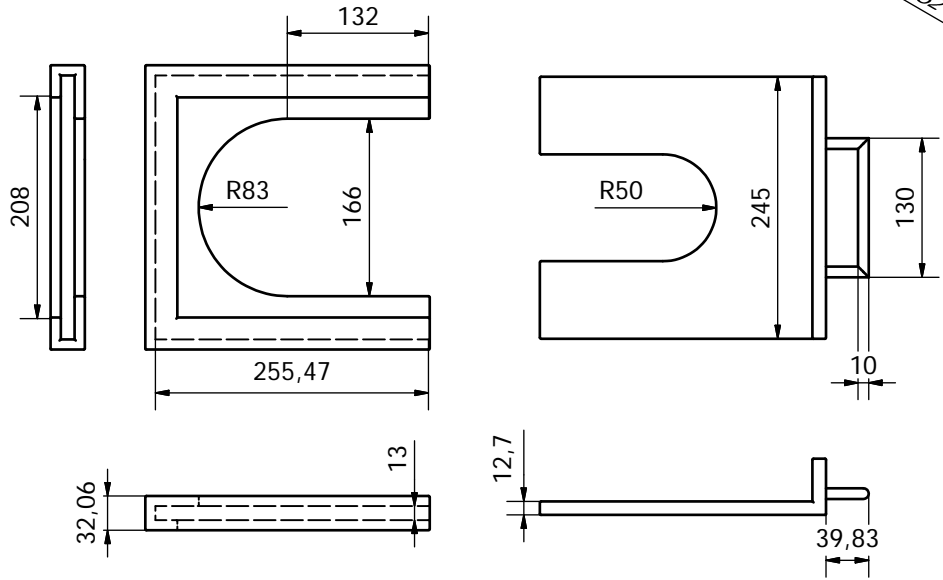


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1		Soporte superior cilindro posicionamiento.
3	1		Cabezal
4	8		Polea carro del cilindro
5	1		Carro del cilindro
6	2		Perno cilindro Principal
7	2	ANSI B 27.7M - 3AMI-30	American National Standard Metric Tapered Retaining Rings - Basic External Series - 3AMI
8	1		Soporte armado
9	2	DIN 471 - 29x1,5	Retaining rings for shaft
11	4	ISO 4017 - M12 x 45	Hexagon head screws
13	2	ISO 4017 - M12 x 55	Hexagon head screws
14	4		Protector polea superior
15	12	ISO 4762 - M6 x 25	Hexagon Socket Head Cap Screw
17	4	ISO 4762 - M6 x 50	Hexagon Socket Head Cap Screw
19	1		Anclaje inferior

Dib. _____ Rev. _____ Apr. _____	Fecha	Nombre	Cliente: Proyecto Final	FÁBRICA: UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael	
	Esc. :	PERFORADORA M-80			
		Columna de Perforación			
				Posición N°	
				N° de Plano: 3.0	
				Croquis N°	



Base column



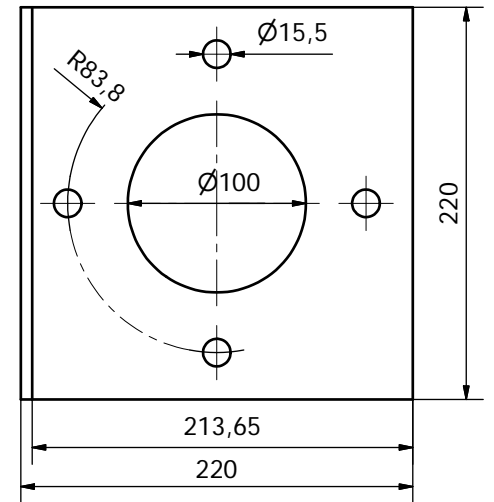
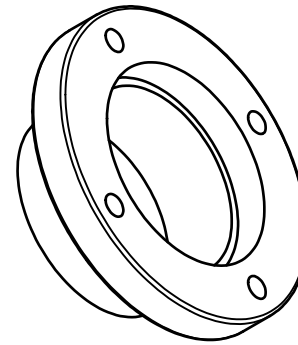
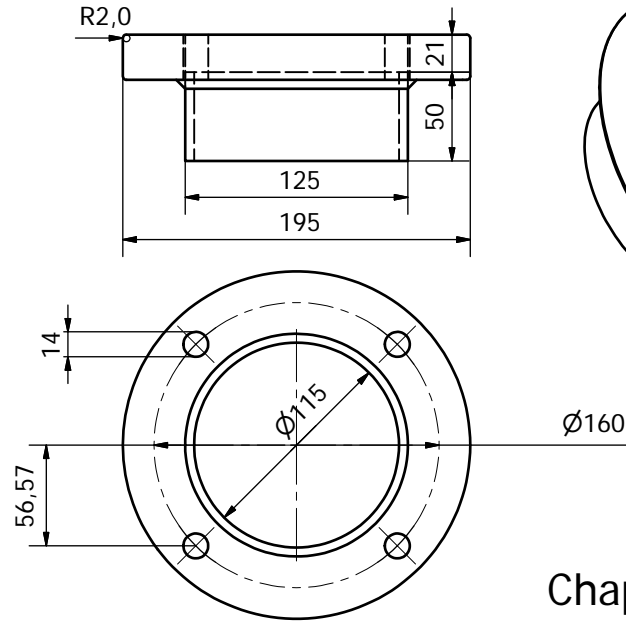
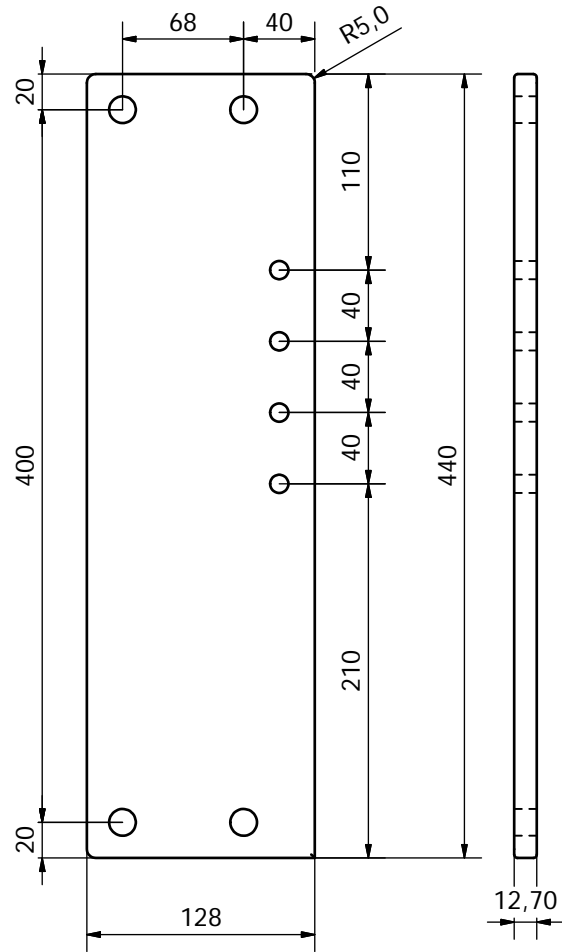
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	3500,000	DIN 1025 - IPE 180-3500	Hot rolled I-beam IPE
2	1	Base Columna	
3	2	Soporte Poleas	
4	2	Anclaje superior	

Fecha	Nombre	Cliente:	FÁBRICA:
Dib.		Proyecto Final	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
Rev.			
Apr.			
Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°
	Columna		N° de Plano: 3.1
Toler.			Croquis N°
Rug.			

Soporte de Ruedas

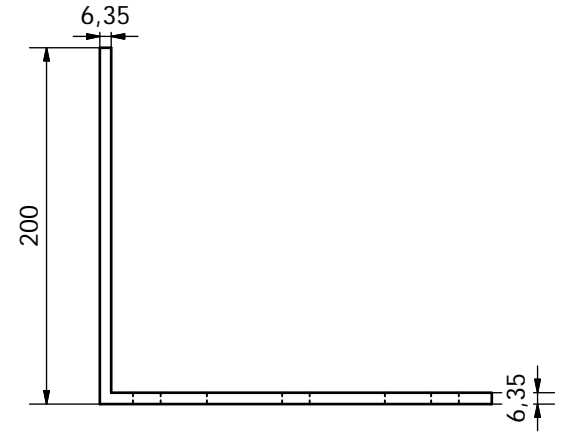
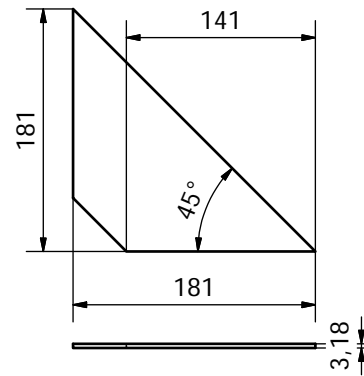
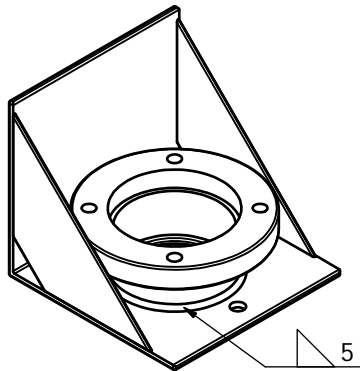
Platina

Base

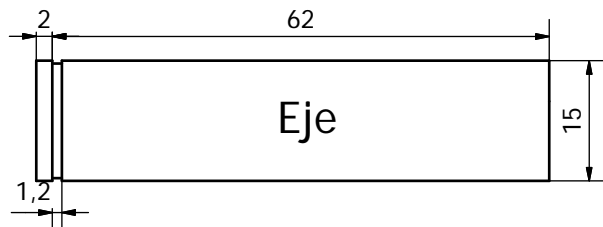


Base Armada

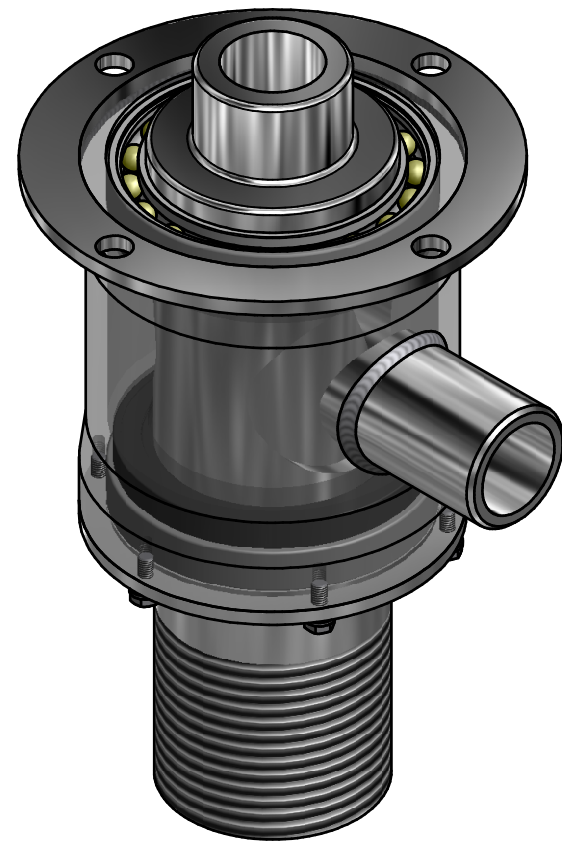
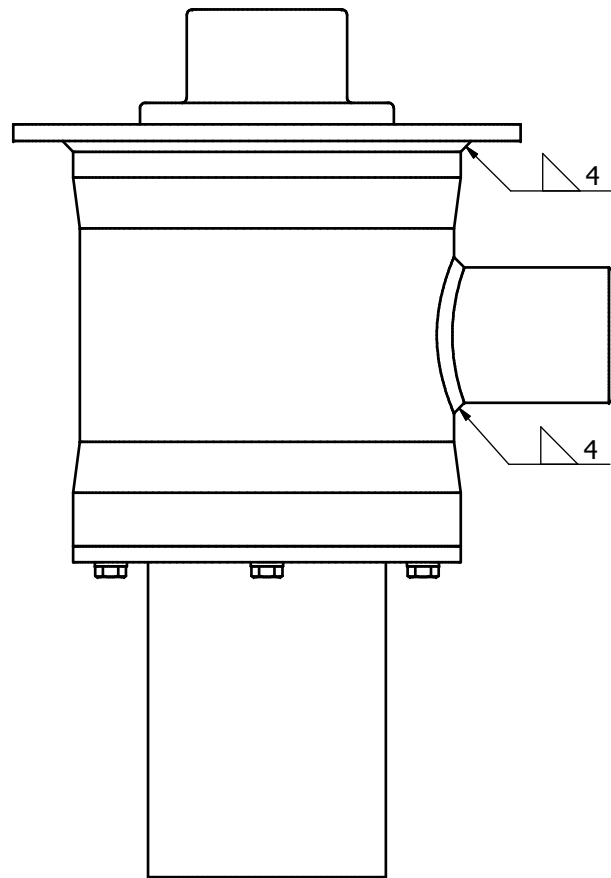
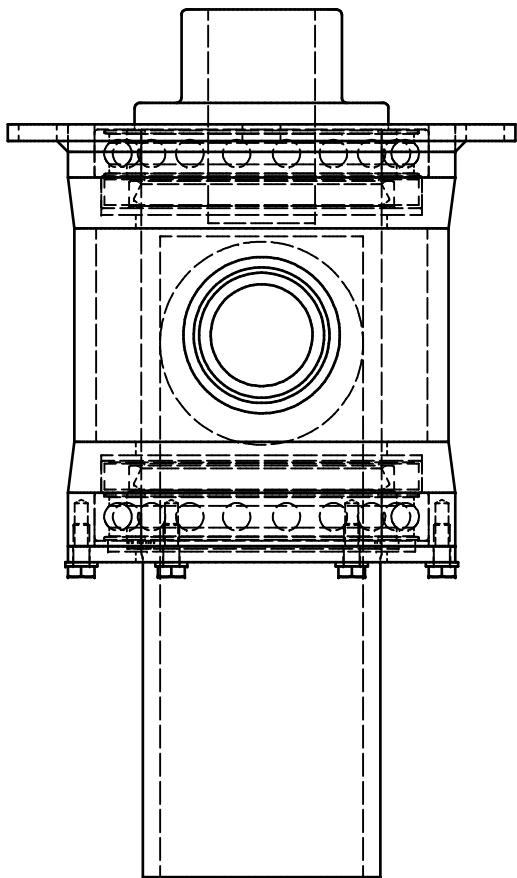
Chapas laterales



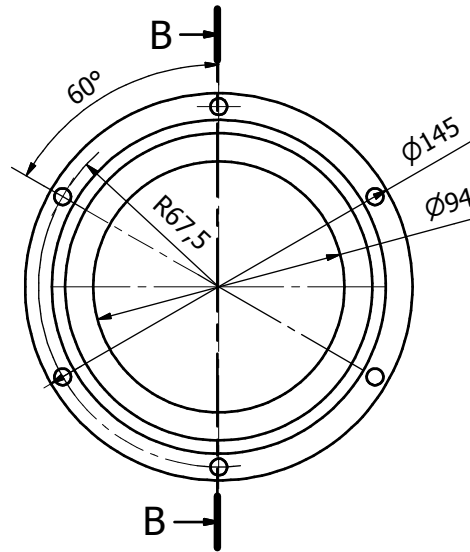
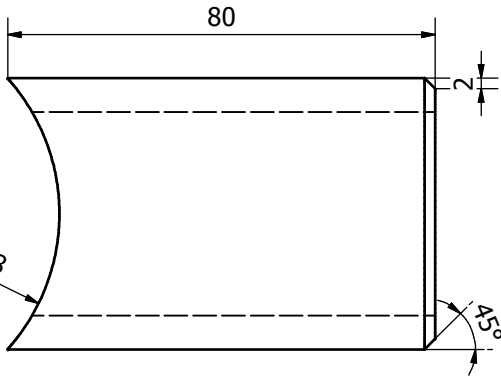
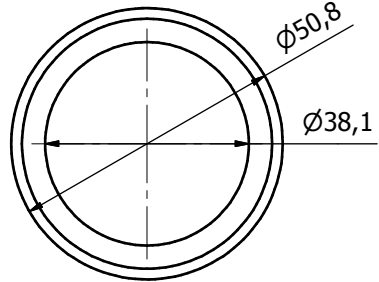
Eje



