



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Rediseño de la línea de corte y perforado de
perfiles en una industria metalmecánica.

Annunziata Diego.
Gárate Borja.

Naguanagua, Octubre de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Rediseño de la línea de corte y perforado de perfiles en una industria metalmecánica.

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de
Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico*

Tutor académico:

Juan Carlos Pereira. *Ing.*

Tutor externo:

Jorge Pradella. *Ing.*

Asesor:

Edwin Peña. *Ing. MSc.*

Autores:

Annunziata Diego.

Gárate Borja.

Naguanagua, Octubre de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Rediseño de la línea de corte y perforado de perfiles en una industria metalmecánica.

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de
Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico*

Annunziata Diego.
Gárate Borja.

Naguanagua, Octubre de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Quienes suscriben, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para examinar la Tesis de Pregrado titulada **“Rediseño de la línea de corte y perforado de perfiles en una industria metalmecánica.”**, presentada por los bachilleres: **Annunziata Diego y Gárate Borja**, portadores de la Cédula de Identidad N°: **18.468.486 y 18.612.295** respectivamente; hacemos constar que hemos revisado y aprobado el mencionado trabajo.

Prof. Tutor, *Ing.*
Juan Carlos Pereira.

Prof. Jurado1, *Ing. MSc.*
Edwin Peña

Prof. Jurado2, *Ing.*
Víctor carrera

En Naguanagua a los 30 días del mes de Octubre de 2009

Dedicatorias

A mi madre adorada, quien me dio la vida, por guiarme siempre por el buen camino, por enseñarme a esforzarme y nunca rendirme para alcanzar mis sueños, en fin por permitirme tener hoy la dicha de dedicarle este trabajo porque sencillamente se lo gano ella.

A mi abuela, por regalarme en todo momento más y más fuerza para llevar a cabo mis metas sin importar el sacrificio que tuve que hacer, pues al final la verdad ha valido la pena,

A todo el resto de mi familia, porque gracias a su ayuda es posible que hoy haya culminado otra etapa de mi vida, mi trabajo especial de grado.

A mi compañero, Borja el troyano, más que un amigo, gracias compadre por nunca desmayar en esta meta que es de los 2, puedes contar con mi amistad no solo ahora sino siempre.

A mis amigos, pues este trabajo también es para esos que han estado conmigo durante toda mi carrera ya sea en momentos buenos o malos pero definitivamente lo hemos logrado juntos.

Y a todas esas personas especiales que de alguna manera han dejado huella en mí, me han dado ánimo y han sido fuente de inspiración.

Diego Annunziata.

A mis padres, por los consejos que siempre me dieron para algún día lograr lo que he logrado hasta ahora y posteriormente lograr muchas cosas más, por su apoyo en todo momento sin importar la situación en la que me encontrara, por todo lo que han hecho directa o indirectamente para que hoy yo sea la persona que soy. Por todo eso les dedico este trabajo.

A mis hermanos quienes de una u otra forma creyeron en mi y que nunca me abandonaron a lo largo de la carrera, siempre siguieron de cerca mi desempeño, gracias.

Al resto de mi familia, por creer en mí, su apoyo y motivación que siempre me ofrecieron.

A mi compañero, Diego, más que un amigo, gracias compadre por nunca desmayar en esta meta que es de los 2, puedes contar con mi amistad no solo ahora sino siempre.

A mis compañeros y amigos, muestra de que los sueños se pueden hacer realidad con dedicación, sacrificios empeño y esfuerzo.

Borja Garate

Este trabajo de grado representa el final de una etapa muy importante y como el tiempo obliga el comienzo de una nueva, que esperamos que traiga muchas satisfacciones.

Le damos las gracias a nuestro Padre Celestial porque nos iluminó en todo el trayecto de nuestra carrera, fue difícil el trayecto pero no imposible para seguir adelante y sobre pasar todas las dificultades.

*Borja Garate y
Diego Annunziata*

Agradecimientos

A Dios por brindarnos la sabiduría y permitirnos llegar hasta este momento y lograr otra meta más en nuestras vidas.

A la Universidad de Carabobo, alma mater, digno ejemplo de centro de enseñanzas, categoría académica y prestigio educativo a nivel Nacional y Latino Americano.

A los profesores, Ing. Juan Carlos Pereira y Ing. Edwin Peña, por su guía incondicional a lo largo de estos meses y prestarnos sus conocimientos para llevar a buen fin este trabajo.

A todos aquellos profesores de la ilustre escuela de Ingeniería Mecánica que nos brindaron conocimientos durante nuestra formación profesional y estuvieron siempre dispuestos a ofrecernos su colaboración.

A la empresa Trabajos Industriales y Mecánicos C.A. (TRIME.CA), por permitirnos desarrollar nuestro trabajo especial de grado y prestarnos toda su colaboración.

*Borja Garate y
Diego Annunziata*

Resumen

En el presente trabajo especial de grado, se realizó el rediseño de la línea de corte y perforado de perfiles en una Industria metalmecánica desarrollado en la empresa Trabajos Industriales y Mecánicos C.A., específicamente en la nave 4 del taller 3, en la línea de corte y perforado de perfiles. Esta es una empresa dedicada a la fabricación de recipientes metálicos y estructuras. Dicho trabajo consta de formulación de diversas alternativas de solución con el fin de encontrar la distribución apropiada para realizar los procesos de corte y perforado de manera continua y la implementación de un nuevo sistema de transporte de alimentación y distribución. La solución propuesta es una alternativa eficiente a la problemática actual presente en la línea, basada en ramas de la ingeniería como lo son la hidráulica, la neumática y el diseño mecánico, obteniendo como resultado un aumento en la productividad del 87,4%.

Índice de figuras

Capítulo 2	Marco teórico	
2.1	Cilindro hidráulico	22
2.2	Funcionamiento de los cilindros	23
2.3	Presión ejercida sobre el embolo	23
2.4	Parte que componen una cadena	24
2.5	Esquema de fuerzas y momentos en una viga hiperestáticas	25
Capítulo 3	Marco Metodológico	
3.1	Flujo grama de actividades	45
Capítulo 4	Desarrollo	
4.1	Bancada de alimentación	49
4.2	Módulo de corte	49
4.3	Módulo de perforación	50
4.4	Bancada de salida	50
4.5	Controladores	51
4.6	Alternativa de solución 1 vista superior	55
4.7	Alternativa de solución 2 vista superior	57
4.8	Alternativa de solución 3 vista superior	59
4.9	Isometría de la solución a diseñar	61
4.10	Zona de almacenaje y alimentación inicial	61
4.11	Brazos de la zona de almacenaje y alimentación inicial	62
4.12	Distribución de las cargas sobre la viga de los brazos de alimentación	63
4.13	Diagrama de corte y momento de la viga de los brazos de la zona de almacenaje y alimentación inicial	66
4.14	Distribución de la carga producida por el propio peso de la viga	68

4.15 Distribución de las columnas a lo largo de la viga	71
4.16 Distribución de la carga sobre la columna	72
4.17 Distribución de las mesas vista superior	75
4.18 Distribución de las mesas vista lateral	75
4.19 Distribución de las cargas sobre los rodillos transportadores	76
4.20 Distribución de las cargas y diagrama de corte y momento sobre los rodillos transportadores en el plano XY	77
4.21 Distribución de las cargas y diagrama de corte y momento sobre los rodillos transportadores en el plano XZ	78
4.22 Distribución de las cargas sobre el conjunto de rodillos	81
4.23 Diagrama de cuerpo libre sobre el rodillo	83
4.24 Distribución de la potencia en el conjunto de rodillos	84
4.25 Rodillo transportador	90
4.26 Geometría de los rodillos transportadores	98
4.27 Mesas de alimentación vista superior	101
4.28 Mesas de alimentación vista lateral	101
4.29 Distribución de las cargas y diagrama de corte y momento sobre la viga posterior	102
4.30 Distribución de las carga y diagrama de corte y momento sobre la viga frontal	105
4.31 Mesa de dos rodillos	110
4.32 Disposición de los brazos de las zonas intermedia y de descarga	111
4.33 Distribución de las cargas sobre la viga de los brazos de las zonas intermedia y de descarga	112
4.34 Diagrama de corte y momento de la viga de los brazos de las zonas intermedia y de descarga	117
4.35 Geometría del gancho de alimentación y distribución	120
4.36 Distribución de la carga sobre el gancho de alimentación y distribución	121
4.37 Diagrama de cuerpo libre y despiece del mecanismo	121
4.38 Esquema del sistema cerrado	129
4.39 Pieza 1	132
4.40 Diagrama de corte y momento, pieza 1	133
4.41 Pieza 2	138
4.42 Diagrama de corte y momento, pieza 2	139
4.43 Pieza 3	141
4.44 Diagrama de corte y momento, pieza 3	141
4.45 Pieza 4	145
4.46 Diagrama de corte y momento , pieza 4	146
4.47 Detalle pieza 4	148
4.48 Fuerzas en los tornillos	148
4.49 Fuerzas resultantes	149
4.50 Transmisión para el conjunto de ganchos de alimentación y distribución	150
4.51 Eje macizo	150

4.52 Distribución de las cargas sobre el eje macizo	150
4.53 Distribución de las cargas y diagrama de corte y momento sobre el eje macizo en el plano XY	151
4.54 Representación del mecanismo, la cadena y el cilindro	154
4.55 Flujos monetarios a través del tiempo	166
4.56 Flujos monetarios del proyecto en una escala de tiempo	167
4.57 Diagrama de precedencia	169

Índice de tablas

Capítulo 4	Desarrollo	
4.1	Resistencia promedio al esfuerzo de tracción para cadenas rodamientos	87
4.2	Peso propio del mecanismo	125
4.3	Condiciones de diseño del resorte	125
4.4	Geometría del resorte	126
4.5	Valores para el recorrido del gancho	130
4.6	Factores de corrección de Marín	135
4.7	Selección del espesor a momento, pieza 1	136
4.8	Selección del espesor de la placa a corte, pieza1	137
4.9	Selección del espesor, pieza 2	140
4.10	Selección del espesor de la pieza 3	142
4.11	Módulo de las reacciones	143
4.12	Propiedades de la tornillería grado 8	144
4.13	Diámetro del tornillo	144
4.14	Resumen de la tornillería	145
4.15	Selección del espesor. Pieza 4	147
4.16	Tornillería para la pieza 4	149
4.17	Características de la cadena	153
4.18	Gastos totales de la inversión inicial	164
4.19	Costos operacionales	165

Índice general

Introducción	1
CAPÍTULO 1 El Problema	
1.1 Situación problemática	3
1.2 Objetivos,	5
1.2.1 <i>Objetivo General,</i>	5
1.2.2 <i>Objetivos Específicos,</i>	5
1.3 Justificación	6
1.4 Alcance	6
1.5 Limitaciones	7
1.6 Antecedentes	7
CAPÍTULO 2 Marco Teórico	
2.1 Transportadores de rodillos	13
2.2 Cadenas de rodillos	17
2.3 Sistemas de apoyo de los rodillos transportadores	18
2.4 Motores hidráulicos	20
2.5 Cilindros hidráulicos y neumáticos	21
2.6 Cadenas	24
2.7 Estructuras hiperestáticas	25
2.7.1 <i>Diferencia entre una estructura isostática y una hiperestática</i>	26
2.7.2 <i>Métodos de cálculo para estructuras hiperestáticas</i>	27
2.8 Pandeo en columnas	27
2.9 Máquinas de control numérico (CNC)	29

2.10 Rentabilidad y factibilidad económica	30
CAPÍTULO 3 Marco Metodológico	
3.1 Nivel de la investigación	37
3.2 Diseño de la investigación	38
3.3 Población y muestra	39
3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos	39
3.5 Fases de la investigación	39
3.6 Estudio económica del sistema diseñado	43
CAPÍTULO 4 Desarrollo	
4.1 Evaluar el proceso actual en la línea de corte y perforado	47
4.2 Identificar las características de diseño y funcionamiento del equipo de corte y perforado	48
4.3 Diseñar un proceso que permita realizar de forma simultánea el corte y perforado de los distintos perfiles	52
4.3.1 Selección de la mejor solución	52
Lista de restricciones y criterios del sistema a diseñar	52
Lista de restricciones	52
Lista de criterios	53
Planteamiento de las posibles soluciones	53
Alternativa de solución 1	53
Ventajas y desventajas de la alternativa de la solución 1	54
Alternativa de solución 2	56
Ventajas y desventajas de la alternativa de la solución 2	57
Alternativa de solución 3	58
Ventajas y desventajas de la alternativa de la solución 3	59
Aplicación de restricciones y criterios para la selección de la mejor posible solución	60
4.3.2 Desarrollo del diseño	61
Diseño de los brazos de la zona de almacenaje y alimentación inicial.	62
Selección de la viga para los brazos de la zona de almacenaje y alimentación inicial	67
Diseño de las columnas de apoyo de las vigas de los brazos de la zona de almacenaje y alimentación inicial.	71
Diseño de las líneas de transporte	75
Diseño de los rodillos de las líneas de transporte	76
Calculo de potencia requerida para movilizar los 18 rodillos	81

Selección de la cadena 1	86
Selección de las demás cadenas	90
Comprobación de los diámetros del rodillo y los ejes	90
Selección de las chumaceras de soporte para los Rodillos	99
Diseño de la estructura de las mesas de los rodillos	101
Diseño de las columnas de soporte de la estructura	108
Diseño de las mesas de dos rodillos	110
Brazos de la zona intermedia y de descarga	111
Diseño del gancho de alimentación y distribución	120
Diseño de resorte	125
Calculo de la tensión	129
Solución del sistema de ecuaciones	132
Diseño de la pieza 1	132
Diseño de la pieza 2	138
Diseño de la pieza 3	141
Diseño y selección de la tornillería	143
Diseño de la pieza 4	145
Diseño de los ejes para la transmisión de potencia a los cuatro ganchos de alimentación y distribución que componen cada una de las distintas zonas	150
Selección de cadena	152
Calculo de la potencia requerida para movilizar los 4 ganchos de alimentación y distribución.	154
Cálculo del diámetro del eje	156
Selección de la chumacera del soporte del eje	159
4.4 Estudiar la factibilidad del sistema diseñado	161
4.4.1 Factibilidad técnica	161
4.4.2 Factibilidad económica	163
4.5 Evaluar el incremento en la producción del nuevo sistema	168
CAPÍTULO 5 Conclusiones y recomendaciones	
5.1 Conclusiones	171
5.2 Recomendaciones	172
Referencias bibliográficas	173
Apéndices	175

Introducción

El rediseño de la línea de corte y perforado de perfiles de la empresa Trabajos Industriales y Mecánicos, C.A. (TRIME, C.A.), surge por la necesidad de la empresa de mejorar el proceso de acondicionamiento de los perfiles antes de su utilización.

En el primer capítulo se presentará el planteamiento del problema, los objetivos que se desean alcanzar, la justificación, los alcances y limitaciones de esta investigación.

En el segundo capítulo se exponen todos los fundamentos teóricos que definen los elementos que conforman todo la línea de corte y perforado, tanto de los sistemas de corte y perforado, como de todo el sistema de transporte de los perfiles a lo largo de la línea, así como los equipos que puedan ser agregados en el sistema como consecuencia del rediseño de la línea.

En el tercer capítulo, se representará la metodología que se utilizará para la elaboración de este trabajo, el nivel de investigación, el diseño de la investigación, la formulación de las distintas alternativas de solución, la selección de la mejor solución y el diseño y selección de todos los elementos que componen la línea de corte y perforado.

En el cuarto capítulo, se plantean las posibles soluciones, se muestran los cálculos de diseño y selección de cada uno de los elementos y

componentes necesarios para el rediseño planteado y la rentabilidad del proyecto, para lograr con éxito el desarrollo de los objetivos trazados en el primer capítulo.

En el quinto capítulo, establecen las conclusiones a cerca del diseño realizado y se presentas las recomendaciones convenientes para su fabricación y manejo.

CAPÍTULO 1

El Problema

1.1 Situación Problemática.

La empresa Trabajos Industriales y Mecánicos, C.A. (TRIME, C.A.) ubicada en la Urbanización Industrial Castillito, Av. Este-Oeste, Calle 103, Manzana M-2, Parcela P-2, Vía San Diego, Valencia, Estado Carabobo, Venezuela, se constituye en la Ciudad de Valencia, Venezuela, el 12 de febrero de 1976, siendo el norte de la empresa el desarrollar una estructura de primera línea capaz de prestar servicios para la ejecución de obras en las especialidades de mecánica, obras y construcciones civiles, electricidad e instrumentación, además del suministro, fabricación y comercialización de un gran número de productos para la industria de la construcción, apoyándose para esto en sus empresas filiales y divisiones de servicios especiales dotadas de equipos y personal idóneo para cada disciplina en particular o como contratista general. Entre los productos que ofrece la empresa se encuentra tanques a presión, ductos para caldera, tuberías submarinas, entre otros.

Para efectuar algunas de las actividades antes nombradas, uno de los principales materiales son los perfiles de acero, las cuales deben ser sometidas a un acondicionamiento antes de su uso.

La línea de corte y perforado actual está compuesta en forma secuencial por: una grúa horizontal que es puesta en marcha por un empleado de la empresa, la cual se encarga de colocar los perfiles de acero sobre unos rodillos transportadores accionados por motores eléctricos y sistemas de transmisión por cadenas que permiten el desplazamiento horizontal hasta la zona de corte y perforado, por medio de un dispositivo de rodillos alineados en forma paralela (calandria).

La línea está compuestas por un equipo que consta de dos zonas la primera para corte y la segunda para perforado dispuestas en línea recta con una separación no mayor a 3 metros entre cada una lo cual disminuye la eficiencia del equipo.

El funcionamiento de la línea en la actualidad es el siguiente, luego de que el operario por medio de la grúa coloca el perfil en la zona de alimentación de la línea este puede ser transportado a cualquiera de las zonas (corte y perforado), para realizar en ellos el trabajo requerido, si por ejemplo se desea cortar un perfil este es trasladado hasta la zona de corte por medio de los rodillos, lo cual obstaculiza la línea impidiendo que se pueda realizar simultáneamente en otro perfil un perforado, ya que no se puede colocar el perfil en la zona de perforado hasta que el perfil que está siendo cortado sea sacado de la línea, lo mismo ocurre si se está realizando un perforado en un perfil ya que al colocar el perfil en la línea debido a la longitud del mismo ocupa la zona de corte debido a que la separación de ambas no es lo suficientemente larga para disponer otro perfil en la línea.

En la actualidad la empresa está pensando en mudar la línea de corte y perforado de perfiles a otras instalaciones, por lo que se hace necesario rediseñar la línea basándose en los requerimientos del nuevo galpón donde

se va a disponer la línea, esto implica el diseño de todo el sistema de transporte de los perfiles ya sean grúas rodillos transportadores entre otros.

Bajo estas condiciones la empresa desea mejorar dicho proceso por medio de la optimización de la disposición de los equipos tanto de corte y perforado que conforman dicha línea de producción, con la finalidad de aumentar la productividad. Debido a esto, se plantea la necesidad de rediseñar la línea de producción con el fin de que se puedan desarrollar ambos procesos simultáneamente.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Rediseñar la línea de corte y perforado de perfiles en una industria metalmecánica.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Evaluar el proceso actual en la línea de corte y perforado.
- Identificar las características de diseño y funcionamiento del equipo de corte y perforado.
- Diseñar un proceso que permita realizar de forma simultánea el corte y perforado de los distintos perfiles.
- Estudiar la factibilidad del sistema diseñado.
- Evaluar el incremento de la producción del nuevo sistema.

1.3 Justificación

La selección de este proyecto, fue expresada por la empresa Trabajos Industriales y Mecánicos, C.A. (TRIME, C.A.), con la intención de realizar una mejora de la línea de corte y perforado de perfiles, por lo que se desea obtener una mejor eficiencia en el proceso. Por otro lado, los planes de expansión de la empresa requerirán el rediseño de la totalidad de la línea de corte y perforado de perfiles.

También es importante la reducción del tiempo que consume el proceso de corte y perforado de perfiles para aumentar la productividad de las actividades que realiza la empresa.

Es necesario señalar que TRIME C.A. no efectúa productos en serie, esta es una empresa metalmecánica que realiza trabajos a pedido y ninguna estructura es igual a la anterior, pero al aumentar la producción y disminuir los tiempos de trabajo se entregarán los pedidos en menor tiempo, pudiendo así aumentar los beneficios de la empresa.

1.4 Alcance

En este trabajo se realizará el rediseño de la línea de corte y perforado de perfiles, este consiste en plantear las mejoras, en función de una evaluación y optimización del sistema.

También se realizará el diseño de los sistemas de transportes de las vigas hacia la zona de corte (grúas).

En el rediseño de la línea de corte y perforado se trabajarán con vigas, doble T, ángulos, tubos cuadrados y planchas todos de hasta 12

metros de largo y de acero estructural A36 (ASTM). En la nueva línea de corte y perforado de perfiles, se podrán realizar ambas operaciones (corte y perforado) simultáneamente con distintos perfiles.

En este rediseño de la línea no se realizará el diseño de los troqueles de corte y perforado, ya que la empresa ya cuenta con éstos.

1.5 Limitaciones

- La información que se encuentra en los manuales o catálogos de la empresa es muy escasa, se necesita realizar una investigación de los equipos existentes en el mercado que satisfagan las necesidades que se presenten en función al rediseño de la línea de corte y perforado de perfiles, al cual se llegue en este trabajo especial de grado.
- En la elaboración de este trabajo posiblemente se presentarán algunas mediciones tales como: ensayos de laboratorio, utilización de equipos de instrumentación industrial, etc. Dichas mediciones tienen un alto costo.

1.6 Antecedentes

En el año 2000 Arnold Giambalvo y Miguel Rojas, estudiantes de la Universidad de Carabobo, realizaron el rediseño de la línea de fabricación de tapas diferenciales para la industria automotriz.

Este trabajo tuvo como objetivo central automatizar la línea de fabricación final de tapas diferenciales automotrices, mediante el uso de sistemas electro neumático, por otra parte se realizó una redistribución de los

equipos presentes en la planta y se implementaron sistemas de transporte adecuados para las tapas diferenciales, todo esto con el propósito de aumentar la calidad y productividad. La línea está ubicada en la zona de ensamble de la empresa C.A DANAVEN DIVISIÓN PARISH.

En su desarrollo ellos concluyeron que era necesario que el sistema rediseñado para la fabricación de tapas diferenciales automotrices conste de dos líneas de producción. En cada una de éstas se realizan las operaciones de avellanado, punzonado, roscado y colocación del imán, funcionando bajo un esquema automatizado con Control Lógico Programado (PLC).

Además se realizó una redistribución en la línea de las máquinas de conformado, que permiten garantizar el orden en la secuencia de las operaciones.

En el año 2002 Rafael Palma y Heberto Portillo, estudiantes de la Universidad de Carabobo, realizaron un trabajo titulado Evaluación y optimización del sistema de transporte de planchas de acero en una empresa metalmecánica para la reparación y construcción de embarcaciones navales.

El sistema de transporte está constituido por una grúa pórtico que coloca la plancha sobre los rodillos que son movidos por medio de un sistema de cadenas y motores eléctricos, que trasladarán la plancha de acero hasta la zona de acondicionamiento, donde inicialmente se encuentra una calandra que se encarga de enderezar. Luego pasa por otro conjunto de rodillos que llevan a la plancha hasta la granalladora, de esta manera se produce la limpieza de algunos elementos superficialmente principalmente la corrosión. Después pasa hacia una cámara de pintura donde la plancha es pintada por la parte inferior y superior. Luego es trasladada hasta el horno para el secado rápido de la pintura, en este se encuentra una cadena de transporte que se

encarga que la plancha salga del horno. Cuando la plancha de acero sale del horno concluye su acondicionamiento, y por medio de rodillos transportadores es llevada hasta la planta de otros procesos.

En su desarrollo ellos concluyeron que por medio de la selección de las cadenas de transmisión de potencia y transporte que estas se encuentran bien seleccionadas en función de su aplicación y los factores externos que actúan sobre ellas.

En el año 2000 Norma Vera y Henry Robles, estudiantes del Instituto Universitario de Tecnología Industrial realizaron la redistribución en el área de mecanizado de rines de aluminio en la empresa B.W.A de Venezuela C.A. ubicada en Mariara estado Carabobo.

El tema desarrollado en este trabajo de investigación fue realizado en el área de mecanizado perteneciente al grupo Covenal Mariar C.A. situada en la prolongación Diego Tovar en Mariara Estado Carabobo. El propósito es mejorar el proceso de mecanizado de rines de aluminio, para esto se realiza una redistribución en planta y así eliminar el retraso que se presente en la estación de taladrado.

Se plantean dos celdas de producción con el fin de disminuir el recorrido del material, en el proceso mediante la incorporación de un sistema de transporte de rodillos locos por gravedad. Incrementando la eficiencia en el área de mecanizado logrando disminuir los costos de fábrica y las insuficiencias presentes en el proceso.

En el año 2005 Acosta Juan y Enmanuel Balbas, estudiantes de la Universidad Nacional Experimental del Táchira, realizaron el rediseño de la plataforma plegable en la línea de corte en caliente 11 de la Siderúrgica del Orinoco C.A.

El Rediseño de la Plataforma Plegable en la línea de Corte en Caliente 11 de la Siderúrgica del Orinoco C.A, nace debido a la ineficiencia de ésta para proporcionar estabilidad y seguridad al momento de accionarla, además de las condiciones inseguras que produce al utilizada durante el proceso de rectificado de los rodillos de arrastre 1, el rediseño consideró estos factores, partiendo de la reutilización de la piezas y partes que conforman el sistema actual optimizando su funcionamiento.

La incorporación de mecanismos que faciliten girar la plataforma junto con su estructura 90° grados, y el control del para l de apoyo para garantizar la estabilidad requerida, además el nuevo sistema neumático brindará la seguridad al operador durante el rectificado de los rodillos de arrastre 1 ante una situación eventual. Finalmente se simula el dispositivo mecánico en SOLIDWORKS 2004™ y se simulan los mecanismos en MSC VISUALNASTRAN 4D™, siendo estos software muy versátiles y de aplicación en la ingeniería.

En el año 2001 Yégüez Montaña, estudiantes de la Universidad Central de Venezuela, realizaron, el diseño de código computacional para la simulación de procesos de corte en Torno a Control Numérico Ernault Somua 500.

El desarrollo de una herramienta computacional para la simulación de procesos de corte en el torno a control numérico marca Ernault Somua 600 que se encuentra instalado y operativo en la Escuela de Ingeniería Mecánica. El sistema está orientado al sistema Operativo Windows y su diseño se basa en el modelo de programación fundamentado en Objetos. Basados en el entorno de programación Visual C++ 6.0™ contenido en la suite de programación Microsoft Visual Studio 6.0™, se diseña y construye una aplicación que brinda la posibilidad de editar el código NC que luego se

ejecuta en el simulador presentando una retroalimentación visual del proceso. La aplicación permite al usuario dimensionar los elementos principales del proceso como lo son La pieza en su geometría original y las diferentes herramientas de corte involucradas. Adicionalmente cuenta con una interfaz de comunicación vía puerto paralelo DB - 25 para la transferencia de datos entre una PC y el bus de datos del control numérico durante la ejecución real del proceso.

En el año 2002 la unidad docente metalúrgica “Antillana de Acero” de la Ciudad Habana, Cuba y el Centro de Estudios CAD/CAM, Universidad de Holguín, Holguín, Cuba publicaron en la revista latinoamericana de metalúrgica y materiales un trabajo sobre la aplicación de los algoritmos genéticos al diseño óptimo multi-objetivo de troqueles de corte y punzonado simples y progresivos.

Los sistemas CAD tradicionales constituyen herramientas de ayuda al diseño y posibilitan preparar decisiones de mayor calidad y en menor tiempo que el diseño manual no automatizado. Sin embargo, sin la aplicación de herramientas de optimización y toma de decisiones estos sistemas no están preparados, conceptualmente, para la realizar diseños que se aproximen al mejor compromiso posible entre los indicadores de eficiencia del diseñador. En este trabajo se exponen los resultados de la aplicación del Método de los Algoritmos Genéticos al diseño óptimo multi-objetivo de troqueles de corte y punzonado simples y progresivos. El sistema diseñado persigue el objetivo de generar opciones de diseños de troqueles que aportan soluciones de compromiso próximas al óptimo global por el valor de una función de utilidad.

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1 Transportadores de Rodillos¹

El principio de funcionamiento es fundamentalmente realizar el desplazamiento a través de la superficie de deslizamiento, que está compuesta de una serie de rodillos cilíndricos, paralelos entre sí.

Componentes

- *Rodillos*: contruidos con trozos de tubos de acero que giran sobre cojinetes de bolas debidamente sellados, ubicados en cada extremo del tubo.
- *Laterales*: por lo general son vigas o perfiles en U de un cierto espesor y una altura, de acabado galvanizado.

¹Extraído de la bibliografía de Prieto. C. “Fundamentos metodológicos para proyectos de cintas y cadenas transportadora”. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería Mecánica. Primera impresión.

- *Soportes:* trípodes o estructura metálicas de perfiles soldados en H, ubicados en los extremos de cada sección.
- *Elementos complementarios:* existen una gran variedad de elementos que pueden ser empleados dependiendo de los requerimientos en cada situación de manejo particular. Entre ellos se pueden mencionar: sistema de incorporación o desvío, barandillas de protección, entre otros.

Uso y aplicaciones

Se emplean para el transporte de artículos tales como: cestas, cajas, láminas metálicas, perfiles, tubos, incluyendo objetos largos y angostos (viga, listones, pletinas) que pudieran ocasionar incrustaciones si se transportaran con ruedas.

Las cargas deben tener una superficie rígida de apoyo y preferiblemente deben ser materiales y con pesos aproximadamente iguales.

Ancho

Se recomienda que el ancho del transportador sea al menos de 2 pulgadas (50,8mm) mayor que el ancho de las cargas. Por lo general se construyen con ancho estándar de 12 pulgadas (304,8mm); 15 pulgadas (381mm); 18 pulgadas (457,2mm); 21pulgadas (533,4mm); 24 pulgadas (609,6mm). La longitud de los rodillos es de 3 pulgadas (76,2mm) menor que el ancho de la estructura.

Separación de los rodillos.

Los rodillos deben estar separados entre sí con una distancia equivalente a 1/3 de la longitud del paquete más corto, de manera de que

estos permanezcan apoyados entre rodillos. Esta separación puede ser menor para garantizar que el esfuerzo sobre cada rodillo no supere su capacidad nominal. Por lo general los transportadores se construyen con separaciones estándar de $2^{1/4}$ pulgadas (57,15mm); 3 pulgadas (76,2mm); 4 pulgadas (101,6mm); $4^{1/2}$ pulgadas (114,3mm); 6 pulgadas (152,4mm); 9 pulgadas (228,6mm); 12 pulgadas (304,8mm). Sin embargo los fabricantes pueden ofrecer separaciones distintas en construcciones especiales.

Diámetro de los rodillos

Los rodillos más empleados en transportadores por gravedad tienen diámetros estándares de $1^{3/4}$ pulgadas (44,45mm); 2 pulgadas (50,8mm); $2^{1/2}$ pulgadas (63,5mm); 3 pulgadas (76,2mm); $3^{1/2}$ pulgadas (89mm). Cada uno de ellos puede tener ejes de 0,3 pulgadas (7,62mm); 0,4 pulgadas (10,16mm); 0,47 pulgadas (11,93mm); 0,6 pulgadas (15,24mm); 0,67 pulgadas (17mm); 1 pulgada (25,4mm); $1^{1/4}$ pulgadas (31,75mm). Sin embargo diámetros mayores en función de la carga a soportar.

Capacidad

La capacidad de carga de un transportador de rodillos es función de la resistencia de los rodillos y de la estructura soporte. La carga máxima sobre un rodillo depende de su longitud y del diámetro del eje, por otro lado la capacidad de carga de la estructura está limitada por la resistencia y el peso de ésta, incluyendo los rodillos.

Aspectos básicos para el dimensionamiento.

- Las cargas deben ser manejadas de tal forma que queden apoyados sobre a cara de mayor superficie, esto permite una mayor estabilidad durante el traslado.

- Los paquetes deben ser colocados de modo que la dimensión mayor de la base sea paralela al sentido del movimiento.
- Si se manejan paquetes de dimensiones distintas, la selección del transportador debe hacerse en consideración a las condiciones críticas impuestas por las cargas.

Transmisiones por cadenas

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia que se fabrican como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. El diseño proporciona flexibilidad mientras permite que la cadena transmita fuerzas de tracción cuya magnitud es considerable. Cuando se transmite la potencia entre flechas o ejes que giran, la cadena activa ruedas dentadas que se enlazan, se conocen como catalinas.

Funcionamiento

La transmisión de fuerza entre la cadena y la rueda se efectúa por un acoplamiento de forma y de fuerza entre los dientes de la rueda y los eslabones de la cadena. La cadena se adapta a la rueda en forma de polígono, esto produce pequeñas fluctuaciones en el brazo de palanca eficaz de las fuerzas periféricas, y por consiguiente, también en la velocidad de la cadena y en la fuerza de la misma. El desgaste de los eslabones aumenta el paso eficaz de la rueda, dando origen a que la cadena monte sobre una circunferencia periférica mayor de la rueda.

Campo de aplicaciones

- En caso de choques de gran prioridad y velocidades elevadas, mediante amortiguadores de oscilaciones con el fin de limitar la oscilaciones de las cadenas.

- En caso de separaciones muy grandes entre ejes, mediante el empleo de ruedas de apoyo o patines con el fin de disminuir el esfuerzo de la cadena debido al peso propio de la misma.

2.2 Cadenas de rodillos

Constan de eslabones interiores y exteriores, cuyas bridas están unidas fijamente por medio de magnitudes, y sobre los manguitos se montan rodillos huecos (tubulares). Además de las cadenas de rodillos sencillos, se usan otras dobles y triples adecuadas para potencia mayores.

Diseño de impulsores de cadenas

La especificación de la cadena en relación a su capacidad para transmitir potencia considera tres modos de falla, los cuales son: fatiga de las placas de los eslabones por aplicación sucesiva de la tensión en el lado flojo de la cadena, impacto en los rodillos conforme se enlazan con los dientes de la rueda dentada y raspaduras entre los pernos de cada eslabón y los bujes de los pernos.

Las características más generales que se consideran en el diseño son:

1. Las especificaciones se basan en la velocidad de la rueda más pequeña.
2. La capacidad de potencia y el diámetro de la rueda se incrementan con el número de dientes de la rueda dentada.

3. Para un tamaño particular de rueda dentada, un número específico de dientes, la capacidad de potencia se incrementa en función del incremento de la velocidad hasta un punto, después disminuye.
4. Las especificaciones corresponden a un solo tramo de cadena. Si bien tramos múltiples incrementan la capacidad de potencia, no proporcionan un múltiplo directo de la capacidad de un solo tramo. Multiplique la capacidad en las tablas por los siguientes factores:
 - Dos tramos: factor=1,7
 - Tres tramos: factor=2,5
 - Cuatro tramos: factor=3,3(Robert L. Mott; Diseño de elementos de maquinas; segunda edición)
5. Se debe especificar un factor de servicio, en función de la carga y las horas de funcionamiento al día del sistema.

2.3 Sistemas de apoyo de los rodillos transportadores.

Rodamientos

El nombre de cojinete rodamiento o simplemente rodamiento se emplean para describir la clase de soporte de eje en el que la carga principal se transmite a través de elementos que están en contacto rodante y no deslizante. En un rodamiento la fricción inicial es aproximadamente igual a dos la fricción en marcha y resulta despreciable en comparación con el rozamiento inicial en un cojinete de casquillo. La carga, la velocidad y la viscosidad de operación de lubricante afectan las características friccionales de un cojinete de rodamiento.