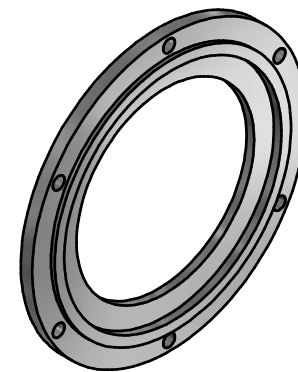
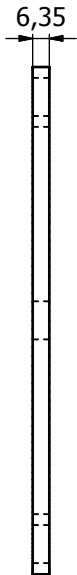
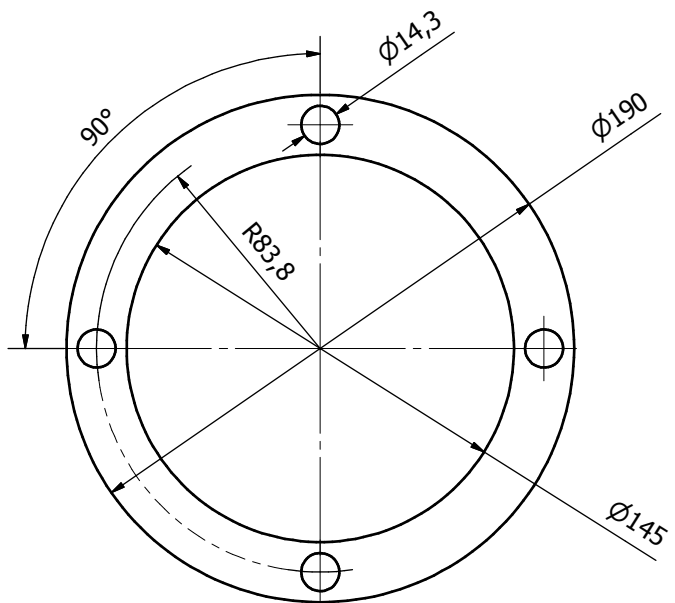
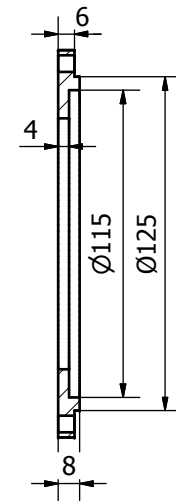
Dib.	Fecha	Nombre	Cliente: Proyecto Final	FÁBRICA: UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
	Rev.			
	Apr.			
Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°	
Toler. Rug.	Subconjuntos Cabezal		N° de Plano: 3.2.1	
			Croquis N°	



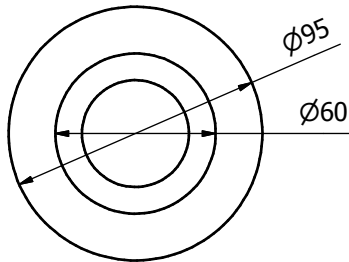
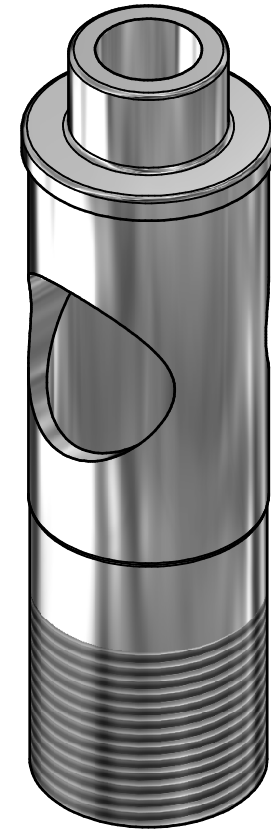
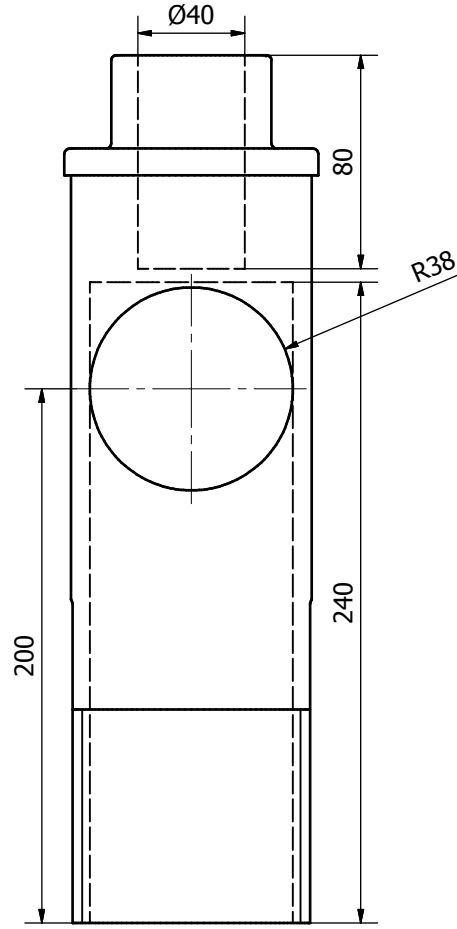
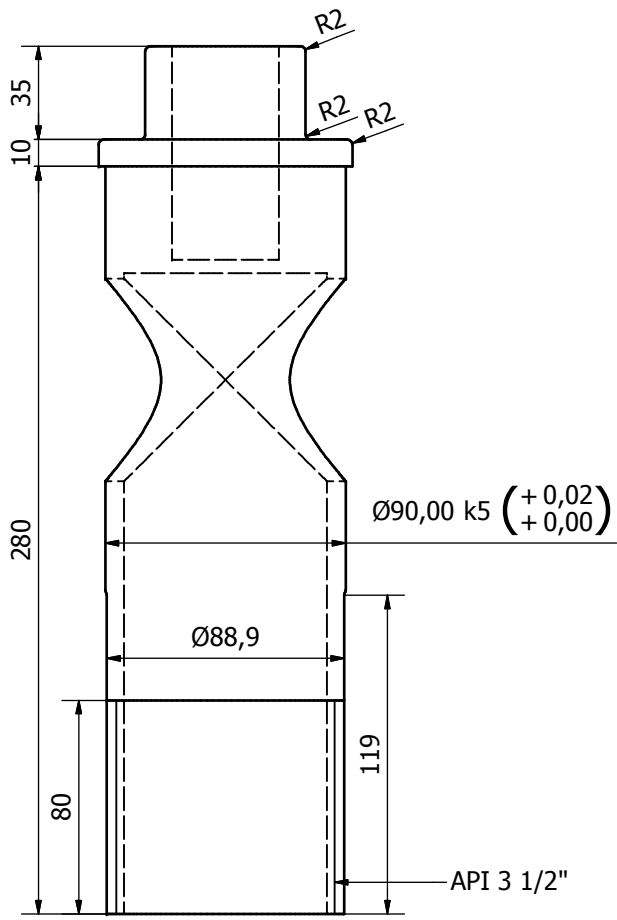
	Fecha	Nombre	Cliente:	FÁBRICA:
Dib.			Proyecto Final	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
Rev.				
Apr.				
Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°	
	Junta Rotativa		N° de Plano: 3.2.6.0	
Toler.			Croquis N°	
Rug.				



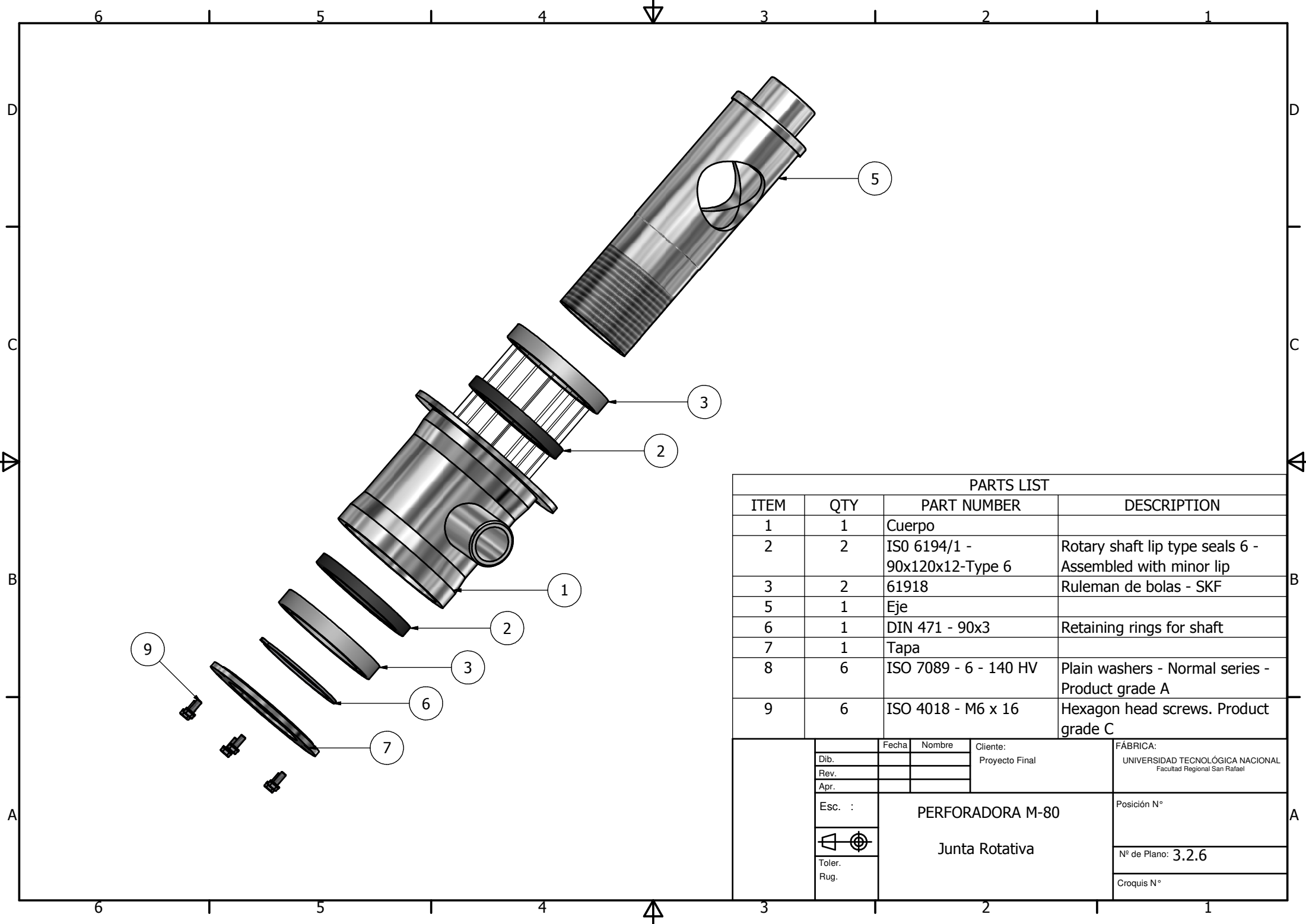
B-B (1 : 2)




	Fecha	Nombre	Ciente:	FÁBRICA:
Dib.			Proyecto Final	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
Rev.				
Apr.				
Esc. :	PERFORADORA M-80			Posición N°
	Pico - Junta Rotativa			N° de Plano: 3.2.6.4
Toler.				Croquis N°
Rug.				

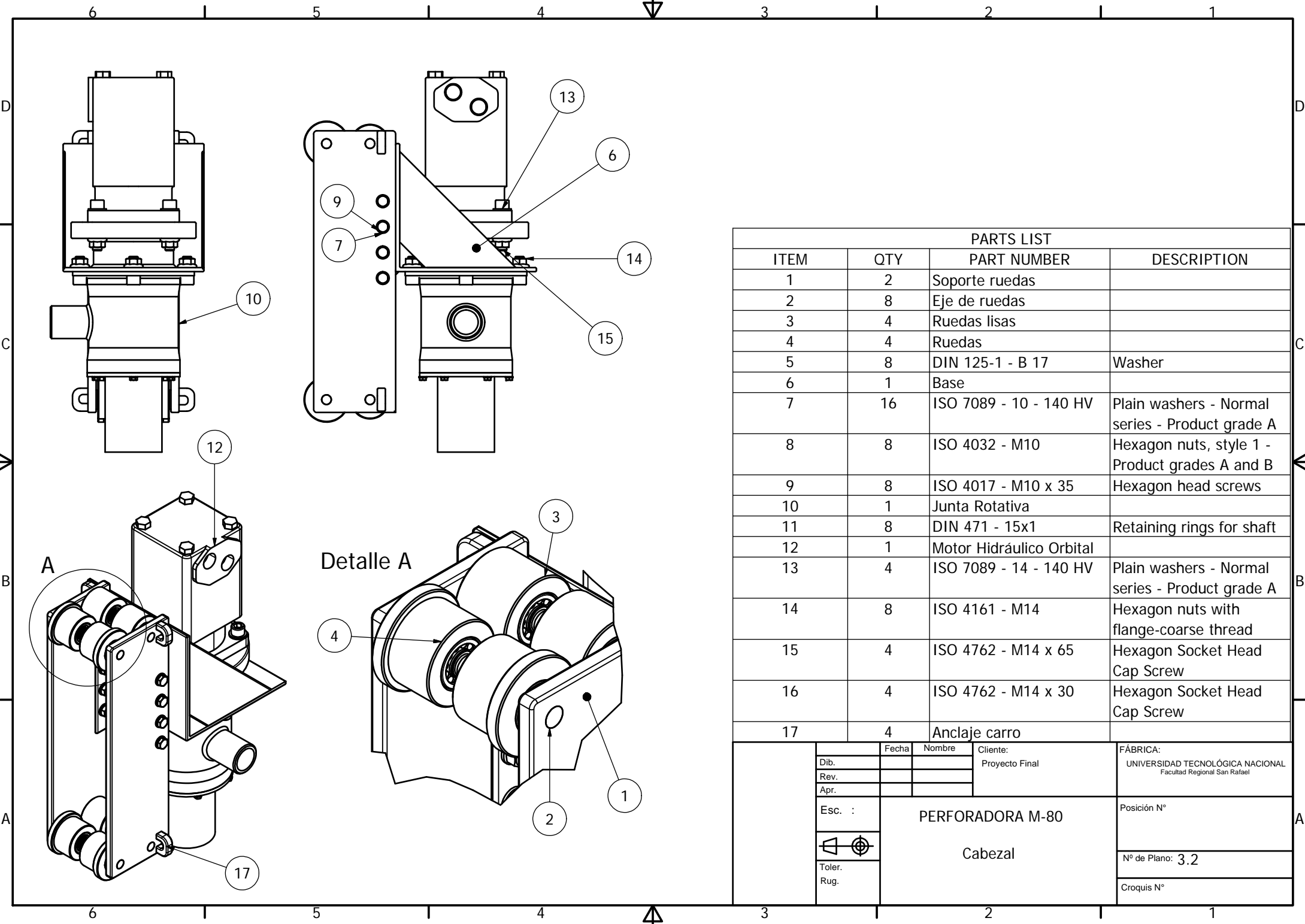


	Fecha	Nombre	Cliente:	FÁBRICA:
Dib.			Proyecto Final	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
Rev.				
Apr.				
Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°	
	EJE - Junta Rotativa		N° de Plano: 3.2.6.5	
Toler.			Croquis N°	
Rug.				