Tipos de rodamientos

- Rodamientos de bolas de una o dos hileras.
- Rodamientos de rodillos helicoidales.
- Rodamientos de rodillos cilíndricos
- Rodamientos de empuje de rodillos esféricos
- Rodamientos de agujas
- Rodamientos de rodillos cónicos.

Rodamientos montados

En muchos tipos de maquinarias pesadas y máquinas que se fabrican en cantidades pequeñas, se seleccionan rodamientos montados para unir la unidad de rodamiento directamente al armazón de la máquina mediante tornillos, en lugar de insertarlos en una ranura que se maquina en la carcasa como sucede con los rodamientos no montados.

La carcasa se fabrica con acero formado, hierro fundido o acero fundido con orificios o ranuras que se hacen para conexiones durante el ensamble de la máquina, el rodamiento puede ser de cualquiera de los tipos antes mencionados.

Las unidades provistas de pestaña o reborde se diseñan para montarse en los armazones verticales laterales de máquina, para que se sostengan los ejes. En el mercado se dispone de varios tipos y tamaños. El término unidad de compensación se refiere a un cojinete que se monta en una carcasa, la cual a su vez, se monta en un armazón que permite el movimiento del rodamiento con el eje en su lugar.

La unidad de compensación, que se emplea en transportadores, impulsores de cadena, impulsores de banda aplicaciones similares, permite ajustar la distancia central de los componentes del impulsor en el momento en que se instala y durante la operación para absorber el desgaste o la contracción de las piezas del ensamble.

2.4 Motores hidráulicos.

Los motores hidráulicos realizan un trabajo mecánico en forma de movimiento giratoria ejerciendo un par en el eje de salida. Su funcionamiento es pues inverso al de las bombas hidráulicas. Se emplean sobre todo porque entregan un par muy grande a velocidades de giro pequeñas en comparación con los motores eléctricos.

2.4.1 Tipos de motores hidráulicos.

Motores de engranaje.

Son de tamaño reducido y pueden girar en los dos sentidos, pero el par es pequeño, son ruidosos, pueden trabajar a altas velocidades pero de forma análoga a los motores de paletas, su rendimiento cae a bajas velocidades.

Motores de paleta.

Tienen la misma estructura que las bombas de paletas, pero el movimiento radial de las paletas debe ser forzado, mientras que en las bombas se debe a la fuerza centrífuga.

Motores de pistones.

Son los más empleados de todos ya que se consiguen las mayores potencias trabajando a altas presiones. En función de la posición de los pistones con respecto al eje podemos encontrar:

- **Motores de pistones axiales:** Los pistones van dispuestos en la dirección del eje del motor. El líquido entra por la base del pistón y lo obliga desplazarse hacia fuera. Como la cabeza del pistón tiene forma de rodillo y apoya sobre una superficie inclinada, la fuerza que ejerce sobre ella se descompone según la dirección normal y según la dirección tangencial a la superficie. Esta última componente la obligará a girar, y con ella solidariamente, el eje sobre la que va montada. Variando la inclinación de la placa o el basculamiento entre el eje de entrada y salida se puede variar la cilindrada y con ella el par y la potencia.
- **Motor de pistones radiales:** Los pistones van dispuestos perpendicularmente al eje del motor. El principio de funcionamiento es análogo al de los axiales pero aquí el par se consigue debido a la excentricidad, que hace que la componente transversal de la fuerza que el pistón ejerce sobre la carcasa sea distinta en dos posiciones diametralmente opuestas, dando lugar a una resultante no nula que origina el par de giro.

-

2.5 Cilindros hidráulicos y neumáticos

En los sistemas hidráulicos y neumáticos la energía es transmitida a través de tuberías. Esta energía es función del caudal y presión del aire o aceite que circula en el sistema. El cilindro es el dispositivo más común utilizado para conversión de la energía antes mencionada en energía mecánica.

La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia.

Ocasionalmente a los cilindros se los llama "motores lineales". Vemos un corte esquemático de un cilindro típico en la figura 2.1. Este es denominado de doble efecto por que realiza ambas carreras por la acción del fluido.

Las partes de trabajo esenciales como se muestra en la figura 2.1 son:
1) La camisa cilíndrica encerrada entre dos cabezales, 2) El pistón con sus guarniciones, y 3) El vástago con su buje y guarnición.

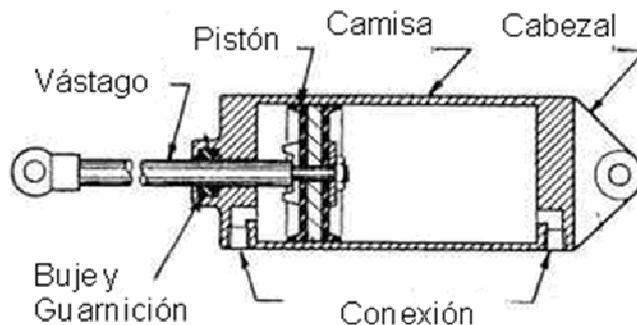
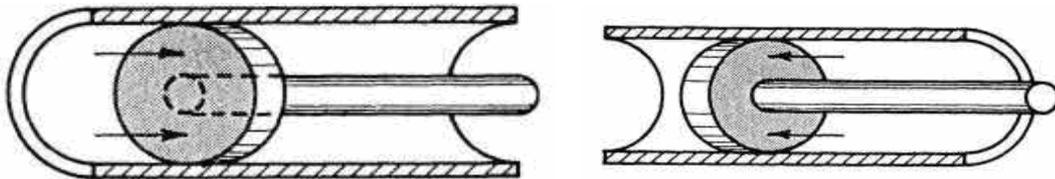


Figura. 2.1. Cilindro hidráulico (Wikipedia).

Calculo de la fuerza de empuje.

En la figura 2.2 se puede observar varias vistas en corte de un pistón y vástago trabajando dentro de la camisa de un cilindro. El fluido actuando sobre la cara anterior o posterior del pistón provoca el desplazamiento de este a largo de la camisa y transmite su movimiento hacia afuera a través del vástago.

El desplazamiento hacia adelante y atrás del cilindro se llama "carrera". La carrera de empuje se observa en la figura 2.2 (a) y la de tracción o retracción en la figura 2.2 (b)



(a) Expansión del vástago.

(b) Retracción del vástago.

Figura 2.2. Funcionamiento de los cilindros (Wikipedia).

La presión ejercida por el aire comprimido o el fluido hidráulico sobre el pistón se manifiesta sobre cada unidad de superficie del mismo como se ilustra en la figura 2.3.

Si nuestro manómetro indica en Kg/cm², la regla para hallar la fuerza total de empuje de un determinado cilindro es: "El empuje es igual a la presión manométrica multiplicada por la superficie total del pistón", o:

$$F \text{ (Kg.)} = P \text{ (Kg/cm}^2\text{)} \times A \text{ (cm}^2\text{)} \quad (2.1)$$

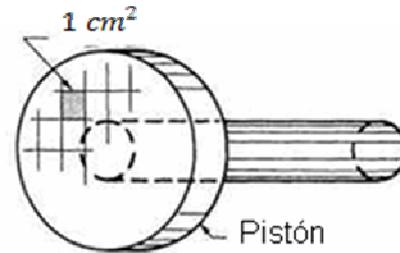


Figura. 2.3. Presión ejercida sobre el embolo (Wikipedia).

Dimensionando un Cilindro.

Un cilindro neumático debe ser dimensionado para tener un empuje mayor que el requerido para contrarrestar la carga. El monto de sobre dimensionamiento, está gobernado por la velocidad deseada para ese movimiento; cuando mayor es la sobredimensionamiento más rápida va a realizarse la carrera bajo carga.

2.6 Cadenas

Las cadenas de rodillos se utilizan para transmitir potencia entre ejes paralelos a distancias relativamente grandes y con una eficacia elevada en comparación con las correas. Esto se debe a que las cadenas no poseen facilidad para deformarse como las correas y se puede incrementar sustancialmente la capacidad de carga. Se requiere una cuidadosa alineación entre las ruedas dentadas que transmiten el movimiento y una continua lubricación de las partes de las cadenas. En la figura 2.12 se muestra las partes componentes de las cadenas. El ensamble de ajuste por presión impide que los pasadores tengan rotación respecto de las placas exteriores, mientras que son los rodillos los que rotan respecto del pasador.

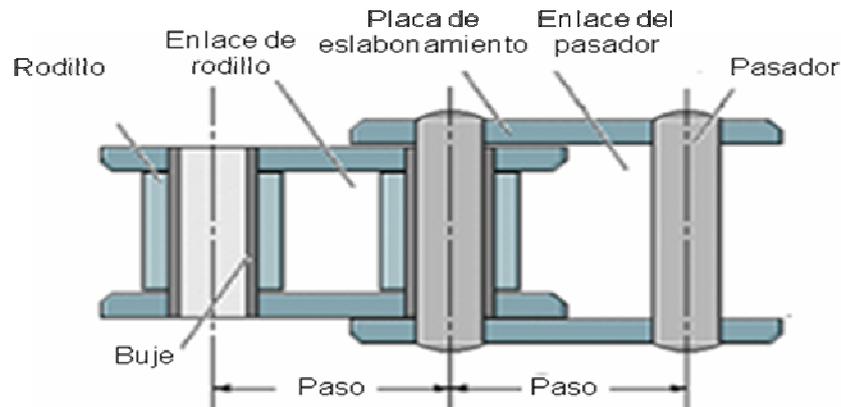


Figura 2.4. Partes que componen una cadena (Wikipedia).

Se muestran algunas medidas estándar para las cadenas de rodillos. Las tolerancias para la transmisión por cadenas son mayores que para los engranajes, en tanto que resultan más fáciles para instalar y mantener.

El ángulo de abrace o de cobertura mínimo de la rueda dentada (también llamada “rueda Catalina”) es de unos 120° , aun cuando se puede disponer de ángulos de abrace menores en tanto que se empleen ruedas dentadas locas para ajustar la cadena y evitar que se suelte. El empleo de transmisiones de este tipo impone como convencional que la línea de centros sea horizontal (o aproximadamente horizontal) para evitar que la cadena se suelte en la rueda dentada más pequeña. Si se dispone el empleo de este tipo de transmisión en sentido vertical, es imperioso el uso de ruedas dentadas locas para prevenir que la cadena cuelgue y pierda el contacto.

2.7 Estructuras Hiperestáticas.

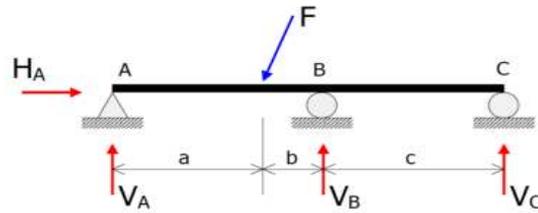


Figura 2.5. Esquema de fuerzas y momentos en una viga hiperestática (Wikipedi).

En estática, una estructura es hiperestática o estáticamente indeterminada cuando está en equilibrio pero las ecuaciones de la estática resultan insuficientes para determinar todas las fuerzas internas o las reacciones. [Una estructura en equilibrio estable que no es hiperestática es isoestática]. Existen diversas formas de hiperestaticidad:

- Una estructura es internamente hiperestática si las ecuaciones de la estática no son suficientes para determinar los esfuerzos internos de la misma.
- Una estructura es externamente hiperestática si las ecuaciones de la estática no son suficientes para determinar fuerzas de reacción de la estructura al suelo o a otra estructura.

Una estructura es completamente hiperestática si es internamente y externamente hiperestática.

Sólo cuando se considera las propiedades elásticas del material y se aplican las debidas ecuaciones de compatibilidad de las deformaciones el problema puede ser resuelto (siendo estáticamente indeterminado es al mismo tiempo elásticamente determinado).

2.7.1 Diferencia entre un estructura isoestatica y una hiperestática.

Una estructura isostática sería un poste de luz cuya base está empotrada en el suelo. Las reacciones que tiene en la base son las mínimas para que no se deslice o gire.

Una estructura hiperestática es por ejemplo el marco de una portería de fútbol si tu le cortaras una de las bases no se cae, esto quiere decir que existen reacciones en una de las bases suple a las que se tenían en el otro apoyo para que la estructura no se deslice o gire.

Una explicación más técnica sería que en las estructuras isostáticas el número de fuerzas actuantes es igual al número de ecuaciones de equilibrio. En una estructura hiperestática existen mas fuerzas actuantes que ecuaciones de equilibrio, por lo tanto se deben de plantear ecuaciones adicionales con los desplazamiento o giros en puntos específicos de la estructura para conocer estas fuerzas (ecuaciones de compatibilidad).

En general hay que comparar el grado de indeterminación, grados de libertad, redundantes, ecuaciones de compatibilidad y equilibrio de una estructura para poder clasificarla como isostática o hiperestática. En cualquier libro de análisis estructural puedes encontrar información a fondo de este tema.

2.7.2 Métodos de cálculo para estructuras hiperestáticas

- método matricial de la rigidez
- método de Cross
- Teoremas de Castiliano
- Teorema de los 3 Momentos.

2.8 Pandeo en columnas.

El pandeo es un fenómeno de inestabilidad elástica que puede darse en elementos comprimidos esbeltos, y que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.

En ingeniería estructural el fenómeno aparece principalmente en pilares y columnas, y se traduce en la aparición de una flexión adicional en el pilar cuando se halla sometido a la acción de esfuerzos axiales de cierta importancia. La aparición de flexión de pandeo limita severamente la resistencia en compresión de un pilar o cualquier tipo de pieza esbelta.

Eventualmente, a partir de cierto valor de la carga axial de compresión, denominada carga crítica de pandeo, puede producirse una situación de inestabilidad elástica y entonces fácilmente la deformación aumentará produciendo tensiones adicionales que superarán la tensión de rotura, provocando la ruina del elemento estructural.

El pandeo local es el que aparece en piezas o elementos aislados o que estructuralmente pueden considerarse aislados. En este caso la magnitud de la carga crítica viene dada según el caso por la fórmula de Leonhard Euler. La carga crítica de Euler depende de la longitud de la pieza, del material, de su sección transversal y de las condiciones de unión, vinculación o sujeción en los extremos. Para una pieza que puede considerarse biarticulada en sus extremos la carga crítica de Euler viene dada por:

$$P_{crit} = \pi^2 (EI_{min}) / (L^2) = \pi^2 (EA) / (\lambda^2) \quad (2.2)$$

Siendo: P_{crit} , la carga crítica; E , Módulo de Young del material de que está hecha la barra; I_{min} , momento de inercia mínimo de la sección transversal de la barra; L , longitud de la barra y λ la esbeltez mecánica de la pieza. Cuando las condiciones de sujeción de los extremos son diferentes la carga crítica de Euler viene dada por una ecuación del tipo:

$$P_{crit} = \pi^2 (EI_{min}) / (\alpha L^2) \quad \left\{ \begin{array}{l} \alpha = 0,5 \text{ empotrado, empotrado.} \\ \alpha \approx 0,7 \text{ articulado, empotrado} \\ \alpha = 2 \text{ libre, empotrado} \end{array} \right.$$

Al producto αL se le llama longitud de pandeo.

Una manera de encontrar la carga crítica de una estructura consiste en presuponer la forma cualitativa en que esta pandeará, parametrizando esa forma cualitativa mediante varios parámetros incógnita. Introduciendo esa forma cualitativa en la ecuación de la curva elástica y buscando que la solución parametrizada satisfaga las condiciones de contorno cualitativas, que normalmente se refieren a desplazamientos y giros de los nudos de las barras de la estructura, se obtienen relaciones entre los parámetros incógnitas introducidas. El valor de la carga crítica es precisamente el que hace que dichas relaciones se cumplan.

2.9 Máquinas de control numérico (CNC)

La automatización es el empleo de equipo especial para controlar y llevar a cabo los procesos de fabricación con poco o ningún esfuerzo humano. Se aplica en la fabricación de todos los tipos de artículos y procesos desde la

materia prima hasta el producto terminado. Las ventajas del control numérico computarizado es la facilidad de operación, programación más sencilla, mayor exactitud, adaptabilidad y menos costos de mantenimiento, la combinación del diseño con computadora, mayor productividad.

La desventaja es que las condiciones que influyen en las decisiones con la automatización son los crecientes costos de producción, alto porcentaje de piezas rechazadas, demoras en la producción, escasez de mano de obra, condiciones peligrosas de trabajo. Los factores que se deben estudiar con cuidado son el alto costo inicial del equipo, los problemas de mantenimiento y el tipo de producto.

El CNC se utiliza para controlar los movimientos de los componentes de una máquina por medio de números. Las máquinas y herramientas con control numérico se clasifican de acuerdo al tipo de operación de corte. Un nuevo enfoque para optimizar las operaciones de maquinado es el control adaptativo. Mientras el material se está maquinando, el sistema detecta las condiciones de operaciones como la fuerza, temperatura de la punta de la herramienta, rapidez de desgaste de la herramienta y acabado superficial.

Convierte estos datos en control de avance y velocidad que permita a la máquina a cortar en condiciones óptimas para obtener máxima productividad. Se espera que los controles adaptativos, combinados con los controles numéricos y las computadoras, produzcan una mayor eficiencia en las operaciones de trabajos con los metales.

2.10 Rentabilidad y factibilidad económica.²

Factibilidad o rentabilidad económica.

Es un modelo o indicador que permite conocer de manera anticipada el resultado global de la operación de un proyecto, desde el punto de vista económico.

Flujos monetarios asociados a las alternativas.

Los flujos monetarios se definen como todos los costos e ingresos que se espera que ocurra como consecuencia de la implementación y operación del proyecto en consecuencia, desde el punto de vista operacional, un proyecto de inversión está definido por una serie de flujos monetarios que ocurren durante el transcurso de la vida del proyecto.

² Extraído de la bibliografía de Alvarado L; De Betancourt C; De Salana Inés. "Evaluación de proyectos de inversión". Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería Industrial. Quinta reimpresión.

Inversión inicial.

Es el conjunto de desembolsos necesarios para la adquisición y adecuación de las facilidades de producción, esto incluye los activos fijos y activos circulantes que se requieren para que el proyecto inicie sus operaciones normalmente. La inversión inicial tiene dos componentes importantes que son:

- El capital fijo (CF): el cual comprende aquella porción de la inversión inicial destinada a la compra de los activos fijos tangibles y a la compensación de los activos fijos intangibles. Entre ellos se encuentran: compra de terrenos, construcción de edificaciones, adquisición de maquinarias y equipos, instalación de equipos, seguros, estudios y proyectos de ingeniería, imprevistos, entre otros.

$$CF = \sum(\text{Gastos de adquisición de activos fijos}) \quad (2.3)$$

- El capital de trabajo (CT): es la cantidad de dinero necesaria para cubrir los requerimientos mínimos de activos circulantes, es decir, son los fondos de capital indispensables para que el proyecto inicie sus operaciones. Estos contemplan los inventarios de materia prima, de productos terminados, de productos en proceso, efectivo en caja y créditos.

$$CT = \sum(\text{Gastos en activos circulantes}) \quad (2.4)$$

Costos operacionales (C_{op})

Incluyen todos los desembolsos que se requieren para el proyecto una vez puesto en marcha continúe operando normalmente. Estos ocurren a final de cada año.

Los renglones que integran los costos operacionales son los siguientes:

- Materia prima y otros materiales
- Personal (sueldo, salarios y beneficios sociales)
- Servicios (agua, electricidad, teléfono, entre otros)
- Mantenimientos y repuestos
- Seguros
- Impuestos
- Alquileres, entre otros

$$C_{op} = \sum (\text{Gastos de operación}) \quad (2.5)$$

Valor residual.

Es la remuneración neta obtenida por la venta de los activos fijos tangibles. Ocurre al final de la vida del proyecto, aún cuando pudiera haber venta de activos fijos en cualquier otro año.

Para cualquier otro año

$$VR = P_v - C_r \quad (2.6)$$

Donde:

P_v : Precio de venta del activo fijo tangible

C_r : Costo de remoción del activo tangible

$$VR = II - C_{pre} \quad (2.7)$$

$$C_{pre} = \frac{II - VR}{nu} \quad (2.8)$$

Donde:

D_{pre} : Depreciación por año de los equipos

nu : Vida útil de los equipos.

Flujo monetario neto (F_t)

Es la suma algebraica de los flujos monetarios de un proyecto al final del año t.

$$F_t = IB_t - C_{opt} + CF_t + CT_t + VR_t \quad (2.9)$$

Tasa mínima de rendimiento

Es la menor cantidad de dinero que se espera obtener como rendimiento de un capital puesto a trabajar de manera de poder cubrir los compromisos de costos de capital. También suele expresarse en forma porcentual anual. Dentro de la tasa mínima de rendimiento se incluye, además del costo de capital, el efecto de otros elementos, tales como: el riesgo de las inversiones, la disponibilidad de capital de inversión, entre otros; quedando el TMR mayor que el costo de capital.

$$TMR = \bar{C} + CO \quad (2.10)$$

Modelos de rentabilidad

Para la rentabilidad es necesario conocer la totalidad de los flujos monetarios asociados, la duración del proyecto y por ende, el efecto de la tasa de interés o de la tasa mínima de rendimiento. Los modelos de rentabilidad que maneja la ingeniería económica son:

- Valor actual (VA): es un modelo que procesa todos los flujos monetarios para convertirlos en una sola cantidad de dinero en el

presente ($t=0$), que es equivalente a los flujos monetarios netos del proyecto a una determinada tasa mínima de rendimiento, es decir, representa el beneficio o pérdida equivalente en el punto cero de la escala de tiempo.

$$VA_1 = II_1 + C_{op}(P/R, i, n) - VR(P/S, i, n) \quad (2.11)$$

- Equivalente anual (EA): procesa los flujos monetarios del proyecto para convertirlos en una serie anual uniforme a una determinada tasa mínima de rendimiento.
- Tasa interna de retorno (TIR): expresa el beneficio neto anual que se obtiene en relación con la inversión pendiente por recuperar al comienzo de cada año. Dicha relación suele expresarse en forma de un porcentaje anual.

Factores de capitalización y actualización.

Son aquellos que permiten determinar valores equivalentes de cantidades de dinero.

Donde:

- P: representa cualquier suma o cantidad de dinero que ocurre en el punto cero de la escala de tiempo. O en cualquier punto

donde se tome como inicio de la actividad o del estudio económico.

- S: representa cualquier suma o cantidad de dinero que ocurre en el punto n de la escala de tiempo. O en cualquier punto donde se tome como fin del estudio económico.
- R: representa el valor de la cuota de una serie uniforme de cantidades de dinero que ocurre al final de cada período de interés que abarca el estudio.

CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

3.1 Nivel de la investigación

Este trabajo constituye un proyecto factible, ya que el mismo consiste en la elaboración de una propuesta de un modelo operativo viable o una posible solución a un problema de tipo práctico, para satisfacer necesidades de una institución en específico o grupo social. Puesto que en el mismo se somete a estudio un problema presente dentro de una empresa el cual busca como objetivo central plantear una propuesta de solución que permita mejorar el proceso de corte y perforado de perfiles, para aumentar la eficiencia del proceso y aminorar los esfuerzos a los que se someten actualmente los operarios con la metodología actual.

Además, es importante señalar que, el mismo se apoya en una investigación de campo, pues los datos de interés son recopilados de forma directa por los investigadores, en tal sentido se trata de investigaciones que parten de datos originales, ya que para poder realizar el respectivo diagnóstico de las condiciones actuales del sistema sometido a estudio, se hizo necesario la toma de datos directamente del proceso.

La metodología empleada para el logro de la investigación puede ser ubicada dentro del tipo de investigación explicativa, tal como la define Sampieri, Collado y baptista, (1999) sostiene que:

“Los estudios explicativos van mas allá de la descripción de los conceptos o fenómenos o del establecimiento entre conceptos: están dirigidos a responder a las causas de los eventos físicos y sociales. Como su nombre lo indica su interés se centra en explicar porque ocurre un fenómeno y en qué condiciones se da este o porque dos o más variables están relacionadas”.

Para el logro de los objetivos propuestos, se presenta a continuación una secuencia lógica de pasos que describen la metodología utilizada.

3.2 Diseño de la investigación

La metodología utilizada en la presente investigación está fundamentada en un diseño no experimental según Sampieri, Collado y Baptista, (1999), quienes la definen como aquella que se realiza sin manipular deliberadamente variables, es decir, se trata de una investigación donde no se varían intencionalmente las variables independientemente.

Lo que se hace en la investigación no experimental es observar fenómenos tal y como se dan en su contexto natural, para después analizarlos; de hecho no hay condiciones o estímulos a los cuales se exponga el caso en estudio. Los casos son observados en un ambiente natural, en su realidad.

Es así pues la investigación empleada en el presente trabajo especial de grado es de tipo descriptiva.

3.3 Población y Muestra

La investigación se realizó la línea de corte y perforado, en el galpón #4 del taller #3 de la empresa TRIME C.A. ubicada en la zona industrial, en Valencia, estado Carabobo.

3.4 Técnicas e Instrumentos de Recolección de datos

Las técnicas empleadas para la recolección de datos fueron las siguientes:

- La observación directa de los equipos y maquinas del sistema sometido a estudio.
- Entrevistas con los ingenieros, supervisores y operadores de las diferentes áreas, y con los mecánicos encargados del mantenimiento.
- La consulta a bibliografía especializada en el área a objeto del estudio y a los documentos, catálogos, manuales existentes con información técnica especializada de sistemas de transporte de materiales.

3.5 Fases de la investigación

La investigación se puede subdividir en cuatro fases fundamentales que son:

Diagnostico

En esta fase se realizará una revisión bibliográfica a cerca de distribución de plantas, estudiando de forma más detallada y específica los procesos y variables directamente involucrados con la investigación, con la finalidad de comprender la problemática planteada y conocer además la interacción de este proceso con los demás sectores del taller. Específicamente las variables, condiciones y los parámetros de operación.

Análisis

Consistirá en analizar con profundidad la relación existente entre las diferentes variables involucradas tanto en el proceso de alimentación de perfiles de la línea como en el transporte de los mismos. Para ello se realizaran los siguientes pasos:

- Conocer las características de las distintas variedades de perfiles que utiliza la línea como materia prima.
- Conocer las características de funcionamiento de la maquinaria que conforma la línea.

Una vez conocido todos estos parámetros se procederá a elaborar las alternativas de solución.

Propuestas de diseño

Luego de analizar la situación problemática y las distintas variables estudiadas en la fase de análisis se procederá a plantear probables

soluciones como el tiempo y los recursos disponibles lo permitan, tratando de producir soluciones radicalmente distintas entre sí para los sistemas a diseñar y que se alistan a continuación.

- Sistema de almacenaje y alimentación inicial

- Sistema de almacenaje intermedio

- Sistema de almacenaje final.

Para cada una de las propuestas, se describirán sus componentes, características y funcionamiento, así como sus ventajas y desventajas lo que permitirá más adelante seleccionar objetivamente las mejores alternativas para cada uno de los sistemas diseñados.

Selección de la mejor solución

Para seleccionar la mejor alternativa se utilizará la metodología del profesor Vilchez, para la cual se deben formular los siguientes pasos.

- Descripción general.
 - a) Haber elaborado previamente las especificaciones del diseño.

 - b) Tener varias probables soluciones para el problema.

- Método de ponderación de criterios y soluciones

Este método consta de tres etapas que se describen a continuación.

- a) Se estudiarán todas las posibles soluciones generadas durante la etapa de búsqueda. Con el fin de captar sus ventajas y desventajas, e incluso hacer modificaciones si se considera necesario.
- b) Se aplican las restricciones a todas las probables soluciones teniendo en cuenta las siguientes premisas:
 - 1) Las restricciones permiten eliminar probables soluciones sin compararlas entre sí.
 - 2) Para que una probable solución se convierta en solución es necesario que cumpla con todas las restricciones del problema.
- c) Se aplican los criterios a las posibles soluciones. Esta etapa consta de tres pasos.
 - 1) Ponderación de criterios.
 - 2) Ponderación de soluciones de acuerdo a cada uno de los criterios.
 - 3) Ponderación final de la solución.

Desarrollo de la solución seleccionada.

En esta etapa del diseño se realizarán comprobaciones cualitativas y cuantitativas, usando métodos experimentales, modelos matemáticos o cualquier otra herramienta.

Se prepara además, un informe técnico, donde se incluyen explicaciones detalladas acerca del funcionamiento del sistema a diseñar,

cálculos, planos, etc. Es decir, se detallan todas las características importantes del sistema a diseñar.

3.6 Estudio económico del sistema diseñado

El desarrollo del proyecto dentro de la empresa surge del deseo de llevar a la práctica una idea relacionada con mejoras en los sistemas de producción, así como la implantación de nuevos métodos.

La puesta en operación de una idea no se lleva a cabo en el mismo momento de su generación, sino que requiere de estudios, análisis, evaluaciones y acciones tendientes a su implantación, las cuales involucran tiempo, dinero y recursos humanos.

En esta sección se realizará un estudio económico con el objetivo de terminar la factibilidad económica del proyecto de manera de poder así ponerlo en marcha.

Este estudio comprende: la estimación de flujos monetarios asociados, la determinación de la rentabilidad a través de la utilización de alguno de los modelos existentes.

Esta evaluación permitirá conocer de forma anticipada el resultado global de la operación y puesta en marcha del proyecto, y con esto cuantificar los potenciales beneficios o pérdidas.

Para el desarrollo final de la solución primero se recolectarán todos los datos necesarios de la situación actual por medio de la observación y entrevistas con los ingenieros y los operarios de la maquinaria, una vez recolectada toda la información de la situación actual desarrolla la investigación como tal.

Una vez realizado el diagnostico se pasa a la fase de análisis donde se estudia el proceso mediante el conocimiento de la características de funcionamiento de los distintos componentes del sistema, una vez efectuado el análisis se pasa a la fase de las propuestas de diseño donde se procederá a plantear posibles soluciones como el tiempo lo permita,

Luego se procederá a seleccionar la mejor solución utilizando para esto el método propuesto por el profesor Vilchez, en el cual requiere haber elaborado previamente las especificaciones de diseño y tener varias probables soluciones para el problema,

Una vez cumplido estos requisitos se pasa a la etapa de la ponderación de criterios y soluciones, en donde se estudian todas las probables soluciones, se le aplican las restricciones a todas ellas, obteniendo así las probables soluciones, luego de finalizar con ese paso se aplican los criterios a las posibles soluciones para obtener la solución final. Una vez conocida la solución se procederá al desarrollo de la misma donde se realizaran comprobaciones tanto cuantitativas como cualitativas;

Posteriormente se realizarán los estudios de la factibilidad tanto técnica como económica del proyecto.

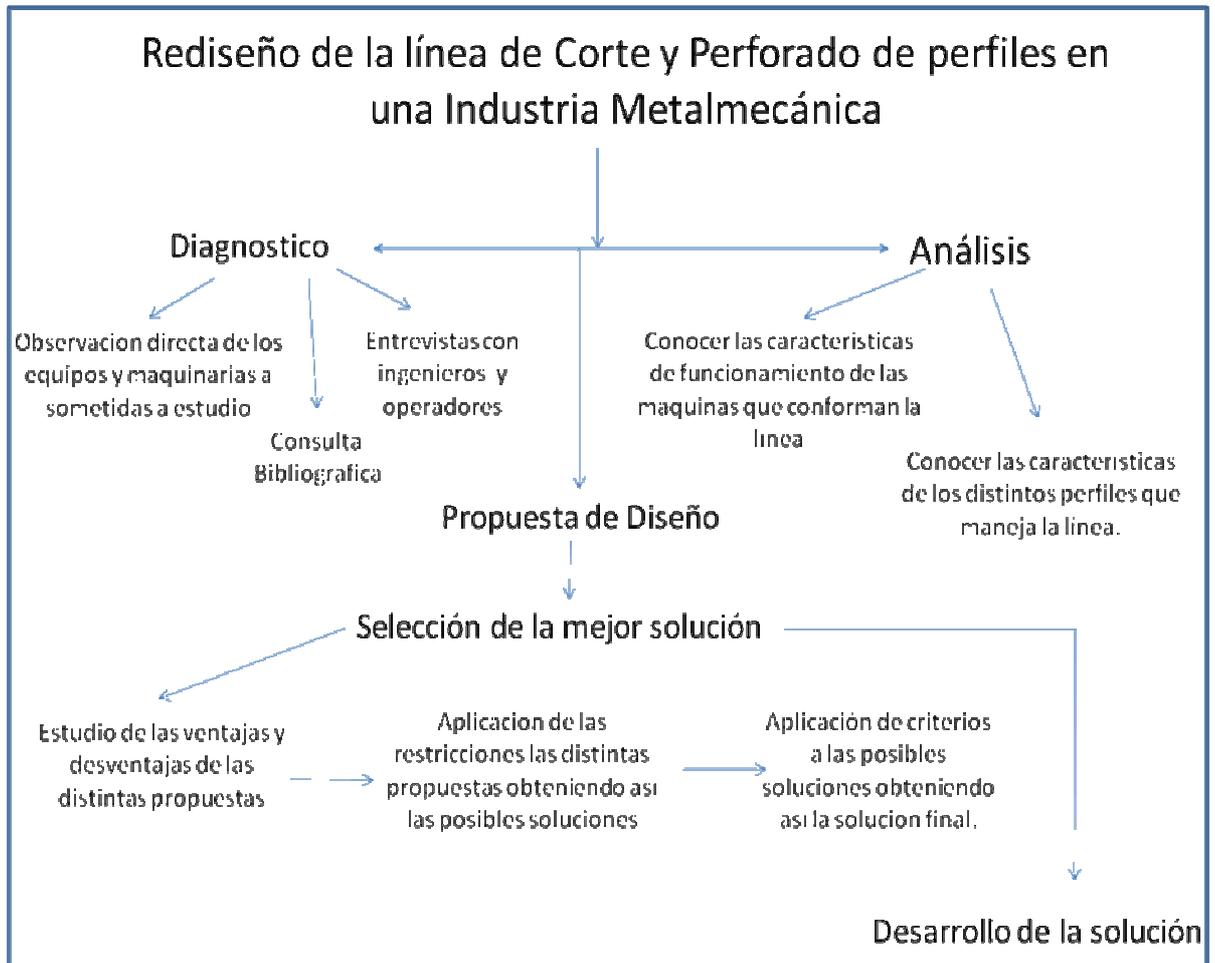


Figura 3.1. Flujo grama de actividades.

CAPÍTULO 4

Desarrollo

4.1 Evaluar el proceso actual en la línea de corte y perforado.

Se pretende resolver un problema en el galpón 4 del taller 3 de la empresa TRIME C.A. La cual es una empresa dedicada a la carpintería metálica; es decir; es un taller metal mecánico.

En ella se lleva a cabo la manufactura de accesorios tales como: la fabricación de tanques, recipientes a presión, intercambiadores de calor, desalinizadoras, y tuberías especiales como gaseoductos y oleoductos y estructuras metálicas, con los más altos estándares de calidad

En la actualidad, en esta organización se cuenta con una línea de corte de perfiles, que presenta estancamiento en una de las zonas, que no es más que lo denominado cuello de botella, lo que trae como consecuencia:

- La pérdida de tiempo de la maquinaria, puesto que al estar realizando el corte no se puede realizar el perforado simultáneamente, y viceversa.
- Los costos del mantenimiento de la maquinaria y de los operadores de la línea.

- La consecuencia más importante es que afecta la producción directamente, específicamente con el cumplimiento de los plazos de entrega, para pasar de la fase de fabricación a la de ensamblaje.

Para ilustrar esta situación se ha tomado un perfil HEA 260 para fabricar una columna, a la cual se le realizara un corte y perforados determinándose el tiempo de corte en 3 minutos y 53 segundos y el de perforado de 10 segundos. Reforzando la necesidad de realizar el rediseño de esta línea de fabricación.