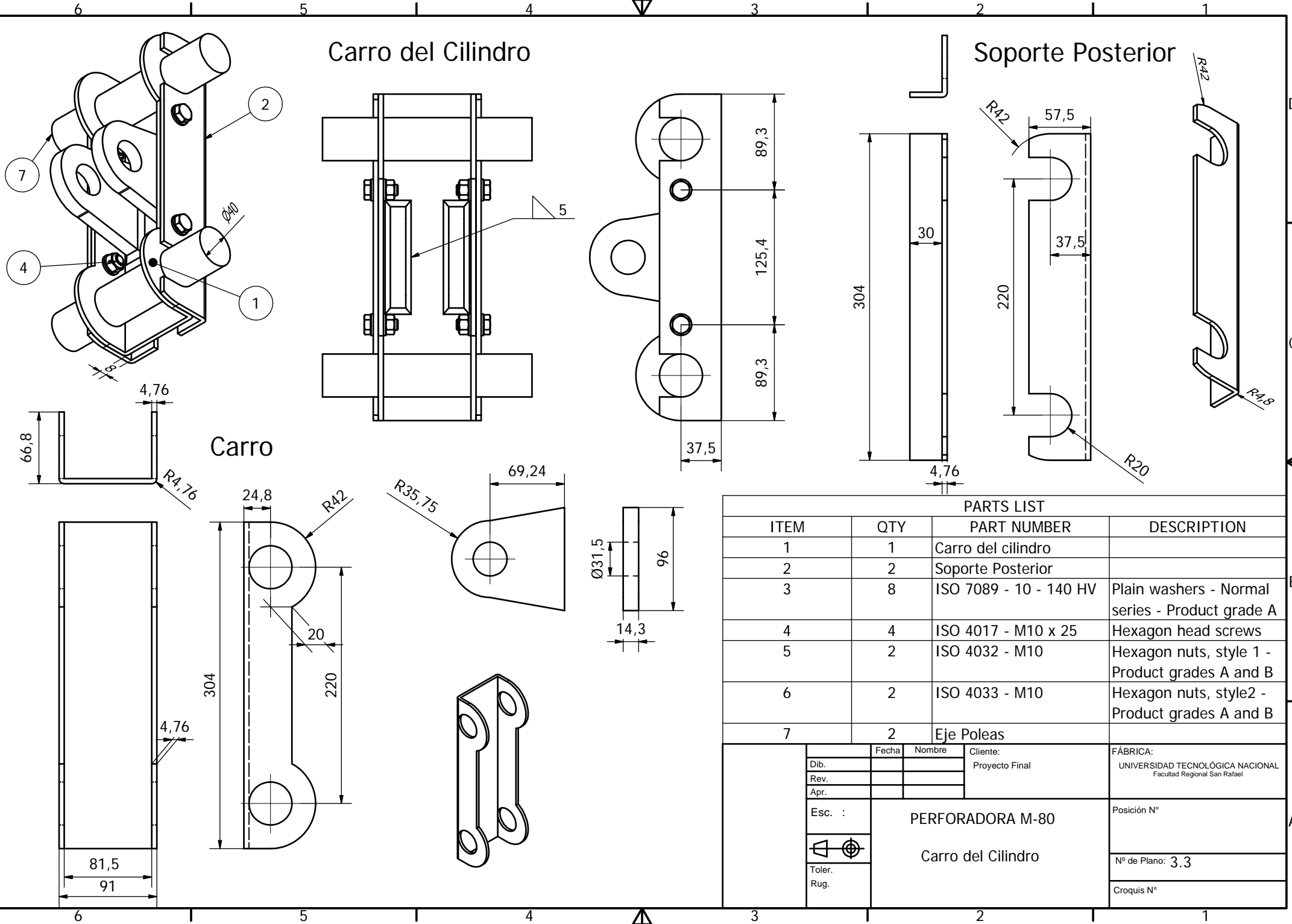
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Cuerpo	
2	2	ISO 6194/1 - 90x120x12-Type 6	Rotary shaft lip type seals 6 - Assembled with minor lip
3	2	61918	Ruleman de bolas - SKF
5	1	Eje	
6	1	DIN 471 - 90x3	Retaining rings for shaft
7	1	Tapa	
8	6	ISO 7089 - 6 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A
9	6	ISO 4018 - M6 x 16	Hexagon head screws. Product grade C

Dib. _____ Rev. _____ Apr. _____	Fecha	Nombre	Ciente: Proyecto Final	FÁBRICA: UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
	Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°
		Junta Rotativa		N° de Plano: 3.2.6
	Toler. Rug.			Croquis N°



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	2	Soporte ruedas	
2	8	Eje de ruedas	
3	4	Ruedas lisas	
4	4	Ruedas	
5	8	DIN 125-1 - B 17	Washer
6	1	Base	
7	16	ISO 7089 - 10 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A
8	8	ISO 4032 - M10	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B
9	8	ISO 4017 - M10 x 35	Hexagon head screws
10	1	Junta Rotativa	
11	8	DIN 471 - 15x1	Retaining rings for shaft
12	1	Motor Hidráulico Orbital	
13	4	ISO 7089 - 14 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A
14	8	ISO 4161 - M14	Hexagon nuts with flange-coarse thread
15	4	ISO 4762 - M14 x 65	Hexagon Socket Head Cap Screw
16	4	ISO 4762 - M14 x 30	Hexagon Socket Head Cap Screw
17	4	Anclaje carro	

Dib. _____ Rev. _____ Apr. _____	Fecha	Nombre	Cliente:	FÁBRICA: UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
			Proyecto Final	
Esc. :	PERFORADORA M-80 Cabezal			Posición N°
 Toler. _____ Rug. _____				N° de Plano: 3.2
				Croquis N°



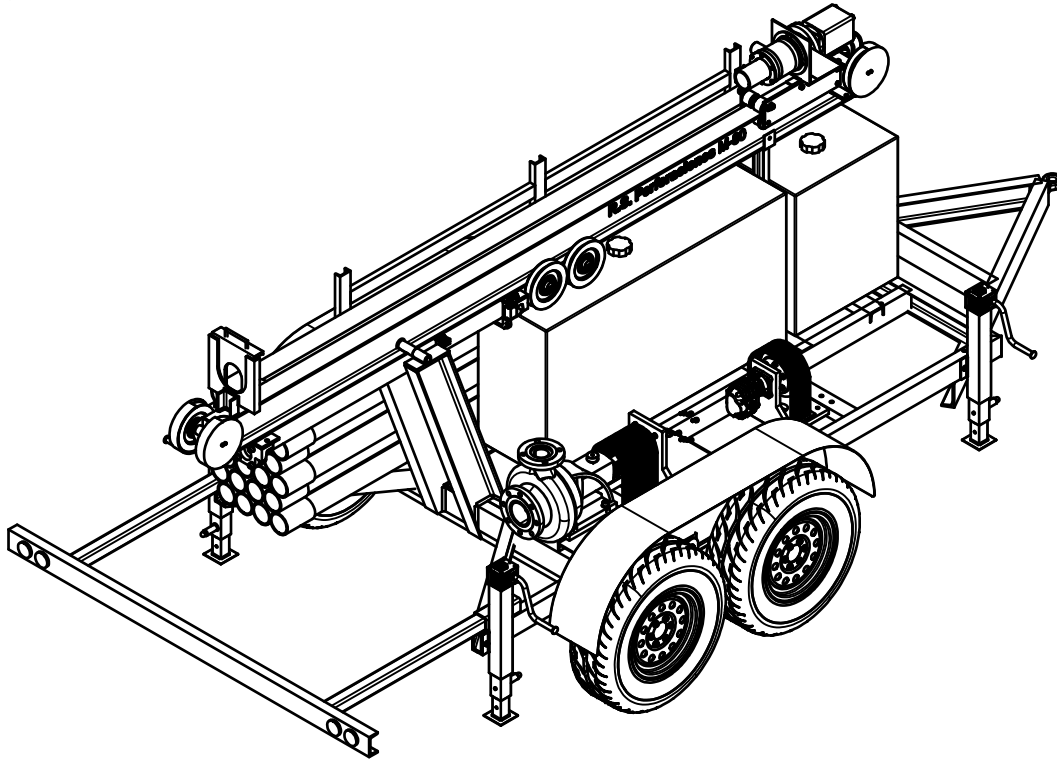
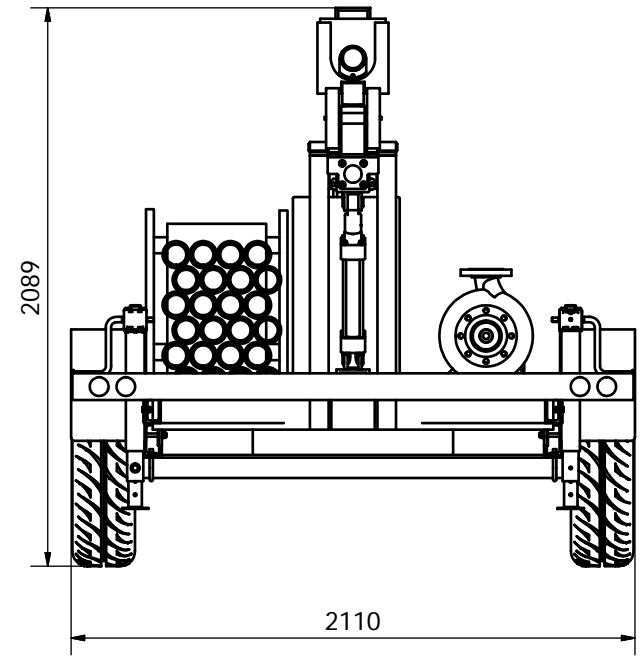
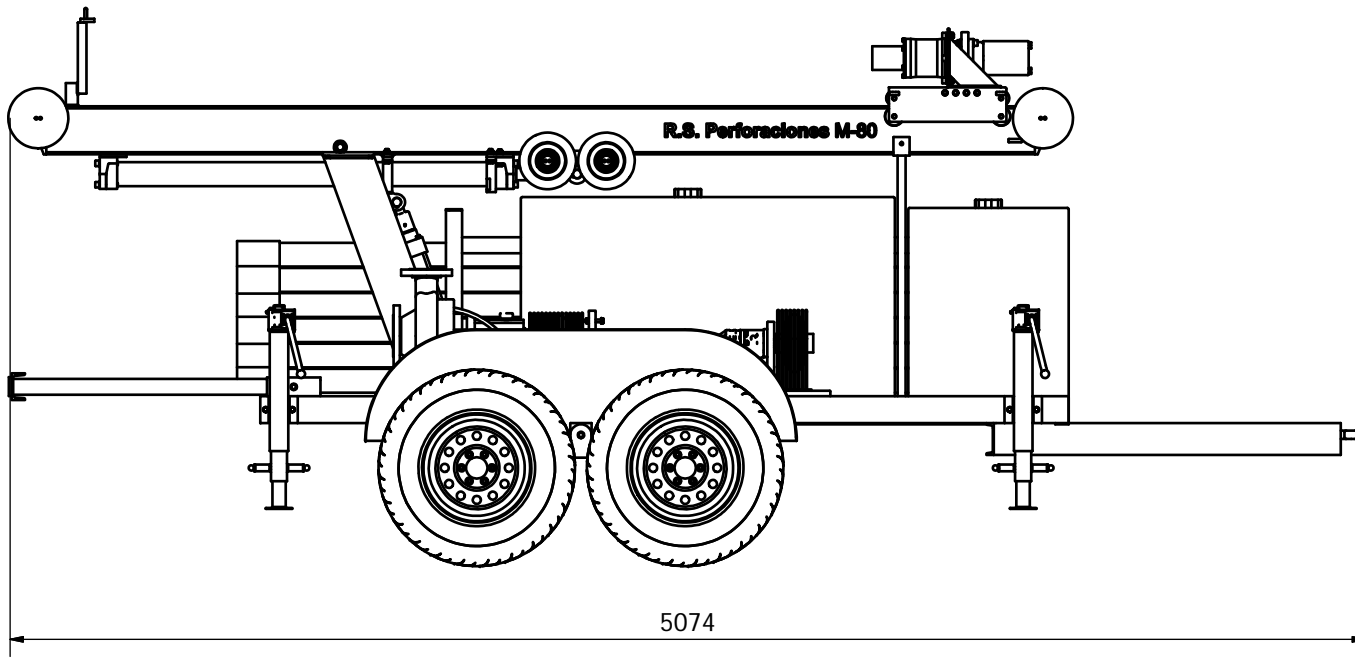
Carro del Cilindro

Soporte Posterior

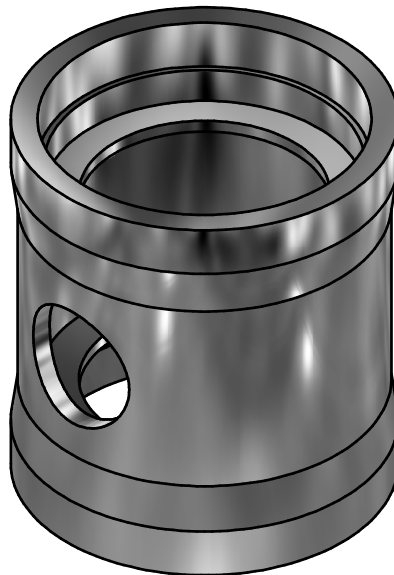
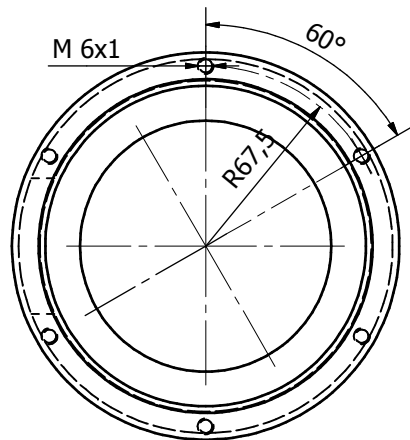
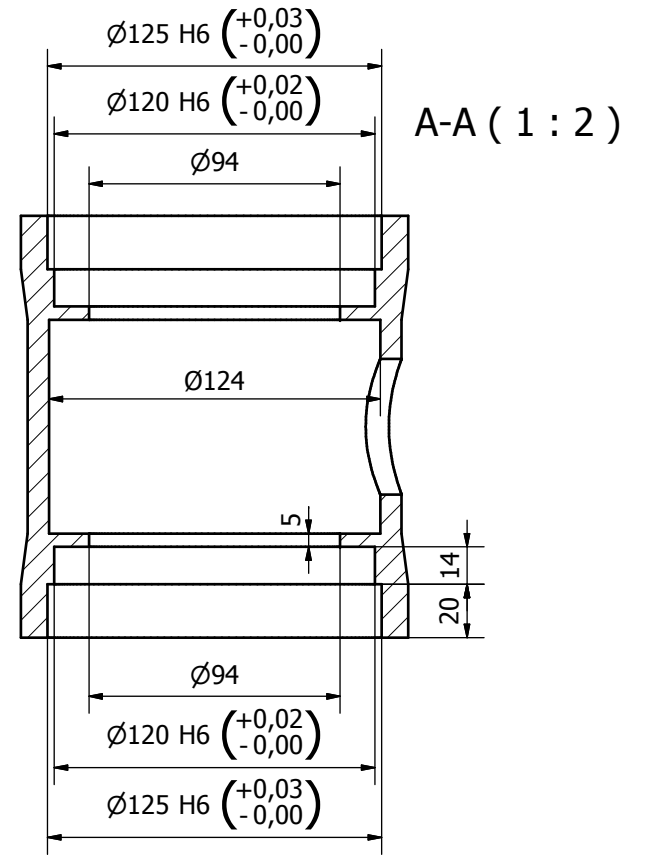
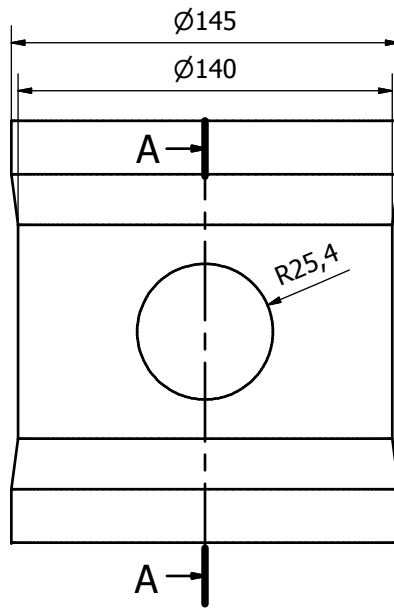
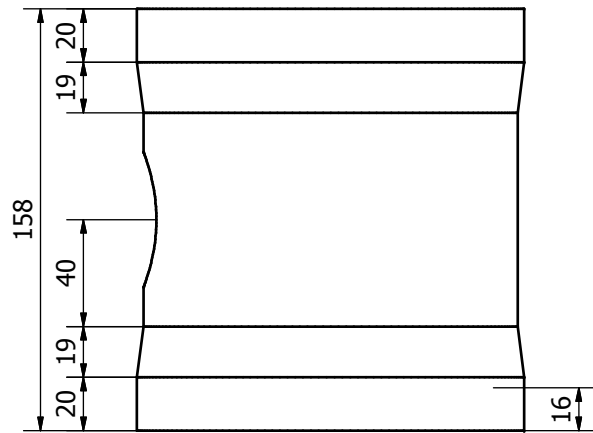
Carro

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Carro del cilindro	
2	2	Soporte Posterior	
3	8	ISO 7089 - 10 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A
4	4	ISO 4017 - M10 x 25	Hexagon head screws
5	2	ISO 4032 - M10	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B
6	2	ISO 4033 - M10	Hexagon nuts, style2 - Product grades A and B
7	2	Eje Poleas	

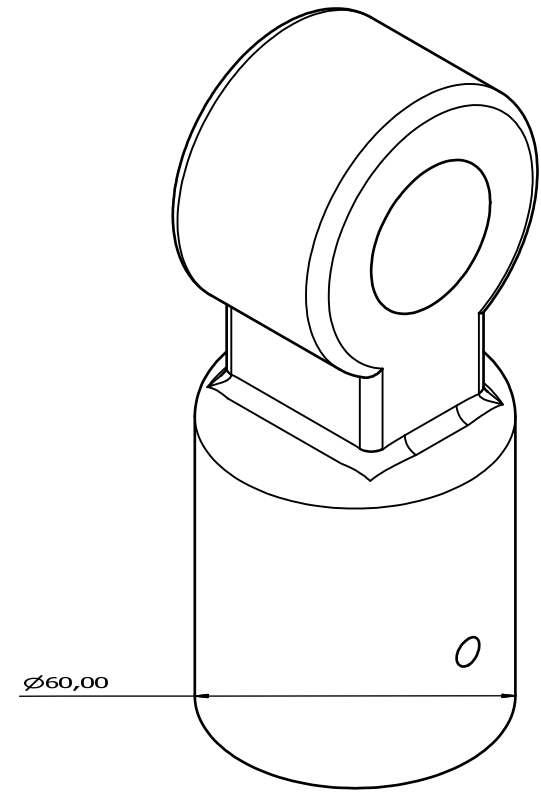
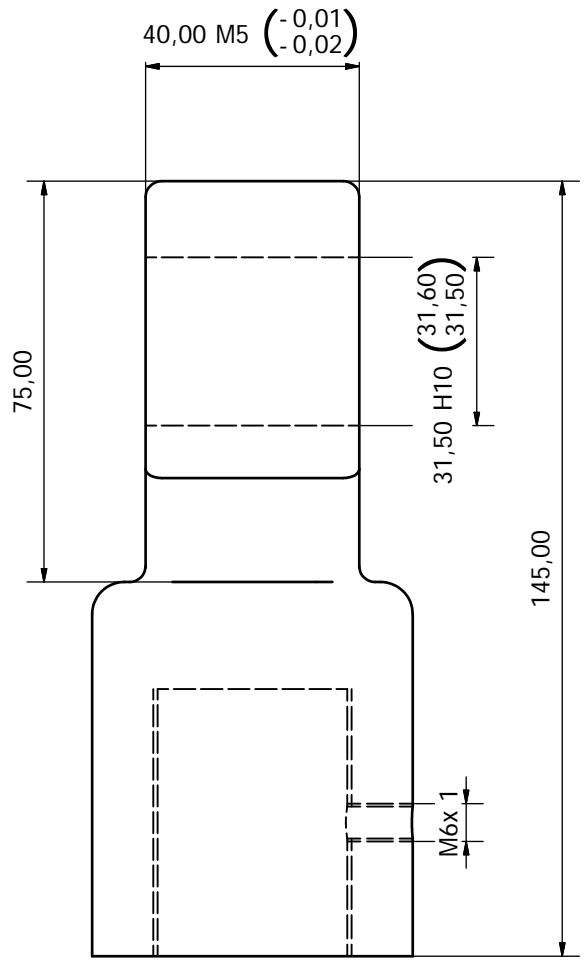
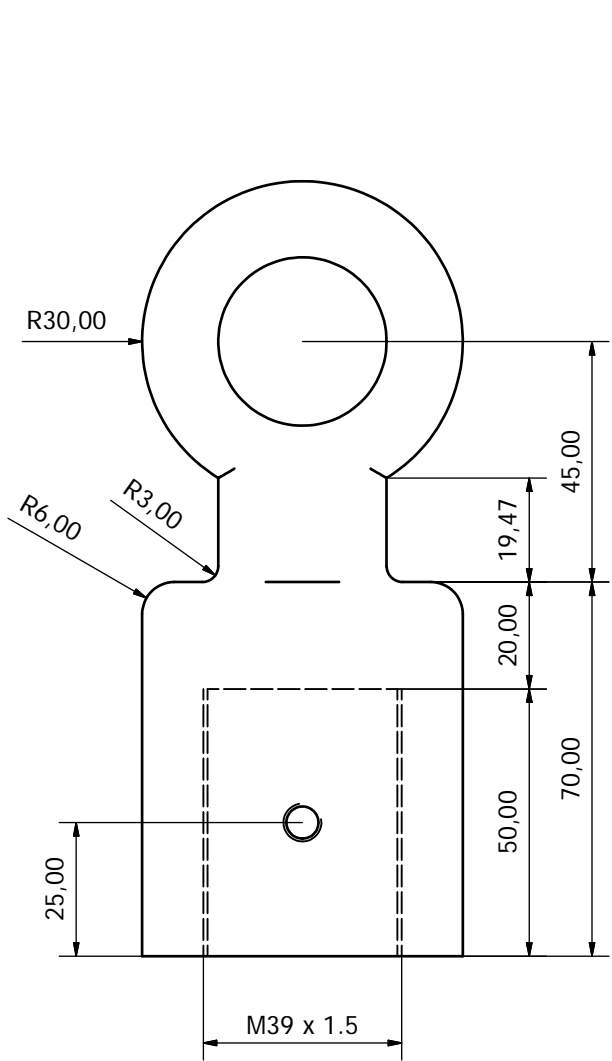
Fecha	Nombre	Ciente:	FÁBRICA:
Dib.		Proyecto Final	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
Rev.			Facultad Regional San Rafael
Apr.			
Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°
Toler.	Carro del Cilindro		N° de Plano: 3.3
Rug.			Croquis N°



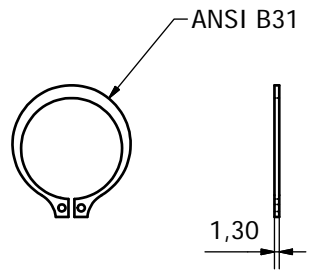
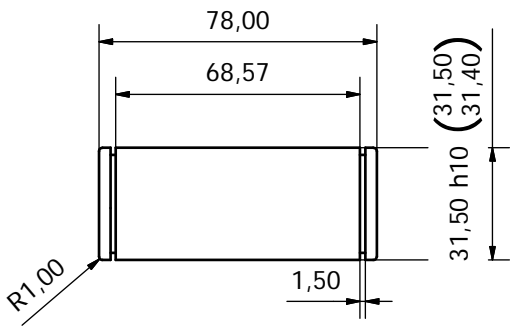
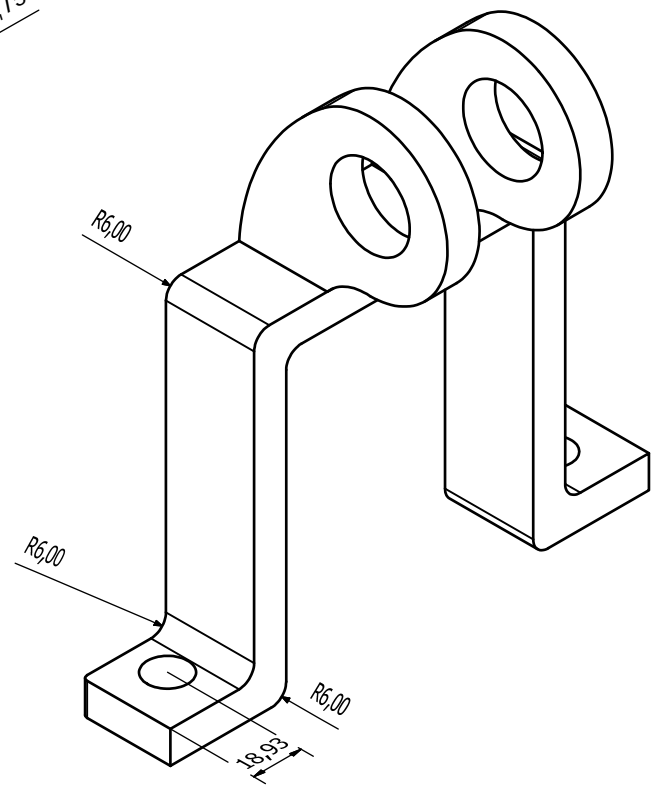
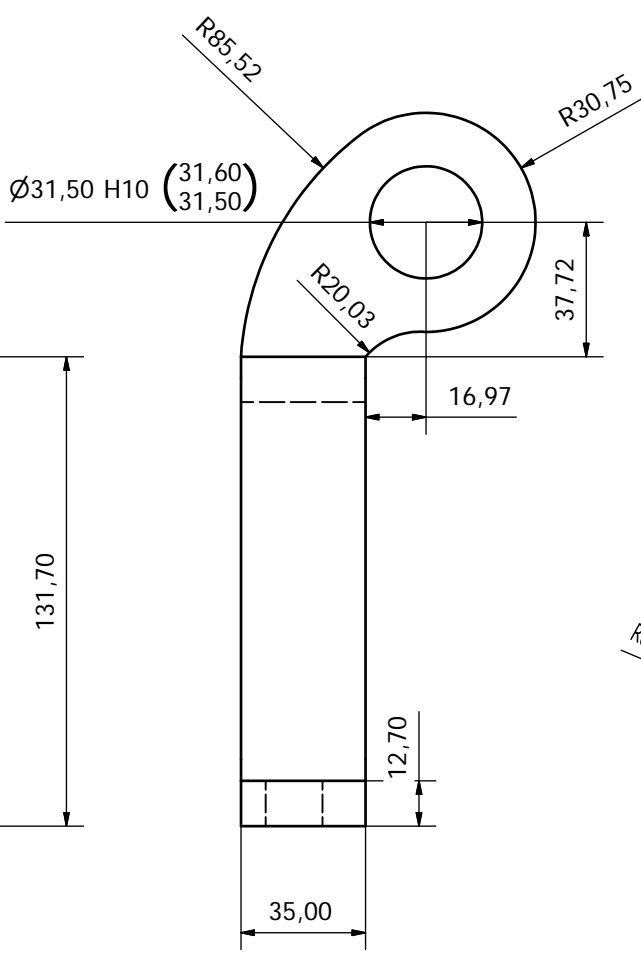
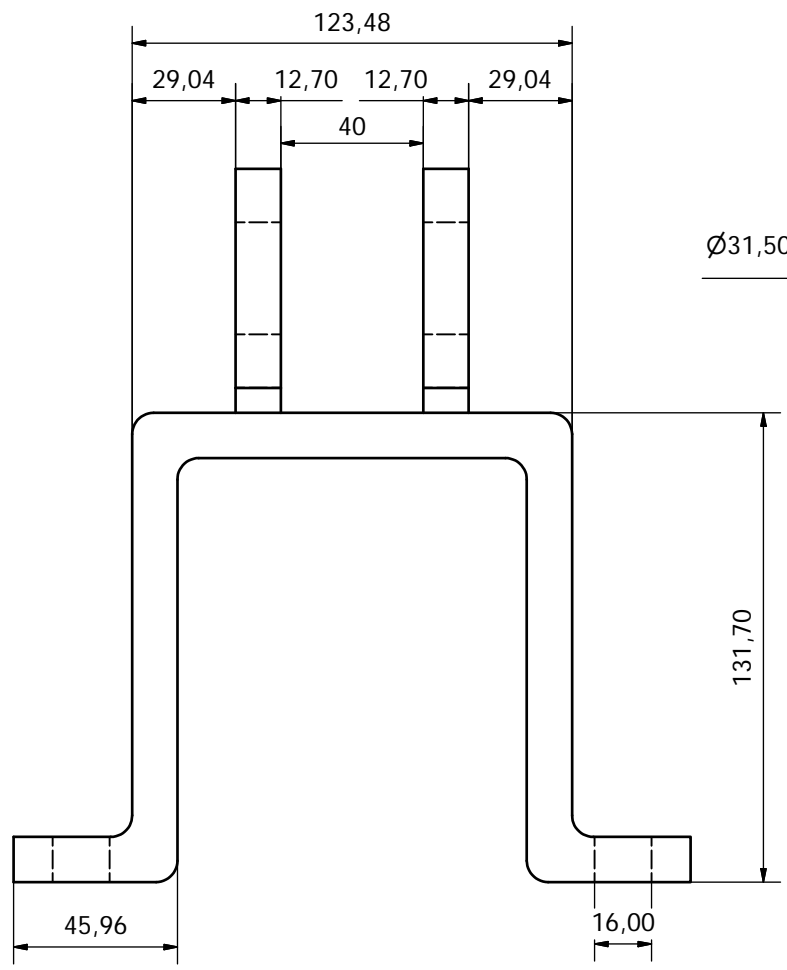
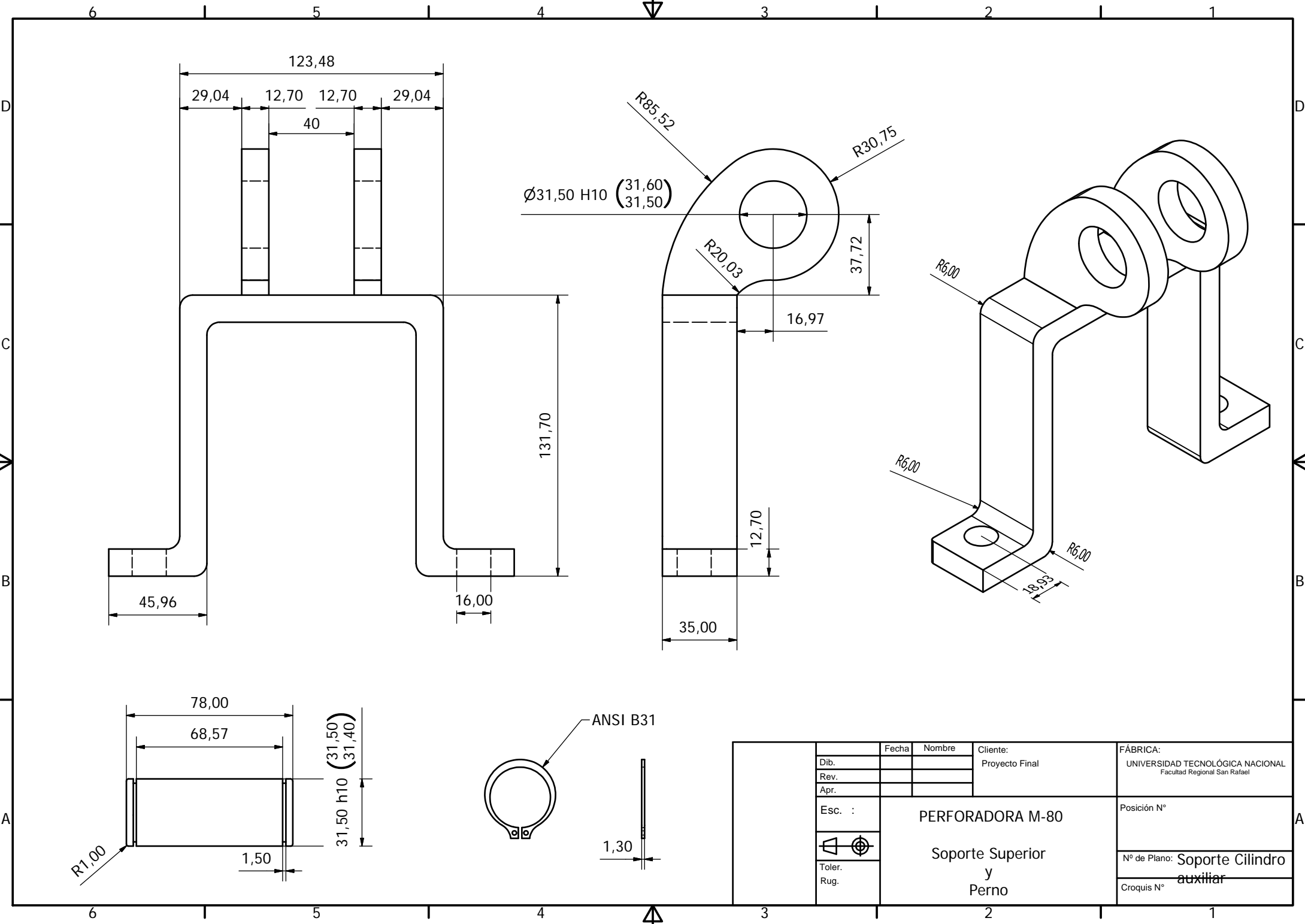
	Fecha	Nombre	Cliente:	FÁBRICA:
Dib.			Proyecto Final	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
Rev.				
Apr.				
Esc. :	PERFORADORA M-80			Posición N°
	Plano General			N° de Plano: 8.0
Toler.				Croquis N°
Rug.				