La intención de la organización es renovar la línea, porque evidentemente la demanda de la producción aumentará, y así poder cumplir con los tiempos de entrega establecidos.

El mejorar la línea es consecuencia, como se dijo anteriormente, de que la organización realizó un análisis de la producción y licitaciones que espera tener en los años sub.-siguientes.

4.2 Identificar las características de diseño y funcionamiento del equipo de corte y perforado.

Como se ha expresado con anterioridad, en la actualidad el proceso en la línea de corte y perforado se puede describir de la siguiente manera:

Los perfiles son llevados a la bancada de alimentación inicial mediante el monta cargas o los puentes grúas; uno a uno los perfiles son arrastrados por los ganchos de alimentación y distribución como se muestra en la figura

4.1, estos son accionados por un motor hidráulico conectado a una central hidráulica, mediante el cual se traslada el gancho, a través de un sistema de control de relé electro hidráulico dispuesto en un tablero ubicado en la caseta de mando.



Figura 4.1. Bancada de alimentación (TRIME, C.A)

Una vez el perfil entra en la línea, se encuentra con el tren de rodillos, estos rodillos reciben su energía de otro motor hidráulico, que transmite su potencia a través de cadenas. Ya el perfil posicionado en el tren de rodillos es trasladado a la cortadora como se muestra en la figura 4.2.



Figura 4.2. Módulo de corte (TRIME, C.A)

Una vez realizado el corte el perfil es trasladado a la perforadora mediante los mismos rodillos ya que esta se encuentra en serie con la cortadora como se muestra en la figura 4.3.



Figura 4.3. Módulo de perforación. (TRIME, C.A)

Luego de este el perfil es trasladado a la bancada de salida como se muestra en la figura 4.4.



Figura 4.4. Bancada de salida. (TRIME, C.A)

La cortadora, está conectada a un voltaje de 460 voltios con un suministro hidráulico y de aire comprimido, controlada por un PLC (control lógico programable) como se muestra en la figura 4.5, dispuesto en la caseta de mando, de igual manera que la perforadora, ambas son suplidas por una segunda central hidráulica.



A-) Controlador de los ganchos de arrastre

B-) Controlador del modulo de perforado.

Figura 4.5. Controladores. (TRIME, C.A)

El rediseño se basa en la nueva distribución de las máquinas de corte y perforado, la construcción de mesas de rodillos para la alimentación de las máquinas y la implementación de un sistema novedoso de transporte y distribución de los perfiles con el fin de realizar dichos procesos de manera continua, y realizar la fabricación de las piezas en menor tiempo, para así aumentar la productividad de la línea.

4.3 Diseñar un proceso que permita realizar de forma simultánea el corte y perforado de los distintos perfiles.

4.3.1 Selección de la mejor solución.

Para el desarrollo del proyecto se generaron tres modelos de posibles soluciones cada una debe de tener las siguientes características: el conjunto a diseñar es un sistema capaz de garantizar la alimentación y traslado de perfiles de acero a las máquinas cortadoras y perforadoras de distintos tipos de perfiles, en forma organizada y almacenar el material por las distintas zonas de la línea de producción.

Listado de restricciones y criterios del sistema a diseñar.

Para este procedimiento se va a aplicar restricciones a todas las probables soluciones, de esta manera la posible solución (PS) que no cumpla con alguna de las restricciones (R), se desecha y aquella que cumpla con todas las restricciones se convierte en una solución.

Listado de restricciones:

1. El sistema a diseñar no debe sobrepasar las siguientes dimensiones 55x19x0,7 m
2. Se debe garantizar el suministro continuo de perfiles hacia las máquinas cortadoras y perforadoras, por lo que el sistema a diseñar está obligado a tener un lote de espera en las distintas áreas mientras se realiza el corte y perforado de un lote.

3. El sistema a diseñar tiene que transportar perfiles de un peso de hasta 3.770 Kg.
4. El sistema debe adaptarse a los distintos tipos de perfiles.

Listado de criterios:

1. El sistema a diseñar debe ser de bajo costo.
2. Facilidad de diseño y fabricación.
3. El sistema de control a diseñar debe ser de fácil manejo.
4. El sistema debe contar con elementos de alta resistencia (robustez)
5. Mayor facilidad de alimentación a las máquinas cortadoras y perforadoras.
6. El sistema debe permitir una alta producción.

Planteamiento de las posibles soluciones.

De acuerdo a las necesidades del problema a desarrollar surgen las siguientes alternativas como posibles soluciones.

Alternativa de solución 1.

Se puede observar que en la figura 4.6 se indican una serie de acciones que causan esta posible alternativa de solución. Un montacargas transporta el lote de perfiles (1) a los brazos de alimentación de la línea (2), luego por medio de cuatro ganchos (3) cada perfil es ubicado en las mesas de alimentación (4) de la perforadora (5).

Una vez ahí las mesas compuestas por rodillos (6) los cuales giran con la ayuda de un motor hidráulico (7) dirigen el perfil a través de la perforadora (5) donde son realizadas las perforaciones correspondientes. Una vez perforado el perfil este pasa a las mesas de alimentación (8) de la cortadora 1 (9), donde pueden ser dirigidas a través de la misma o pueden ser llevadas por medio de cuatro ganchos (10) a través de los brazos de la zona intermedia (11) a las mesas de alimentación (12) de la cortadora 2 (13), una vez que hayan pasado por alguna de las cortadoras pasan a las mesas de almacenaje final (14), donde pueden permanecer ahí o pueden ser llevadas a los brazos de la zona de almacenaje (15) por medio de cuatro ganchos (16), una vez en la zona final serán recogidas con la ayuda de un puente grúa o con un montacargas.

Ventajas y desventajas de la alternativa de la solución 1.

Entre las ventajas tenemos: admite cualquier tipo de perfil, permite una mayor producción en menor tiempo ya que posee dos módulos de corte.

Entre las desventajas que presenta se tiene: alto consumo de potencia por lo que lo hace algo costoso, no garantiza el suministro continuo de perfiles hacia ambas cortadoras ya que la cortadora 1 (9) se encuentra en serie con la perforadora (5), lo que produce un embotellamiento en esa zona.

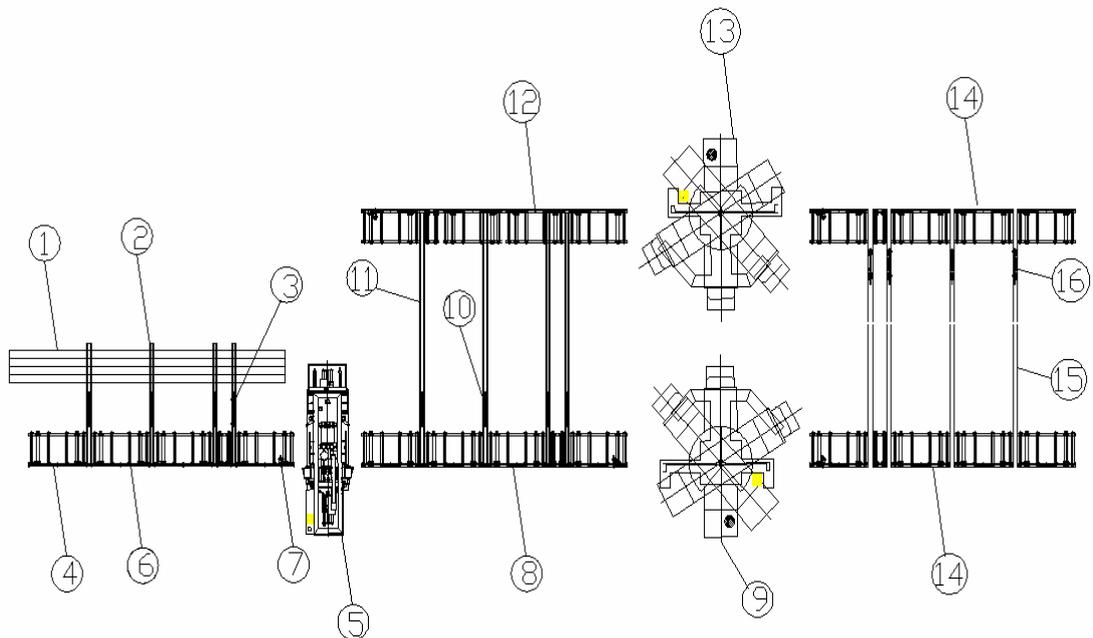


Figura 4.6. Alternativa de solución 1 vista superior.

Leyenda:

- 1.- Lote de vigas que pasarán por las distintas estaciones de la zona de acondicionamiento.
- 2.- Brazos de alimentación
- 3.- Ganchos de arrastre.
- 4.- Mesas de alimentación de la perforadora.
- 5.- Perforadora.
- 6.- Rodillos de arrastres de las mesas de alimentación.
- 7.- Motor hidraulico.
- 8.- Mesas de alimentación de la cortadora #1.
- 9.- Cortadora #1.
- 10.- Ganchos de arrastre de la zona intermedia.
- 11.- Brazos de la zona intermedia.
- 12.- Mesas de alimentación de la cortadora #2.
- 13.- Cortadora #2.

14.- Mesas de almacenaje (final de la línea).

15.- Brazos de la zona final.

16.Ganchos de arrastre de la zona final.

Alternativa de solución 2.

Se puede observar que en la figura 4.7 se indican una serie de acciones que causan esta posible alternativa de solución. Un montacargas transporta el lote de perfiles (1) a los brazos de alimentación de la línea (2), luego por medio de cuatro ganchos (3) cada perfil es ubicado en las mesas de alimentación (4) de la perforadora (5).

Una vez ahí las mesas compuestas por rodillos (6) los cuales giran con la ayuda de un motor hidráulico (7) dirigen el perfil a través de la perforadora (5) donde son realizadas las perforaciones correspondientes. Una vez perforado el perfil este pasa a las mesas de descarga (17) de la perforadora (5), donde son distribuidos a través de los brazos de la zona intermedia (11) por medio de cuatro ganchos (10) a las mesas de alimentación (8) de la cortadora 1 (9) o a las mesas de alimentación (12) de la cortadora 2 (13).

Una vez que hayan pasado por alguna de las cortadoras pasan a las mesas de almacenaje final (14), donde pueden permanecer ahí o pueden ser llevadas a los brazos de la zona de almacenaje (15) por medio de cuatro ganchos (16), una vez en la zona final serán recogidas con la ayuda de un puente grúa o con un montacargas.

Ventajas y desventajas de la alternativa de la solución 2.

Entre las ventajas tenemos: admite cualquier tipo de perfil, permite una mayor producción en menor tiempo ya que posee dos módulos de corte, garantiza el suministro continuo de perfiles hacia ambos módulos de corte, gracias a que cada cortadora posee su propia mesa de alimentación.

Entre las desventajas que presenta se tiene: alto consumo de potencia por lo que lo hace algo costoso y requiere de una mayor cantidad de materiales para su ensamblaje.

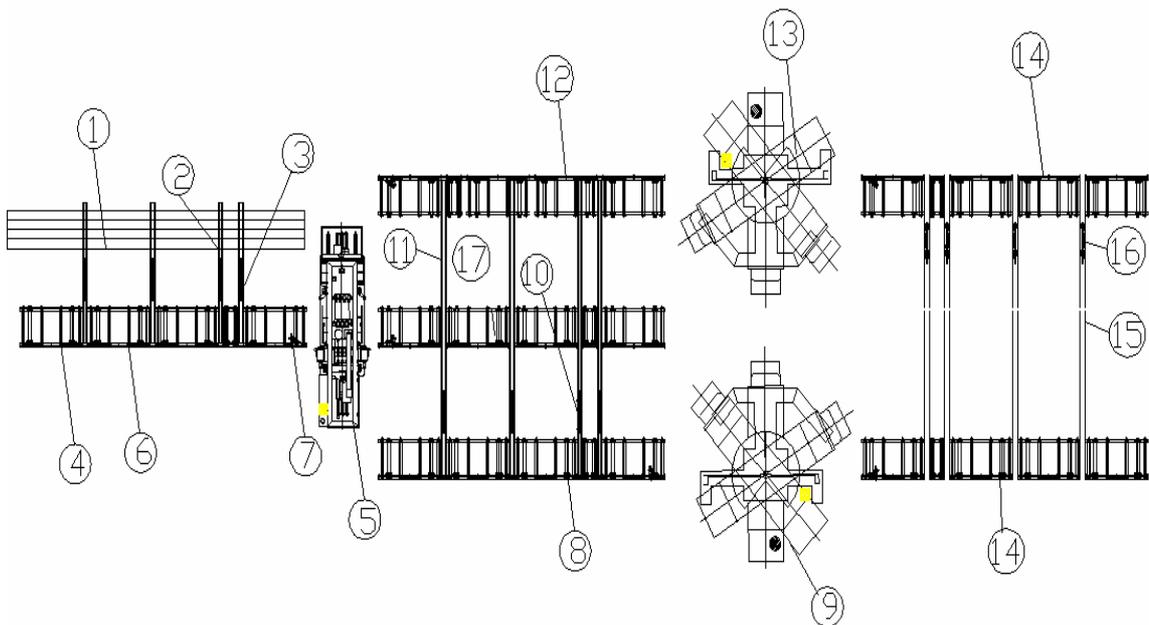


Figura 4.7. Alternativa de solución 2 vista superior.

Leyenda:

1.- Lote de vigas que pasarán por las distintas estaciones de la zona de acondicionamiento.

- 2.- Brazos de alimentación
- 3.- Ganchos de arrastre.
- 4.- Mesas de alimentación de la perforadora.
- 5.- Perforadora.
- 6.- Rodillos de arrastres de las mesas de alimentación.
- 7.- Motor hidraulico.
- 8.- Mesas de alimentación de la cortadora #1.
- 9.- Cortadora #1.
- 10.- Ganchos de arrastre de la zona intermedia.
- 11.- Brazos de la zona intermedia.
- 12.- Mesas de alimentación de la cortadora #2.
- 13.- Cortadora #2.
- 14.- Mesas de almacenaje (final de la línea).
- 15.- Brazos de la zona final.
- 16.- Ganchos de arrastre de la zona final.
- 17.- Mesa de descarga de la perforadora.

Alternativa de solución 3.

Se puede observar que en la figura 4.8 se indican una serie de acciones que causan está posible alternativa de solución. Un montacargas transporta el lote de perfiles (1) a los brazos de alimentación de la línea (2), luego por medio de cuatro ganchos (3) cada perfil es ubicado en las mesas de alimentación (4) de la perforadora (5).

Una vez ahí las mesas compuestas por rodillos (6) los cuales giran con la ayuda de un motor hidráulico (7) dirigen el perfil a través de la perforadora (5) donde son realizadas las perforaciones correspondientes. Una vez perforado el perfil este pasa a las mesas de descarga (8) de la

perforadora (5), donde son trasladados a través de los brazos de la zona intermedia (9), por medio de cuatro ganchos (10) a las mesas alimentadoras (11) de la cortadora 1 (12), luego de pasar por la cortadora pasan a la mesa de almacenaje final (13), donde pueden ser trasladados hacia los brazos de la zona de almacenaje (14) por medio de cuatro ganchos (15), una vez en la zona final serán recogidas con la ayuda de un puente grúa o con un montacargas.

Ventajas y desventajas de la alternativa de la solución 3.

Entre las ventajas tenemos: admite cualquier tipo de perfil, garantiza el suministro continuo de perfiles hacia el módulo de corte, gracias a que posee su propia mesa de alimentación, tiene un menor consumo de potencia lo que lo hace más económico y requiere de una menor cantidad de materiales para su ensamblaje.

Entre las desventajas que presenta se tiene: una menor producción ya que posee un solo módulo de corte.

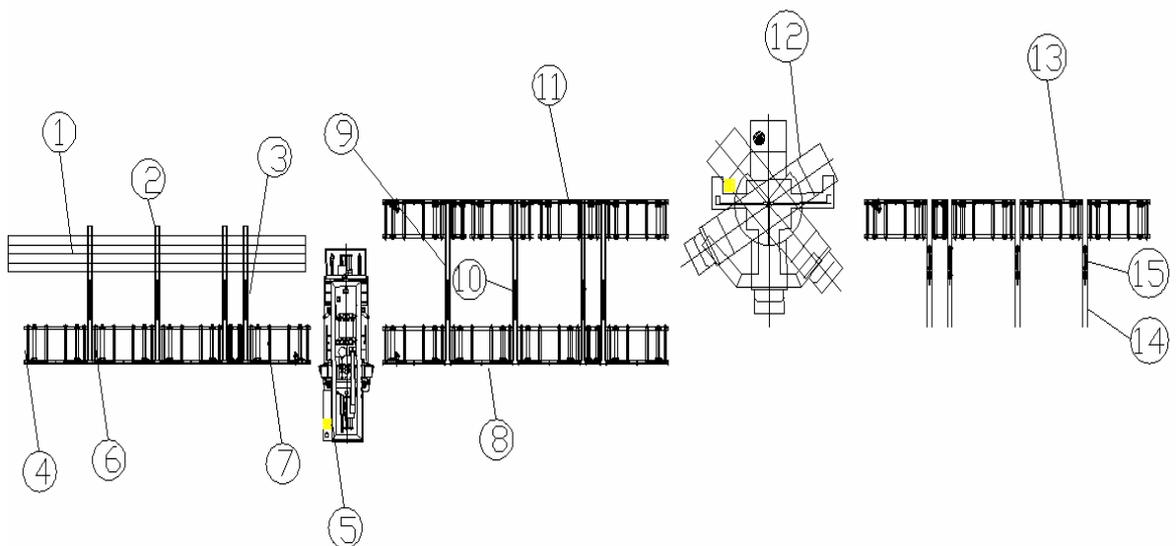


Figura 4.8. Alternativa de solución 3 vista superior.

Leyenda:

- 1.- Lote de vigas que pasarán por las distintas estaciones de la zona de acondicionamiento.
- 2.- Brazos de alimentación
- 3.- Ganchos de arrastre.
- 4.- Mesas de alimentación de la perforadora.
- 5.- Perforadora.
- 6.- Rodillos de arratres de las mesas de alimentación.
- 7.- Motor hidraulico.
- 8.- Mesas de descarga de la perforadora.
- 9.- Brazos de la zona intermedia.
- 10.- Ganchos de arrastre de la zona intermedia.
- 11.- Mesas de alimentación de la cortadora #1.
- 12.- Cortadora #1.
- 13.- Mesas de almacenaje (final de la línea).
- 14.- Brazos de la zona final.
- 15.- Ganchos de arrastre de la zona final.

Aplicación de restricciones y criterios para la selección de la mejor posible solución.

Para llevar a cabo el proceso de selección, aplicado las estrategias creativas en el diseño mecánico, en primer lugar se confrontaron las probables soluciones vs, las restricciones, luego se realizó la ponderación de los criterios, posteriormente se hizo una ponderación de las posibles soluciones vs, cada criterio, para que finalmente mediante la ecuación $[(P_c)_1 \times P_p1 + (P_c)_2 \times P_p3 + \dots + (P_c)_k \times P_pk = X_p]$, se llegue a determinar la solución definitiva.

Como podemos observar en el apéndice A-1, los resultados obtenidos de la ponderación final de soluciones otorgan a la solución 2 mayor peso que las otras, por lo que esta solución se convierte en la solución definitiva a desarrollar.

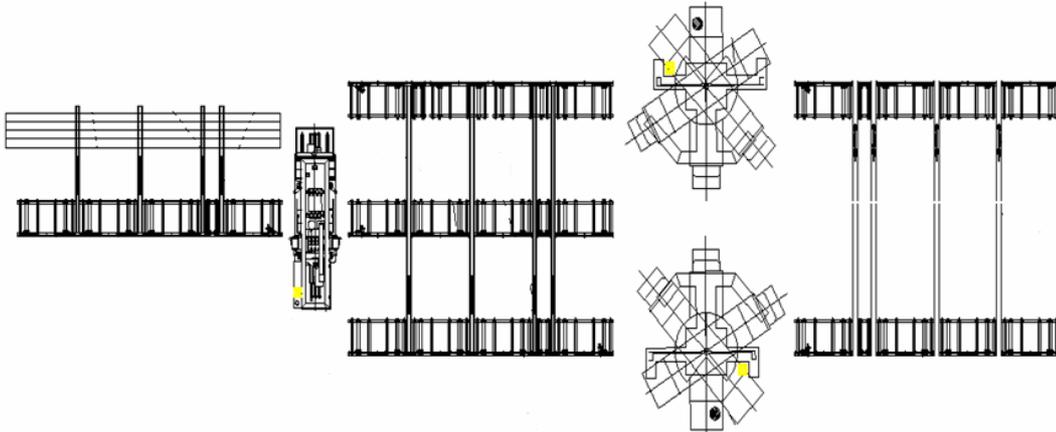


Figura 4.9. Isometría de la solución a diseñar.

4.3.2 Desarrollo del diseño.

Zona de almacenaje y alimentación inicial. Figura 4.10

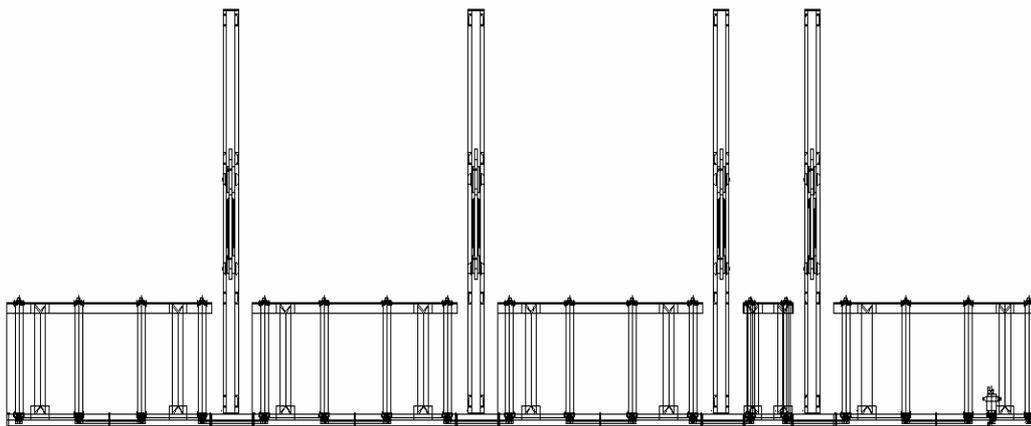


Figura 4.10. Zona de almacenaje y alimentación inicial.

Diseño de los brazos (1) de la zona de almacenaje y alimentación inicial.

Figura 4.11

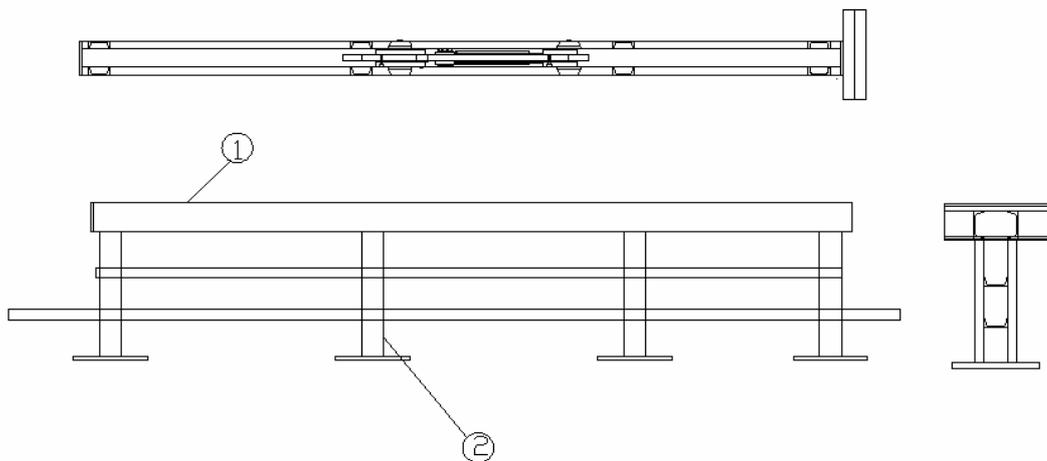


Figura4.11. Brazos de la zona de almacenaje y alimentación inicial.

Esta zona se diseñara para soportar un peso de 30 toneladas.

La zona de alimentación estará compuesta por 4 brazos, que a su vez están compuestos por dos vigas. Por lo tanto la carga será distribuida de forma equivalente en cada brazo obteniendo así la carga que soportara cada uno.

$$P_{\text{Brazo}} = \frac{P}{4} \quad (4.1)$$

$$P_{\text{Brazo}} = \frac{30.000 \text{ Kg}f}{4} = 7.500 \text{ Kg}f$$

Como cada brazo estará compuesto por dos vigas paralelas entre si la carga que soportará el brazo, se dividirá uniformemente en partes iguales sobre cada una de las dos vigas.

$$P_{Viga} = \frac{P_{Brazo}}{2} \tag{4.2}$$

$$P_{Viga} = \frac{7.500 \text{ Kgf}}{2} = 3.750 \text{ Kgf}$$

Diseño de las vigas que componen cada brazo, cada una de las vigas estarán apoyadas sobre cuatro columnas colocadas ubicadas a una distancia de 1.500 mm cada una.

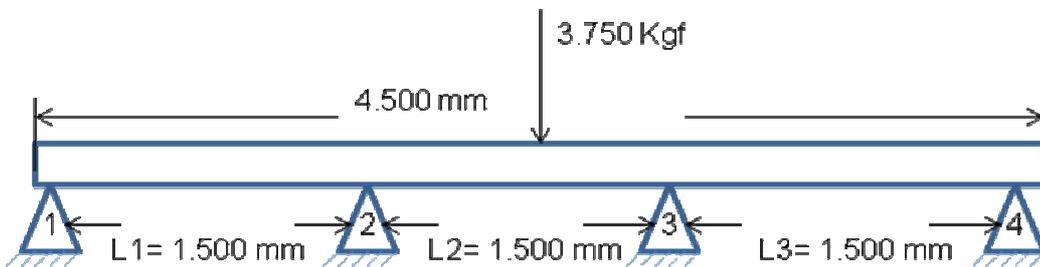


Figura 4.12. Distribución de las cargas sobre la viga de los brazos de alimentación (mm).

Como se trata de una viga estáticamente indeterminada se procede a calcular las cargas por la ecuación de los tres momentos.

Primero procedemos a determinar los momentos en los apoyos de la viga continua.

Aplicamos la ecuación de los tres momentos a los tramos 1 y 2 y después a los tramos 2 y 3, obteniendo las siguientes expresiones.

$$M_1 \cdot L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 \cdot L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (4.3)$$

$$M_2 \cdot L_2 + 2M_3(L_2 + L_3) + M_4 \cdot L_3 + \frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0 \quad (4.4)$$

De acuerdo con la definición de momento flector, M_1 y M_4 son nulos por lo que las ecuaciones forman un sistema con dos incógnitas M_2 y M_3 .

Se calculan los valores de $6A\bar{a}/L$ y $6A\bar{b}/L$ para cada tramo correspondiente a las cargas dadas.

$$\frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(833,33 \text{Kgf/m})(1,5\text{m})^3}{4} = 703,125 \text{Kgf/m}^2 \quad (4.5)$$

$$\frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(833,33 \text{Kgf/m})(1,5\text{m})^3}{4} = 703,125 \text{Kgf/m}^2 \quad (4.6)$$

$$\frac{6A_3 \bar{a}_3}{L_3} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(833,33 \text{Kgf/m})(1,5\text{m})^3}{4} = 703,125 \text{Kgf/m}^2 \quad (4.7)$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones (4.3 y 4.4) obtenemos:

$$2M_2(1,5m + 1,5m) + 1,5mM_3 + 703,125Kgf/m^2 + 703,125Kgf/m^2 = 0$$

$$1,5mM_2 + 2M_3(1,5m + 1,5m) + 703,125Kgf/m^2 + 703,125Kgf/m^2 = 0$$

Despejando obtenemos que

$$M_2 = -187,5 Kgf.m$$

$$M_3 = -187,5 Kgf.m$$

$$M_1 = M_4 = 0 Kgf.m$$

Ahora aplicando la definición de momento flector se puede expresar M_2 en función de las fuerzas a la izquierda de la sección R_2 ; se tiene:

$$[M_2 = (\sum M)_{izq}] \tag{4.8}$$

$$M_2 = -187,5Kgf.m = 1,5m R_1 - (833,33Kgf/m)(1,5m)(1,5m/2)$$

$$R_1 = 499,99 Kgf = 500 Kgf$$

Para determinar R_2 se expresa el momento M_3 en función de las fuerzas a la izquierda de R_3 , sustituyendo el valor de R_1 ya conocido.

$$[M_3 = (\sum M)_{izq}] \quad (4.9)$$

$$M_3 = -187,5Kgf \cdot m = 3m R_1 + 1,5m(R_2) - (833,33Kgf/m)(3m)(3m/2)$$

$$R_2 = 1.374,99 Kgf = 1.375 Kgf$$

El valor de R_4 se obtiene también a partir de M_3 , pero expresado éste en función de las fuerzas a la derecha de R_3 , es decir:

$$[M_3 = (\sum M)_{der}] \quad (4.10)$$

$$M_3 = -187,5Kgf \cdot m = 1,5m R_4 - (833,33Kgf/m)(1,5m)(1,5m/2)$$

$$R_4 = 499,99 Kgf = 500 Kgf$$

Mediante la condición de equilibrio de las fuerzas verticales, aplicado a toda la viga entera se deduce:

$$[\sum Y = 0] \quad (4.11)$$

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 - P_{viga} = 0$$

$$R_3 = (3.750Kgf) - (500Kgf) - (1.375Kgf) - (500Kgf) = 1.375 Kgf$$

Diagrama de corte y momento de la viga del brazo de la zona de almacenaje y alimentación inicial. Figura 4.13

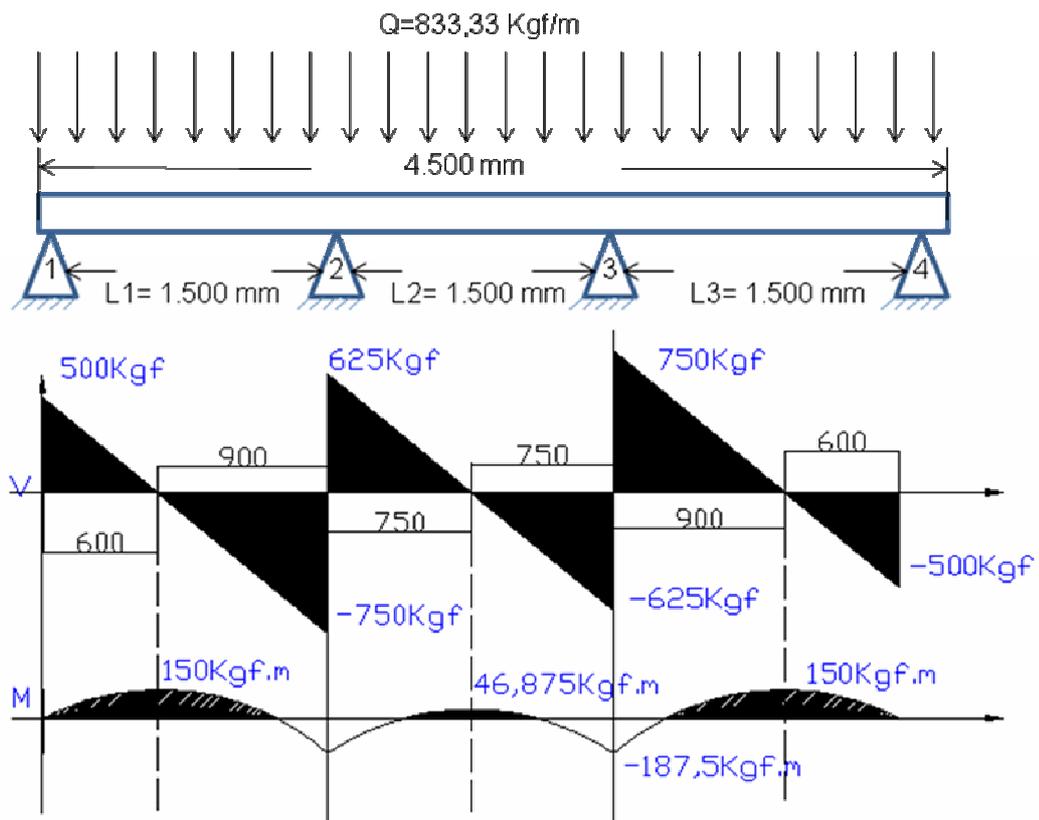


Figura 4.13. Diagrama de corte y momento de las vigas de los brazos de la zona de almacenaje y alimentación inicial.

Selección de la viga para los brazos de la zona de almacenaje y alimentación inicial.

Del catálogo de vigas (Cabiperca de 1995), podemos obtener la siguiente información.

$$\sigma = 2.400 \text{ Kgf/cm}^2$$

El momento que debe soportar la viga producido por la carga útil será:

$$M_u = 187,5 \text{ Kgf.m}$$

$$S_u \geq \frac{M_u}{\sigma} = \frac{(187,5 \text{ Kgf.m})(100)}{2.400 \text{ Kgf/cm}^2} = 7,815 \text{ cm}^3 \quad (4.12)$$

Del catálogo de vigas (Cabiperca de 1995), se selecciona una viga UPAM (8 X 11.50) cuyo módulo S es mayor al calculado

$$S = 12,80 \text{ cm}^3$$

El momento que debe resistir la viga será la suma del momento útil más el producido por el propio peso de la misma M_{PP} por lo tanto:

$$M_R \geq M_u + M_{PP} \quad (4.13)$$

Dividiendo entre σ tenemos que

$$\frac{M_R}{\sigma} \geq \frac{M_u}{\sigma} + \frac{M_{PP}}{\sigma} = S_R \geq S_u + S_{PP} \quad (4.14)$$

Procedemos a calcular el valor de M_{pp} . Figura 4.12

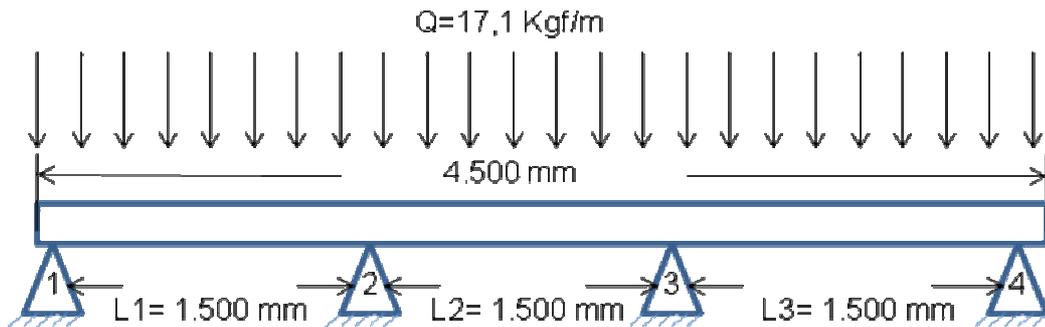


Figura 4.14. Distribución de la carga producida por el propio peso de la viga (mm).

Por la ecuación de los tres momentos en los tramos 1-2 y 2-3, obtenemos las siguientes expresiones.

$$M_1 \cdot L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 \cdot L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (4.3)$$

$$M_2 \cdot L_2 + 2M_3(L_2 + L_3) + M_4 \cdot L_3 + \frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0 \quad (4.4)$$

De acuerdo con la definición de momento flector, M_1 y M_4 son nulos por lo que las ecuaciones forman un sistema con dos incógnitas M_2 y M_3 .

Se calculan los valores de $6A\bar{a}/L$ y $6A\bar{b}/L$ para cada tramo correspondiente a las cargas dadas.

$$\frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(833,33Kgf/m)(1,5m)^3}{4} = 703,125 Kgf/m^2 \quad (4.5)$$

$$\frac{6A_2\bar{a}_2}{L_2} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(833,33Kgf/m)(1,5m)^3}{4} = 703,125 Kgf/m^2 \quad (4.6)$$

$$\frac{6A_3\bar{a}_3}{L_3} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(833,33Kgf/m)(1,5m)^3}{4} = 703,125 Kgf/m^2 \quad (4.7)$$

Sustituyendo los valores obtenemos:

$$2M_2(1,5m + 1,5m) + 1,5mM_3 + 14,428Kgf/m^2 + 14,428Kgf/m^2 = 0$$

$$1,5mM_2 + 2M_3(1,5m + 1,5m) + 14,428Kgf/m^2 + 14,428Kgf/m^2 = 0$$

Despejando obtenemos que

$$M_2 = -3,847 Kgf \cdot m$$

$$M_3 = -3,847 Kgf \cdot m$$

$$M_1 = M_4 = 0 Kgf \cdot m$$

Ahora

$$S_{PP} = \frac{(3,847Kgf \cdot m)(100)}{2.400Kgf/cm^2} = 0,16 cm^3 \quad (4.15)$$

Por lo tanto

$$S_R \geq S_U + S_{PP} \quad (4.14)$$

$$S_R \geq (7,815 \text{ cm}^3) + (0,16 \text{ cm}^3)$$

$$12,8 \text{ cm}^3 \geq 7,975 \text{ cm}^3$$

Se puede observar que el valor del módulo S de la viga escogida es mayor al calculado por lo que la viga seleccionada es la adecuada.

Ahora procedemos a calcular la tensión real de la viga

$$M = \sigma' S_R = \sigma(S_U + S_{PP}) \quad (4.16)$$

$$\sigma'(12,8 \text{ cm}^3) = 2.400 \text{ Kg}f/\text{cm}^2 (7,975 \text{ cm}^3)$$

$$\sigma' = 1.495,31 \text{ Kg}f/\text{cm}^2$$

Ahora procedemos a calcular los esfuerzos sobre la viga

Primero calculamos el esfuerzo por flexión de la siguiente manera

$$\sigma_F = \frac{M \cdot C}{I} \quad (4.17)$$

$$\sigma_F = \frac{(187,5 \text{ Kg}f \cdot \text{m})(0,0286 \text{ m})}{5,5 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 9.750.000 \text{ Kg}f/\text{m}^2$$

Ahora calculamos el esfuerzo cortante de la siguiente manera:

$$\tau_{XY} = \frac{V}{A} \quad (4.18)$$

$$\tau_{XY} = \frac{(750Kgf)}{2,18 \times 10^{-3} m} = 344.036,697 Kgf/m^2$$

Para determinar los esfuerzos combinados se utiliza el criterio de Von Mises, ya que se trata de un material dúctil.

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)} \quad (4.19)$$

$$\sigma_e = \sqrt{((9.750.000)^2 + 3(344.036,697)^2)}$$

$$\sigma_e = 9.768.192,4 Kgf/m^2 = 95,793 MPa$$

Sabiendo que $S_y = 235,36 MPa$

$$\sigma < \sigma_{adm} = \frac{S_y}{N} \quad (4.20)$$

$$N = \frac{235,36 MPa}{95,793 MPa} = 2,45$$

El valor de factor de seguridad obtenido es adecuado, ya que se trata de una estructura estática, conformada por materiales dúctiles con alto grado de confianza en el conocimiento de las propiedades del material, magnitud de las cargas y grado en que resulta adecuado el análisis de tensión. (Diseño de elementos de maquinas; Robert L. Mott; segunda edición)

Diseño de las columnas (2) de apoyo de las vigas (1) de los brazos de la zona de almacenaje y alimentación inicial. Figura 4.15

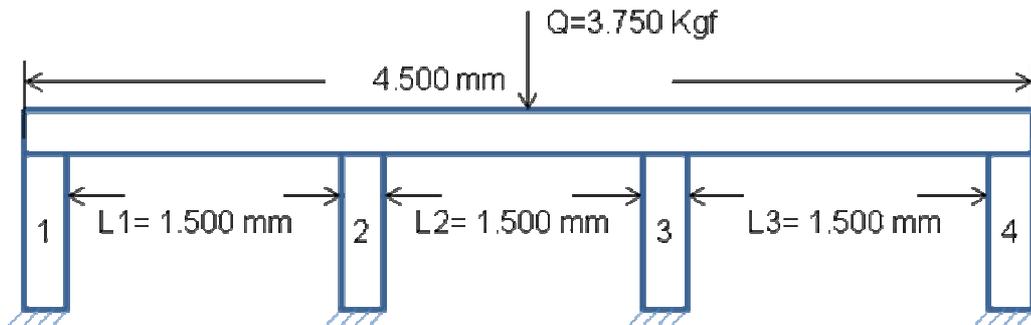


Figura 4.15. Distribución de las columnas a lo largo de las vigas.

Como ya conocemos las reacciones que deberán soportar cada columna las cuales son:

$$R_1 = R_4 = 500 \text{ Kgf}$$

$$R_2 = R_3 = 1.375 \text{ Kgf}$$

Procedemos a calcular para las columnas 2 y 3 ya que son las que mayor carga deben soportar. Figura 4.16

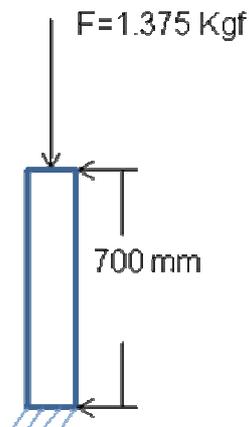


Figura 4.16. Distribución de la carga sobre la columna.

Del catálogo de vigas (Cabiperca de 1995), se selecciona una viga UPAM (5 x 6.70).

Primero procedemos a calcular el radio de giro mínimo de la sección transversal.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (4.21)$$

$$r = \sqrt{\frac{2 \times 10^{-7} m^4}{1,27 \times 10^{-3} m^2}} = 0,01255 m$$

Ahora procedemos a calcular la longitud efectiva de la columna

$$L_e = K \cdot L \quad (4.22) \quad (4.22)$$

Donde $k = 0,5$ dado que la columna se encuentra empotrada en ambos extremos

$$L_e = (0,5)(0,7m) = 0,35 m$$

Con el radio de giro y la longitud efectiva procedemos a calcular la relación de esbeltez.

$$R_d = \frac{L_e}{r_{min}} \quad (4.23)$$

$$R_d = \frac{0,35m}{0,01255m} = 27,88$$

Ahora calculamos la razón de transición de delgadez, o constante de columna C_c , que se define como:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (4.24) \quad (2.24)$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(2,0394 \times 10^{10} \text{ Kgf/m}^2)}{2,5312 \times 10^7 \text{ Kgf/m}^2}} = 126,11$$

Ahora comparamos los valores de C_c con KL/r . Porque C_c representa el valor de la razón de delgadez que separa una columna larga de una corta, el resultado de la comparación nos indicará que tipo de análisis debe utilizarse.

$$KL/r < C_c \quad (27,88 < 126,11)$$

Por lo tanto la columna se considera corta, y se utilizará la fórmula de J.B. Johnson.

$$P_{Cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y(KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (4.25)$$

$$P_{Cr} = (1,27 \times 10^{-3} m^2)(2,53 \times 10^7 Kgf/m^2) \left[1 - \frac{(2,53 \times 10^7 Kgf/m^2)(27,8)^2}{4\pi^2(2,039 \times 10^{10} Kgf/m^2)} \right]$$

$$P_{Cr} = 31.360,67 Kgf$$

Esta es la carga que genera el pandeo de la columna. La carga segura sería un valor reducido que se encuentra al aplicar el factor de diseño a la carga crítica.

Se trabajara con un factor de seguridad $N=3$, por ser un material dúctil bajo condiciones de incertidumbre moderada en relación a propiedades del material, naturaleza de la carga, o grado en que es adecuado el análisis de tensión, (Diseño de elementos de máquinas; Robert L. Mott; segunda edición).

Por lo tanto la carga permisible será:

$$P_a = \frac{P_{Cr}}{N} \quad (4.26)$$

$$P_a = \frac{31.360,67 \text{Kgf}}{3} = 10.453,55 \text{Kgf}$$

$$\text{Carga aplicada} = 1.375 \text{Kgf} < P_a = 10.453,55 \text{kgf}$$

De los resultados obtenidos se puede observar que la carga que soportará la columna es menor a la carga crítica de la misma por lo que la selección fue la adecuada.

Diseño de las líneas de transporte. Figura 4.17 y 4.18

Las líneas serán diseñadas para soportar el peso de 3.768 kgf lo cual equivale a un perfil HEB 1000 de 12 metros de longitud (Cabiperca de 1995), el cual es el perfil comercial de mayor peso.

Estas líneas estarán compuestas por cuatro mesas de 4 rodillos cada una y por una mesa de 2 rodillos.

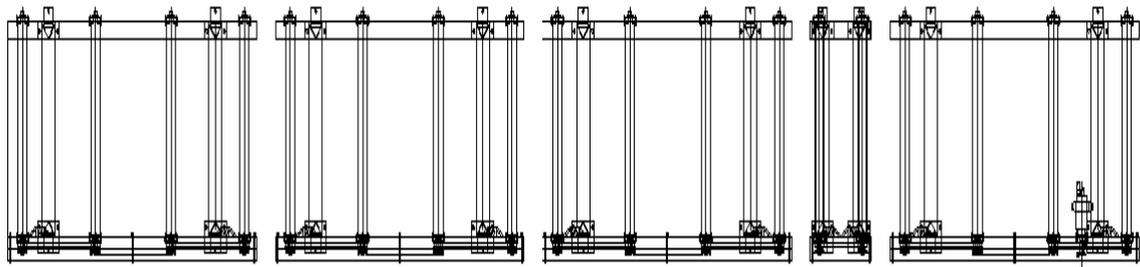


Figura 4.17. Distribución de las mesas vista superior.

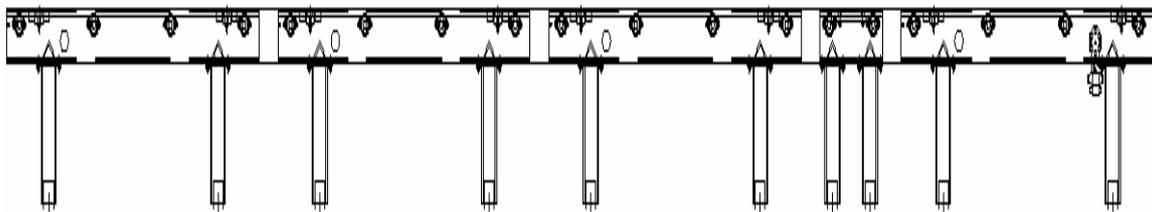


Figura 4.18. Distribución de las mesas vista lateral.

Diseño de los rodillos de las líneas de transporte. Figura 4.17

Se trabajara con rodillos de diámetro igual a 89 mm para estandarizar el proceso con las líneas actuales. Y facilitar su proceso de fabricación.

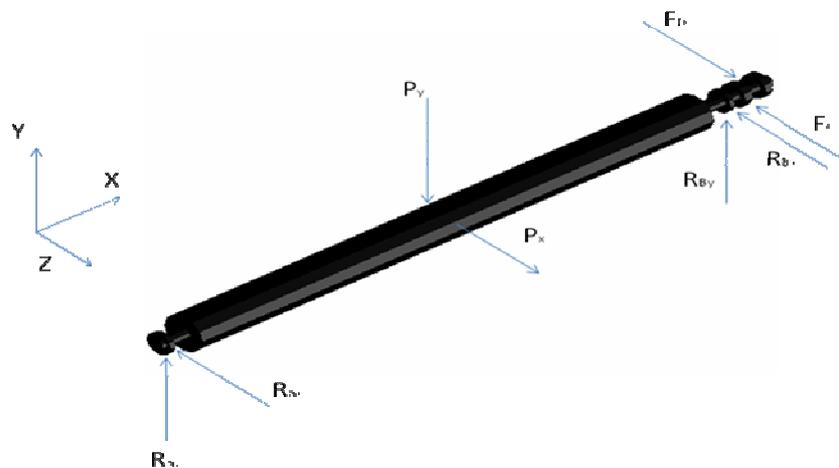


Figura 4.19. Distribución de las cargas sobre los rodillos transportadores.

En donde P_y será el peso propio del perfil dividido entre los 18 rodillos que componen la línea de transporte. Mientras que P_x será el valor de P_y multiplicado por el coeficiente de roce.

$$P_y = \frac{3.768 \text{Kgf}}{18 \text{rodillos}} = 209,33 \frac{\text{kgf}}{\text{rodillo}} \quad (4.27)$$

$$P_x = \left(209,33 \frac{\text{Kgf}}{\text{rodillo}} \right) (0,74) = 154,90 \frac{\text{Kgf}}{\text{rodillo}} \quad (4.28)$$

Plano (XY)

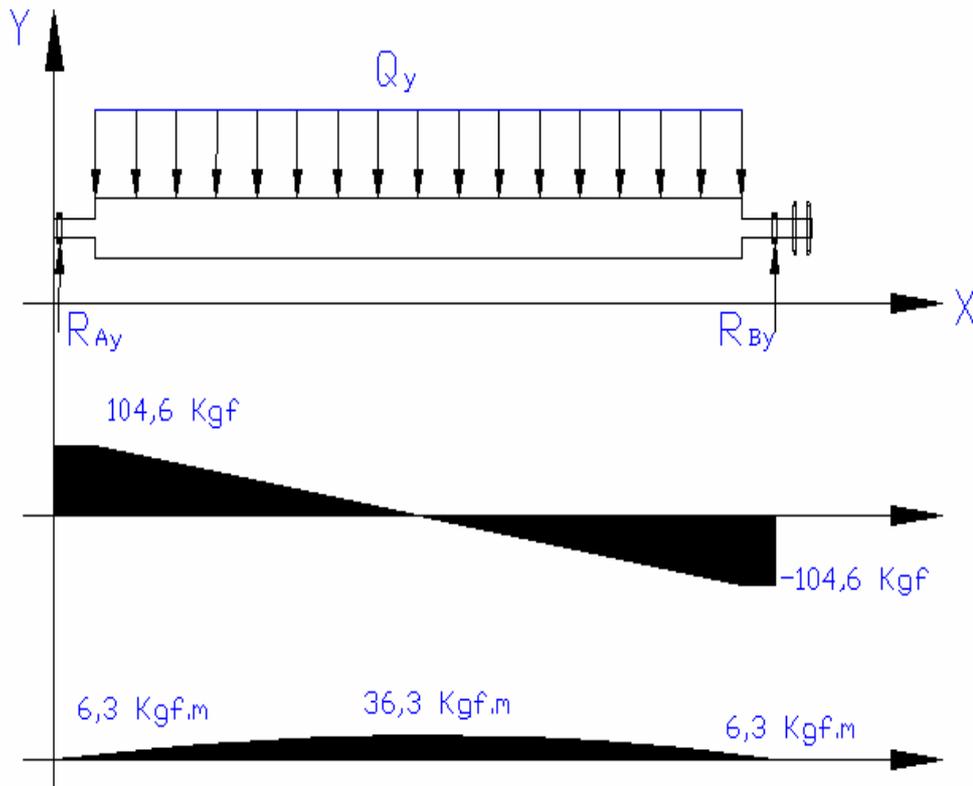


Figura 4.20. Distribución de las cargas y diagrama de corte y momento sobre los rodillos transportadores en el plano XY.

$$\sum F_y = 0 \quad (4.29)$$

$$R_{Ay} - P_y + R_{By} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad (4.30)$$

$$- \left[Q_y (1,21 - 0,06) \left(\frac{1,21 + 0,06}{2} \right) \right] + R_{By} (1,27) = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones obtenemos que:

$$R_{Ay} = 104,665 \text{ Kgf}$$

$$R_{By} = 104,665 \text{ Kgf}$$

Plano (XZ)

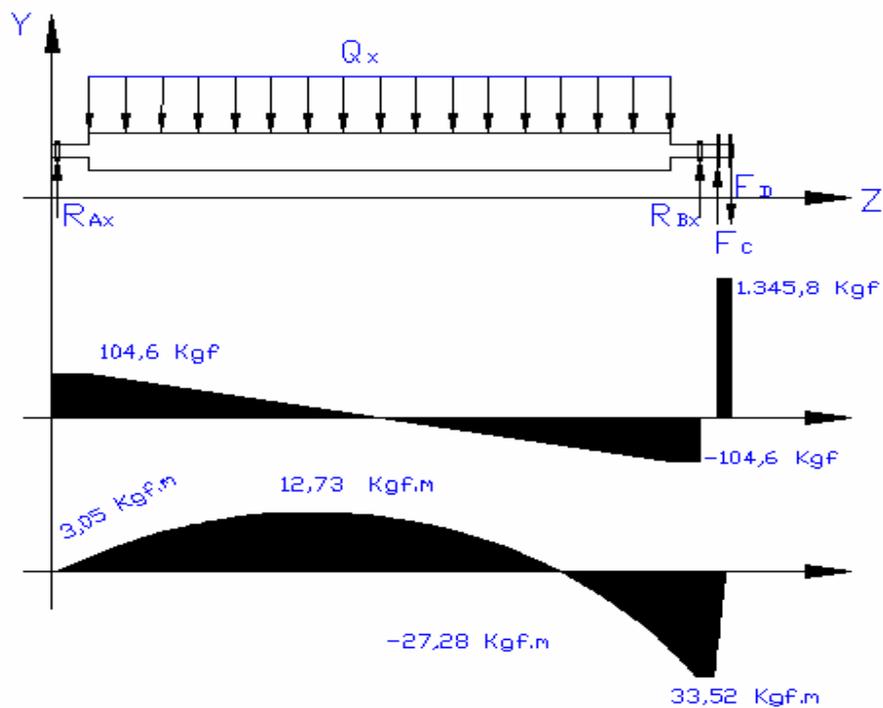


Figura 4.21. Distribución de las cargas y diagrama de corte y momento sobre los rodillos transportadores en el plano XZ.

$$\sum F_y = 0 \tag{4.31}$$

$$R_{Ax} - P_x + R_{Bx} + F_c - F_D = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad (4.32)$$

$$- \left[Q_x(1,21 - 0,06) \left(\frac{1,21 + 0,06}{2} \right) \right] + R_{By}(1,27) + F_c(1,305) - F_D(1,33) = 0$$

En este momento podemos observar que estas dos ecuaciones no son suficientes ya que se tiene tres incógnitas, por lo tanto se plantea la ecuación de la elástica a partir de la siguiente expresión, y procedemos a integrar dos veces.

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = \sum MF_{xz} \quad (4.33)$$

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M = R_{Ax}(z - 0,005) - \frac{134,69}{2}(Z - 0,065)^2 + \frac{134,69}{2}(Z - 1,215)^2 + R_{Bx}(Z - 1,275) + F_c(Z - 1,31) - F_D(Z - 1,335)$$

Primera integral.

$$EI \frac{dy}{dx} = M = \frac{R_{Ax}}{2}(Z - 0,005)^2 - \frac{134,69}{6}(Z - 0,065)^3 + \frac{134,69}{6}(Z - 1,215)^3 + \frac{R_{Bx}}{2}(Z - 1,275)^2 + \frac{F_c}{2}(Z - 1,31)^2 - \frac{F_D}{2}(Z - 1,335)^2 + C_1 = 0$$

Segunda integral.

$$\begin{aligned}
 Ely = M &= \frac{R_{Ax}}{6}(Z - 0,005)^3 - \frac{134,69}{24}(Z - 0,065)^4 + \frac{134,69}{24}(Z - 1,215)^4 \\
 &+ \frac{R_{Bx}}{6}(Z - 1,275)^3 + \frac{F_c}{6}(Z - 1,31)^3 - \frac{F_D}{6}(Z - 1,335)^3 + C_1Z + C_2 \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

A continuación se sustituyen las condiciones de borde tomando en cuenta la regla de los paréntesis angulares que indican que los valores menores a cero no se toman en cuenta para los cálculos.

Primera condición de borde:

Para $Z=0,005$ m el valor de deflexión es $X=0$

Sustituyendo

$$0,005C_1 + C_2 = 0$$

Segunda condición de borde:

Para $Z=1,275$ m

Sustituyendo

$$0,341R_{Ax} - 12,01 + 1,275C_1 + C_2 = 0$$

Tercera condición de borde:

Para $Z= 1,4$ m

Sustituyendo

$$0,45R_{Ax} - 17,81 + 0,00032R_{Bx} + 0,0000109F_C - 0,000045F_D + 1,4C_1 + C_2 = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones obtenemos que:

$$R_{Ax} = 50,95 \text{ Kgf}$$

$$R_{Bx} = 103,95 \text{ Kgf}$$

$$F_C = 1.345,8 \text{ Kgf}$$

$$F_D = 1.345,8 \text{ Kgf}$$

$$C_1 = 1,44$$

$$C_2 = -7,22$$

Cálculo de la potencia requerida para movilizar los 18 rodillos.

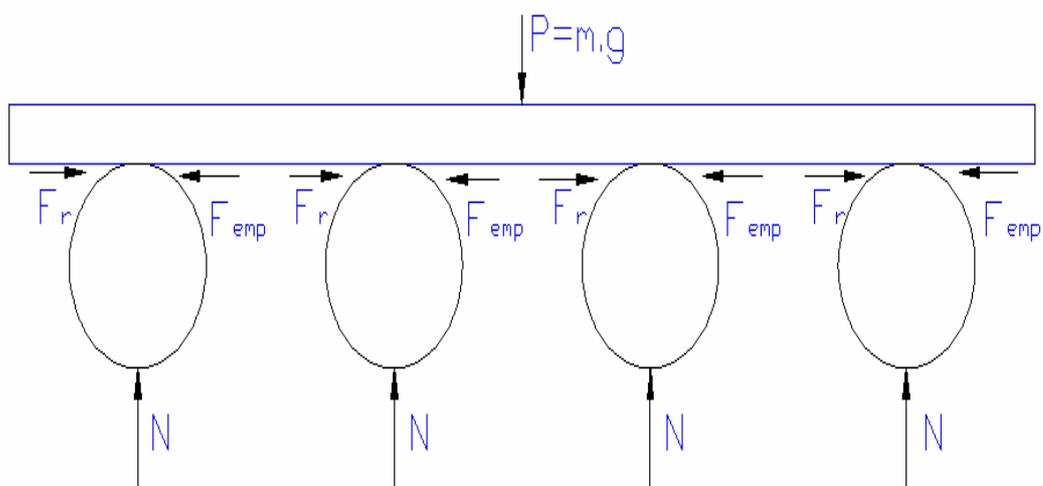


Figura 4.22. Distribución de las cargas sobre el conjunto de rodillos.

$$\sum F_x = 0 \quad (4.33)$$

$$F_{emp} = F_r = \mu \times N$$

$$\sum F_y = 0 \quad (4.34)$$

$$N = m \times g$$

Sustituyendo los valores obtenemos:

$$F_{emp} = \left(\mu \times \frac{P}{g} \times g \right) \quad (4.35)$$

$$F_{emp} = 2.788,32 \text{ N}$$

Ahora cómo se van a motorizar 18 rodillos, a cada rodillo debe aplicarse una fuerza la cual viene dada por:

$$F_{rodillo} = \frac{F_{emp}}{18 \text{ rodillos}} = \frac{2.788,32 \text{ N}}{18 \text{ rodillos}} = 154,9 \text{ N/rodillo} \quad (4.36)$$

Para realizar el cálculo de la potencia del sistema se utiliza la siguiente ecuación.

$$Pot_{rodillo18} = Mt \times \omega \quad (4.37) \quad (4.37)$$

En la actualidad la línea de transporte trabaja con una velocidad angular de 140 rpm por lo que se realizará el diseño de las nuevas líneas para que trabajen a la misma velocidad.

$$\omega = \frac{V}{R} \quad (4.38)$$

$$V = \omega \times R \quad V = \left(140 \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} \right) \times (0,0445 \text{ m})$$

$$V = 0,65 \text{ m/s}$$

$$V = \frac{\Delta x}{t} \quad (4.39)$$

$$t = \frac{\Delta x}{V} \quad t = \frac{(0,78 \text{ m})}{(0,65 \text{ m/s})}$$

$$t = 1,2 \text{ Seg}$$

Este es el tiempo que se tarda el motor en estabilizarse.

Para calcular el momento torsor se observa el diagrama de cuerpo libre y se realiza la sumatoria de momentos en el punto A.

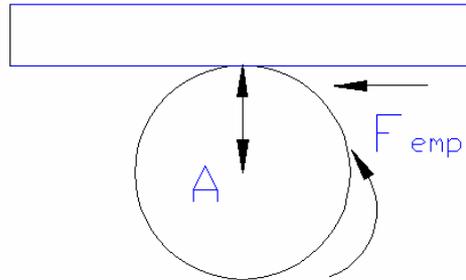


Figura 4.23. Diagrama de cuerpo libre sobre el rodillo.

Lo que resulta

$$\sum M_A = (F_{Rodillo} \times R) + (I t \times \alpha) \quad (4.40)$$

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad (4.41)$$

$$\alpha = \frac{14,66 \text{ rad/Seg}}{1,2 \text{ Seg}} = 12,21 \text{ rad/Seg}^2$$

$$I t = \frac{\pi \times \rho \times L \times R^4}{2} \quad (4.42)$$

$$I_t = \frac{\pi \times \left(7840 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) \times (1,15\text{m}) \times (0,0445\text{m})^4}{2}$$

$$I_t = 0,055 \text{ Kg.m}^2$$

Sustituyendo el valor del momento torsor en la ecuación (4.40)

obtenemos que:

$$M_t = 7,56 \text{ N.m}$$

Por lo tanto

$$Pot_{rodillo18} = (7,56 \text{ N.m}) \times (14,66 \text{ rad/Seg})$$

$$Pot_{rodillo18} = 110,89 \text{ W} = 0,14 \text{ hp}$$

La potencia en el conjunto de los 18 rodillos se distribuye como se aprecia en la figura 4.24.

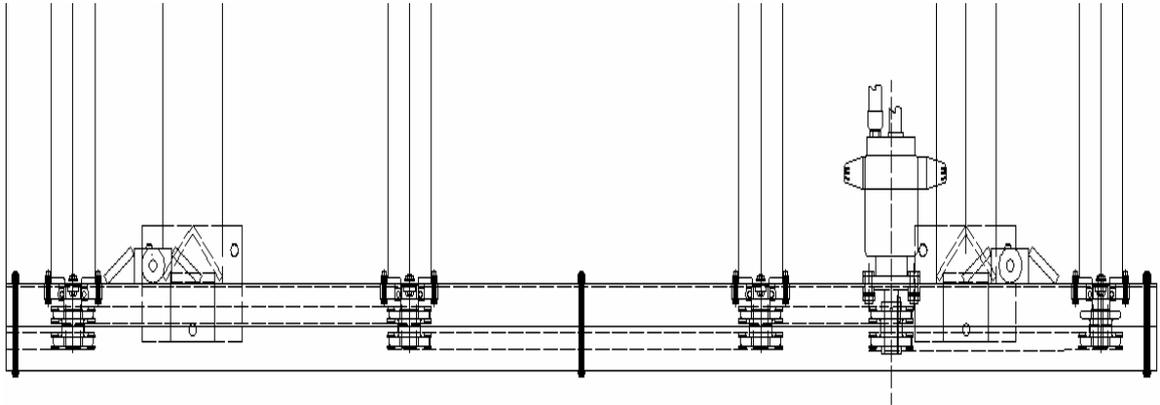


Figura 4.24. Distribución de la potencia en el conjunto de rodillos.

Cálculo de la potencia requerida para el conjunto de los 18 rodillos

Asumiendo una eficiencia del 90% en las cadenas, (Diseño de elementos de máquinas; Robert L. Mott; segunda edición).

$$Pot_{rodillo\ 17} = \left(Pot_{rodillo\ 18} + \frac{Pot_{rodillo\ 18}}{Eficiencia_{cadena}} \right) \quad (4.43)$$

$$Pot_{rodillo\ 17} = 0,29\ hp$$

Procedemos a hacer lo mismo para los otros rodillos

$$Pot_{rodillo\ 16} = 0,46\ hp \quad Pot_{rodillo\ 15} = 0,66\ hp \quad Pot_{rodillo\ 14} = 0,87\ hp$$

$$Pot_{rodillo\ 13} = 1,11\ hp \quad Pot_{rodillo\ 12} = 1,37\ hp \quad Pot_{rodillo\ 11} = 1,66\ hp$$

$$Pot_{rodillo\ 10} = 1,99\ hp \quad Pot_{rodillo\ 9} = 2,35\ hp \quad Pot_{rodillo\ 8} = 2,75\ hp$$

$$Pot_{rodillo 7} = 3,20 \text{ hp}$$

$$Pot_{rodillo 6} = 3,69 \text{ hp}$$

$$Pot_{rodillo 5} = 4,24 \text{ hp}$$

$$Pot_{rodillo 4} = 4,85 \text{ hp}$$

$$Pot_{rodillo 3} = 5,53 \text{ hp}$$

$$Pot_{rodillo 2} = 6,29 \text{ hp}$$

Como el motor tiene acoplado 17 rodillos de un lado y otro de lado contrario

$$Pot_{rodillo 2} = Pot_{rodillo 1} = 6,29 \text{ hp}$$

La potencia en el eje del motor será de

$$Pot_{motor} = \left(0,14 + \frac{6,29}{0,90} \right) = 7,13 \text{ hp}$$

Tomando un factor de servicio de 1,3 (Catalogo de motores Parker), por choque moderado tenemos que:

$$Pot_{motor} = 9,27 \text{ hp}$$

Con el valor de la potencia obtenida y las rpm requeridas por el sistema se seleccionó un motor electrohidráulico modelo *TF 140* del catálogo de Parker, cuyas características se pueden observar en el apéndice A-3.

Se puede observar que el motor gira 370 revoluciones por minuto la cual es superior a la deseada, por lo que se colocará un control de flujo sin

check marca Parker (NPT), con el fin de regular el caudal de fluido que entra al motor y de esa manera obtener las rpm necesarias.

Selección de la cadena 1 la que va del motor al rodillo del lado derecho.

Para la selección de la cadena se tomó en cuenta la potencia entregada por el motor ya que estará unida a la catalina por lo que la potencia será:

$$Pot_{eje\ motor} = 9,27\ HP$$

En el apéndice A-2 se muestran los distintos parámetros de diseño para impulsores de cadena, como se puede observar en uno de ellos, el número mínimo de dientes en una rueda dentada debe ser 17 a menos que el impulsor esté trabajando a una velocidad muy baja, menor a 100 hp. Se puede observar que nuestro caso la velocidad es superior a 100 hp por lo que se requiere que la rueda dentada tenga un número de dientes superior a 17, lo cual debido al espacio que se posee es inviable, por lo que se requiere ruedas dentadas de menor tamaño. Como en nuestro caso se puede

considerar que es un impulsor de muy baja velocidad ya que gira a $\omega_p = 143\ rpm$, se trabajará como una cadena a tracción, en las que se

recomienda utilizar sólo el 10% de la resistencia a tracción promedio.

El esfuerzo a tracción que debe vencer la cadena es igual a:

$$F_{rodillo} = 209,33\ N = 47,059\ Lb$$

Tomando en consideración la velocidad angular del motor $\omega_p = 143 \text{ rpm}$, la fuerza de tracción a vencer y tomando un solo ramal se va a la tabla 4.1 donde observamos la resistencia promedio al esfuerzo de tracción de distintos tamaños de cadenas.

Tabla 4.1. Resistencia promedio al esfuerzo de tracción para cadenas con rodamientos; (Diseño de elementos de máquinas; Robert L. Mott; segunda edición)

<i>Número de cadena</i>	<i>Paso (Plug)</i>	<i>Resistencia promedio al esfuerzo de tracción (lb)</i>
25	1/4	925
35	3/8	2.100
41	1/2	2.000
40	1/2	3.700
50	5/8	6.100
60	3/4	8.500
80	1	14.500
100	1¼	24.000
120	1½	34.000
140	1¾	46.000
160	2	58.000
180	2¼	80.000
200	2½	95.000
240	3	130.000

En la actualidad la línea trabaja con cadenas de 3/4 de pasos por lo que empezaremos tanteando con una cadena MORSE #60, 3/4" de paso. De la tabla 4.1 podemos extraer que la resistencia promedio al esfuerzo de tracción es igual a

$$R_{\text{Tracción}} = 8.500 \text{ Lb}$$

Como se recomienda utilizar solo el 10% de dicha resistencia, esta se verá disminuida a:

$$R_{Tracción} = 850 \text{ Lb}$$

Se puede observar que la resistencia a la tracción de la cadena es mayor a la necesaria por lo que la selección de la cadena es la adecuada, también se puede observar que la diferencia entre los valores es alta lo que nos indica que con una cadena de menor número también se pueda cumplir con los requerimientos del sistema, pero por razones de montaje y mantenimiento se seleccionarán cadenas iguales a las que se encuentran en la actualidad para unificar la línea.

Por razones de espacio y unificación de criterios se trabajará con una rueda catalina de 13 dientes.

Ya que la velocidad angular de salida del motor es igual a la necesaria el número de dientes de la rueda grande será igual al de la pequeña que es de 13 dientes.

A continuación determinamos la velocidad periférica de la cadena a través de la siguiente ecuación.

$$V_p = \frac{N \times P \times \omega}{12} \quad (4.44)$$

$$V_p = \frac{13 \times 3/4" \times 140}{12} = 113,75 \text{ Pie}/\text{min}$$

Con este resultado se observa el apéndice A-2 y se determina que el tipo de lubricación recomendado es:

Lubricación tipo I: lubricación manual o por goteo. Para lubricación manual el aceite se aplica con una brocha o un pitón surtidor, de preferencia cuando menos cada 8 horas de operación. Para alimentación por goteo, el aceite es alimentado directamente hacia las placas de los eslabones de cada tramo de cadena.

Luego se calcula el diámetro primitivo de la rueda dentada mediante la siguiente ecuación:

$$D_g = D_p = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N_g = N_p}\right)} \quad (4.45)$$

$$D_g = D_p = 3,13 \text{ pulgadas}$$

La longitud entre centros viene dada por $30 \leq C \leq 50$, tomando $C = 40$ como valor promedio se calcula la longitud de la cadena mediante la siguiente ecuación:

$$L = \left[2 \times C + \frac{N_g + N_p}{2} + \frac{(N_g - N_p)^2}{4 \times \pi^2 \times C} \right] \quad (4.46)$$

Sustituyendo

$$L = 93 \text{ pasos}$$

$$L = 94 \times 3/4" = 70,5 \text{ pulgadas}$$

Luego se calcula el ángulo de contacto para ambas ruedas respectivamente mediante, por ser ruedas del mismo número de dientes el ángulo de contacto entre la cadena y las ruedas dentadas será de $\theta_p = \theta_d = 180^\circ$.

Selección de las demás cadenas

Las otras cadenas se tomarán igual que la primera cadena seleccionada, para no colocar diferentes tipos de cadena que pueden ocasionar problemas.