	Fecha	Nombre	Cliente:	FÁBRICA:
Dib.			Proyecto Final	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
Rev.				
Apr.				
Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°	
	Junta Rotativa		N° de Plano: Cuerpo	
Toler.				
Rug.			Croquis N°	

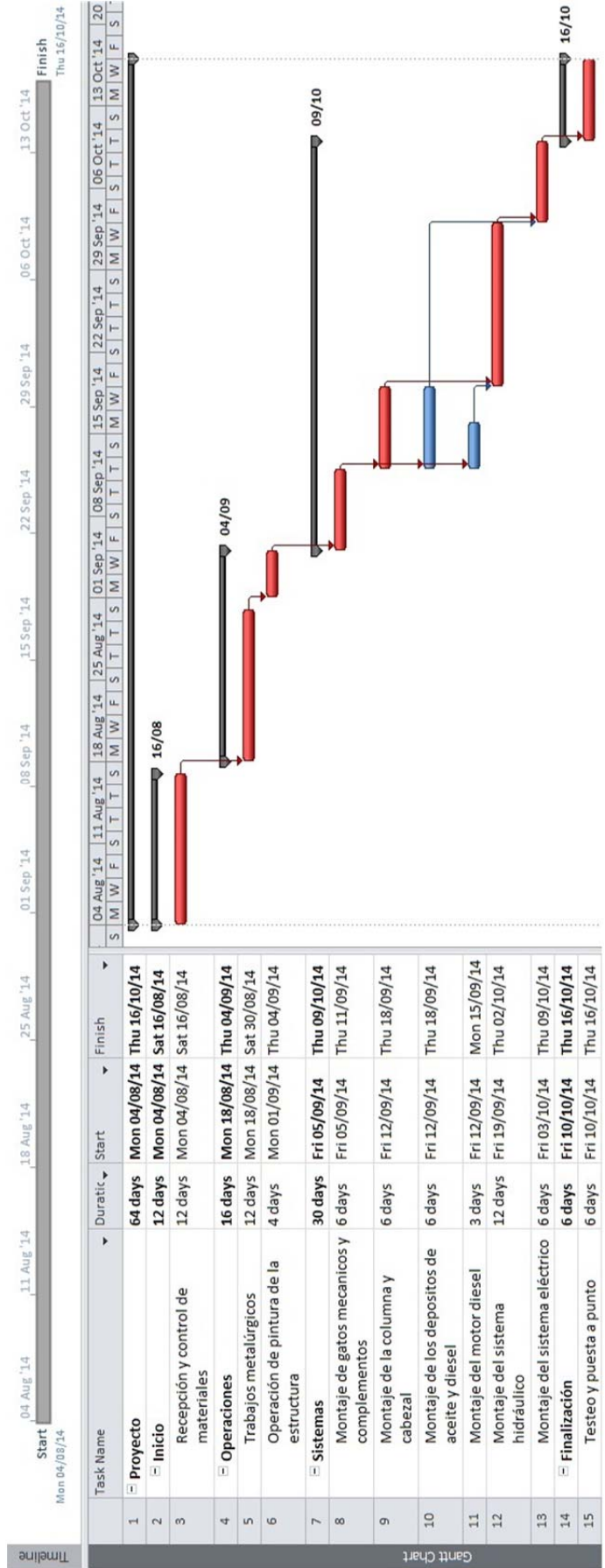


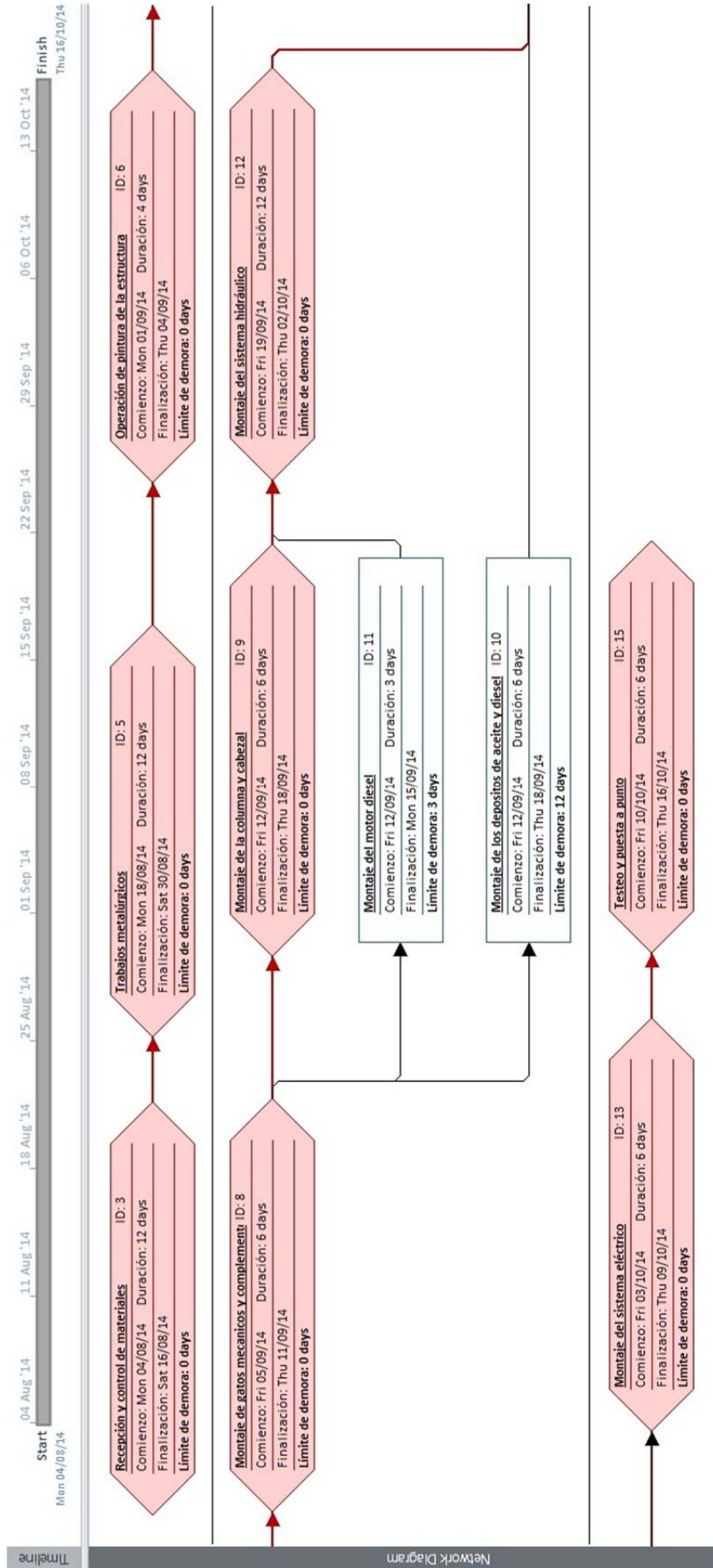
Dib.	Fecha	Nombre	Cliente:	FÁBRICA:
	Rev.		Proyecto Final	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
	Apr.			
Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°	
Toler. Rug.	Accesorio Cilindro Posicionador		N° de Plano: Accesorio cilindro	
			63	
				Croquis N°



Dib.	Fecha	Nombre	Cliente:	FÁBRICA:
	Rev.		Proyecto Final	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL Facultad Regional San Rafael
	Apr.			
Esc. :	PERFORADORA M-80		Posición N°	
Toler. Rug.	Soporte Superior y Perno		N° de Plano: Soporte Cilindro auxiliar	
			Croquis N°	

2.3 PLANIFICACIÓN DE PROYECTO





2.4 EVALUACIÓN DE IMPACTO AMBIENTAL

2.4.1 Objetivos

El objetivo principal de la Evaluación de Impacto Ambiental es identificar los impactos ambientales, tanto positivos como negativos, que se generen por la ejecución del proyecto y establecer las medidas de prevención, mitigación, control y/o compensación necesarias para reducir al mínimo la degradación del medio ambiente.

2.4.2 Normativa General

Para realizar el presente estudio, consultamos la Ley Provincial N° 5961 de Preservación del Medio Ambiente y seguimos las condiciones dispuestas en el DECRETO N° 2109 'Impacto Ambiental' donde detallamos los principales aspectos del artículo 3º referido a una Descripción de Proyecto.

2.4.3 Localización, jurisdicción municipal comprendida

Para detallar las actividades y/o acciones susceptibles de producir un impacto sobre el medio ambiente, el proyecto se divide en dos etapas, la primera referida a la construcción de la plataforma de perforación y la segunda, referida a la explotación de la misma.

CONSTRUCCIÓN DE LA PLATAFORMA

El emplazamiento para la fase de construcción de la plataforma se realizará en el distrito de Cuadro Nacional de la ciudad de San Rafael. El terreno se ubica en la zona del parque industrial del mencionado departamento, el cual cuenta con disponibilidad energética y se extiende desde calles Sarmiento y Perret hasta la avenida Mitre.

EXPLORACIÓN

Durante el proceso de explotación de la plataforma, las perforaciones se realizarán sobre terrenos privados, ubicados en los alrededores de la ciudad de San Rafael.

2.4.4 Acciones susceptibles de producir un impacto sobre el medio ambiente

CONSTRUCCIÓN DE LA PLATAFORMA

La construcción de la plataforma estará compuesta por los procesos metalúrgicos referidos a la construcción de la estructura, el proceso de pintura de la misma, y posteriormente el montaje tanto de los sistemas mecánicos e hidráulicos como el montaje del sistema eléctrico. Dichos procesos se llevarán a cabo en el local que la empresa dispone para ello.

Se producirá contaminación del aire por emisión de partículas de polvo y pintura, de carácter transitorio, efecto fácilmente reversible y mitigable. Contaminación sonora, emisión de gases y partículas de polvo. Alteración de los recursos humanos (recursos laborales) de la población, esto implica un mejoramiento en la calidad y estilo de vida, mayor desarrollo económico y poblacional como producto de la inversión en la región, generación de empleos, tanto estacionales como fijos.

EXPLORACIÓN

La actividad de perforación implica movilizar el equipo de perforación propiamente dicho, accesorios y materiales para la preparación de lodo bentonítico, además del personal.

Las etapas para el transporte y armado del equipo de perforación son:

- Posicionamiento y nivelación de plataforma de perforación.
- Construcción de canales y pozo para la preparación de lodo bentonítico.

Para el caso del presente proyecto de perforación, el lodo corresponderá a un sistema polímero disperso a base de agua dulce, bentonita-baritina.

Una vez concluida la preparación de la plataforma, comienza el proceso de perforación.

Se producirá contaminación por ruidos de carácter transitorio, cambio del medio habitual de la fauna circundante por acciones no comunes en la zona. El incremento del tráfico origina, ruidos, emanaciones de gases, etc. Alteración del paisaje, incremento del tránsito de vehículos particulares y de carga. Alteración favorable en el tiempo de los recursos humanos (recursos laborales) de la población, esto implica un mejoramiento en la calidad y estilo de vida. Mayor Desarrollo poblacional y económico de la zona. Cambio en el valor del suelo. Impacto en el recurso humano, sobre todo por molestias, desarmonías y salud, bienestar, como consecuencia de los ruidos, vibraciones, emanación de gases.

2.4.5 Distintas alternativas técnicamente viables de las soluciones propuestas

El Plan de Manejo Ambiental propuesto permite identificar las medidas que se adoptará para eliminar o reducir los impactos ambientales y sociales negativos.