Comprobación de los diámetros del rodillo y los ejes. Figura 4.25

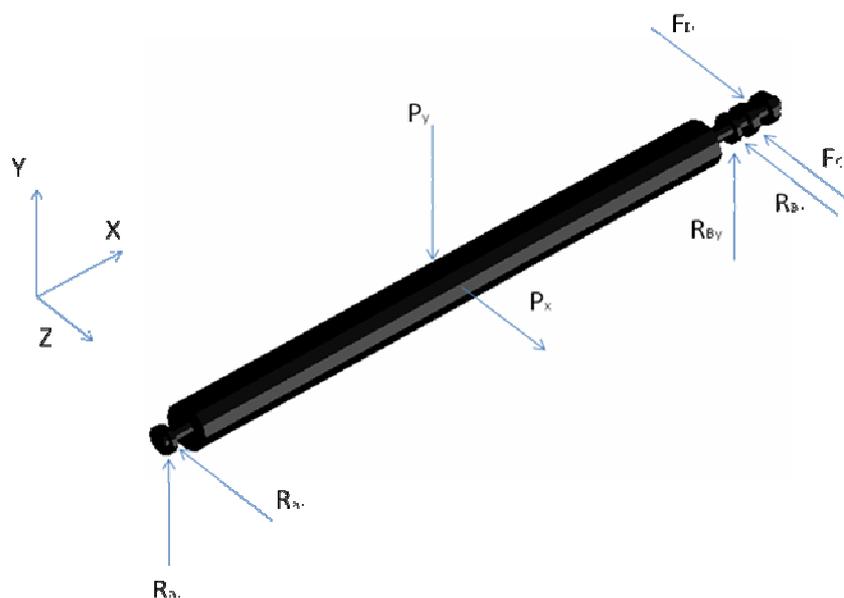


Figura 4.25. Rodillos transportadores.

Cálculo del diámetro para los ejes del rodillo (sección del lado derecho).

Se trabajará con acero estructural ASI 1020 cuyas propiedades son las siguientes:

$$S_y = 29.700 \text{ psi} \approx 204,77 \text{ mPa}$$

$$S_{ult} = 55.100 \text{ psi} \approx 379,9 \text{ mPa}$$

Se trabajara con un factor de seguridad de 3 , porque las tensiones o esfuerzos de flexión son por completo inversos y sucesivos debido a que el eje gira dado que los materiales dúctiles muestran un mayor desempeño bajo tales cargas; (Diseño de elementos de máquinas; Robert L. Mott; segunda edición).

En el punto A donde se encuentra el rodamiento no hay torque ni momento flector, sin embargo hay una fuerza de corte vertical que es igual a la reacción del rodamiento.

Calculo del diámetro del eje a tensión por esfuerzo cortante máximo que soporta el material en el punto A.

Primero se calcula el esfuerzo cortante máximo que soporta el material.

$$\tau_{adm} = \frac{(0,577)(S_y)}{f_s} \quad (4.47)$$

$$\tau_{adm} = \frac{(0,577)(29.700 \text{ psi})}{3}$$

$$\tau_{adm} = 5.712,3 \text{ psi}$$

Ahora calculamos la fuerza de corte vertical en el punto A que es igual a la reacción en los rodamientos, utilizando la resultante de las reacciones en los planos XY y XZ.

$$F_{rAB} = \sqrt{(R_y)^2 + (R_z)^2} \quad (4.48)$$

$$F_{rAB} = \sqrt{(50,95)^2 + (104,665)^2}$$

$$F_{rAB} = 116,40 \text{ Kgf} = 256,73 \text{ lbf}$$

Se calcula el esfuerzo de corte en función del diámetro

$$\tau = \frac{4 \cdot F_{rAB}}{3 \cdot A} \quad (4.49)$$

$$\tau = \frac{4 \cdot (256,73 \text{ lbf})}{\frac{3\pi}{4} \cdot d^2}$$

$$\tau = \frac{1026,94 \text{ lbf}}{2,35d^2}$$

$$\tau = \frac{436,99 \text{ lbf}}{d^2}$$

Como $\tau_{adm} \leq \tau$ despejando de la fórmula se obtiene.

$$d = \sqrt{\frac{436,99 \text{ lbf}}{\tau_{adm}}}$$

$$d = \sqrt{\frac{436,99 \text{ lbf}}{5.712,3 \text{ psi}}}$$

$$d = 0,27 \text{ pulgadas} = 7,02 \text{ mm}$$

Podemos observar que el valor obtenido es menor al que presentan los rodillos en la actualidad por razones de unificación se el diámetro será de 30 mm.

Cálculo del diámetro del rodillo

Se trabajara con acero estructural ASI 1020 cuyas propiedades son las siguientes:

$$S_y = 29.700 \text{ psi}$$

$$S_{ult} = 55.100 \text{ psi}$$

$$S_n = 0,5 S_{ult} \tag{4.50}$$

$$S_n = 27.550 \text{ psi}$$

Se tomará un $K_f = 1,5$ para un chaflán bien redondeado; (Diseño de elementos de máquinas; Robert L. Mott; segunda edición).

Se procede a fijar los siguientes factores de corrección.

Para un diámetro entre 2 pulgadas y 10 pulgadas

$$C_s = d^{-0,19} \quad (4.51)$$

$$C_s = (4)^{-0,19} \quad C_s = 0,768$$

Factor de confiabilidad C_r

Confiabilidad deseada del 99,9% $C_r = 0,75$

Factor de temperatura C_t

$C_t = 1$

Factor de efectos diversos C_m

$C_m = 1$

$$S'_n = S_n C_s C_r C_t C_m \quad (4.52)$$

$$S'_n = (27.550 \text{ psi})(0,768)(0,75)(1)(1) = 15.868,8 \text{ psi}$$

Trabajando con un factor de seguridad igual a 3; (Diseño de elementos de máquinas; Robert L. Mott; segunda edición).

Cálculo del diámetro por flexión completamente invertida.

$$d = \left[\frac{32fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{kf \cdot Mr}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.53)$$

El rodillo no sufre ninguna momento torsor por lo tanto $T=0$

El momento resultante viene dado por:

$$Mr = \sqrt{(Mry)^2 + (Mrz)^2} \quad (4.54)$$

$$Mr = \sqrt{(36,31)^2 + (12,73)^2}$$

$$Mr = 38,47 \text{ Kg} \cdot \text{m} \left(\frac{1 \text{ in}}{0,0254 \text{ m}} \right) \left(\frac{2,20 \text{ lbf}}{1 \text{ kgf}} \right)$$

$$Mr = 3332,04 \text{ lbf} \cdot \text{pulgadas}$$

Sustituyendo

$$d = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 \cdot (3332,04 \text{ lbf} \cdot \text{in})}{15.868,8 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{0}{36000}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 2,12 \text{ pulgadas} = 53,84 \text{ mm}$$

Se puede observar que el diámetro obtenido es menor al diámetro que tienen los rodillos en la actualidad, pero por razones de unificación los diámetros de los rodillos serán de 89 mm.

Cálculo del diámetro para los ejes del rodillo (sección del lado izquierdo).

Para el punto B donde se encuentra el rodamiento.

Se trabajará con acero estructural AISI 1020 cuyas propiedades son las siguientes:

$$S_y = 29.700 \text{ psi}$$

$$S_{ult} = 55.100 \text{ psi}$$

Se trabajará con un factor de seguridad de 3, porque las tensiones o esfuerzos de flexión son por completo inversos y sucesivos debido a que el eje gira dado que los materiales dúctiles muestran un mayor desempeño bajo tales cargas; (Diseño de elementos de máquinas; Robert L. Mott; segunda edición).

En el punto B donde se encuentra el rodamiento no hay torque ni momento flector, sin embargo hay una fuerza de corte vertical que es igual a la reacción del rodamiento.

Cálculo del diámetro del eje a tensión por esfuerzo cortante máximo que soporta el material en el punto B.

Aplicando el mismo método que utilizado para el punto A obtenemos que:

102 *Rediseño de la línea de corte y perforado de perfiles en una industria metalmecánica.*

$$\tau_{adm} = 5712,3 \text{ psi}$$

$$F_{rAB} = 147,51 \text{ Kg} = 325,2 \text{ lbf}$$

$$d = 0,31 \text{ pulgadas} = 7,9 \text{ mm}$$

Podemos observar que el valor obtenido es menor al que presentan los rodillos en la actualidad por razones de unificación se el diámetro será de 30 mm.

Ahora calculamos el diámetro en los puntos donde se encuentran las ruedas catalinas.

Calculamos el diámetro a flexión completamente invertida torsión constante.

$$d = \left[\frac{32fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{kf.Mr}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.53)$$

Se procede a fijar los siguientes factores de corrección.

Para un diámetro menor de 2 pulgadas.

$$C_s = \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,068} \quad (4.55)$$

$$C_s = \left(\frac{2}{0,3}\right)^{-0,068} \quad C_s = 0,87$$

Factor de confiabilidad Cr

Confiabilidad deseada del 99,9% Cr=0,75

Factor de temperatura Ct

Ct=1

Factor de efectos diversos Cm

Cm=1

$$S'_n = S_n C_s C_r C_t C_m \quad (4.52)$$

$$S'_n = (27550 \text{ psi})(0,87)(0,75)(1)(1)$$

$$S'_n = 17.976,375 \text{ psi}$$

El momento flector resultante viene dado por:

$$Mr = \sqrt{(Mry)^2 + (Mrz)^2} \quad (4.54)$$

$$Mr = \sqrt{(0)^2 + (33,52)^2}$$

$$Mr = 33,52 \text{ Kgf} \cdot m \left(\frac{1 \text{ in}}{0,0254 m} \right) \left(\frac{2,20 \text{ lbf}}{1 \text{ kgf}} \right)$$

$$Mr = 2903,30 \text{ lbf} \cdot \text{pulgadas}$$

El valor momento torsor es igual a:

$$T = \frac{F}{\frac{D}{2}} \tag{4.56}$$

$$T = \frac{1.345,8 \text{ lbf}}{3,13/2} = 859,93 \text{ lbf} \cdot \text{pulgadas}$$

Ahora sustituimos en la fórmula y trabajando con un factor de seguridad igual a 3 calculamos el diámetro.

$$d = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1,5)(2903,30 \text{ lbf} \cdot \text{in})}{17.976,375 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{859,93 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{36000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 2,04 \text{ pulgadas} = 51,81 \text{ mm}$$

Se puede observar que el diámetro obtenido es un poco mayor al deseado esto se puede deber a que el factor de seguridad, que se ha tomado es elevado para las condiciones de trabajo de la máquina, por lo que se llevará dicho diámetro a un valor deseado de 30 mm para unificar toda la línea de producción.

Con los valores obtenidos se plantea la siguiente geometría para el rodillo

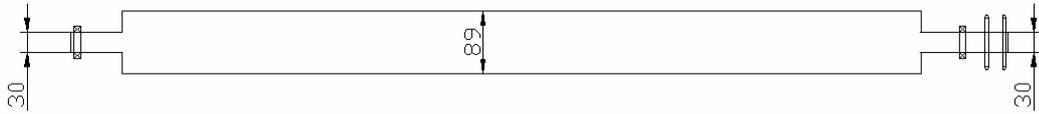


Figura 4.26. Geometría de los rodillos transportadores (mm).

Estos rodillos estarán compuestos por un eje macizo de acero 1020 de una longitud de 1,35 m con un diámetro de 0,089 m el cual será mecanizado en las puntas para llevarlo a los diámetros deseados de 0,030 m.

Selección de las chumaceras de soporte para los rodillos.

Solo soportarán cargas radiales por lo tanto se seleccionarán chumaceras compuestas de rodamientos de bola. Determinamos la capacidad de carga dinámica que debe poseer el rodamiento.

Se estudiará el rodamiento B que es el que más forzado se encuentra.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p 10^6 \quad (4.57)$$

De donde

- C= carga dinámica
- P= Carga a soportar en KN
- p = Exponente de vida, como es un rodamiento de bola $p = 3$

$$P = \sqrt{(R_y)^2 + (R_z)^2} \quad (4.58)$$

$$P = \sqrt{(103,95)^2 + (104,665)^2}$$

$$P = 147,51 \text{ Kgf} = 1,44 \text{ KN}$$

L= Vida en revoluciones (no conocemos su valor calculamos factor de esfuerzo fl)

De las tablas (Catálogo de la KFB año 2001), obtenemos que fl=2,5

Sustituyendo en la siguiente formula.

$$fl = \sqrt[3]{\frac{Lh}{500}} \quad (4.59) \quad (4.60)$$

Despejando y sustituyendo

$$Lh = 7.812,5 \text{ horas}$$

$$Ld = (Lh)(N) \left(\frac{60h}{\text{min}} \right) \quad (4.60)$$

$$Ld = (7.812,5h)(140rpm) \left(\frac{60h}{\text{min}} \right)$$

$$Ld = 65.625.000 \text{ rev}$$

Se Calcula C

$$C = \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot P \quad (4.61)$$

$$C = \left(\frac{65.625.000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot (1,44KN)$$

$$C = 2,69KN$$

Con este valor entramos en los catálogos de la KFB del año 2001 y se selecciono una chumacera tensora FB J, las características de la chumacera seleccionada son las siguientes

$$\text{Chumacera UCT 206} \left\{ \begin{array}{l} d= 30 \text{ mm} \\ C_a=15 \text{ KN} \\ C_o=10 \text{ KN} \end{array} \right.$$

Por lo que se puede observar que la chumacera seleccionada soporta una carga mayor a la deseada.

Diseño de la estructura de las mesas de los rodillos. Figura 4.27 y 4.28

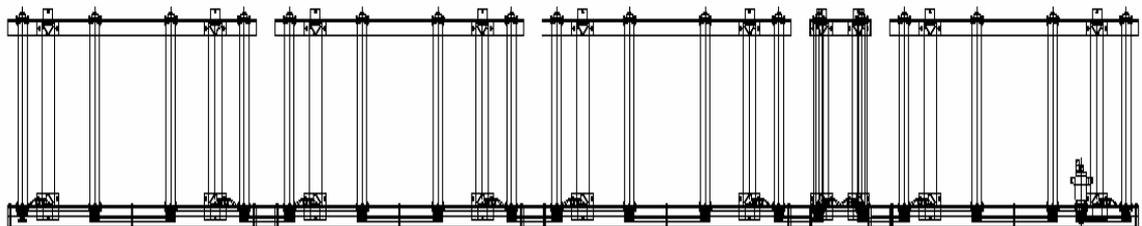


Figura 4.27. Mesas de alimentación vista superior.

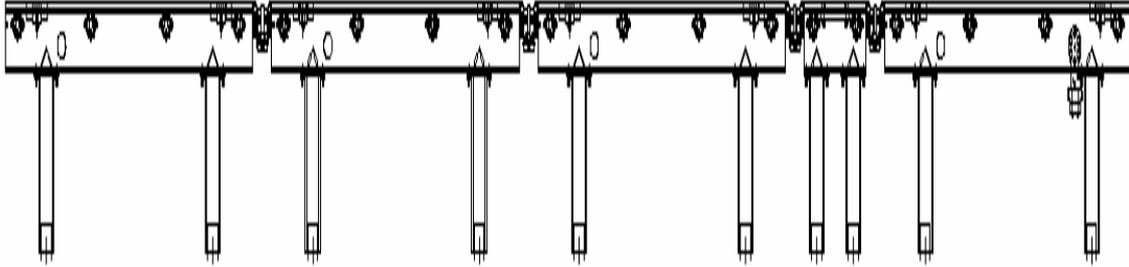


Figura 4.28. Mesas de alimentación vista lateral.

Para las mesas de cuatro rodillos.

Para el lado donde se encuentran las ruedas dentadas se seleccionara una viga UPEL con el fin de proteger las cadenas.

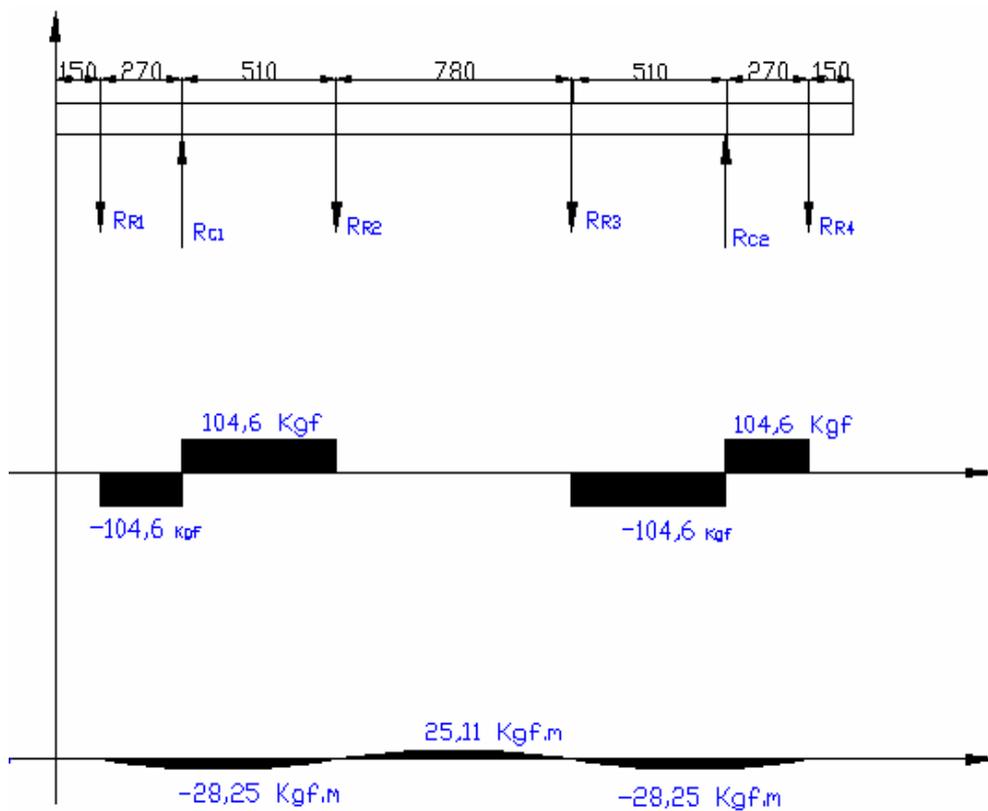


Figura 4.29. Distribución de las cargas y diagrama de corte y momento sobre la viga posterior (mm).

Sabiendo que:

$$R_{R1} = R_{R2} = R_{R3} = R_{R4} = 104,665 \text{ Kgf}$$

$$\sum F_y = 0 \tag{4.62}$$

$$R_{C1} + R_{C2} - R_{R1} - R_{R2} - R_{R3} - R_{R4} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad (4.63)$$

$$R_{R1}(270) - R_{R2}(510) - R_{R3}(1290) + R_{C2}(1800) = 0$$

Se obtiene que:

$$R_{C1} = R_{C2} = 209,33 \text{ Kgf}$$

Del catálogo (Cabiperca de 1995), de vigas podemos obtener la siguiente información.

$$\sigma = 2.400 \text{ Kgf/cm}^2$$

Aplicando el mismo método utilizado en la selección de las vigas para los brazos de la zona de alimentación obtenemos que:

El momento que debe soportar la viga producido por la carga útil será:

$$M_u = 28,25 \text{ Kgf.m}$$

$$S_u = \frac{(28,25 \text{ Kgf.m})(100)}{2.400 \text{ Kgf/cm}^2} = 1,17 \text{ cm}^3$$

Del catálogo (Cabiperca de 1995), se selecciona una viga UPEL C200 cuyo modulo S es mayor al calculado $S = 20,5 \text{ cm}^3$, y lo suficientemente ancha para albergar los engranes y la cadena.

El momento producido por su propio peso será igual a:

$$M_{pp} = 5,8 \text{ Kgf.m}$$

$$S_{pp} = \frac{(5,8 \text{ Kgf.m})(100)}{2.400 \text{ Kgf/cm}^2} = 0,24 \text{ cm}^3 \quad (4.15)$$

Por lo tanto

$$S_R \geq (7,815 \text{ cm}^3) + (0,16 \text{ cm}^3)$$

$$20,5 \text{ cm}^3 \geq 1,41 \text{ cm}^3$$

Se puede observar que el valor del modulo S de la viga escogida es mayor al calculado por lo que la viga seleccionada es la adecuada.

La tensión real de la viga será igual a:

$$\sigma' = 166,08 \text{ Kgf/cm}^2$$

Esfuerzos sobre la viga

$$\sigma_F = \frac{(28,25Kgf \cdot m)(0,038m)}{11,3 \times 10^{-7} m^4} = 950.000 Kgf/m^2$$

$$\tau_{XY} = \frac{(104,66Kgf)}{2,34 \times 10^{-3} m} = 44.728,63 Kgf/m^2$$

Para determinar los esfuerzos combinados se utiliza el criterio de por tensión normal o directa.

Sabiendo que $S_y = 235,36MPa$

$$\sigma < \sigma_{adm} = \frac{S_y}{N}$$

$$N = \frac{235,36MPa}{9,25MPa} = 25,44 \quad (4.20)$$

A pesar de que el valor del factor de seguridad es bastante alto se tomara esta viga por condiciones de forma del diseño.

Para el otro lado se utilizarán ángulos para poder montar y desmontar los rodillos con mayor facilidad.

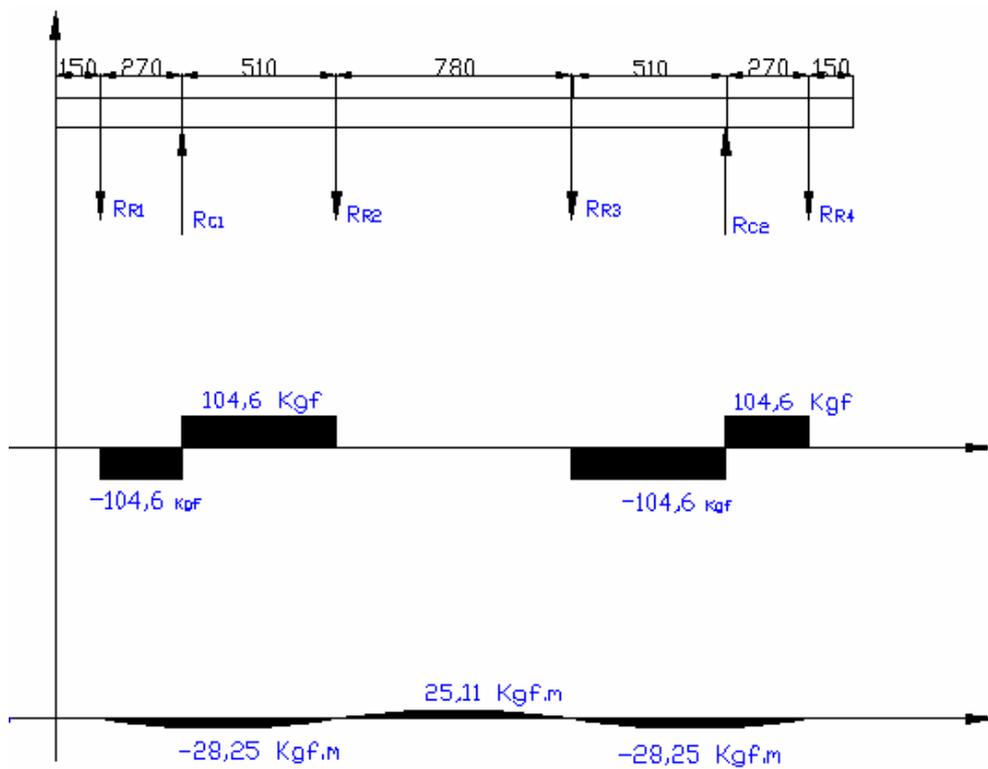


Figura 4.30. Distribución de las cargas y diagrama de corte y momento sobre la viga frontal,(mm).

Sabiendo que:

$$R_{R1} = R_{R2} = R_{R3} = R_{R4} = 104,665 \text{ KgF}$$

$$\sum F_y = 0 \tag{4.64}$$

$$R_{C1} + R_{C2} - R_{R1} - R_{R2} - R_{R3} - R_{R4} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad (4.65)$$

$$R_{R1}(270) - R_{R2}(510) - R_{R3}(1290) + R_{C2}(1800) = 0$$

Se obtiene que

$$R_{C1} = R_{C2} = 209,33 \text{ Kgf}$$

Del catálogo (Cabiperca de 1995), de vigas podemos obtener la siguiente información.

$$\sigma = 2.400 \text{ Kgf/cm}^2$$

Aplicando el mismo método utilizado en la selección de las vigas para los brazos de la zona de alimentación obtenemos que:

El momento que debe soportar la viga producido por la carga útil será:

$$M_u = 28,25 \text{ Kg.m}$$

$$S_u = \frac{(28,25 \text{ Kgf.m})(100)}{2.400 \text{ Kgf/cm}^2} = 1,17 \text{ cm}^3$$

Del catálogo (Cabiperca de 1995), se selecciona una viga ángulo (200 x 16) cuyo módulo S es mayor al calculado $S = 162 \text{ cm}^3$, ya que además de poseer un módulo de sección mayor al requerido posee la altura necesaria para nivelar los rodillos.

El momento producido por su propio peso será igual a:

$$M_{pp} = 15,37 \text{ Kgf.m}$$

$$S_{pp} = \frac{(15,37 \text{ Kgf.m})(100)}{2.400 \text{ Kg/cm}^2} = 0,64 \text{ cm}^3 \quad (4.15)$$

Por lo tanto

$$S_R \geq (1,77 \text{ cm}^3) + (0,64 \text{ cm}^3)$$

$$162 \text{ cm}^3 \geq 1,81 \text{ cm}^3$$

Se puede observar que el valor del módulo S de la viga escogida es mayor al calculado por lo que la viga seleccionada es la adecuada.

La tensión real de la viga será igual a:

$$\sigma' = 26,91 \text{ Kgf/cm}^2$$

Esfuerzos sobre la viga

$$\sigma_f = \frac{(28,25 \text{ Kgf.m})(0,01 \text{ m})}{9,43 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 299.575,82 \text{ Kgf/m}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{(104,66Kgf)}{6,18 \times 10^{-3}m} = 16.936,08 Kgf/m^2$$

Para determinar los esfuerzos combinados se utiliza el criterio de Von Mises dado que es un material dúctil.

Sabiendo que

$$S_y = 235,36MPa$$

$$N = \frac{235,36MPa}{2,93MPa} = 80,20$$

A pesar de que el valor del factor de seguridad es bastante alto se tomará esta viga por condiciones de forma del diseño.

Diseño de las columnas de soporte de la estructura

Como ya conocemos las reacciones que deberán soportar cada columna las cuales son $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 209,33 Kgf$, lo que equivale al peso del perfil comercial más grande.

Trabajando con una viga ángulo (100 x 8)

Aplicando el mismo método empleado en el diseño de las columnas que soportarán las vigas de la zona de alimentación obtenemos que:

$$r = \sqrt{\frac{7,33 \times 10^{-7} m}{1,92 \times 10^{-3} m}} = 0,0195 m$$

$$L_e = (0,5)(0,7m) = 0,35 m$$

$$R_d = \frac{0,35m}{0,0195m} = 17,91$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(2,0394 \times 10^{10} Kgf/m^2)}{2,5312 \times 10^7 Kgf/m^2}} = 126,11$$

$$KL/r < C_c (17,91 < 126,11)$$

Por lo tanto la columna se considera corta, y se utilizará la fórmula de J.B. Johnson.

$$P_{Cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y(KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (4.25)$$

$$P_{Cr} = (1,9 \times 10^{-3} m^2)(2,53 \times 10^7 Kgf/m^2) \left[1 - \frac{(2,53 \times 10^7 Kgf/m^2)(17,91)^2}{4\pi^2(2,03 \times 10^{10} Kgf/m^2)} \right]$$

$$P_{cr} = 48108,94 \text{ Kgf}$$

Esta es la carga que genera el pandeo de la columna.

La carga segura sería un valor reducido que se encuentra al aplicar el factor de diseño a la carga crítica.

Se trabajará con un factor de seguridad $N=3$, por ser un material dúctil bajo condiciones de incertidumbre moderada en relación a propiedades del material, naturaleza de la carga, o grado en que es adecuado el análisis de tensión; (Diseño de elementos de máquinas; Robert L. Mott; segunda edición).

Por lo tanto la carga permisible será:

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} \tag{4.26}$$

$$P_a = \frac{48.108,94 \text{ Kg}}{3} = 16.036,31 \text{ Kgf}$$

$$Carga aplicada = 209,33 \text{ Kg} < P_a = 16.036,31 \text{ Kgf}$$

De los resultados obtenidos se puede observar que la carga que soportará la columna es menor a la carga crítica de la misma por lo que la selección fue la adecuada.

Diseño de las mesas de dos rodillos. Figura 4.31

Se utilizarán los mismos perfiles elegidos para las mesas de cuatro rodillos, al igual que las columnas que la soportarán.

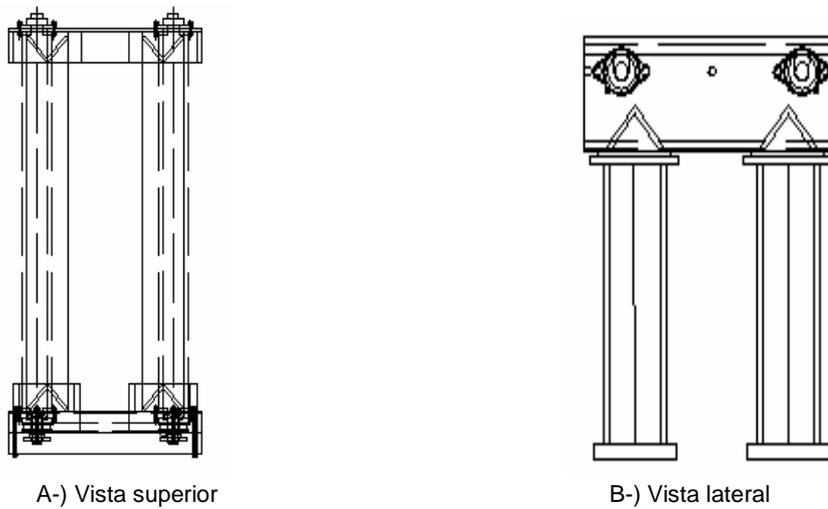


Figura 4.31. Mesa de dos rodillos.

Brazos de la zona intermedia y de descarga. Figura 4.32

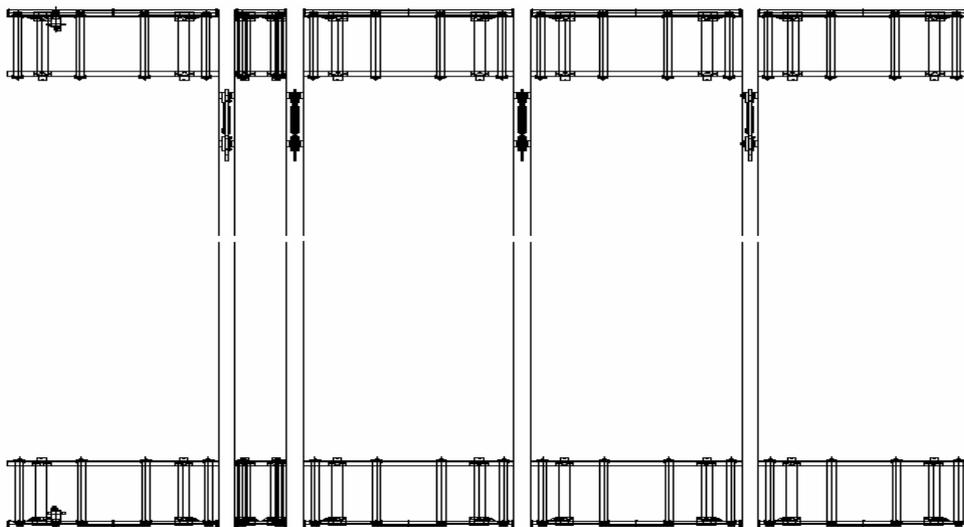


Figura 4.32. Disposición de los brazos de las zonas intermedias y de descarga.

Estas zonas se diseñarán para soportar un peso de 30 toneladas.

Las zonas estarán compuestas por 4 brazos, que a su vez están compuestos por dos vigas.

Por lo tanto la carga será distribuida de forma equivalente en cada brazo obteniendo así la carga que soportara cada uno.

$$P_{\text{Brazo}} = \frac{P}{4} \quad (4.1)$$

$$P_{\text{Brazo}} = \frac{30.000\text{Kgf}}{4} = 7.500 \text{ Kgf}$$

Como cada brazo estará compuesto por dos vigas paralelas entre sí la carga que soportara el brazo se dividirá uniformemente en partes iguales sobre cada una de las dos vigas.

$$P_{\text{Viga}} = \frac{P_{\text{Brazo}}}{2} \quad (4.2)$$

$$P_{\text{Viga}} = \frac{7.500\text{Kgf}}{2} = 3.750 \text{ Kgf}$$

Diseño de las vigas que componen cada brazo, cada una de las vigas estarán apoyadas sobre cuatro columnas colocadas ubicadas a una distancia de 1.300 mm cada una.

La carga se distribuirá sobre la viga de forma uniforme obteniendo la siguiente distribución:

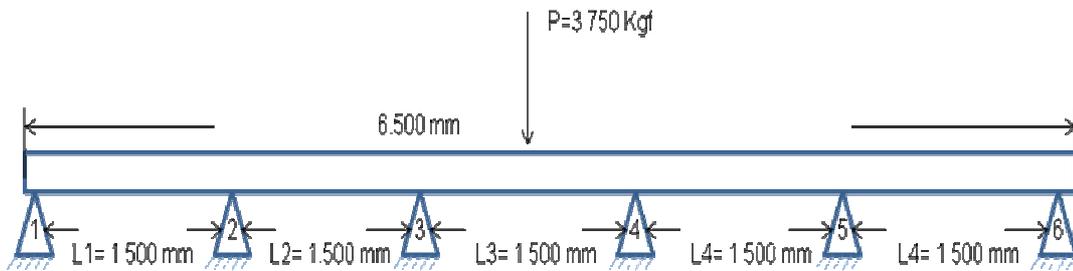


Figura 4.33. Distribución de las cargas sobre la viga de los brazos de las zonas intermedia y de descarga (mm).

Como se trata de una viga estáticamente indeterminada se procede a calcular las cargas por la ecuación de los tres momentos.

Primero procedemos a determinar los momentos en los apoyos de la viga continua.

Aplicamos la ecuación de los tres momentos a los tramos 1 y 2; 2 y 3; 3 y 4; y después a los tramos 4 y 5, obteniendo las siguientes expresiones.

$$M_1 \cdot L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 \cdot L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (4.3)$$

$$M_2 \cdot L_2 + 2M_3(L_2 + L_3) + M_4 \cdot L_3 + \frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0 \quad (4.4)$$

$$M_3 \cdot L_3 + 2M_4(L_3 + L_4) + M_5 \cdot L_4 + \frac{6A_3 \bar{a}_3}{L_3} + \frac{6A_4 \bar{b}_4}{L_4} = 0 \quad (4.66)$$

$$M_4 \cdot L_4 + 2M_5(L_4 + L_5) + M_6 \cdot L_5 + \frac{6A_4 \bar{a}_4}{L_4} + \frac{6A_5 \bar{b}_5}{L_5} = 0 \quad (4.67)$$

De acuerdo con la definición de momento flector, M_1 y M_6 son nulos por lo que las ecuaciones forman un sistema con dos incógnitas M_2 , M_3 , M_4 y M_5

Utilizando la tabla se calculan los valores de $6A\bar{a}/L$ y $6A\bar{b}/L$ para cada tramo correspondiente a las cargas dadas.

$$\frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(576,92 \text{Kgf/m})(1,3\text{m})^3}{4} = 316,87 \text{Kgf/m}^2 \quad (4.5)$$

$$\frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(576,92 \text{Kgf/m})(1,3\text{m})^3}{4} = 316,87 \text{Kgf/m}^2 \quad (4.6)$$

$$\frac{6A_3 \bar{a}_3}{L_3} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(576,92 \text{Kgf/m})(1,3\text{m})^3}{4} = 316,87 \text{Kgf/m}^2 \quad (4.7)$$

$$\frac{6A_4 \bar{b}_4}{L_4} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(576,92 \text{Kgf/m})(1,3\text{m})^3}{4} = 316,87 \text{Kgf/m}^2 \quad (4.68)$$

$$\frac{6A_5 \bar{b}_5}{L_5} = \frac{q \cdot L^3}{4} = \frac{(576,92 \text{Kgf/m})(1,3\text{m})^3}{4} = 316,87 \text{Kgf/m}^2 \quad (4.69)$$

Sustituyendo los valores obtenemos:

$$2M_2(1,3m + 1,3m) + 1,3mM_3 + 316,87Kgf/m^2 + 316,87Kgf/m^2 = 0$$

$$1,3mM_2 + 2M_3(1,3m + 1,3m) + 1,3mM_4 + 316,87Kgf/m^2 + 316,87Kgf/m^2 = 0$$

$$1,3mM_3 + 2M_4(1,3m + 1,3m) + 1,3mM_5 + 316,87Kgf/m^2 + 316,87Kgf/m^2 = 0$$

$$1,3mM_4 + 2M_5(1,3m + 1,3m) + 316,87Kgf/m^2 + 316,87Kgf/m^2 = 0$$

Despejando obtenemos que

$$M_2 = -102,63 \text{ Kgf.m}$$

$$M_3 = -76,97 \text{ Kgf.m}$$

$$M_4 = -76,97 \text{ Kgf.m}$$

$$M_5 = -102,63 \text{ Kgf.m}$$

$$M_1 = M_6 = 0 \text{ Kgf.m}$$

Ahora aplicando la definición de momento flector se puede expresar M_2 en función de las fuerzas a la izquierda de la sección R_2 ; se tiene:

$$[M_2 = (\sum M)_{izq}] \quad (4.70)$$

$$M_2 = -102,63 \text{ Kgf.m} = 1,3m R_1 - (576,92 \text{ Kgf/m})(1,3m)(1,3m/2)$$

$$R_1 = 296,05 \text{ Kgf}$$

Para determinar R_2 se expresa el momento M_3 en función de las fuerzas a la izquierda de R_3 , sustituyendo el valor de R_1 ya conocido.

$$[M_3 = (\sum M)_{izq}] \quad (4.71)$$

$$M_3 = -76,97 \text{ Kgf.m} \\ = 2,6m R_1 + 1,3m(R_2) - (576,92 \text{ Kgf/m})(2,6m)(2,6m/2)$$

$$R_2 = 848,68 \text{ Kgf}$$

Ahora aplicando la definición de momento flector se puede expresar M_4 en función de las fuerzas a la izquierda de la sección R_4 ; se tiene:

$$[M_4 = (\sum M)_{izq}] \quad (4.72)$$

$$\begin{aligned} M_4 &= -76,97 \text{ Kgf}\cdot\text{m} \\ &= 3,9m R_1 + 2,6m R_2 + 1,3m R_3 \\ &\quad - (576,92 \text{ Kgf}/\text{m})(3,9\text{m})(3,9\text{m}/2) \end{aligned}$$

$$R_4 = 730,25 \text{ Kgf}$$

Para determinar R_4 se expresa el momento M_5 en función de las fuerzas a la izquierda de R_5 , sustituyendo los valores ya conocidos.

$$[M_5 = (\sum M)_{izq}] \quad (4.73)$$

$$\begin{aligned} M_5 &= -102,63 \text{ Kgf}\cdot\text{m} \\ &= 5,2m R_1 + 3,9m(R_2) + 2,6m R_3 + 1,3m R_4 \\ &\quad - (576,92 \text{ Kgf}/\text{m})(5,2\text{m})(5,3\text{m}/2) \end{aligned}$$

$$R_5 = 296,05 \text{ Kgf}$$

El valor de R_6 se obtiene también a partir de M_6 , pero expresado éste en función de las fuerzas a la derecha de R_6 , es decir:

$$[M_3 = (\sum M)_{\text{der}}] \quad (4.74)$$

$$M_3 = -102,63 \text{Kgf.m} = 1,3\text{m } R_6 - (576,63 \text{Kgf/m})(1,3\text{m})(1,3\text{m}/2)$$

$$R_6 = 296,05 \text{Kgf}$$

Mediante la condición de equilibrio de las fuerzas verticales, aplicado a toda la viga entera se deduce:

$$[\sum Y = 0] \quad (4.75)$$

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 - P_{\text{viga}} = 0$$

$$R_5 = 848,68 \text{Kgf}$$

Diagrama de corte y momento. Figura 4.34

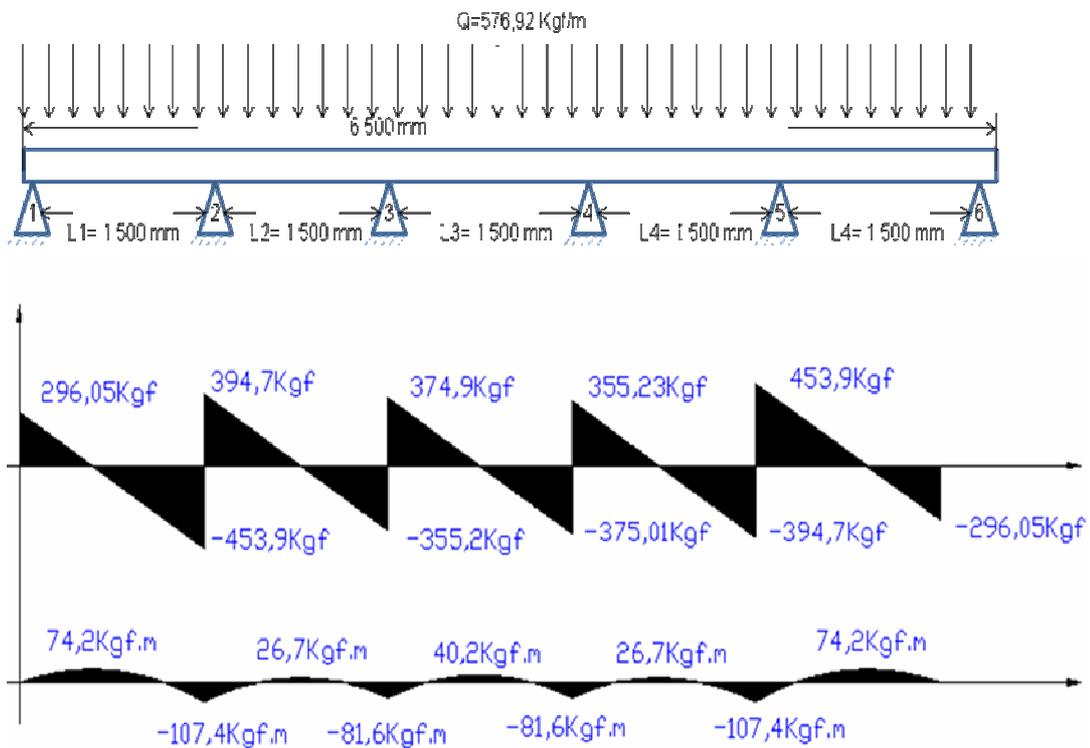


Figura 4.34. Diagrama de corte y momento de la viga de los brazos de las zonas intermedia y de descarga.

Selección de la viga para los brazos de la zona de alimentación.

Del catálogo (Cabiperca de 1995), de vigas podemos obtener la siguiente información.

$$\sigma = 2.400 \text{ Kg/cm}^2$$

Aplicando el mismo método utilizado en la selección de las vigas para los brazos de la zona de alimentación obtenemos que:

El momento que debe soportar la viga producido por la carga útil será:

$$M_u = 107,45 \text{ Kg.m}$$

$$S_u = \frac{(107,45 \text{ Kg.m})(100)}{2.400 \text{ Kg/cm}^2} = 4,47 \text{ cm}^3$$

Del catálogo (Cabiperca de 1995), se selecciona una viga UPAM (8 X 11.50) cuyo modulo S es mayor al calculado $S = 12,80 \text{ cm}^3$

El momento producido por su propio peso será igual a:

$$M_{pp} = 3.847 \text{ Kgf.m}$$

$$S_{pp} = \frac{(3.847 \text{ Kgf.m})(100)}{2.400 \text{ Kg/cm}^2} = 0,16 \text{ cm}^3 \quad (4.15)$$

Por lo tanto:

$$S_R \geq (4,47 \text{ cm}^3) + (0,16 \text{ cm}^3)$$

$$12,8 \text{ cm}^3 \geq 4,63 \text{ cm}^3$$

Se puede observar que el valor del módulo S de la viga escogida es mayor al calculado por lo que la viga seleccionada es la adecuada.

La tensión real de la viga será igual a:

$$\sigma' = 868,125 \text{ Kg/cm}^2$$

Esfuerzos sobre la viga

$$\sigma_f = \frac{(107,45 \text{ Kg} \cdot \text{m})(0,0286 \text{ m})}{5,5 \times 10^{-7} \text{ m}^3} = 5.587.400 \text{ Kg/m}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{(453,91 \text{ Kg})}{2,18 \times 10^{-3} \text{ m}} = 208.215,59 \text{ Kg/m}^2$$

Para determinar los esfuerzos combinados se utiliza el criterio de Von Mises por ser un material dúctil.

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)} \quad (4.19)$$

$$\sigma_e = \sqrt{((5587400)^2 + 3(208215,59)^2)}$$

$$\sigma_e = 5.599.026,698 \text{ Kg/m}^2 = 54,90 \text{ MPa}$$

Sabiendo que

$$S_y = 235,36 \text{ MPa.}$$

$$N = \frac{235,36 \text{ MPa}}{54,90 \text{ MPa}} = 4,28$$

El valor de factor de seguridad obtenido es adecuado, ya que se trata de una estructura estática, conformada por materiales dúctiles con alto grado de confianza en el conocimiento de las propiedades del material, magnitud de las cargas y grado en que resulta adecuado el análisis de tensión.

Diseño del gancho de alimentación y distribución. Figura 4.35

Este es un mecanismo que realiza una función de suma importancia, la cual es surtir de vigas y perfiles a la línea de corte y perforado. Básicamente este mecanismo se puede describir como un mecanismo de cuatro barras, o también conocido como una viga galopante, que realiza tanto movimientos de rotación como de translación.

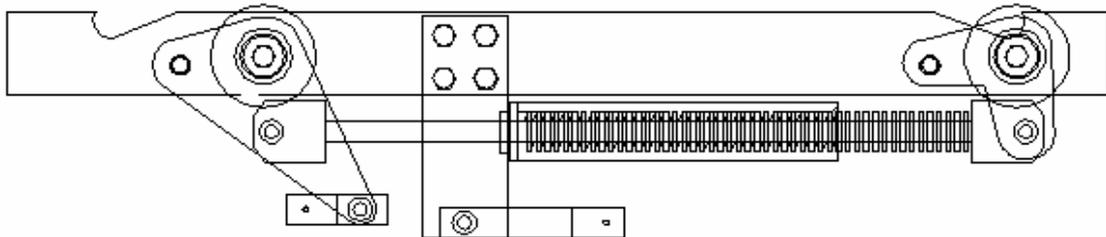


Figura 4.35 Geometría del gancho de alimentación y distribución.

Por la geometría que se le desea dar al gancho se estableció que la carga que deberá transportar es aproximadamente 8.000 Kgf. Lo que equivale a 3 perfiles HEB 450 cuyo peso es de 218 *Kgf/m* (Cabiperca de 1995).

Entonces el sistema levantara:

$$F = (218 \text{ Kg/m})(12\text{m})(3 \text{ perfiles}) = 7848 \text{ Kg} \quad (4.76)$$

Como el sistema de ganchos estará apoyado sobre ganchos de transporte, cada uno soportará 1/4 de la carga $P \cong 2000 \text{ Kg}$.

Lo que se dispondrá como una carga uniformemente distribuida como:

$$W = \frac{P}{L} \quad (4.77)$$

$$W = \frac{2.000 \text{ Kg}}{1.330 \text{ mm}} = 1,504 \text{ Kg/mm}$$

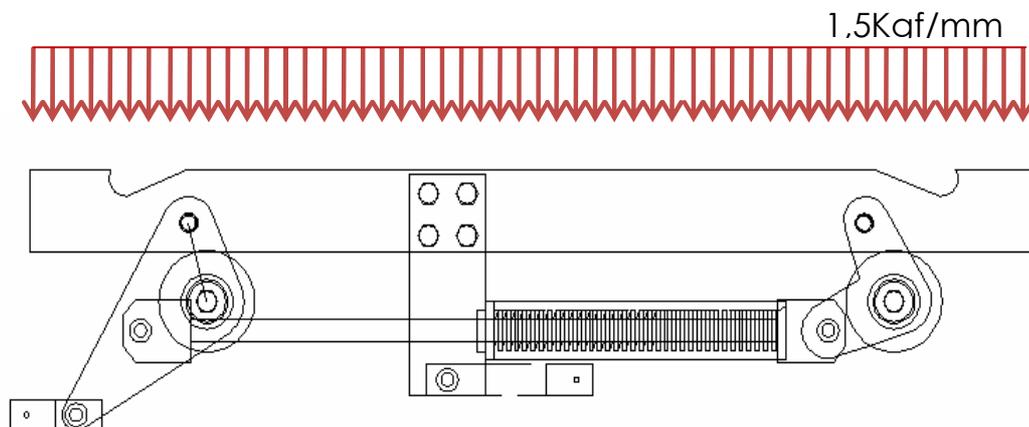


Figura 4.36 Distribución de carga sobre el gancho de alimentación y distribución.

Diagrama de de cuerpo libre y despiece del mecanismo. Figura 4.37

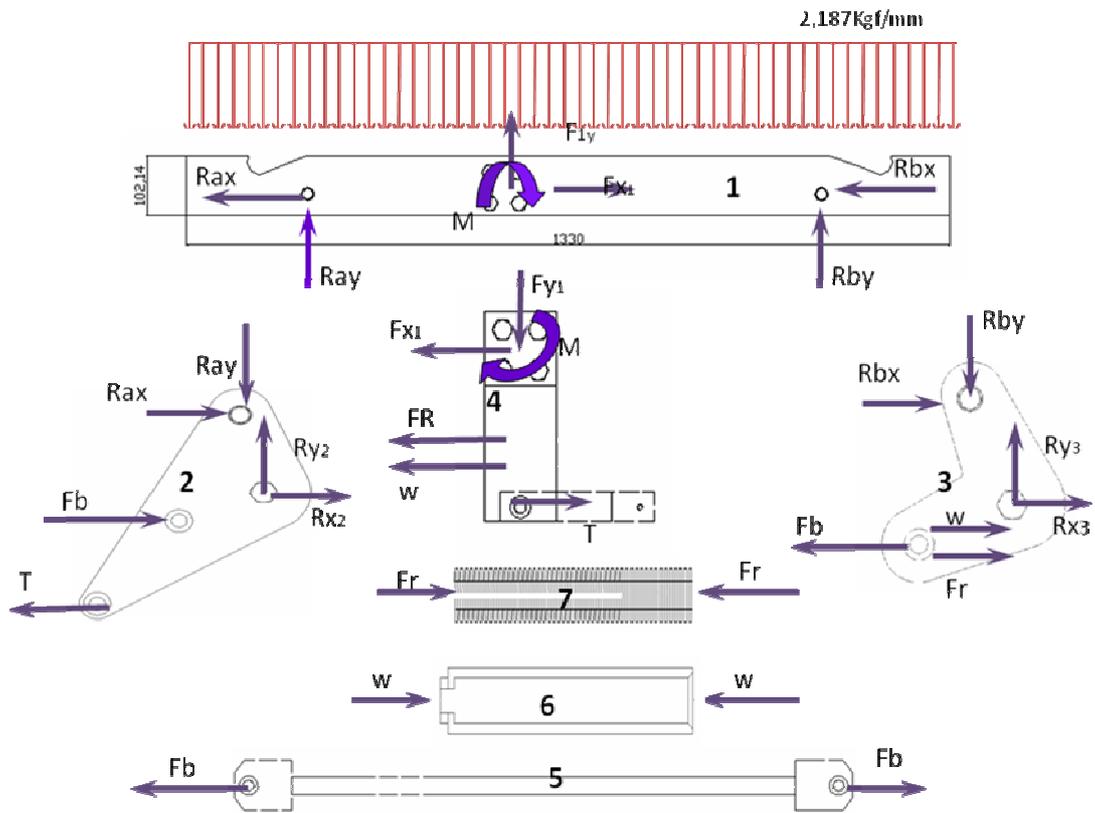


Figura 4.37. Diagrama de cuerpo libre y despiece del mecanismo.

Realizando la condición de equilibrio estático. Para las piezas 1, 2, 3 y 4, en la posición principal, que es totalmente arriba y cargado.

Para la pieza 1

$$\sum F_x = 0 \quad (4.78)$$

$$F_{x1} + R_{ax} + R_{bx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad (4.79)$$

$$R_{ay} + R_{by} + F_{1y} = 0$$

$$\sum M_a = 0 \quad (4.80)$$

$$(R_{by}) \cdot (l) + M + (F_{1y}) \cdot (r_1) - (P) \cdot (l/2) = 0$$

Para la pieza 2

$$\sum F_x = 0 \quad (4.81)$$

$$R_{ax} + R_{x2} + F_b - T = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad (4.82)$$

$$R_{ay} = R_{y2}$$

$$\sum M_a = 0 \quad (4.83)$$

$$(R_{ay}) \cdot (r_{ay}) - (R_{ax}) \cdot (r_{ax}) + (F_b) \cdot (r_b) - (T) \cdot (r_t) = 0$$

Para la pieza 3

$$\sum F_x = 0 \quad (4.84)$$

$$R_{bx} - R_{x3} + w + F_r - F_b = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad (4.85)$$

$$R_{by} = R_{y3}$$

$$\sum M_a = 0 \quad (4.86)$$

$$(R_{by}) \cdot (r_{by}) - (R_{bx}) \cdot (r_{bx}) + (w + F_r - F_b) \cdot (r_b) = 0$$

Para la pieza 4

$$\sum F_x = 0 \quad (4.87)$$

$$F_{x1} + w + F_r - T = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad (4.88)$$

$$F_{1y} = 0$$

$$\sum M_a = 0 \quad (4.89)$$

$$(T) \cdot (r_z) - (w + F_r) \cdot (r_w) - M = 0$$

Para poder realizar la solución del sistema de ecuaciones se tiene que definir el valor de la tensión T y las condiciones del resorte, como este sistema de resorte principalmente es para oponer resistencia al levantamiento del mecanismo al momento de que desee trasladar el mismo de un extremo al otro de la bancada de alimentación, al estar el gancho descargado; es decir; para que cuando se ejerza la tensión en la cadena para trasladar el gancho este no se levante.

Se establece las condiciones de trabajo del gancho de alimentación y distribución:

La condición de descanso (gancho abajo) la carga debido al peso de los perfiles no existen ya que estarán apoyados sobre la bancada, por lo que la carga sería el peso propio de del mecanismo y la tensión del resorte será la pre-carga necesaria para garantizar el traslado del mismo sin su elevación.

Para estimar el peso del mecanismo se debe realizar, el cálculo del peso de cada una de las piezas que lo conforman a través de la siguiente ecuación.

$$\text{Peso} = (8) \cdot (a) \cdot (b) \cdot (e) \quad (4.90)$$

Donde:

a = ancho de pieza (m)

b = Largo de la pieza (m)

e = espesor (mm)

El factor 8 es una aproximación de la densidad del acero.

Tabla 4.2 Peso propio del Mecanismo

<i>Número de cadena</i>	<i>Peso</i>	<i>Cantidad de piezas</i>	<i>Total</i>
Pieza 1	33,28	1	33,28
Pieza 2	5,7344	2	11,4688
Pieza 3	2,7136	2	5,4272
Pieza 4	7,282688	2	14,565376
Pieza 5	4	1	4
Pieza 6	1,2	1	1,2
Pieza 7	2	1	2
total	56.210.688	10	71.941.376

Diseño del resorte.

Para el diseño y selección, se toma como pre-carga el peso propio del mecanismo ya antes calculado en el apartado anterior. A este valor del peso se debe sumar el peso propio de la cadena y la fricción de la misma. Por lo cual el valor total de la pre-carga del resorte será 120 kgf. Mas adelante con la selección de la cadena y del factor de fricción se detallara el porqué de esta aproximación.

Para el diseño y selección del resorte se realiza el procedimiento descrito a continuación (Robert Mott, diseño de elementos de máquinas, 2da edición).

1. Se selecciona un acero ASTM A231 con $G=77.221,82\text{mPa}$.

2. Condiciones de borde.

Tabla 4.3. Condiciones de diseño del Resorte.

F_i (Kgf)	120	FF (Kgf)	230
L_i (mm)	560	LF (mm)	400

3. Se determina la constante (K) razón de resorte.

$$K = \frac{F_f - F_i}{L_i - L_f} \tag{4.91}$$

$$K = \frac{231 - 120}{500 - 400} = 0.6875 \left(\text{Kgf/mm} \right) = 38,5 \left(\text{lbf/mm} \right)$$

4. Calculo la longitud libre del resorte.

$$L_f = L_i + \frac{F_i}{K} \tag{4.92}$$

$$L_f = 560 + \frac{120}{0,6875} = 743,5454 \text{ mm}$$

5. Estimación del diámetro del alambre y consideraciones geométricas del resorte.

Tabla 4.4. Geometría del resorte

Diámetro externo (mm)	73,5
Diámetro interno (mm)	56,4
Diámetro Medio (mm)	65
Diámetro del alambre (mm)	8,5

6. Selección de la carga y esfuerzo de diseño, según el material y el tipo de funcionamiento al que será sometido.

Se entra al apéndice 19-a del Robert Mott, diseño de elementos de máquina (1992) 2ª edición.

110 Ksi o 757,5 MPa.

7. Determinar el espesor del alambre.

$$D_w = \left[\frac{(8) \cdot (k) \cdot (F_f) \cdot (D_m)}{(\tau_d) \cdot (\pi)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.93)$$

De la anterior ecuación se conoce todo excepto el valor de la constante de Wahl (k) porque depende del propio diámetro del alambre, pero como este varia poco a lo largo del rango de índices de resorte, C. es posible observar que k=1,2 es el valor nominal.

$$D_w = \left[\frac{(3,06) \cdot (230Kgf) \cdot (2,205 \text{ lbf/Kgf}) \cdot \left(\frac{65 \text{ mm}}{25,4 \left(\frac{\text{mm}}{\text{in}} \right)} \right)}{110.000} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,3305 \text{ in} = 8,39 \text{ mm}$$

8. Esfuerzo de servicio.

Seleccione el diámetro del alambre estándar de las tablas, determine la tensión de diseño y la máxima tolerable para el material con ese diámetro.

Se entra al apéndice 19-4 con el diámetro o calibre del alambre y se toma el esfuerzo para servicio promedio y servicio ligero, el valor de servicio ligero será tomado como el valor máximo de esfuerzo permisible.

Servicio ligero	130.000 Psi ≈896,31 mPa
Servicio promedio	110.000 Psi ≈758,42 mPa

Para este diseño, el tamaño de alambre estándar siguiente es calibre 2/0 en la tabla de alambre estándar del U.S. steel. Se seleccionó de el valor de servicio promedio como tensión de diseño y la máxima permisible como la de servicio ligero.

9. calculo de los valores reales de C índice de resorte y k factor de Wahl.

$$C = \frac{D_m}{D_w} \quad (4.94)$$

$$C = \frac{65mm}{8,5mm} = 7,647$$

$$k = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{7,647} \quad (4.95)$$

$$k = \frac{4(7,647) - 1}{4(7,647) - 4} + \frac{0,615}{7,647} = 1,19325$$

10. calculo de la tensión real que se espera debido a la fuerza de operación.

$$\tau_0 = \left[\frac{(8) \cdot (k) \cdot (F_f) \cdot (D_m)}{(D_w)^3 \cdot (\pi)} \right] \quad (4.96)$$

$$\tau_0 = \left[\frac{(8) \cdot (1,19325) \cdot (507,06) \cdot (2,56)}{(0,334)^3 \cdot (\pi)} \right] = 105.859,899 \text{ psi}$$

$$\tau_{\text{diseño}} \geq \tau_0$$

$$110.000 \text{ psi} \geq 105.859,899 \text{ psi}$$

11. Numero de espiras activas, para darle las características de deflexión adecuadas al resorte.

$$N_a = \frac{G * D_w}{8 * k * C^3} \quad (4.97)$$

$$N_a = \frac{11.200.000 * 0,334}{8 * 38,5 * 7,647^3} = 27,16$$

12. Longitud comprimido o altura sólida.

$$L_s = D_w * (N_a + 2) \quad (4.98)$$

$$L_s = 0,334 * (27,16 + 2) = 9,14 \text{ in} = 247,38 \text{ mm}$$

13. Peso del resorte.

$$P_{Resorte} = 0,3 \left(\frac{kgf}{m} \right) * (D_m * \pi) * N_a \tag{4.99}$$

$$P_{Resorte} = 0,3 * (0,065 * \pi) * 29,16 = 1,7863 \text{ kgf}$$

Calculo de la tensión T. Figura 4.38

Para este procedimiento es necesario conocer la inercia del cuerpo que se desea mover, para ello es necesario tomar como sistema todo el conjunto y conocer los siguientes datos. Como lo indica en la siguiente figura y a continuación.

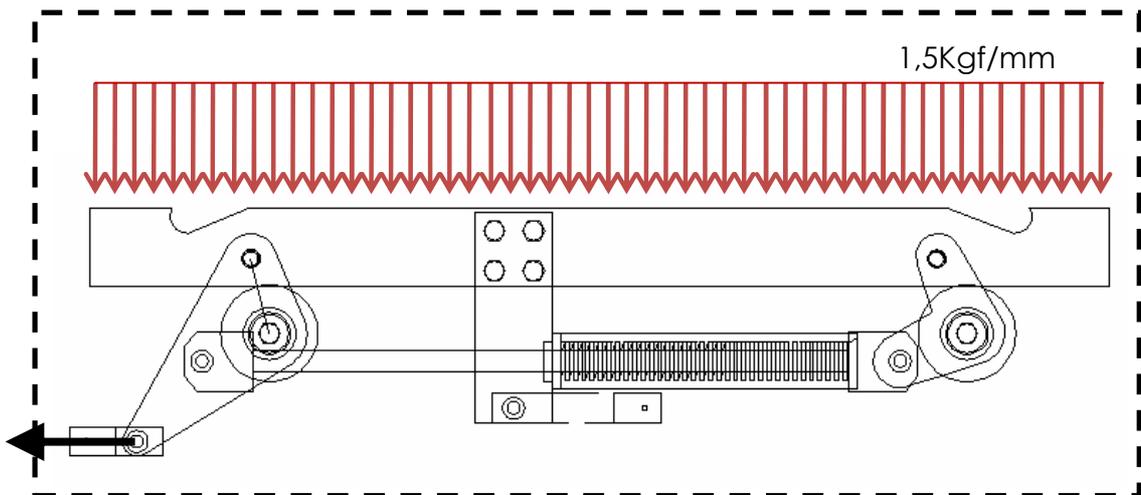


Figura 4.38. Esquema del sistema cerrado.

Fijando los siguientes valores

Tabla 4.5. Valores para el recorrido del gancho

Distancia a recorrer (d)	4,5 m
Tiempo del recorrido (t)	6 seg

Tiempo de estabilización (te)	3 seg
Velocidad radial (w)	40 rpm

Con estos valores podemos obtener que:

La velocidad media:

$$V = \frac{d}{t} \tag{4.39}$$

$$V = \frac{4,5 \text{ m}}{6 \text{ seg}} = 0,75 \text{ m/seg}$$

La aceleración

$$a = \frac{V}{te}$$

$$a = \frac{0,75 \text{ m/seg}}{3 \text{ seg}} = 0,25 \text{ m/seg}^2$$

Por lo tanto la tensión viene dada por:

$$T = m \times a$$

$$T = (2.120 \text{ Kg}) \times \left(0,25 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right) = 530 \text{ Kgf}$$

Ya conociendo todos estos parámetros se procede a seleccionar un cilindro pistón de doble efecto. Que será el encargado de la elevación y descenso del mecanismo.

Para ser uniformes, con los accesorios que posee la línea actualmente, se optará por un cilindro 50,8mm de diámetro interno, longitud de vástago 160 mm y espesor de 25,4 mm con tensores salientes en el cabezal delantero, marca Parker.

Este cilindro pistón, contara en el extremo con una horquilla, la cual tendrá las dimensiones necesarias para poder llevar la rueda catalina. Este será alimentado por una central hidráulica, de ser la presión mayor a la requerida esta podrá ser estrangulada con una válvula reguladora de caudal. A continuación se presenta la presión requerida.

$$P_{\text{alimentación de la central}} = 1.500 \text{ Psi. nom}$$

Por lo tanto:

$$P_{\text{cilindro}} = \frac{P_{\text{alimentación}}}{4} \quad (4.100)$$

$$P_{\text{cilindro}} = \frac{1.500 \text{ psi}}{4} = 375 \text{ psi}$$

La fuerza requerida viene dada por:

$$F_{\text{requerida}} = P_{\text{cilindro}} \times A \quad (4.101)$$

$$F_{\text{requerida}} = (375 \text{ psi}) \times \left(\frac{\pi \times (2 \text{ in})^2}{4} \right) = 1.178,097 \text{ lbf} = 530 \text{ Kgf}$$

Para mayor detalle ver el plano hidráulico ver apéndice A-5.

Solución del sistema de Ecuaciones

Una vez definido la tensión T y las propiedades y la geometría del resorte, se procede a resolver el sistema de ecuaciones.

Resolviendo el sistema de ecuaciones obtenemos que:

$$P = 2.000 \text{ Kgf}$$

$$M = 51.012,03 \text{ Kgf.m}$$

$$R_{ax} = -207,51 \text{ Kgf}$$

$$F_{1x} = 173,08 \text{ Kgf}$$

$$R_{ay} = 1.055,75 \text{ Kgf}$$

$$F_{1y} = 0 \text{ Kgf}$$

$$R_{bx} = 380,59 \text{ Kgf}$$

$$R_{y2} = 1.055,75 \text{ Kgf}$$

$$R_{by} = 944,25 \text{ Kgf}$$

$$R_{x2} = 380,59 \text{ Kgf}$$

$$F_b = 356,92 \text{ Kgf}$$

$$T = 530 \text{ Kgf}$$

$$R_{y3} = 944,25 \text{ Kgf}$$

$$F_r = 230 \text{ Kgf}$$

$$R_{x3} = 380,59 \text{ Kgf}$$

$$W = 126,92 \text{ Kgf}$$

La posición crítica es cuando está totalmente levantado.

Diseño de cada una de las piezas del gancho de alimentación y distribución.

Diseño de la Pieza. Figura1 4.39

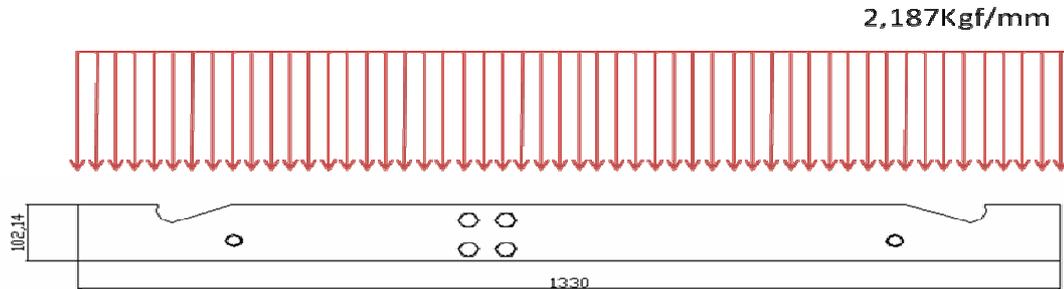


Figura 4.39. Pieza 1.

Diagrama de corte y momento. Figura 4.40

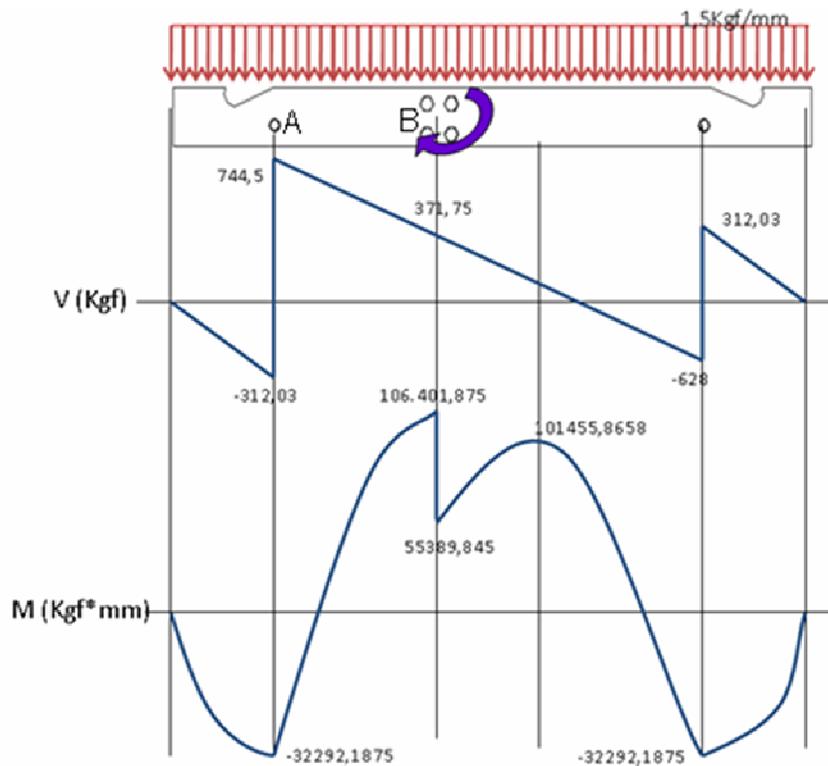


Figura4.40. Diagrama de corte y momento, pieza 1

Para determinar cuál es la sección del gancho mínima para la carga de trabajo se calcula mediante el criterio de Soderberg de fatiga, ya que es

un elemento de máquina que va a estar sometido a carga variable, alternante y el material es dúctil.

Soderberg:

Tensión:

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_m + \sigma_a * \frac{S_y}{S_n} \quad (4.102)$$

A corte:

$$\frac{S_{yc}}{N} = \tau_m + \tau_a * \frac{S_y}{S_{nc}} \quad (4.103)$$

Tensión media

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (4.104)$$

Amplitud de tensión

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4.105)$$

Tensión media a corte

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad (4.106)$$

Amplitud de tensión a corte

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad (4.107)$$

Para las condiciones particulares del diseño:

$$\sigma_{min} = 0$$

$$\tau_{min} = 0$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_f * r}{I} \quad (4.108)$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} * \frac{F}{A} \quad (4.109)$$

Entonces (S_n) Limite de fatiga real para materiales ferrosos.

$$S'_n = S_n \prod_{i=1}^N C_i \quad (4.110)$$

Para el acero a36, el S_n se aproxima a $0,5S_u$.

$$S_n = 0,5 * S_u = 0,5 * 48,437 = 24,2185 \left(\frac{kgf}{mm^2} \right)$$

Tabla 4.6 Factores de corrección de Marín.

Acabado Superficial (Cs)	1
Dimensiones de la pieza (Cd)	0,76
Confiabilidad Funcional (Ccf)	0,72
Corrección por carga axial (Ca)	0,9
Corrección por carga de corte (Cc)	0,6

Sustituyendo estos valores nos queda:

$$S'_n = 24,2185 * (1 * 0,76 * 0,72 * 0,9 * 0,6) = 7,156 \left(\frac{kgf}{mm^2} \right)$$

Sustituimos nuevamente en la ecuación de Soderberg.

$$\frac{S_y}{N} = \frac{\sigma_{max}}{2} + \frac{\sigma_{max}}{2} * \frac{S_y}{S_n} \quad (4.111)$$

$$\frac{S_y}{N} = \frac{\sigma_{max}}{2} \left(1 + \frac{S_y}{S_n} \right) \quad (4.112)$$

$$\frac{S_y}{N} = \frac{\sigma_{max}}{2} \left(1 + \frac{25,312}{7,156} \right)$$

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_{max} (2,2685) \quad (4.113)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_f * r}{I} \quad (4.108)$$

$$I = \frac{h^3 * e}{12} \tag{4.114}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 * M_f}{h^2 * e} \tag{4.115}$$

$$\frac{S_y}{N} = \left(\frac{6 * M_f}{h^2 * e} \right) (2,2685) \tag{4.116}$$

Con esta última ecuación realizamos una tabla para tantear a través de la sección mas critica para encontrar los valores de la sección del gancho. Tabla 4.7.