1. Fabricación de la Plataforma de perforación

Posibles Impactos sobre:	Recomendaciones para el manejo:
Aire	
Contaminación del aire durante el proceso de pintura y soldadura. Así como una eventual generación polvos contaminantes por los procesos metalúrgicos.	Monitoreo periódico de la calidad de aire, mantenimiento permanente de los sistemas de filtrado tanto en la cámara de pintura como en la nave principal.
Suelos	
Perturbación de la capa superficial, debido a las actividades propias de los trabajos metalúrgicos.	Priorizar los trabajos de movimiento de material pesado y mecanizado en forma diurna.
Aspectos Socio - económicos y culturales	
Mejoramiento en la calidad y estilo de vida. Mayor Desarrollo poblacional y económico de la zona.	Dar prioridad a contratistas con mano de obra local..

2. Posicionamiento y nivelación de plataforma de perforación

Posibles Impactos sobre:	Recomendaciones para el manejo:
Morfología	
Modificación de superficie o relieve en cuanto su morfología original y drenajes por compactación del suelo desértico.	Hacer un reconocimiento previo del terreno antes de proceder al posicionamiento de la plataforma, con la finalidad de preparar la superficie, acorde con el relieve natural del terreno.
Suelos	
Perturbación de la capa superficial, debido a las actividades propias de los trabajos de posicionamiento y nivelación de la plataforma donde se perforará el pozo.	Hacer un reconocimiento previo del terreno antes de proceder al posicionamiento de la plataforma, con la finalidad de minimizar la remoción de suelo y/o relleno del mismo.

Flora	Perturbación o pérdida parcial de la flora, y la eliminación de matorrales y hierbas, como consecuencia del desplazamiento de la plataforma y peatonal del personal.	Aprovechar al máximo los caminos existentes y construir la vía de acceso a la perforación, minimizando la remoción de arbustos y tala de árboles.
Fauna	Perturbación del hábitat natural de la escasa fauna, debido al ruido producido por los trabajos de perforación y personal encargado de ésta actividad.	Se verificará que los motores y maquinarias estén en buen estado. Priorizar los trabajos de preparación de accesos, posicionamiento y nivelación en forma diurna, minimizar trabajos nocturnos.
Aspectos Socio - económicos y culturales	Alteración parcial de la estética paisajista debido a la presencia de instalaciones.	Impacto temporal leve, inevitable, propio de la actividad de perforación.

3. Manejo de combustible y productos químicos

Posibles Impactos sobre:	Recomendaciones para el manejo:
Aire	
El tránsito de maquinaria durante el transporte de combustibles, lubricantes y otros productos químicos, incrementaría los contaminantes gaseosos por la combustión incompleta de los motores. Así como un eventual deficiente manipuleo de químicos puede generar polvos contaminantes.	La predominancia de vientos en la zona que dispersan inmediatamente los gases de combustión y de evaporación de los productos derramados es positiva, sin embargo también genera contaminación por partículas en suspensión por lo que el riego puede reducir los impactos.
Suelos	
Contaminación de los terrenos de acceso y cercanos a la plataforma debido derrames, fugas, químicos durante transporte y manejo de combustible, lubricantes y productos químicos.	Se verificará permanentemente el estado mecánico de las unidades de transporte (conexiones y depósitos). Se deberá presentar un Plan de Contingencia para el manejo de estas situaciones y se darán charlas de seguridad al personal.
Flora	
Alteración de la flora por la eliminación de matorrales y hierbas debido al derrame de combustibles, lubricantes, grasas y productos químicos.	Debido a que la zona de trabajo es un área reducida dentro de un terreno privado, cualquier derrame se realizaría sobre terreno libre de vegetación por lo que se tendría que realizar la remediación de suelos en caso de que se presente un derrame durante el transporte.
Fauna	
Alteración del hábitat natural de la fauna, originada por el ruido que ocasionaría los trabajos de la maquinaria durante el transporte de combustibles, lubricantes y otros productos químicos.	Verificar que los motores y maquinarias cuenten con amortiguador de sonido en buen estado. Priorizar los trabajos en forma diurna.
Aspectos Socio - económicos y culturales	
Se prevé la creación de algunos puestos de trabajo para contratistas locales en esta etapa del proyecto.	Dar prioridad a contratistas con mano de obra local.

4. Explotación

Posibles Impactos sobre:	Recomendaciones para el manejo:
Aire	
El funcionamiento permanente de los motores de combustión interna durante la etapa de perforación del pozo, incrementaría los contaminantes gaseosos, producto de la combustión.	Se realizará un monitoreo periódico de la calidad de aire y mantenimiento permanente a los motores para optimizar su funcionamiento.
Suelos	
Contaminación parcial del subsuelo por la acumulación de los detritus de perforación en los pozos de lodo y derrames sobre la superficie.	Se usarán lodos de perforación del tipo biodegradable, los mismos que deberán ser canalizados o dispuestos a un pozo de lodos. Al final de la operación, después del secado, será tapado con tierra del entorno, extraídas inicialmente. El mismo se ubicará en una zona de menor vegetación.
Flora	
Disturbio de la flora debido a probables derrames de hidrocarburos o lodos.	Mantener al personal en constante alerta sobre cualquier situación de riesgo durante la etapa de perforación.
Fauna	
Perturbación de la fauna debido a ruidos por funcionamiento de los motores del equipo de perforación y auxiliares, que ocasionaría el alejamiento de la fauna existente en las cercanías de las áreas de trabajo.	Verificar que los motores del equipo de perforación estén en buen estado.
Aspectos Socio - económicos y culturales	
Se prevé la creación de algunos puestos de trabajo para contratistas locales en esta etapa del proyecto.	Dar prioridad a contratistas con mano de obra local.
Existe riesgo de producirse accidentes personales o incendios, debido a malas maniobras, imprudencia del personal inexperto o casos fortuitos.	Mantener al personal en constante alerta sobre cualquier situación de riesgo durante la etapa de perforación. Difundir el Plan de Contingencia de la mediante charlas de inducción incluyendo prácticas contra incendio y primeros auxilios. Se realizarán tareas de inspección y mantenimiento permanente a los equipos de seguridad y control.

2.5 HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO

2.5.1 Objetivos

El objetivo del presente estudio es evaluar los puestos de trabajo desde el punto de vista de los riesgos mecánicos asociados a los mismos, tanto para la etapa de construcción de la plataforma como para la etapa de explotación. Se tendrán en cuenta los riesgos posibles en cada operación y la manera adecuada de minimizarlos.

2.5.2 Normativa General

Para realizar el presente estudio, consultamos la Ley 19.587 DE HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO y seguimos las condiciones dispuestas en el DECRETO N° 351/79. Además se selecciona cada aspecto y/o elemento de seguridad según lo dispuesto por normas IRAM.

2.5.3 Localización

Para detallar las actividades y/o acciones susceptibles de producir accidentes laborales, o aquellas que se consideren como riesgosas, el proyecto se divide en dos etapas. La primera referida a la construcción de la plataforma de perforación y la segunda, referida a la explotación de la misma.

CONSTRUCCIÓN DE LA PLATAFORMA

El emplazamiento para la fase de construcción de la plataforma se realizará en el distrito de Cuadro Nacional de la ciudad de San Rafael. El terreno se ubica en la zona del parque industrial del mencionado departamento, el cual cuenta con disponibilidad energética y se extiende desde calles Sarmiento y Perret hasta la avenida Mitre.

EXPLORACIÓN - OPERACIÓN

Durante el proceso de explotación de la plataforma, las perforaciones se realizarán sobre terrenos privados, ubicados en los alrededores de la ciudad de San Rafael.

2.5.4 Procesos

CONSTRUCCIÓN DE LA PLATAFORMA

En ésta etapa serán considerados los procesos relacionados a la industria metalúrgica, ya sean: demarcado, corte y conformado de chapas y perfiles, soldadura, mecanizado, etc. Además se consideran las operaciones en el taller de pintura.

En este caso trabajan dos operadores dadas las dimensiones de la máquina y la materia prima manipulada.

EXPLORACIÓN - OPERACIÓN

En ésta etapa serán considerados los procesos relacionados a la operación de la máquina, ya sean: traslado, posicionamiento y nivelación de la plataforma, excavación de las vías de lodo, puesta en marcha y control de los sistemas mecánicos e hidráulicos de la máquina, sustitución de las barras de perforación, etc. Dichas operaciones serán realizadas por dos operadores.

2.5.5 Medidas de Seguridad

1. MANIPULACION DE MATERIALES

Dadas las dimensiones y peso de las chapas y perfiles que se manipulan, se recomienda la realización una capacitación sobre el levantamiento de cargas y para algunos casos particulares entre los operarios, el uso de fajas lumbares adecuadas. (Resolución M.T.E. y S.S. 295/03* - Anexos I y II).

2. ELEMENTOS DE PROTECCION PERSONAL

Los operarios deberán contar con los siguientes elementos de protección personal:

- Anteojos de seguridad. Norma IRAM N° 3630.
- Calzado de Seguridad. Norma IRAM N° 3610.
- Guantes de Cuero. Norma IRAM N° 6603.
- Guantes para riesgo mecánico. Norma IRAM N° 3607.
- Equipos de protección respiratoria para contaminantes gaseosos o vapores. Norma IRAM N° 3647-1.
- Equipos de protección respiratoria para partículas. Norma IRAM N° 3647-2.
- Protectores auditivos. Recomendaciones relativas a la selección, uso, precauciones de empleo y mantenimiento. Norma IRAM N° 4125.
- Cascos de seguridad para uso industrial. Norma IRAM N° 3620.

3. SEÑALES DE SEGURIDAD

Se utilizarán colores y señales de seguridad según la norma IRAM 10005.

Color de Seguridad	Significado	Aplicación	Formato y color de la señal	Color del símbolo	Color de contraste
Rojo	<ul style="list-style-type: none"> · Pararse · Prohibición · Elementos contra incendio 	<ul style="list-style-type: none"> · Señales de detención · Dispositivos de parada de emergencia · Señales de prohibición 	Corona circular con una barra transversal superpuesta al símbolo	Negro	Blanco
Amarillo	· Precaución	· Indicación de riesgos (incendio, explosión, radiación ionizante)	Triángulo de contorno negro	Negro	Amarillo
	· Advertencia	· Indicación de desniveles, pasos bajos, obstáculos, etc.	Banda de amarillo combinado con bandas de color negro		
Verde	<ul style="list-style-type: none"> · Condición segura · Señal informativa 	<ul style="list-style-type: none"> · Indicación de rutas de escape. Salida de emergencia. Estación de rescate o de Primeros Auxilios, etc. 	Cuadrado o rectángulo sin contorno	Blanco	Verde
Azul	· Obligatoriedad	· Obligatoriedad de usar equipos de protección personal	Círculo de color azul sin contorno	Blanco	Azul

4. SEGURIDAD EN MÁQUINAS

Se utilizarán protecciones de seguridad en máquinas de acuerdo a lo establecido en la Norma IRAM 3578.

MOVIMIENTOS DE LAS PARTES COMPONENTES DE LAS MÁQUINAS	ROTACIÓN
	ALTERNATIVOS y de TRASLACIÓN
	ROTACIÓN y TRASLACIÓN
	OSCILACIÓN

Medidas de Seguridad

- **PREVENCIÓN INTRÍNSECA:** Actúa solamente sobre la forma, la disposición, el modo de montaje. El principio de los elementos constitutivos funcionales de la máquina, sin añadir elementos específicamente concebidos por garantizar la seguridad.
- **TÉCNICAS DE PROTECCIÓN:** Incorpora resguardos y dispositivos de protección en aquellas situaciones en que no es factible la aplicación de técnicas de prevención intrínseca.
- **ADVERTENCIAS:** Instrucciones – Indicaciones de implantación – Mantenimiento y métodos – Planos y esquemas – Marcas y Signos indicando punto peligrosos – Señales visuales y audibles reconocibles.
- **DISPOSITIVOS SUPLEMENTARIOS:** Parada emergencia – Dispositivo de rescate – Consignación – Facilidades para el mantenimiento.
- **TÉCNICAS DE INFORMACIÓN Y FORMACIÓN:** Indican las condiciones en las que es posible un empleo de la máquina sin peligro. Protección personal – Formación – Método de trabajo – etc.

TÉCNICAS DE PROTECCIÓN	RESGUARDOS: Impide o dificulta el acceso de las personas o de sus miembros, al punto o zona de peligro	•Fijo •Regulable •Distanciador •De Enclavamiento/Asoc.al mando •Apartacuerpos y apartamanos •Autorregulables
	DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD: Distinto del resguardo, minimiza el riesgo antes que pueda ser alcanzado el punto o zona de peligro	•Detector de presencia mecánico fotoeléctrico tarima sensible a presión •De movimiento residual o inercia •De retención mecánica •De mando a dos manos

DISPOSICIONES SUPLEMENTARIAS	<p>DISPOSITIVO PARADA DE EMERGENCIA: En caso de falla de los disp. De seguridad o protección, el paro de emergencia pasa a la máquina a condiciones de seguridad, por acción voluntaria. No debe usarse como alternativa a una protección</p>
	<p>DISPOSITIVO DE RESCATE DE PERSONAS Para evitar que personas queden encerradas o atrapadas en la máquina, después de una parada de emergencia. Remoción a mano de determinados elem.</p>
	<p>CONSIGNACIÓN DE MÁQUINAS Consiste en dejar una máquina a nivel energético cero (energía potencial y alimentación nulas) y bloqueada a fin de acceder a la misma.</p>
	<p>FACILIDADES INTEGRADAS PARA MANTENIMIENTO Accesorios incluidos para la manutención de determinadas piezas. Accesorios p/enganche de eslingas, etc</p>

Uso de EPP

- Anteojos anti proyecciones/careta.
- Protección respiratoria (polvos).
- Guantes si se manipulan materiales cortantes.
- Uso de ropas ajustadas.
- Zapatos de seguridad.
- Casco.

3. EVALUACIÓN DE PROYECTO

En el presente capítulo se procederá a realizar el análisis económico- financiero del proyecto, el cual permitirá conocer la factibilidad del mismo.

Se utilizarán indicadores que permitan evaluar la implementación del proyecto en la zona (análisis FODA). Y Su estudio económico- financiero (Valor Actual Neto (VAN), Tasa Interna de Retorno (TIR)).

Sin embargo, para hacer uso de estos indicadores, primeramente se procederá a determinar los diferentes ingresos y egresos monetarios del proyecto.

3.1 Análisis FODA

El análisis FODA, es una metodología de estudio de la situación de una empresa o un proyecto, analizando sus características internas (Debilidades y Fortalezas) y su situación externa (Amenazas y Oportunidades) en una matriz cuadrada. Es una herramienta para conocer la situación real en la que se encuentra el proyecto, y planificar una estrategia de futuro.

El objetivo del análisis FODA es determinar las ventajas competitivas del proyecto y la estrategia genérica a emplear que más convenga en función de las características propias y de las del mercado en que se mueve.

<p><u>FORTALEZAS</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Única empresa de estas características • Ubicación geográfica acorde con el desarrollo del sector. • Tecnología que permite una mejor y rápida ejecución. • Acceso a espacios reducidos. 	<p><u>OPORTUNIDADES</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Perforaciones de uso común (Sin restricción) • Crecimiento demográfico en zonas rurales (Club de Campo) • Crisis hídrica superficial. • Imposibilidad de adquirir equipos importados.
<p><u>DEBILIDADES</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Falta tecnología para realizar estudios hídricos previos a la perforación. 	<p><u>AMENAZAS</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Trabas institucionales que no permitan que la abundancia de la demanda se cubra.

3.2 Inversión Inicial

Dentro de la inversión inicial se computa:

1. Materiales utilizados para la fabricación de la máquina.
2. Inversiones en infraestructura: en primera instancia las instalaciones se utilizarán para el montaje de la máquina y luego como base de la empresa (oficina de asesoramiento, depósito de insumos, mantenimiento del equipo, etc.).