Tabla 4.7. Selección del espesor de placa a momento, pieza 1

Sección del gancho pieza #1 (A).						
Mf (kgf*mm)	H(mm)	E(mm)	σ (kgf/mm ²)	n	Sy(kgf/mm ²)	Sy/n
32.292,1	37	25,4	12,6	2	25,3	12,6
32.292,1	33	32	12,6	2	25,3	12,6
32.292,1	46	25,4	8,1	3	25,3	8,4
32.292,1	41	32	8,1	3	25,3	8,4
32.292,1	60	25,4	4,8	5	25,3	5,0
32.292,1	55	32	4,5	5	25,3	5,0
Otra sección del gancho pieza #1 (B)						
106.401,8	85	25,4	7,8	3	25,3	8,4
106.401,8	80	32	7,0	3	25,3	8,4

106.401,8	110	25,4	4,7	5	25,3	5,0
106.401,8	100	32	4,5	5	25,3	5,0
106.401,8	120	25,4	3,9	6	25,3	4,2
106.401,8	105	32	4,1	6	25,3	4,2

Del mismo modo para Soderberg a corte.

$$\frac{S_{yc}}{N} = \tau_{max} * (2,710) \tag{4.103}$$

$$\frac{S_{yc}}{N} = \frac{F}{h * e} * (3,6143) \tag{4.117}$$

Tabla 4.8. Selección del espesor de placa a corte, pieza 1

Sección del gancho a Corte pieza #1 (B).						
F(kgf)	h(mm)	e(mm)	σ (kgf/mm ²)	n	Sy (kgf/mm ²)	Sy/n
371,7	7	25,4	7,5	2	15,5	7,7
371,7	10	25,4	5,2	3	15,5	5,1
371,7	15	25,4	3,5	4	15,5	3,8
371,7	25	25,4	2,1	6	15,5	2,5
Otra sección del gancho pieza #1 (A)						
744,5	14	25,4	7,56705948	2	15,5	7,75

744,5	21	25,4	5,04470632	3	15,5	5,16666667
744,5	30	25,4	3,53129442	4	15,5	3,875
744,5	45	25,4	2,35419628	6	15,5	2,58333333

La condición más crítica es la tensión, y la sección será (105 x 32) mm. Y el uso de $N=6$ como factor de seguridad, englobará, cualquier factor de diseño no contemplado, como lo son los concentradores de esfuerzo como los agujeros de los pernos y pasadores.

Diseño de la Pieza 2. Figura 4.41.

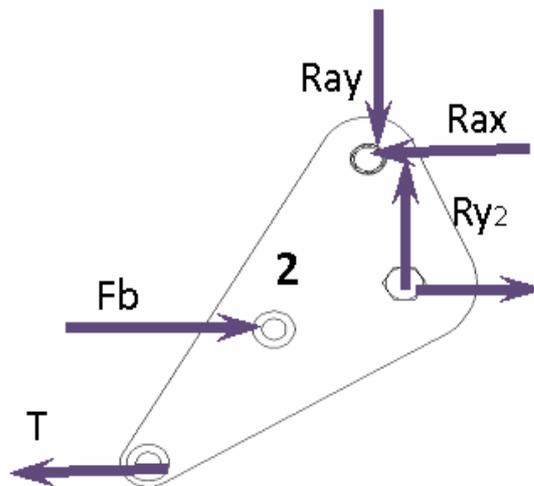


Figura4.41. Pieza 2

Diagrama de corte y momento. Figura 4.42

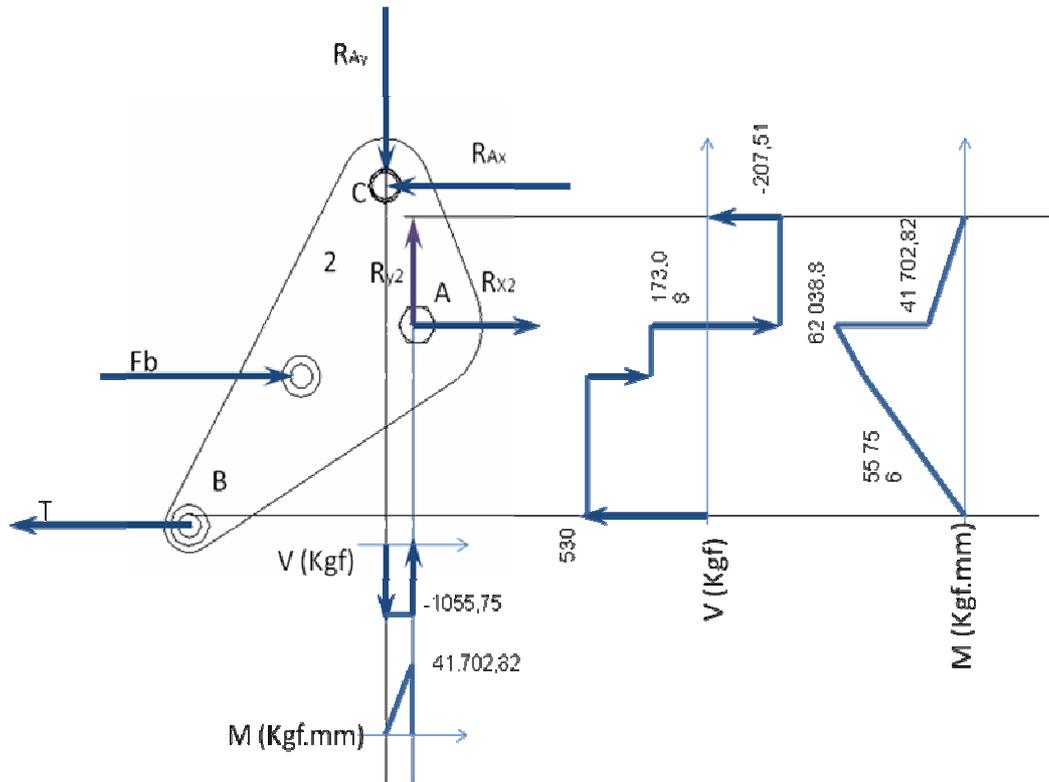


Figura4.42. Diagrama de corte y momento, Pieza 2

De igual forma que para la pieza 1, se seleccionara la sección de esta pieza por el criterio de Soderberg.

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_{max}(2,2685) \quad (4.113)$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 * M_f}{h^2 * e} \quad (4.115)$$

$$\frac{S_y}{N} = \left(\frac{6 * M_f}{h^2 * e} \right) (2,2685) \quad (4.116)$$

$$\frac{S_{yc}}{N} = \frac{F}{h * e} * (3,6143) (4.106) \tag{4.117}$$

Tabla 4.9. Selección del espesor, pieza 2

Sección de la pieza 2 a tensión (A).						
Mf	h	e	σ	n	Sy	Sy/n
62.038,8	55	25,4	10,9	2	25,3	12,6
62.038,8	65	25,4	7,86	3	25,3	8,4
62.038,8	75	25,4	5,9	4	25,3	6,3
62.038,8	85	25,4	4,6	5	25,3	5,1
62.038,8	90	25,4	4,18	6	25,3	4,2
62.038,8	100	25,4	3,35	7	25,3	3,6
Sección de la pieza 2 a Corte (B).						
F	h	e	σ	n	Sy	Sy/n
530	10	25,4	7,5	2	15,5	7,7
530	15	25,4	5,1	3	15,5	5,1
530	20	25,4	3,7	4	15,5	3,8
530	30	25,4	2,5	6	15,5	2,5
Otra sección (C).						
1.055,7	35	25,4	4,6	3	15,5	5,1
1.055,7	45	25,4	3,6	4	15,5	3,8
1.055,7	55	25,4	2,9	5	15,5	3,1
1.055,7	65	25,4	2,5	6	15,5	2,5

La sección de esta pieza de una placa de 1 pulg. (25,4 mm) de espesor, este diseño es más a criterio de forma que resistivo.

Diseño de la Pieza 3. Pieza 4.43.

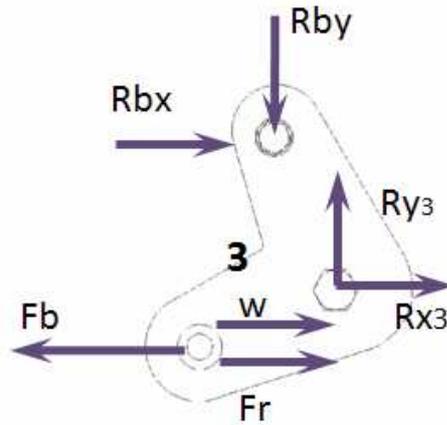


Figura4.43. Pieza 3

Diagrama de corte y momento. Figura 4.44

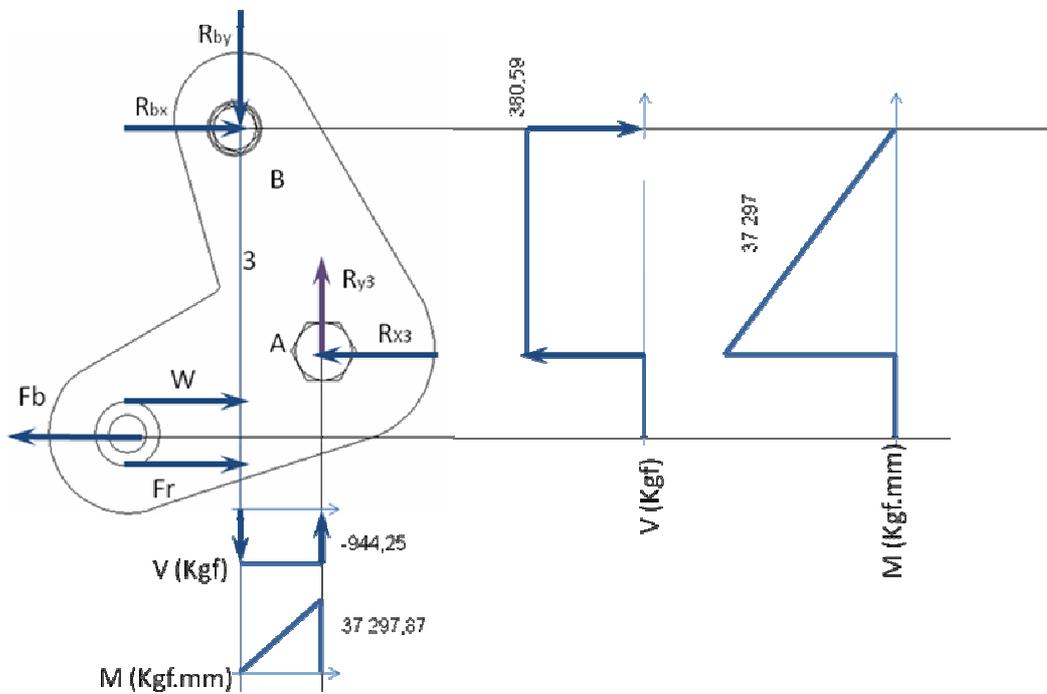


Figura 4.44. Diagrama de corte y momento, Pieza 3

Criterio de Soderberg,

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_{max} (2,2685) \tag{4.113}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 * M_f}{h^2 * e} \tag{4.115}$$

$$\frac{S_y}{N} = \left(\frac{6 * M_f}{h^2 * e} \right) (2,2685) \tag{4.116}$$

$$\frac{S_{yc}}{N} = \frac{F}{h * e} * (3,6143) \tag{4.106}$$

Tabla 4.10. Selección del espesor de la Pieza 3.

Sección de la pieza 3 a tensión (A).						
MF	h	e	σ	n	Sy	Sy/n
37.297,8	40	25,4	12,4	2	25,3	12,6
37.297,8	50	25,4	7,9	3	25,3	8,4
37.297,8	60	25,4	5,5	4	25,3	6,3
37.297,8	65	25,4	4,7	5	25,3	5,0
37.297,8	70	25,4	4,1	6	25,3	4,2
37.297,8	80	25,4	3,1	7	25,3	3,6
Sección de la pieza 3 a Corte (B).						
F	h	e	σ	n	Sy	Sy/n
944,2	20	25,4	6,7	2	15,5	7,7

944,2	30	25,4	4,4	3	15,5	5,1
944,2	35	25,4	3,8	4	15,5	3,8
944,2	55	25,4	2,4	6	15,5	2,5

Diseño y selección de la tortillería.

Para la selección de la tortillería de la sección A y B de la pieza 1, el diseño se realizara a corte puro. Pero para poder realizarlo es necesario conocer la fuerza resultante en dichas sección producto de sus reacciones horizontales y verticales.

Tabla 4.11. Modulo de las reacciones.

Rax	Ray	Ra	Rbx	Rby	Rb
207,5	1.055,	1.075,9	380,5	944,2	1.018,06

Por Ra que tiene mayor moduló representa la condición mas critica, y se diseñarán los pasadores para el punto A como para el punto B basados en esta condición.

Para esta tornillería se seleccionó, tornillería grado 8, la cual es empleada para maquinaria y trabajo pesado, ya que consta con una alta resistencia mecánica.

$$\sigma_{\text{tor.grado 8}} = 91,4 \left(\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$\tau_{\text{tor, grado 8}} = 0,577 * \sigma_{\text{tor, grado 8}} = 52.7378 \left(\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right)$$

Tabla 4.12. Propiedades de la tornillería grado 8.

τ (kgf/mm ²)	N	τ/N
52,7	1,5	35,1
52,7	2	26,3
52,7	3	17,5
52,7	4	13,1

$$\frac{\tau}{N} = \frac{P}{A} \tag{4.118}$$

$$A = \pi \frac{D_{\text{tor}}^2}{4} \tag{4.119}$$

$$1,5 < N < 4$$

Entonces para determinar el diámetro se tabula la siguiente tabla.

Tabla 4.13. Diámetro del tornillo.

Ra(kgf)	Dtor (mm)	τ (kgf/mm ²)	τ_{adm} (kgf/mm ²)	N	τ_{adm}/N
1.075,9	22	2,8	52,7	4	13,1

1.075,9	19	3,7	52,7	4	13,1
1.075,9	16	5,3	52,7	4	13,1
1.075,9	12	8,4	52,7	4	13,1
1.075,9	9	15,1	52,7	4	13,1

De este mismo modo, se ha de realizar el cálculo para los pasadores, pernos y tornillos de las piezas 2 y 3, que de igual forma están sometidos a corte puro. Presentados en la siguiente tabla.

Tabla 4.14. Resumen de la tornillería.

	Sección (kgf)	Dtor (mm)	τ (kgf/mm ²)	τ_{adm} (kgf/mm ²)	N	τ_{adm}/N
Ra	1.075,95	22	2,830	52,74	4	13,184
R2	1.122,255	19	3,958	52,74	4	13,184
R3	1.018,06	19	3,591	52,74	4	13,184
Fb	356,92	12,7	2,818	52,74	4	13,184
T	530	19	1,869	52,74	4	13,184

Diseño de la Pieza 4. Figura 4.45

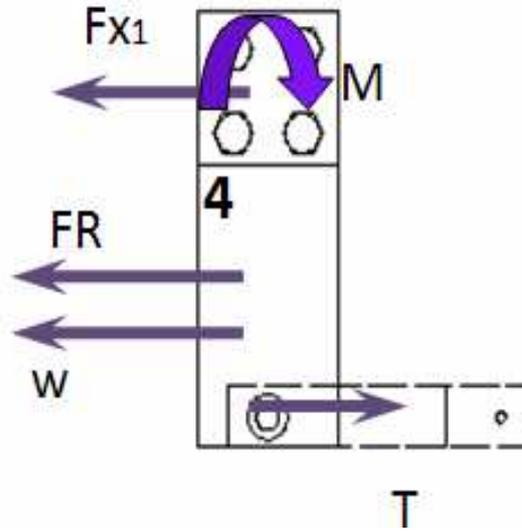


Figura 4.45. Pieza 4.

Diagrama de corte y momento. Figura 4.46

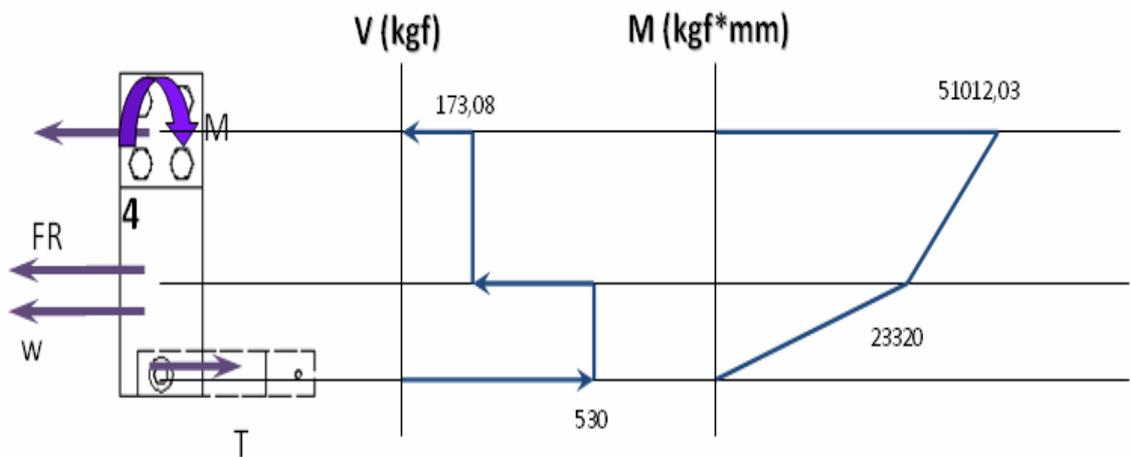


Figura4.46. Diagrama de corte y momento Pieza 4.

Criterio de Soderberg.

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_{max}(2,2685) \tag{4.113}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 * M_f}{h^2 * e} \quad (4.115)$$

$$\frac{S_y}{N} = \left(\frac{6 * M_f}{h^2 * e} \right) (2,2685) \quad (4.116)$$

$$\frac{S_{yc}}{N} = \frac{F}{h * e} * (3,6143) \quad (4.106) \quad (4.117)$$

Tabla 4.15. Selección del espesor. Pieza 4.

Sección de la pieza 4 a tensión.						
Mf	h	e	Σ	n	Sy	Sy/n
51.012,03	50	25,4	10,9	2	25,3	12,6
51.012,03	60	25,4	7,5	3	25,3	8,4
51.012,03	70	25,4	5,5	4	25,3	6,3
51.012,03	75	25,4	4,8	5	25,3	5,06
51.012,03	85	25,4	3,7	6	25,3	4,2
51.012,03	90	25,4	3,3	7	25,3	3,6
Sección de la pieza 4 a Corte.						
F	h	e	σ	n	Sy	Sy/n
530	10	25,4	7,5	2	15,5	7,7

530	15	25,4	5,02	3	15,5	5,1
530	20	25,4	3,7	4	15,5	3,8
530	30	25,4	2,5	6	15,5	2,5

El criterio predominante, como ya se ha comentado para el diseño de las piezas 2, 3 y 4 es para un diseño de forma que resistivo, es por ello que para mayor detalle de la geometría de las piezas ver los planos de fabricación.

Para el diseño de esta tornillería, también se selecciona una grado 8. Esta soportará corte como efecto directo de F_{Lx} y como efecto secundario corte producido por momento debido a las cargas.

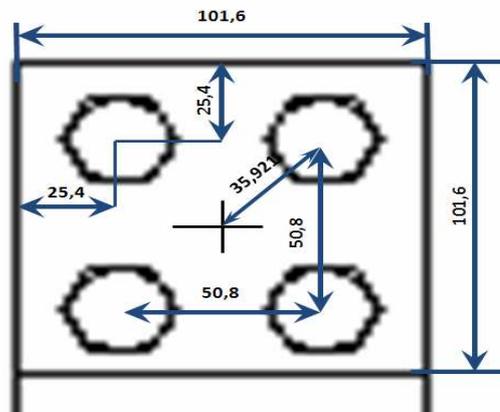


Figura 4.47. Detalle Pieza 4.

Para el efecto primario se debe dividir la carga entre el número de tornillos a usar en este caso en 4.

$$P_i = \frac{P}{n} \quad (4.120)$$

El efecto secundario M, es soportado por cada uno de los tornillos en función de su posición con respecto al centroide de gravedad de la figura que conforman, en este caso esa carga es igual por ser un cuadrado perfecto.

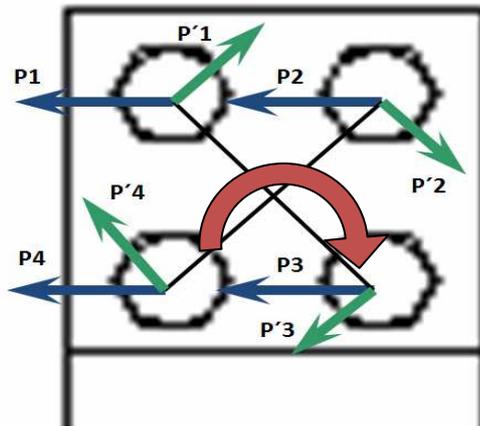


Figura4.48. Fuerzas en los tornillos.

$$M = \sum_{i=1}^n P'_i * r_i \quad (4.121)$$

Agrupando convenientemente se puede deducir

$$P'_n = \frac{M * r_n}{4 * r_n^2} \quad (4.122)$$

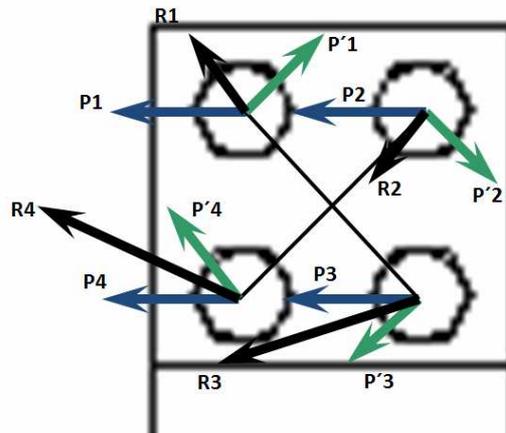


Figura4.49. Fuerzas Resultantes.

El tornillo que soporta la mayor carga producto de la suma vectorial de las carga por corte directo y corte por momento (Pmax).

$$\tau = \frac{P_{max}}{A} \tag{4.123}$$

$$\tau_{adm} = \frac{Sy_{corte}}{N} \tag{4.124}$$

Tabla 4.16. Tornillería para la pieza 4.

Pcorte	Pmomento	Pmax	Dtor	$\tau \left(\frac{kgf}{mm^2} \right)$	$\tau_{adm} \left(\frac{kgf}{mm^2} \right)$	N	τ_{adm}/N
	Kgf		mm				
43,2	354,2	386,06	12,7	3,04	52,7	4	13,1

Diseño de los ejes para la transmisión de potencia a los cuatro ganchos de arrastre que componen cada una de las distintas zonas

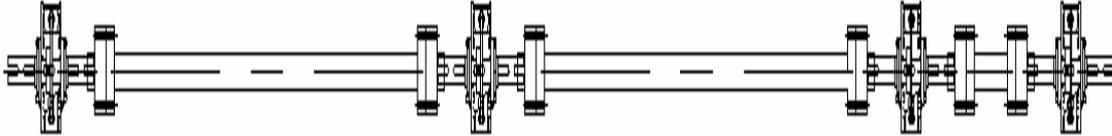


Figura4.50. Transmisión para el conjunto de ganchos de alimentación y distribución.

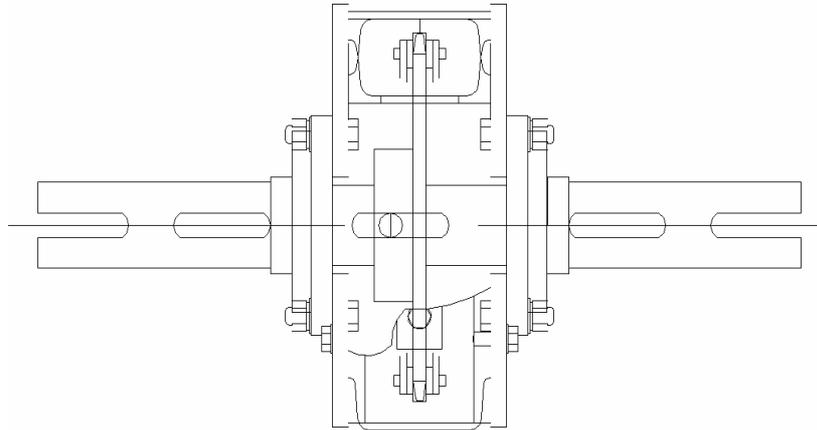


Figura4.51. Eje macizo.

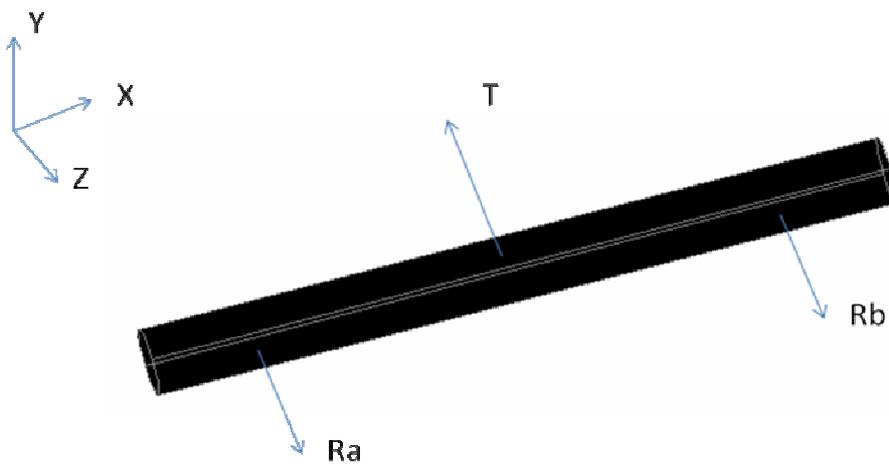


Figura4.52. Distribución de las cargas sobre el eje macizo.

Donde T será la tensión necesaria en cada gancho de arrastre.

$$T = 530 \text{ Kgf}$$

Plano (XY).

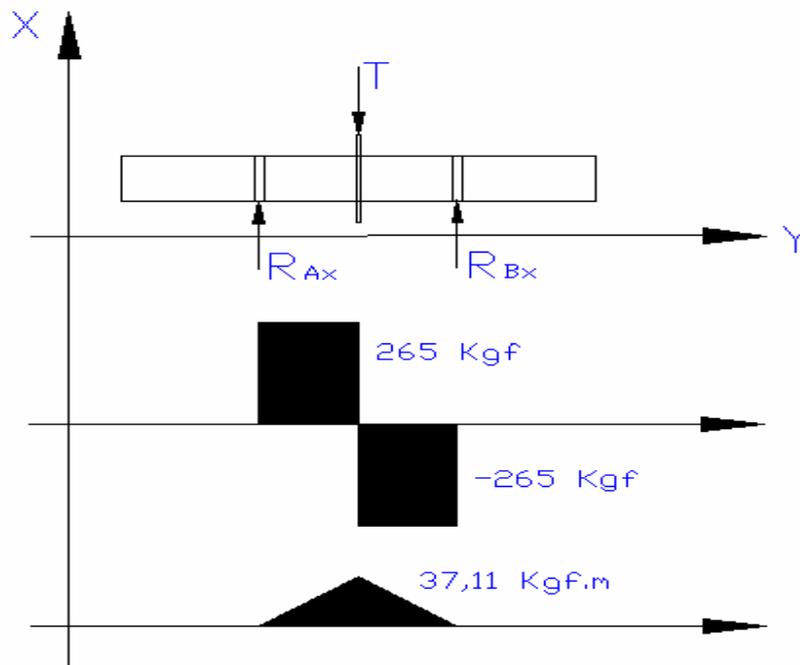


Figura4.53. Distribución de las cargas y diagrama de corte y momento sobre el eje macizo en el plano XY (mm).

$$\sum F_y = 0 \tag{4.125}$$

$$R_{Ax} - T + R_{Bx} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad (4.126)$$

$$R_{Bx}(0,2801) - T(0,14005) = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones obtenemos que:

$$R_{Ax} = 265 \text{ Kgf}$$

$$R_{Bx} = 265 \text{ Kgf}$$

Se puede observar que en el plano XZ el eje no se encuentra sometido a ninguna carga.

Selección de la cadena.

Para la selección de la cadena de tracción, que está conectada al gancho de alimentación y distribución, se tomará como valor de carga a tracción que soportara el valor de la tensión $T=530$ kgf.

Para impulsores de baja velocidad como lo indica Robert Mott, Diseño de elementos de máquinas, segunda edición. Para este tipo de aplicación es recomendable tomar solo el 10% de la resistencia a la tracción promedio.

$$Res_{traccion} = 14.500 \text{ lbf}$$

$$Res_{traccion\ util} = 14.500 * \left(0,45359 \frac{kgf}{lbf} \right) * 10\% = 657,705 \text{ kgf}$$

Se seleccionara una cadena, Rex Chainbelt Inc. C-2082H, cuyas características se presentan a continuación.

Tabla 4.17. Características de la cadena. [Todas las unidades en (in, Lbf)]

Código	Paso	Rodillo		Ancho de Cadena
		Ancho	Diámetro	
C-2082H	2	5/8	1,125	1,5
Placa	Espesor	Pasador	Resistencia a la Tracción	Peso por Lb/ft
Altura		Diámetro		
7/8	0,156	0,312	14.500	2,3

De acuerdo a la cadena seleccionada se utilizarán ruedas catalinas de 17 dientes.

Las ruedas catalinas, o ruedas dentadas, serán fabricadas para que no exista interferencia entre la cadena y la rueda.

Se calcula el diámetro primitivo de la rueda dentada mediante la siguiente ecuación:

$$D_g = D_p = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N_g = N_p}\right)} \quad (4.45)$$

$$D_g = D_p = 10,88 \text{ " } = 11 \text{ pulgadas}$$

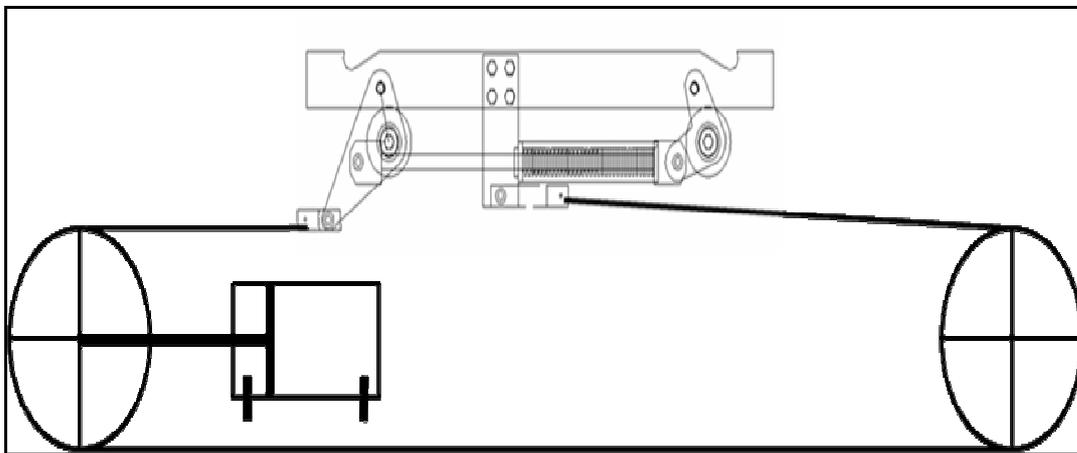


Figura 4.54 Representación del mecanismo, la cadena y el cilindro.

Cálculo de la potencia requerida para movilizar los 4 ganchos de alimentación y distribución.

De la ecuación:

$$T = \frac{63.000 P}{N \left(\frac{D}{2}\right)} \quad (4.127)$$

Como ya conocemos la tensión producida despejamos y calculamos la potencia necesaria.

$$P = \frac{T.N. \left(\frac{D}{2}\right)}{63.000} = \frac{(1.166 \text{ lbf}) \cdot (17) \cdot \left(\frac{11 \text{ pulgadas}}{2}\right)}{63.000} = 1,73 \text{ hp}$$

Con el valor de la potencia obtenida y las rpm requeridas por el sistema se seleccionó un motor electrohidráulico modelo **TF 140** del catálogo de Parker, cuyas características se pueden observar en el apéndice A-3.

Se puede observar que el motor gira 370 revoluciones por minuto la cual es superior a la deseada, por lo que se colocará un control de flujo sin check marca Parker (NPT), con el fin de regular el caudal de fluido que entra al motor y de esa manera obtener las rpm necesarias.

A continuación determinamos la velocidad periférica de la cadena a través de la siguiente ecuación.

$$V_p = \frac{N \times P \times \omega}{12} \tag{4.44}$$

$$V_p = \frac{17 \times 2" \times 40}{12} = 113,33 \text{ Pie}/\text{min}$$

Con este resultado se observa el apéndice A-2 y se determina que el tipo de lubricación recomendado es:

Lubricación tipo I: lubricación manual o por goteo. Para lubricación manual el aceite se aplica con una brocha o un pistón surtidor, de preferencia cuando menos cada 8 horas de operación. Para alimentación por goteo, el aceite es alimentado directamente hacia las placas de los eslabones de cada tramo de cadena.

Dada la disposición del mecanismo se calculo por geometría la longitud de la cadena obteniendo el siguiente valor:

$$L = \frac{9,51 \text{ m}}{0,0254 \text{ m} \times (2"/\text{paso})} = 187,2 \text{ pasos} \approx 188 \text{ pasos}$$

Luego se calcula el ángulo de contacto para ambas ruedas respectivamente mediante, por ser ruedas del mismo número de dientes el ángulo de contacto entre la cadena y las ruedas dentadas será de $\theta_p = \theta_g = 180^\circ$

Cálculo del diámetro del eje.

Se trabajará con acero estructural AISI 1020 cuyas propiedades son las siguientes:

$$S_y = 29.700 \text{ psi} \approx 204,77 \text{ mPa}$$

$$S_{ult} = 55.100 \text{ psi} \approx 379,9 \text{ mPa}$$

Se trabajará con un factor de seguridad de 3, porque las tensiones o esfuerzos de flexión son por completo inversos y sucesivos debido a que el eje gira dado que los materiales dúctiles muestran un mayor desempeño bajo tales cargas; (Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, segunda edición).

Calculamos el diámetro a flexión completamente invertida torsión constante.

$$d = \left[\frac{32fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{kf.Mr}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.53)$$

Se procede a fijar los siguientes factores de corrección.