3.2.1 Listado de Materiales

Resumen por conjuntos

Ítem	Partes componentes	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	Estructura completa	Lista para el montaje final		1.0	0.0	1	Conjunto	\$ 23.626,37	\$ 23.626,37
2	Motor diesel Deutz	De proveedor	F3L - 913	S/P	0.0	1	Conjunto	\$ 32.000,00	\$ 32.000,00
3	Columna de perforación	Fabricación y Montaje		3.0	0.0	1	Conjunto	\$ 18.269,00	\$ 18.269,00
4	Componentes Hidráulicos	Accesorios de comando		Detallado	0.0	1	Conjunto		\$ 76.150,00
5	Componentes de perforación	Selección y Fabricación		Detallado	0.0	1	Conjunto		\$ 60.920,00
6	Deposito Diesel	Fabricación		Detallado	0.0	1	Conjunto	\$ 1.500,00	\$ 1.500,00
7	Deposito aceite	Fabricación		Detallado	0.0	1	Conjunto	\$ 1.500,00	\$ 1.500,00
TOTAL									\$ 213.965,37

Detalle de Materiales

Ítem Nº1	Estructura completa	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	Chasis	Armado y soldado	----	1.1	1.0	1	Conjunto	\$ 6.044,47	\$ 6.044,47
2	Gato mecánico	De proveedor	----	S/P	1.0	4	Conjunto	\$ 550,00	\$ 2.200,00
3	Eje completo	Incluye mazas, cubiertas y llantas	----	Detallado	1.0	1	Conjunto	\$ 14.351,30	\$ 14.351,30
4	Guarda barro	De proveedor	----	S/P	1.0	2	Conjunto	\$ 150,00	\$ 300,00
5	Eje pivote columna	De proveedor	----	S/P	1.0	1	Conjunto	\$ 270	\$ 270,00
6	Soporte posterior cilindro posicionamiento	Armado y soldado	----	S/P	1.0	1	Conjunto	\$ 200	\$ 200,00
7	Bulonería ensamble	De proveedor	----	Detallado	1.0	1	Conjunto	\$ 60,60	\$ 60,60
8	Soportes ejes pivote	Armado y soldado	----	S/P	1.0	2	Conjunto	\$ 200	\$ 200,00
TOTAL									\$ 23.626,37

Ítem Nº 1.1	Chasis / Perfilera	Observación	Código de Pedido	Plano	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	DIN1026 - U 100 - 3000 x 2	U-Shape x 6 mts	----	S/P	1.0	6000	mm	\$ 970	\$ 970,00
2	DIN1026 - U 100 - 860,233 x 2	U-Shape x 6 mts	----	S/P	1.0	1720	mm	970,00	\$ 278,00
3	DIN1026 - U 120 - 1500	U-Shape x 6 mts	----	S/P	1.0	3000	mm	\$ 1.200	\$ 600,00
4	DIN1026 - U 100 - 1500	U-Shape x 6 mts	----	S/P	1.0	1500	mm	\$ 970	\$ 242,00
5	DIN1026 - U 80 - 1500	U-Shape x 6 mts	----	S/P	1.0	4500	mm	\$ 790	\$ 592,00
6	DIN1026 - U 100 - 2300	U-Shape x 6 mts	----	S/P	1.0	4600	mm	\$ 970	\$ 743,00
7	DIN1026 - U 180 - 1200	U-Shape - Soportes del la columna - x 6 mts.	----	S/P	1.0	2400	mm	\$ 2.760	\$ 1.104,00
8	DIN1026 - U 50 - 700	U-Shape x 6 mts	----	S/P	1.0	4200	mm	\$ 650	\$ 455,00
9	DIN1026 - U 60 - 470	U-Shape x 6 mts	----	S/P	1.0	940	mm	\$ 680	\$ 102,00
10	DIN1026 - U 60 - 1075	U-Shape x 6 mts	----	S/P	1.0	4300	mm	\$ 680	\$ 487,30
11	Chapa tope barras	Chapa Nº12	----	S/P	1.0	0,24	m2	\$17 x kg	\$ 80,00
12	Chapa piso barras	Chapa Nº12	----	S/P	1.0	1,18	m2	\$17 x kg	\$ 391,17
TOTAL									\$ 6.044,47

Ítem 1.3	1.3 - Eje completo	Observación	Código de Pedido	Plano	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	Eje ruedas	De proveedor	----	1.3	1.0	2	conjunto	\$ 2.600	\$ 5.200,00
2	Pirelli	De proveedor	----	S/P	1.0	4	pieza	\$ 2.190	\$ 8.760,00
3	DIN1026 - U 80 - 1000	U-Shape x 6mts.	----	S/P	1.0	2000	mm	\$ 790	\$ 263,30
4	Abrazaderas eje	M-12 x 1,5	----	S/P	1.0	4	pieza	\$ 8	\$ 32,00
5	DIN 6923 - M12 x 1,5	Hex Nut	----	S/P	1.0	8	pieza	\$ 1,50	\$ 12,00
6	DIN 6921 - M12 x 25	Hexagon Flange Bolt	----	S/P	1.0	24	pieza	\$ 3,50	\$ 84,00
TOTAL									\$ 14.351,30

Ítem 1.7	Bulonería ensamble	Observación	Código de Pedido	Plano	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	ISO 7089 - 10 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A	----	S/P	1.0	16	Piezas	\$ 0,50	\$ 8,00
2	ISO 4017 - M10 x 25	Hexagon head screws	----	S/P	1.0	8	Piezas	\$ 2,50	\$ 20,00
3	ISO 4032 - M10	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B	----	S/P	1.0	8	Piezas	\$ 1,20	\$ 9,60
4	ISO 7089 - 12 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A	----	S/P	1.0	4	Piezas	\$ 0,75	\$ 3,00
5	ISO 4014 - M12 x 100	Hexagon head bolt - product grades A and B	----	S/P	1.0	2	Piezas	\$ 3,50	\$ 7,00
6	ISO 4032 - M12	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B	----	S/P	1.0	2	Piezas	\$ 1,50	\$ 3,00
7	DIN 471 - 24x1,2	Retaining rings for shaft	----	S/P	1.1	2	Piezas	\$ 2	\$ 4,00
8	DIN 471 - 29x1,5	Retaining rings for shaft	----	S/P	1.2	2	Piezas	\$ 3	\$ 6,00
								TOTAL	\$ 60,60

Ítem Nº3	Columna de perforación	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	Columna	Fabricación, montaje y soldado	----	Detallado	3.1	1	Conjunto	\$ 3.056,00	\$ 3.056,00
2	Cabezal	Montaje y soldado	----	Detallado	3.2	1	Conjunto	\$ 7.277,00	\$ 7.277,00
3	Carro del Cilindro	Montaje y soldado	----	Detallado	3.3	1	Conjunto	\$ 1.496,00	\$ 1.496,00
4	Poleas	De proveedor	----	S/P	S/P	8	Conjunto	\$ 780	\$ 6.240,00
5	Soporte superior cilindro posicionamiento.	Armado y soldado	----	3.6	S/P	1	Conjunto	\$ 200	\$ 200,00
6	Bulonería ensamble	De proveedor	----	Detallado	S/P	1	Conjunto	\$ 77,00	\$ 77,00
								TOTAL	\$ 18.269,00

Ítem 3.1	Columna	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	DIN 1025 - IPE 180-3500	Fabricación, montaje y soldado.	----	S/P	3.1	3500	mm x 6000	\$ 2.256	\$ 1.316,00
2	Base Columna	Fabricación, montaje y soldado	----	Detallado	3.1	1	Conjunto	\$ 740	\$ 740,00
3	Soporte Poleas	Fabricación, montaje y soldado	----	Detallado	3.1	2	Conjunto	\$ 500	\$ 1.000,00
								TOTAL	\$ 3.056,00

Ítem 3.2	Cabezal	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	Soporte ruedas	Fabricación	----	3.2.1	3.2	2	Pieza	\$ 120	\$ 240,00
2	Eje	De Proveedor	----	3.2.1	3.2	8	Pieza	\$ 60	\$ 480,00
3	Ruedas lisas	De Proveedor	----	S/P	3.2	4	Conjunto	\$ 250,00	\$ 1.000,00
4	Ruedas	De Proveedor	----	S/P	3.2	4	Conjunto	\$ 250,00	\$ 1.000,00
5	Base	Fabricación	----	3.2.1	3.2	1	Conjunto	\$ 350,00	\$ 350,00
6	Junta rotativa	Fabricación	----	Detallado	3.2.6	1	Conjunto	\$ 4.047,00	\$ 4.047,00
7	Bulonería	De Proveedor	----	Detallado		1	Conjunto	\$ 160,00	\$ 160,00
								TOTAL	\$ 7.277,00

Ítem 3.2.6	Junta Rotativa	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	Cuerpo	De Proveedor	----	S/P	3.2.6	1	Pieza	\$ 1.200,00	\$ 1.200,00
2	ISO 6194/1 - 90x120x12-Type 6	Rotary shaft lip type seals 6 - Assembled with minor lip	----	S/P	3.2.6	2	Pieza	\$ 290	\$ 580,00
3	61918	Ruleman de bolas - SKF	----	S/P	3.2.6	2	Pieza	\$ 450	\$ 900,00
4	Pico	De Proveedor	----	S/P	3.2.6	1	Pieza	\$ 120,00	\$ 120,00
5	Eje	De Proveedor	----	S/P	3.2.6	1	Pieza	\$ 800,00	\$ 800,00
6	DIN 471 - 90x3	Retaining rings for shaft	----	S/P	3.2.6	1	Pieza	\$ 35	\$ 35,00
7	Tapa	De Proveedor	----	S/P	3.2.6	1	Pieza	\$ 135,00	\$ 135,00
8	ISO 7089 - 6 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A	----	S/P	3.2.6	6	Pieza	\$ 1.5	\$ 9,00
9	ISO 4018 - M6 x 16	Hexagon head screws. Product grade C	----	S/P	3.2.6	6	Pieza	\$ 3,00	\$ 18,00
10	Aro	De Proveedor	----	S/P	3.2.6	1	Pieza	\$ 250,00	\$ 250,00
								TOTAL	\$ 4.047,00

Ítem 3.2.7	Bulonería Cabezal	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	DIN 125-1 - B 17	Washer	----	S/P	S/P	8	Pieza	\$ 0,75	\$ 6,00
2	ISO 7089 - 10 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A	----	S/P	S/P	16	Pieza	\$ 1,20	\$ 19,20
3	ISO 4032 - M10	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B	----	S/P	S/P	8	Pieza	\$ 1,20	\$ 9,60
4	ISO 4017 - M10 x 35	Hexagon head screws	----	S/P	S/P	8	Pieza	\$ 3,00	\$ 24,00
5	DIN 471 - 15x1	Retaining rings for shaft	----	S/P	S/P	8	Pieza	\$ 4,00	\$ 32,00
6	ISO 7089 - 14 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A	----	S/P	S/P	4	Pieza	\$ 1,50	\$ 6,00
7	ISO 4161 - M14	Hexagon nuts with flange-coarse thread	----	S/P	S/P	8	Pieza	\$ 3,50	\$ 28,00
8	ISO 4762 - M14 x 65	Hexagon Socket Head Cap Screw	----	S/P	S/P	4	Pieza	\$ 5,00	\$ 20,00
9	ISO 4762 - M14 x 30	Hexagon Socket Head Cap Screw	----	S/P	S/P	4	Pieza	\$ 3,80	\$ 15,20
								TOTAL	\$ 160,00

Ítem 3.3	Carro del Cilindro	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	Carro del cilindro	De Proveedor	----	S/P	3.3	1	Conjunto	\$ 550,00	\$ 550,00
2	Soporte Posterior	De Proveedor	----	S/P	3.3	2	Conjunto	\$ 280,00	\$ 560,00
3	ISO 7089 - 10 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A	----	S/P	3.3	8	Pieza	\$ 1,20	\$ 9,60
4	ISO 4017 - M10 x 25	Hexagon head screws	----	S/P	3.3	4	Pieza	\$ 2,50	\$ 10,00
5	ISO 4032 - M10	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B	----	S/P	3.3	2	Pieza	\$ 2,00	\$ 4,00
6	ISO 4033 - M10	Hexagon nuts, style2 - Product grades A and B	----	S/P	3.3	2	Pieza	\$ 1,20	\$ 2,40
7	Eje Poleas	De Proveedor	----	S/P	3.3	2	Pieza	\$ 180,00	\$ 360,00
								TOTAL	\$ 1.496,00

Ítem 3.6	Bulonería Ensamble	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	ANSI B 27.7M - 3AMI-30	A Natiol tandard Metric Tapered Retaining Rings - Basic External Series	----	S/P	3	2	Pieza	\$ 6,00	\$ 12,00
2	DIN 471 - 29x1,5	Retaining rings for shaft	----	S/P	3	2	Pieza	\$ 12,00	\$ 24,00
3	ISO 7089 - 12 - 140 HV	Plain washers - Normal series - Product grade A	----	S/P	3	8	Pieza	\$ 1,50	\$ 12,00
4	ISO 4017 - M12 x 45	Hexagon head screws	----	S/P	3	2	Pieza	\$ 3,50	\$ 7,00
5	ISO 4032 - M12	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B	----	S/P	3	4	Pieza	\$ 1,50	\$ 6,00
6	ISO 4017 - M12 x 55	Hexagon head screws	----	S/P	3	2	Pieza	\$ 8,00	\$ 16,00
								TOTAL	\$ 77,00

Ítem Nº4	Componentes Hidráulicos	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	Cilindro Principal	De Proveedor	CH2 G LA 80 B 1500 N	S/P	3	1	Conjunto	\$ 8.500	\$ 8.500,00
2	Motor Danfoss - Cabezal	De Proveedor	MLHT - 500	S/P	3	1	Conjunto	\$ 2.200,00	\$ 2.200,00
3	Motor Danfoss - Bomba de Lodos	De Proveedor	LY A2F - 26	S/P	S/P	1	Conjunto	\$ 3.100,00	\$ 3.100,00
4	Cilindro Posicionamiento	De Proveedor	CH2 G CA 63 B 400 N	S/P	S/P	1	Conjunto	\$ 3.750	\$ 3.750,00
5	Bomba de Lodos	De Proveedor	Metso HM-75	S/P	S/P	1	Conjunto	U\$ 5000	\$ 41.500,00
6	Bomba Hidráulica	De Proveedor	NPGH-84	S/P	S/P	1	Conjunto	\$ 6.000	\$ 6.000,00
7	Electroválvulas direccionales 4/2	De Proveedor	DF-B-03-2B2BI-D12	S/P	S/P	4	Conjunto	\$ 450	\$ 1.800,00
8	Válvulas direccionales Man. 02-G	De Proveedor	DM-3C4-02G-30	S/P	S/P	1	Conjunto	\$ 1.000	\$ 1.000,00
9	Válvulas direccionales Man. 03-G	De Proveedor	DM-3D4-03G-30	S/P	S/P	2	Conjunto	\$ 1.400	\$ 2.800,00
10	Válvula de secuencia	De Proveedor	SV-03T-2-B2	S/P	S/P	1	Conjunto	\$ 750	\$ 750,00
11	Presostatos	De Proveedor	K4TPC01X / V U-P1	S/P	S/P	2	Conjunto	\$ 250	\$ 250,00
12	Válvula reguladora de Caudal C-P-T	De Proveedor	RPC3-TN/M/43/V	S/P	S/P	4	Conjunto	\$ 500	\$ 2.000,00
13	Válvula limitadora de presión	De Proveedor	RV06-T-3-20	S/P	S/P	4	Conjunto	\$ 550	\$ 2.200,00
14	Filtro de aceite	De Proveedor	SC3-040 B - 125	S/P	S/P	1	Conjunto	\$ 300	\$ 300,00
								TOTAL	\$ 76.150,00

Ítem Nº5	Componentes de Perforación	Observación	Código de Pedido	Plano Individual	Plano Conjunto	Cantidad	Unidad de medida	Precio Unitario	Precio Total
1	Barras de Perforación 3 1/2"	De proveedor	----	S/P	S/P	26	Conjunto	\$420	\$ 10.920,00
2	Trepano 6"	De proveedor	Tricone Drill Bit 6"	5.1	S/P	1	Conjunto	\$45000	\$ 45.000,00
3	Porta mechas	De proveedor	----	S/P	S/P	1	Conjunto	\$ 5.000,00	\$ 5.000,00
								TOTAL	\$ 60.920,00

3.2.2 Inversiones en infraestructura

Es la cantidad de dinero requerida para equipar el emprendimiento con las herramientas necesarias para iniciar con las actividades. Comprende las herramientas de taller, vehículo de trabajo y materiales de oficina.

INVERSIÓN EN INFRAESTRUCTURA		
Ítem Nº	Concepto en Infraestructura	Inversión
1	Acondicionamiento del edificio	\$ 12.000,00
2	Vehículo de trabajo	\$ 80.000,00
3	Soldadora Eléctrica	\$ 9.000,00
4	Cortadora Sensitiva	\$ 2.040,00
5	Herramientas de Mano	\$ 15.000,00
6	Banco de Trabajo	\$ 2.000,00
7	Compresor	\$ 7.000,00
8	Equipo de Pintura	\$ 4.500,00
9	Muebles de Oficina	\$ 6.000,00
TOTAL		\$ 137.540,00
IVA		\$ 28.883,40
TOTAL con IVA		\$ 166.423,40

De los datos detallados anteriormente podemos resumir la inversión inicial en:

INVERSIÓN INICIAL		
Ítem Nº	Descripción	Inversión
1	Total de Materiales	\$ 213.965,37
2	Inversiones en Infraestructura	\$ 137.540,00
3	Costos de Ingeniería (480 hs.)	\$ 96.000,00
4	Costos de fabricación	\$ 82.545,00
TOTAL		\$ 530.050,37
IVA		\$ 111.310,58
TOTAL con IVA		\$ 641.360,95

3.3 Amortizaciones y Depreciaciones

Los activos se deprecian basándose en criterios económicos, considerando el plazo de tiempo en que se hace uso en la actividad productiva, y su utilización efectiva en dicha actividad.

Para el cálculo de amortizaciones y depreciaciones se estiman los siguientes periodos de vida útil para cada tipo de bien. Se utiliza el criterio de depreciación lineal para determinar el monto anual.

BIENES	AÑOS
Máquinas y herramientas	4
Rodados	5
Muebles y Útiles	3

AMORTIZACIÓN					
Ítem Nº	Descripción	Inversión	Amortización Anual	Monto Mensual	Monto Anual
1	Acondicionamiento del edificio	\$ 12.000,00	25%	\$ 250,00	\$ 3.000,00
2	Vehículo de trabajo	\$ 80.000,00	20%	\$ 1.333,33	\$ 16.000,00
3	Soldadora Eléctrica	\$ 9.000,00	25%	\$ 187,50	\$ 2.250,00
4	Cortadora Sensitiva	\$ 2.040,00	25%	\$ 42,50	\$ 510,00
5	Herramientas de Mano	\$ 15.000,00	25%	\$ 312,50	\$ 3.750,00
6	Banco de Trabajo	\$ 2.000,00	25%	\$ 41,67	\$ 500,00
7	Compresor	\$ 7.000,00	25%	\$ 145,83	\$ 1.750,00
8	Equipo de Pintura	\$ 4.500,00	25%	\$ 93,75	\$ 1.125,00
9	Muebles de Oficina	\$ 6.000,00	33%	\$ 165,00	\$ 1.980,00
TOTAL		\$ 137.540,00		\$ 2.572,08	\$ 30.865,00
IVA		\$ 28.883,40			
TOTAL con IVA		\$ 166.423,40			

3.4 COSTOS

3.4.1 Costos Fijos

Dentro de los gastos fijos consideramos los gastos de amortización, conexión de servicios, impuestos y costo del personal.

COSTOS FIJOS				
Ítem Nº	Concepto de costo fijos	Cantidad de pagos Anuales (Cuotas)	Monto Mensual	Monto Anual
1	Amortización y Depreciación	12	\$ 2.572,08	\$ 30.865,00
2	Aguas Mendocinas (Agua corriente)	12	\$ 140,00	\$ 1.680,00
3	EDEMSA (Energía Eléctrica)	6	\$ 450,00	\$ 2.700,00
4	Impuestos Municipales	6	\$ 225,00	\$ 1.350,00
5	Mantenimiento del vehículo	12	\$ 500,00	\$ 6.000,00
6	Alquiler de edificio	12	\$ 8.000,00	\$ 96.000,00
7	Gastos de mantenimiento	12	\$ 1.500,00	\$ 18.000,00
8	Servicios de contador	12	\$ 1.200,00	\$ 14.400,00
9	Costos de personal fijo (2 Personas)	12	\$ 15.000,00	\$ 180.000,00
10	Publicidad y folletería	12	\$ 500,00	\$ 6.000,00
TOTAL			\$ 27.515,00	\$ 326.130,00
IVA				\$ 68.487,30
TOTAL con IVA				\$ 394.617,30

3.4.2 Costos Variables

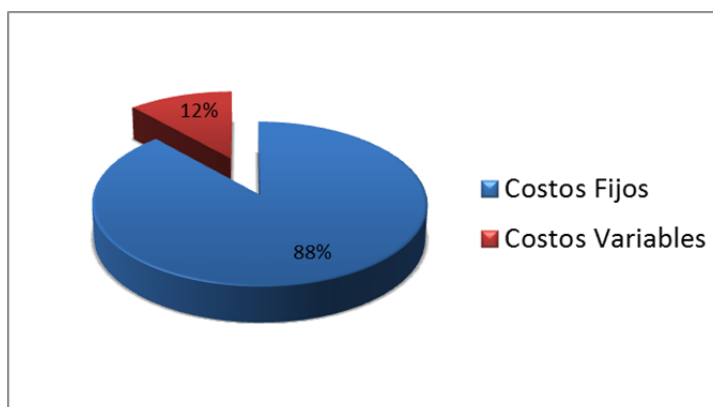
Los costos variables son aquellos que varían con respecto a la cantidad de producción. En el presente proyecto los costos variables más importantes son tanto el costo del combustible como el costo de la bentonita para la preparación del lodo de perforación.

COSTOS VARIABLES			
Ítem N°	Concepto de costo variables	Monto Mensual	Monto Anual
1	Bentonita	\$ 1.728,00	\$ 20.736,00
2	Combustible	\$ 1.410,00	\$ 16.920,00
3	Aceite Hidráulico	\$ 260,00	\$ 3.120,00
4	Insumos	\$ 190,00	\$ 2.160,00
TOTAL		\$ 3.588,00	\$ 42.936,00
IVA			\$ 9.016,56
TOTAL con IVA			\$ 51.952,56

3.4.3 Costos Totales

En el presente proyecto la representación de los costos fijos y variables será del 88% y 12% respectivamente.

COSTOS TOTALES		
Ítem	Anual	Porcentaje
Costos Fijos	\$ 326.130,00	88%
Costos Variables	\$ 42.936,00	12%
TOTAL	\$ 369.066,00	100%



3.5 Ingresos

Para la determinación del precio de venta, se realizó un estudio teniendo en cuenta los precios en el mercado de los competidores. Se adopta un precio por metro igual a \$700 y se estima una cantidad de 4 perforaciones al mes.

INGRESOS			
Precio de perforación	Unidad	Mensual (4 perforaciones)	Anual
Precio por metro	\$ 700,00		
Precio promedio (30 metros)	\$ 21.000,00	\$ 84.000,00	\$ 1.008.000,00

3.6 Análisis de la factibilidad del Proyecto

3.6.1 Tasa de descuento

Previo al análisis de factibilidad del proyecto definiremos una Tasa de descuento (r), que estará en función de la inflación proyectada del país y la clasificación del proyecto.

Clasificación de Proyectos	Tasa de actualización	
	Proyectos sociales sin fines de lucro	7%
Proyectos bajo financiamiento estatal	12%	14%
Proyectos bajo financiamiento privado	11%	13%
Proyectos mixtos	13%	15%

Como el proyecto se hará bajo financiamiento privado adoptamos una tasa de descuento igual al 13%, que utilizaremos para obtener el VAN y posterior análisis de Costo/Beneficio.

3.6.2 Capital de trabajo

El capital de trabajo es el excedente de los activos de corto plazo sobre los pasivos de corto plazo, es una medida de la capacidad que tiene una empresa para continuar con el normal desarrollo de las actividades en el corto plazo.

En la siguiente tabla se detallan los montos de ingreso y egreso en forma mensual, y de esta manera se puede expresar el saldo como la diferencia de los anteriores.

Se utiliza el método de déficit acumulado máximo, considerando para el inicio del proyecto, un tiempo estimado de 2 meses, en el cual se considera la inserción en el mercado y la demora de los pagos. Por esto, recién en el tercer mes se empiezan a obtener ingresos, alcanzando el máximo de ingresos estipulados en el mes 6.

CAPITAL DE TRABAJO												
MES	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ingresos			\$ 21.000,00	\$ 42.000,00	\$ 63.000,00	\$ 84.000,00	\$ 84.000,00	\$ 84.000,00	\$ 84.000,00	\$ 84.000,00	\$ 84.000,00	\$ 84.000,00
Costos Fijos	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00	-\$ 27.515,00
Costos Variables	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00	-\$ 3.588,00
Saldo	-\$ 31.103,00	-\$ 31.103,00	-\$ 10.103,00	\$ 10.897,00	\$ 31.897,00	\$ 52.897,00	\$ 52.897,00	\$ 52.897,00	\$ 52.897,00	\$ 52.897,00	\$ 52.897,00	\$ 52.897,00
Déficit Acumulado	-\$ 31.103,00	-\$ 62.206,00	-\$ 72.309,00	-\$ 61.412,00	-\$ 29.515,00	\$ 23.382,00	\$ 76.279,00	\$ 129.176,00	\$ 182.073,00	\$ 234.970,00	\$ 287.867,00	\$ 340.764,00

3.6.3 Flujo de caja

En el análisis de estudios de flujos de caja se estudian los ingresos y egresos por periodo de tiempo. Se utiliza para analizar la viabilidad del proyecto y también medir la rentabilidad y crecimiento del negocio.

Para el análisis del proyecto se considerará un flujo de caja para un periodo de 5 años.

Cuando se calculó el capital de trabajo, se consideró un periodo de desfase entre las ventas de los productos y los cobros de 60 días.

FLUJO DE CAJA						
Tasa de descuento:	13%					
AÑO	0	1	2	3	4	5
INGRESOS		\$ 714.000	\$ 1.008.000	\$ 1.008.000	\$ 1.008.000	\$ 1.008.000
EGRESOS						
Costos Fijos		-\$ 326.130,00	-\$ 326.130,00	-\$ 326.130,00	-\$ 326.130,00	-\$ 326.130,00
Costos Variables		-\$ 42.936,00	-\$ 42.936,00	-\$ 42.936,00	-\$ 42.936,00	-\$ 42.936,00
Utilidad Bruta		\$ 344.934,00	\$ 638.934,00	\$ 638.934,00	\$ 638.934,00	\$ 638.934,00
Impuesto a las Ganancias (35%)		-\$ 120.726,90	-\$ 223.626,90	-\$ 223.626,90	-\$ 223.626,90	-\$ 223.626,90
Utilidad Neta		\$ 224.207,10	\$ 415.307,10	\$ 415.307,10	\$ 415.307,10	\$ 415.307,10
Amortizaciones		\$ 30.865,00	\$ 30.865,00	\$ 30.865,00	\$ 30.865,00	\$ 30.865,00
Inversión Inicial	-\$ 530.050,37					
Capital de Trabajo	-\$ 72.309,00					
FLUJO DE CAJA	-\$ 602.359,37	\$ 255.072,10	\$ 446.172,10	\$ 446.172,10	\$ 446.172,10	\$ 446.172,10
Recupero de la inversión	-\$ 602.359,37	-\$ 347.287,27	\$ 98.884,83	\$ 545.056,93	\$ 991.229,03	\$ 1.437.401,13
VAN	\$ 797.816,04					
TIR	54%					
B/C	2,32					

3.6.4 VAN-TIR

VAN

Con los flujos de caja obtenidos y con la tasa de descuento puede calcularse el VAN.

Utilizando este criterio de evaluación puede verse que cuando el VAN es igual a cero, el proyecto tiene la misma rentabilidad que si se colocara ese dinero en el banco durante el mismo periodo de tiempo a la tasa de descuento utilizada. Si el resultado fuese positivo, indicaría que el proyecto proporciona una cantidad de remanente sobre lo exigido; y si el resultado fuese negativo, esto se interpretaría como la cantidad que falta para que el proyecto rente lo exigido.

Los flujos de caja incorporados al cálculo del Valor Actual Neto están representados por la diferencia entre las utilidades netas e inversiones en activo fijo y capital de trabajo.

Para actualizar los flujos de cajas se ha utilizado la tasa de descuento calculada anteriormente, la cual es $r=13\%$.

$$VAN = -I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{BN_i}{(1+r)^i}$$

$$VAN(13\%)_{5 \text{ años}} = \$ 797.816,04$$

TIR

La Tasa Interna de Retorno, es la tasa de descuento a la cual el Valor Actual Neto del proyecto se hace cero. El método de la evaluación de la TIR, es utilizado para evaluar proyectos tanto como la evaluación del VAN.

Como podemos apreciar a continuación la Tasa Interna de Retorno que hace el VAN del proyecto igual a cero es de 54 %.

$$TIR = \sum_{i=1}^n \frac{BN_i}{(1+r)^i} = 0$$

$$TIR_{5 \text{ años}} = 54\%$$

3.6.5 Relación Costo/Beneficio

La relación costo/beneficio, muestra la rentabilidad en términos relativos y la interpretación del resultado se expresa en centavos ganados por cada peso invertido en el proyecto.

Esta relación se calcula al dividir la sumatoria de los valores del VAN (Valor Actual Neto) y el valor de la inversión al año cero (Inversión total inicial).

$$C/B = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{BN_i}{(1+r)^i}}{I_0}$$

$$C/B = 2.32$$

3.6.6 Análisis de los resultados

Los proyectos de inversión son aceptados para el financiamiento de crédito cuando los indicadores de evaluación arrojan los siguientes resultados:

VAN > 0

TIR > Tasa de descuento.

B/C > 1

- El primer indicador significa que se recupera la inversión inicial y se tendrá más capital que si se lo hubiera puesto a renta fija.
- El segundo indicador muestra que la tasa interna de rendimiento es superior a la tasa bancaria o tasa corriente. Además, el TIR alcanza un valor alto, lo que supone un retorno de la inversión equiparable a un tipo de interés alto que posiblemente no se encuentren en el mercado.
- Mientras que el tercero ilustra que los beneficios generados por el proyecto son mayores a los costos incurridos de implementación.

Como conclusión se considera como aceptable el rendimiento económico del proyecto. Pudiendo así obtener el préstamo para la financiación del mismo.