Para un diámetro mayor de 2 pulgadas hasta 10 pulgadas.

$$C_s = (d)^{-0,19} \quad (4.52)$$

$$C_s = (3)^{-0,19} \quad C_s = 0,81$$

Factor de confiabilidad Cr

Confiabilidad deseada del 99,9% Cr=0,75

Factor de temperatura Ct

$$C_t=1$$

Factor de efectos diversos C_m

$$C_m=1$$

$$S'_n = S_n C_s C_r C_t C_m \quad (4.52)$$

$$S'_n = (27.550 \text{psi})(0,81)(0,75)(1)(1)$$

$$S'_n = 16.736,625 \text{psi}$$

El momento flector resultante viene dado por:

$$Mr = \sqrt{(Mry)^2 + (Mrz)^2} \quad (4.53)$$

$$Mr = \sqrt{(37,11)^2 + (0)^2}$$

$$Mr = 37,11 \text{ Kg.m} \left(\frac{1 \text{in}}{0,0254 \text{m}} \right) \left(\frac{2,20 \text{lbf}}{1 \text{kgf}} \right)$$

$$Mr = 3.214,25 \text{ lbf} * \text{pulgadas}$$

El valor momento torsor es igual a

$$T = \frac{F}{\frac{D}{2}} \quad (4.56)$$

$$T = \frac{1.166 \text{ lbf}}{11"/2} = 212 \text{ lbf.pulgadas}$$

Ahora sustituimos en la fórmula y trabajando con un factor de seguridad igual a 3 calculamos el diámetro.

$$d = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1)(3.214,65 \text{ lbf.tn})}{16.736,625 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{212 \text{ lbf.tn}}{36.000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 1,80 \text{ pulgadas} = 45,72 \text{ mm}$$

A pesar de que el valor obtenido nos indica que con un eje de 1,80 pulgadas de diámetros es suficiente por razones de unificación con la línea actual se colocarán ejes de 2,5 pulgadas.

Para poder transmitir la potencia a los otros tres ganchos de arrastre de cada zona, se optará por colocar unido a cada eje macizo un tubo hueco de 3 pulgadas Sch std material A-106-B, mediante una brida RFWN A-192-304 / A-105.

Selección de las chumaceras de soporte del eje.

Solo soportaran cargas radiales por lo tanto se seleccionarán chumaceras compuestas de rodamientos de bola. Determinamos la capacidad de carga dinámica que debe poseer el rodamiento.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\rho} 10^6 \quad (4.57)$$

De donde

- C= carga dinámica
- P= Carga a soportar en KN
- ρ = Exponente de vida, como es un rodamiento de bola $\rho = 3$

$$P = \sqrt{(R_y)^2 + (R_z)^2} \quad (4.58)$$

$$P = \sqrt{(265)^2 + (0)^2}$$

$$P = 265 \text{ Kgf} = 2,58 \text{ KN}$$

L= Vida en revoluciones (no conocemos su valor calculamos factor de esfuerzo fl)

De las tablas obtenemos que fl=2,5

Sustituyendo en la siguiente fórmula:

$$fl = \sqrt[\rho]{\frac{Lh}{500}} \quad (4.59)$$

Despejando y sustituyendo.

$$Lh = 7.812,5 \text{ horas}$$

$$Ld = (Lh)(N) \left(\frac{60h}{\text{min}} \right) \quad (4.60)$$

$$Ld = (7.812,5h)(140rpm) \left(\frac{60h}{\text{min}} \right)$$

$$Ld = 65.625.000 \text{ rev}$$

Calculando C.

$$C = \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot P \quad (4.61)$$

$$C = \left(\frac{65.625.000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot (2,68 \text{ KN})$$

$$C = 10,8 \text{ KN}$$

Con este valor entramos en los catálogos de la KFB del año 2001 y se selecciono una chumacera flange FB J

Las características de la chumacera seleccionada son las siguientes:

$$\text{Chumacera UCF } 2^{1/2"} \left\{ \begin{array}{l} d= 63,5 \text{ mm} \\ C_a=29 \text{ KN} \\ C_o=23,2 \text{ KN} \end{array} \right.$$

Se puede observar que la carga que soporta el rodamiento seleccionado es mayor a la carga producida.

Placa de apoyo para las columnas.

$$\sigma_{\text{Concreto}} = \frac{F}{A} \quad (4.128)$$

El esfuerzo promedio del concreto es 45 kgf/cm^2

Resolviendo de la ecuación anterior.

$$A = \frac{1.375 \text{ Kgf}}{45 \text{ Kgf/cm}^2} = 30,55 \text{ cm}^2$$

$$A = L * L \quad (4.129)$$

De donde se deduce que $L > 6\text{cm}$.

4.4 Estudiar la factibilidad del sistema diseñado.

4.4.1 Factibilidad técnica.

Trabajos Industriales y Mecánicos, C.A. (TRIME, C.A.), es una empresa consolidada en el país con más de 30 años en el mercado venezolano capaz de prestar servicios para la ejecución de obras en las especialidades de Mecánica, Obras y Construcciones Civiles, Electricidad e Instrumentación.

TRIME cuenta con la capacidad tanto técnica como económica para la realización de este proyecto, ya que cuenta con todo lo necesario como lo es:

- Personal capacitado: TRIME, C.A. cuenta con un personal fijo de aproximadamente 1.250 personas compuesto por profesionales universitarios, técnicos, administrativos, supervisores, capataces y obreros; además de una nómina flotante en función de los contratos en ejecución que ha mediado los dos mil doscientos cincuenta (2.250) obreros en los últimos años.
- Materia Prima: en los talleres de TRIME, C.A. específicamente en el taller 3 (taller de carpintería metálica) se cuenta con los insumos que van de las láminas de acero, perfiles hasta los electrodos y tornillería, necesarios para realizar este proyecto de gran importancia para la organización
- Maquinaria Apropriada: TRIME, C.A. cuenta con lo necesario para la fabricación de las piezas requeridas, ya que cada uno de los talleres que las conforman se especializa en un proceso productivo.

Con lo expuesto anteriormente se puede observar que el proyecto es factible técnicamente ya que se cuenta con todos lo requerido para la elaboración del mismo como lo es la materia prima, las maquinarias y la mano de obra calificada.

Se estima que el proceso de fabricación del sistema en su totalidad sea de unas 14 semanas.

4.4.2 Factibilidad económica.

El presente estudio económico es uno de los puntos de más interés por parte de la empresa, por lo que requieren de un proyecto de gran factibilidad económica.

Para la evaluación económica, es necesario conocer los costos presentes para el proyecto, así que para este análisis se necesita.

- Inversión inicial (II).
- Costo operacional. (Cop)
- Ingresos brutos (IB).

Considerando las siguientes apreciaciones

- Vida útil de 20 años.
- Una producción promedio de 500 toneladas de estructura al año debido a la baja demanda en la actualidad; a pesar de que el sistema está en la capacidad de producir 9.000 toneladas de estructuras anuales.
- Un $i=8\%$ (Tasa mínima de rendimiento)

Trabajando con el método del equivalente capitalizado se puede deducir lo siguiente.

En la tabla 4.18 se muestran los gastos totales de la inversión inicial.

Tabla 4.18. Gastos totales de la inversión inicial.

Resumen de precios			
Ítem	Actividad	Costo (Bs) Fabricación	Costo (Bs) Fabricación
1	Fabricación y soldadura equipo		1.693.341,36
	Materiales consumibles	40.269,42	
	Materiales directos	1.085.956,44	
	Mano de obra	347.490,45	
	Maquinarias	219.625,06	
2	Tratamientos superficiales (Sand Blasting y Pintura) Exterior		117.261,45
3	QA/QC		3.400,00
	Rayos X	-	
	Inspector ASME	-	
	NDT	3.400,00	
	Pruebas de Impacto	-	
	Pruebas de Dureza	-	
4	Pruebas y ensayos		0,00
5	Ingeniería		6.773,37
6	Tratamiento Térmico		0,00
		Subtotal	1.820.776,17
7	Gastos administrativos		182.077,62
8	Utilidad		300.428,07
		Subtotal	2.303.281,86
9	Transporte DDP		0,00
	TOTAL PRECIO UNITARIO		2.303.281,86
	Cantidad		1,00
	TOTAL PRECIO		2.303.281,86

Para mayor detalle ver apéndice A-4.

Los costos operacionales vienen dados para una producción de 500 toneladas al año.

Tabla 4.19. Costos operacionales.

Mano de obra	471.975 Bs
Maquinaria	1.792.350 Bs
Materiales consumidos	188.474 Bs
Materiales directos	2.797.201 Bs
Total	5.250.000 Bs

Para mayor detalle ver apéndice A-4.

De los archivos de la empresa se pudo conocer que el promedio de toneladas de estructura trabajadas en la línea de corte y punzonado en los últimos años fue de unas 500 toneladas anuales por lo que los ingresos brutos se estimaran con dicha producción.

Dado que el precio de venta de una tonelada de estructura es de 12.000 Bs los ingresos brutos vienen dados por la siguiente expresión

$$IB = \left(12.000 \frac{Bs}{toneladas} \right) \times (500 toneladas) = 6.000.000 Bs$$

En la siguiente grafica se muestran los distintos flujos monetarios en una escala a través del tiempo.

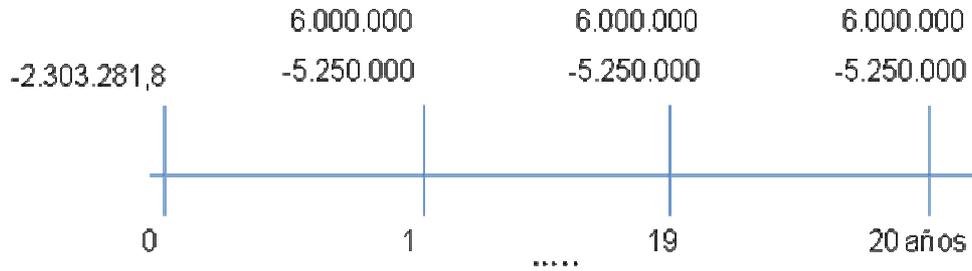


Figura 4.55. Flujos monetarios a través del tiempo.

Ahora procedemos a calcular el equivalente capitalizado.

$$VA(8\%) = -2.303.281,8 - 5.250.000(P/R_{8\%,20}) + 6.000.000(P/R_{8\%,20}) \quad (4.130)$$

$$VA(10\%) = -2.303.281,8 - 5.250.000\left(\frac{1}{0,08}\right) + 6.000.000\left(\frac{1}{0,08}\right)$$

$$VA(8\%) = 7.071.718,2$$

Por lo tanto se puede considerar que el proyecto es rentable ya que:

$$VA(8\%) > 0$$

Por lo que los ingresos del proyecto superan a los costos, incluyendo la tasa mínima de rendimiento, en una cantidad de dinero equivalente a la magnitud del valor actual. Por lo que el proyecto genera beneficios superiores al mínimo exigido.

Ahora procedemos a calcular el tiempo de pago, en la siguiente figura observamos los flujos monetarios del proyecto en una escala de tiempo.

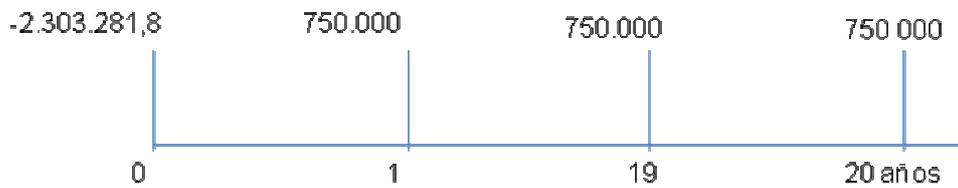


Figura 4.56. Flujos monetarios del proyecto en una escala de tiempo.

Aplicando la siguiente ecuación.

$$-I + \sum_{t=1}^{r^*} Ft = 0 \quad (4.131)$$

$$t = 1, -2.303.281,8 \text{ Bs} + 750.000 \text{ Bs} = -1.553.281,8 \text{ Bs}$$

$$t = 2, -2.303.281,8 \text{ Bs} + (2)750.000 \text{ Bs} = -803.281,8 \text{ Bs}$$

$$t = 3, -2.303.281,8 \text{ Bs} + (3)750.000 \text{ Bs} = -53.381,8 \text{ Bs}$$

$$t = 4, -2.303.281,8 \text{ Bs} + (4)750.000 \text{ Bs} = 696.718,2 \text{ Bs}$$

Lo cual nos indica que se requiere de cuatro años para que los ingresos netos del proyecto recuperen totalmente la inversión.

Con los resultados obtenidos se puede observar que este proyecto es factible económicamente ya que el retorno de la inversión será en cuatro años.

4.5 Evaluar el incremento en la producción del nuevo sistema.

Comparando el nuevo sistema con el actual se puede observar que la producción va a sufrir un incremento, esto se deberá a que con el nuevo sistema que constara de una mayor capacidad de trabajo dado a que se le incorporara un nuevo módulo de corte con lo que permitirá que el trabajo de acondicionamiento de las vigas se realice en menor tiempo.

También se puede observar que dada la nueva distribución de los módulos tanto de corte como perforado, mediante la incorporación de nuevas mesas transportadoras al sistema actual permitirá que no se produzcan cuellos de botellas entre un módulo y otro como al presente ocurre dado a que ambos módulos están ubicados en paralelo.

Como ya se menciono anteriormente en la actualidad el tiempo de corte de una viga promedio es de 4 minutos y el perforado es de 10 segundos por perforación.

Una vez definido las estaciones de trabajo y considerado los tiempos de operación, puesta a punto y de transición, para la producción de vigas a partir de una de 12m de longitud para la fabricación de 4 piezas con 8 perforaciones y un corte por unidad. Se puede desarrollar el siguiente diagrama de precedencias. Figura 4.57.

Con la incorporación de un nuevo módulo de corte y la nueva distribución se podrá realizar ambos procesos de forma simultánea pudiendo obtener al cabo del mismo periodo de tiempo el doble de la producción actual. Ya que se podrán cortar dos perfiles simultáneamente en cada modulo de corte, mientras que un tercero puede ser perforado al mismo tiempo.

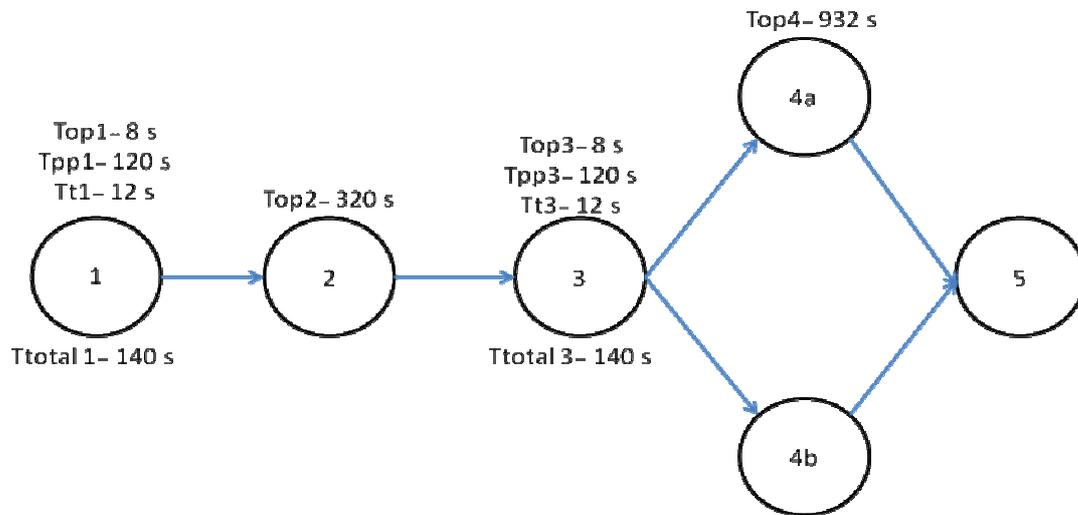


Figura 4.57. Diagrama de precedencia.

Leyenda:

Top: Tiempo de operación.

Tpp: Tiempo de puesta a punto.

Tt: tiempo de transición.

Con los datos antes suministrados y el diagrama se puede determinar que el tiempo de fabricación de una pieza a partir de un perfil HEA 260 con 8 perforaciones y un corte es igual a $T_f = 272,4$ s mientras que en la línea actual el tiempo de fabricación es de 510,66 s, lo que significa que la producción se aumentara en un 87,4%.

CAPÍTULO 5

Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones.

- El diseño automatizado de alimentación distribución y descarga de la máquina, garantiza un proceso de producción continuo, con lo que se disminuye el tiempo de ocio.
- El rediseño de la línea de corte y perforado garantizara un aumento del 87,4% en la producción.
- El gancho de alimentación y distribución diseñado es un equipo de gran capacidad, bajo costo en mantenimiento y de bajo consumo energético lo cual hace un mecanismo apropiado para el sistema diseñado.
- El proyecto puede ser realizado por que se cuenta con los componentes necesarios, materia prima requerida, la maquinaria y herramientas apropiadas y la mano de obra calificada.
- El proyecto tendrá una vida de 20 años, terminándose de pagar el costo del mismo en un lapso de 4 años, lo que quiere decir que la inversión es rentable para la empresa.

- Las mesas de rodillos fueron diseñadas con la finalidad de poder albergar cualquier tipo de viga, lo cual hace la línea más versátil.

5.2 Recomendaciones.

- Instalar rodamientos guías en los laterales de la mesas de los rodillos para permitir el mejor traslado de las vigas a través de ellas.
- Realizar un estudio exhaustivo de las cargas sobre los rodillos para determinar si pueden utilizar tubos para ello, con el fin de reducir los costos.
- Invertir en un nuevo sistema hidráulico con el fin de disminuir los tramos de bombeo, y con ellos las pérdidas en las líneas.
- Disponer los perfiles en las mesas tanto de alimentación como en la intermedia y la descarga una tras de otra y no colocarlas una encima de la otra.
- Adiestrar a los operadores encargados del área sobre el nuevo modo de uso de la línea.
- Crear un plan de mantenimiento que incluya todo el conjunto de equipos y elemento que conforman el sistema.
- Disponer un sistema de PLC como sistema de control ya que es más flexible más fácil de montar y económico.
- Utilizar grúas pórticos para la disposición de las vigas en la zona de alimentación y las descargas de las mismas.

Referencias Bibliográficas.

- Alvarado L; De Betancourt C; De Salama Inés. “Evaluación de proyectos de inversión”. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería Industrial. Quinta reimpresión.
- American Welding Society. (1989). “Welding Handbook”. Octava edición, Miami, Florida, Estados Unidos.
- Andrew Pytel y Ferdinand L. Singer, (2005) “Resistencia de materiales”. OXFORD university press, Cuarta edición.
- Cabiperca, cabillas y perfiles C.A, (1999). “Catalogó general de productos”
- Catalogo de rodamientos. (2001). “Rodamientos KFB”, Miami, Estados Unidos.
- Manual o Steel Construction. (1998) “Load & Resistance Factor Design” Volumen I, II. American Institute Construction, Inc, Estados Unidos.
- Mott R. “Diseño de elementos de máquinas”. (1995), University of Dayton. Segunda edición.
- Omer W. Blodgett, (1966). “Design of welded structures”. The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland Estados Unidos.

- Prieto. C. “Fundamentos metodológicos para proyectos de cintas y cadenas transportadora”. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería Mecánica. Primera impresión.
- Properca, productora de perfiles C.A, (1997). “Manual de estructuras de acero”. Tomo I, Caracas, Venezuela.
- Peter Karminsky. (1982). “Manual de tornillería”. Impreso por Catalograf, Caracas, Venezuela.
- Tassoni, Danilo (2007). “Elementos de Máquinas”. Universidad de Carabobo.
- Palma Rafael y Portillo Heberto. (2002). “Evaluación y optimización del sistema de transporte de planchas de acero de una empresa metal mecánica para la reparación y construcción de embarcaciones navales”. Universidad de Carabobo.

A.1. Selección de la mejor solución.

A.1.1 Probables soluciones VS restricciones.

En primer lugar se realiza la confrontación entre las probables soluciones vs, las restricciones como se puede apreciar en la tabla A.1.1

Tabla A.1.1. Posibles soluciones VS. Restricciones.

Posibles soluciones Restricciones	PS1	PS2	PS3
R1	Si	Si	Si
R2	No	Si	Si
R3		Si	Si
R4		Si	Si

Como podemos observar las probables soluciones 2 y 3 se convierten en soluciones factibles, ya que cumplen con todas las restricciones. Las demás posibles soluciones se descartan.

(PS)2.....S1

(PS) 3.....S2

A.1.2 Ponderación de criterios.

Supongamos que $C_1, C_2, C_3, \dots, C_k$; son los criterios seleccionados para una probable solución. Se procede luego a ponderar los criterios de acuerdo al orden de importancia relativa. Dentro de una escala numérica previamente establecida, se asigna un valor a cada uno de los criterios. El mayor valor corresponderá al criterio más relevante. Sean $(PC)_1, (PC)_2, (PC)_3, \dots, (PC)_k$, los valores elegidos para cada uno de los criterios anteriores.

Tabla A.1.2. Ponderación de criterios.

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	Nro. de veces	PCx
C1							4	PC1= 5
C2	C1						3	PC2= 4
C3	C1	C2					0	PC3= 1
C4	C1	C2	C4				1	PC4= 2
C5	C1	C2	C5	C5			2	PC5= 3
C6	C6	C6	C6	C6	C6		5	PC6= 6
Orden de Importancia.	2do	3ro	6to	5to	4to	1ro		

Tabla A.1.3. Verificación lógica de la ponderación de los criterios.

	Columna 2		Columna 4		
(2,3)	$C2 < C1 > C3$	$C2 \text{ ó } C3$	(4,5)	$C4 > C3 < C5$	$C4 \text{ ó } C5$
(2,4)	$C2 < C1 > C4$	$C2 \text{ ó } C4$	(4,6)	$C4 > C3 > C6$	$C4 \text{ ó } C6$
(2,5)	$C2 < C1 > C5$	$C2 \text{ ó } C5$	(4,5)	$C4 < C2 > C5$	$C4 \text{ ó } C5$
(2,6)	$C2 < C1 < C6$	$C2 \text{ ó } C6$	(4,6)	$C4 < C2 < C6$	$C4 \text{ ó } C6$
			(4,5)	$C4 < C1 > C5$	$C4 \text{ ó } C5$

Columna 3		(4,6)	$C4 < C1 < C6$	$C4$ ó $C6$
(3,4)	$C3 < C2 > C4$	$C3$ ó $C4$	Columna 5	
(3,5)	$C3 < C2 > C5$	$C3$ ó $C5$	(5,6)	$C5 > C4 < C6$ $C5$ ó $C6$
(3,6)	$C3 < C2 < C6$	$C3$ ó $C6$	(5,6)	$C5 > C3 < C6$ $C5$ ó $C6$
(3,6)	$C3 < C1 < C6$	$C3$ ó $C6$	(5,6)	$C5 < C2 < C6$ $C5$ ó $C6$

A.1.3 Ponderación de las soluciones con respecto a cada criterio.

Considerando que $S_1, S_2, S_3, \dots, S_p$, son las alternativas que cumplen con todas las restricciones, es decir, las soluciones.

Procedemos, entonces, a ponderar estas soluciones de acuerdo al grado de aceptación respecto al criterio C_1 . Dentro de una escala numérica previamente establecida, se asigna un valor a cada una de las soluciones. El mayor valor corresponderá a la mejor solución con respecto al C_1 . Supongamos que, $P_{11}, P_{12}, P_{13}, \dots, P_{p1}$, sean valores fijados para cada una de las soluciones. Se repite el paso para cada uno de los criterios restantes.

Tabla A.1.4. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C_1 .

C_1	S_1	S_2	Nro. de veces	$P_{x1} = N$
S_1			0	$P_{11} = 1$
S_2	S_2		1	$P_{21} = 2$
Orden aceptación.	2do	1ro		

Tabla A.1.5 Ponderación de las soluciones respecto al criterio C2.

C2	S1	S2	Nro. de veces	Px1= N
S1			0	P11= 1
S2	S2		1	P21= 2
Orden aceptación.	2do	1ro		

Tabla A.1.6. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C3.

C3	S1	S2	Nro. de veces	Px1= N
S1			0	P11= 1
S2	S2		1	P21= 2
Orden aceptación.	2do	1ro		

Tabla A.1.7. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C4.

C4	S1	S2	Nro. de veces	Px1= N
S1			1	P11= 2
S2	S1		0	P21= 1
Orden aceptación.	1ro	2do		

Tabla A.1.8. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C5.

C5	S1	S2	Nro. de veces	Px1= N
S1			1	P11= 2
S2	S1		0	P21= 1
Orden aceptación.	1ro	2do		

Tabla A.1.9. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C6.

C6	S1	S2	Nro. de veces	Px1= N
S1			1	P11= 2
S2	S1		0	P21= 2
Orden aceptación.	1ro	2do		

A.1.3 Ponderación final.

Se efectúan las siguientes sumatorias para cada una de las soluciones.

Para la solución S₁ se tiene,

$$(PC)_{1.} P_{11} + (PC)_{2.}P_{12} + \dots + (PC)_{k.}P_{1k} = x_1$$

Para la solución S₂ se tiene,

$$(PC)_1 \cdot P_{21} + (PC)_2 \cdot P_{22} + \dots + (PC)_k \cdot P_{2k} = x_2$$

Para la solución S_p se tiene,

$$(PC)_1 \cdot P_{p1} + (PC)_2 \cdot P_{p2} + \dots + (PC)_k \cdot P_{pk} = x_p$$

La mejor solución será aquella cuya sumatoria sea mayor

La tabla A.1.10 muestra la sumatoria para cada solución.

Tabla A.1.9. Ponderación final.

PCx	P1x	(PCx)(P1x)	P2x	(PCx)(P2x)
5	1	(5)(1)	2	(5)(2)
4	1	(4)(1)	2	(4)(2)
1	1	(1)(1)	2	(1)(2)
2	2	(2)(2)	1	(2)(1)
3	2	(3)(2)	1	(3)(1)
6	2	(6)(2)	1	(6)(1)
Σ	$\Sigma (PCx)(P1x) = 32$		$\Sigma (PCx)(P2x) = 31$	

Como podemos observar, los resultados obtenidos de la ponderación final de soluciones otorgan a la Solución 1 mayor peso que las otras, por lo que esta solución se convierte en la solución definitiva a desarrollar.

A.2. Cadenas.

A.2.1 Parámetros de diseño para impulsores de cadena.

Las siguientes son recomendaciones generales para diseñar impulsores de cadena.

1. El número mínimo de dientes en una rueda dentada debe ser 17 a menos que el impulsor esté trabajando a una velocidad muy baja, menor de 100 hp.
2. La relación de velocidad máxima debe ser 7.0 aunque son factibles relaciones más altas. Se pueden utilizar dos o más fases de reducción para obtener relaciones más altas.
3. La distancia central entre los ejes de la rueda dentada debe ser de entre 30 y 50 pasos aproximadamente (30 a 50 veces el paso de la cadena).
4. El arco de contacto de la cadena en la rueda dentada más pequeño no debe ser menor a 120°.
5. En condiciones normales, la rueda dentada más grande no debe tener menos de 120 dientes.
6. La disposición más favorecida para un impulsor de cadena es con la línea central de las ruedas centrales horizontales y con el lado tensado en la parte superior.
7. La longitud de la cadena debe ser un múltiplo completo del paso, y se recomienda un número par de pasos. La distancia central debe hacerse ajustable para adaptar la longitud de la cadena y compensar

la tolerancia y desgastes. Un juego excesivo en el lado flojo debe evitarse, sobre todo en impulsores no horizontales. Una relación conveniente entre la distancia central (C), la longitud de la cadena (L), número de dientes en la rueda dentada pequeña (N_1) y número de dientes en la rueda dentada grande (N_2), expresada en pasos, es

$$L = \left[2 \times C + \frac{N_g + N_p}{2} + \frac{(N_g - N_p)^2}{4 \times \pi^2 \times C} \right]$$

La distancia central teóricamente exacta para una longitud particular de cadena, de nuevo en pasos, es

$$C_c = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_g + N_p}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_g + N_p}{2} \right)^2 - 8 \frac{(N_g - N_p)^2}{4 \times \pi^2 \times x}} \right]$$

La distancia central teórica no supone juego ni en el lado tensado ni en el lado flojo de la cadena y por consiguiente es un máximo. Se deben prever tolerancias o ajustes negativos.

8. El diámetro de paso de una rueda dentada que con N dientes para una cadena con un paso p es:

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N}\right)}$$

9. El diámetro mínimo de rueda dentada y por lo tanto el número mínimo de dientes en una rueda dentada está, con frecuencia, limitado por el tamaño de la flecha en la que se monta.

A.2.2 Lubricación.

Los fabricantes de cadenas recomiendan tres métodos distintos para aplicar lubricación, dependiendo de la velocidad lineal de la cadena. Un suministro constante de aceite limpio es fundamental para una operación suave y una vida útil satisfactoria del impulsor de cadena. Si bien pueden existir diferencias mínimas entre fabricantes, los siguientes son los parámetros generales que corresponden a límites de velocidad.

Tipo I (170 a 650 pies/minutos). Lubricación manual o por goteo. Para lubricación manual el aceite se aplica con una brocha o un pitón surtidor, de preferencias cuando menos cada 8 horas de operación. Para alimentación de goteo de la lubricación, el aceite es alimentado directamente hacia las placas de los eslabones de cada tramo de cadena.

Tipo II (650 a 1.500 pies/minutos). Lubricación por baño o disco: la cubierta de la cadena proporciona un colector de aceite en el que la cadena se sumerge en forma constante. Como alternativa, un disco o eslinga puede conectarse a uno de los ejes para levantar aceite hacia un conducto arriba del tramo inferior de la cadena. Después de la cadena transportar una corriente de aceite hacia la cadena, por consecuencia, la propia cadena no necesita sumergirse en el aceite.

Tipo III (por arriba de 1.500 pies/minutos). Lubricación por flujo de aceite. Una bomba de aceite alimenta un flujo continuo de aceite en la parte inferior de la cadena.



Torqmotor™

Serie TF / TG / TH / TK max. 49 KW

Langsamlaufender Hydraulik-Motor

Low-speed hydraulic motor

Moteur lent système hydraulique

Motore idraulico a bassa velocità

*Catalogue HY30-3213/DE/UK/FR/IT
September 2006*



DE Hinweis

Die in diesem Katalog oder in Form anderer Informationen durch die Parker Hannifin GmbH, ihre Niederlassungen, Vertriebsbüros oder ihre autorisierten Werksvertretungen gemachten Angaben sind für Anwender mit Sachkenntnissen bestimmt. Vom Anwender ist eine Überprüfung der über das ausgewählte Produkt gemachten Angaben auf Eignung für die geforderten Funktionen erforderlich. Bedingt durch die unterschiedlichen Aufgaben und Arbeitsabläufe in einem System muss der Anwender prüfen und sicherstellen, dass durch die Eigenschaften des Produkts alle Forderungen hinsichtlich Funktion und Sicherheit des Systems erfüllt werden.

UK Note

This document and other information from Parker Hannifin GmbH, its subsidiaries, sales offices and authorized distributors provide product or system options for further investigation by users having technical expertise. Before you select or use any product or system it is important that you analyse all aspects of your application and review the information concerning the product or system in the current product catalogue. Due to the variety of operating conditions and applications for these products or systems, the user, through his own analysis and testing, is solely responsible for making the final selection of the products and systems and assuring that all performance and safety requirements of the application are met. The products are subject to change by Parker Hannifin GmbH at any time without notice.

FR Note

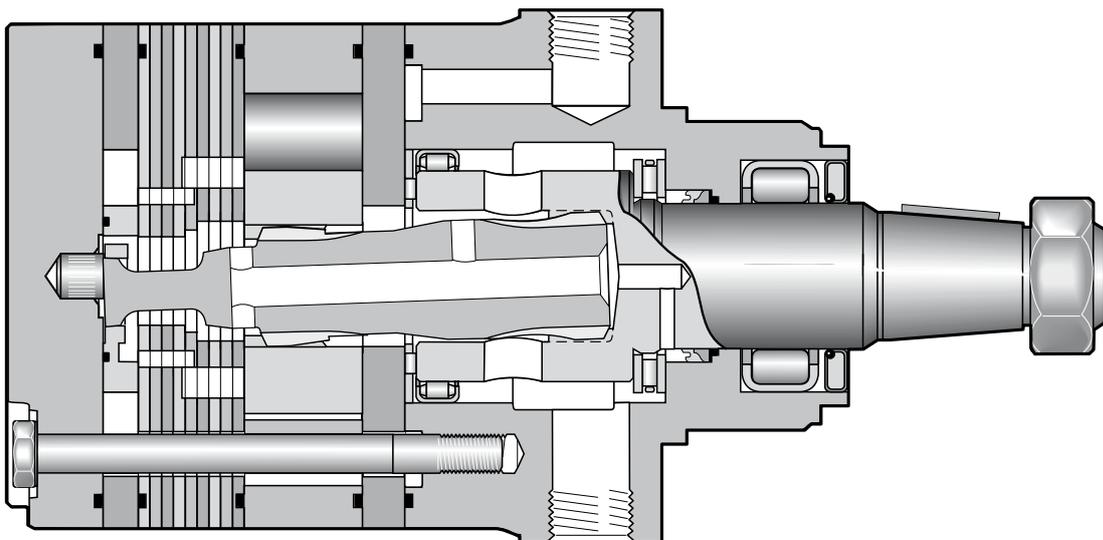
Les indications données dans le présent catalogue ainsi que toutes autres informations fournies par Parker Hannifin GmbH, ses succursales, ses bureaux de vente ou ses représentations d'usine autorisées sont destinées aux utilisateurs ayant des connaissances techniques en la matière. L'utilisateur devra procéder à une vérification des indications faites sur le produit sélectionné pour savoir s'il est bien approprié aux fonctions demandées. Dû aux conditions environnementales variées dans les quelles ces composants et ces systèmes doivent opérer, l'utilisateur doit vérifier et s'assurer que les propriétés du produits répondent bien à toutes les exigences relatives au fonctionnement et à la sécurité du système.

IT Avvertenza

Le indicazioni fatte nel presente catalogo o sotto forma di altre informazioni dalla Parker Hannifin GmbH, dalle sue filiali, uffici di vendita o dalle sue consociate autorizzate, sono destinate a utenti con conoscenze tecniche. L'utente è tenuto a verificare che le indicazioni fatte sul prodotto scelto siano conformi alle funzioni richieste. A causa delle diverse applicazioni e condizioni d'impiego, l'utente deve verificare e assicurare che le proprietà del prodotto soddisfino tutte le esigenze relative al funzionamento e alla sicurezza del sistema.

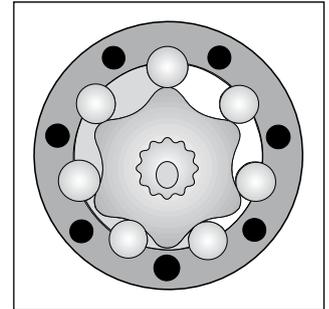
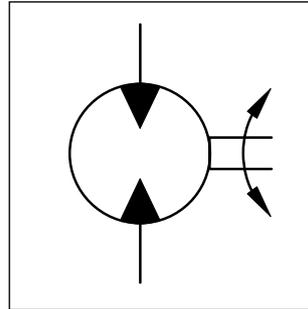
Description DE				Series	Page
	UK	FR	IT		
Merkmale	Features	Caractéristique	Carratteristiche	TF	4
Kenndaten	Performance	Puissance	Prestazioni	TF	5
Gehäuse	Housing	Carter	Corpo	TF	6
Anschlüsse	Ports	Orifices	Conessioni	TF	8
Endanschluss	Rear Ports	Orifices arrières	Conessioni posteriori	TF	9
Abtriebswelle	Coupling shaft	Arbre	Alberi	TF	10
Diagramme	Diagrams	Diagrammes	Diagrammi	TF	12
Lebensdauer	Life Time	Durée de vie	Durata	TF	14
Bestellschlüssel	Ordering Code	Système d. commande	Sistema di ordinazione	TF	15
Merkmale	Features	Caractéristique	Carratteristiche	TG	16
Kenndaten	Performance	Puissance	Prestazioni	TG	17
Gehäuse	Housing	Carter	Corpo	TG	18
Anschlüsse	Ports	Orifices	Conessioni	TG	20
Endanschluss	Rear Ports	Orifices arrières	Conessioni posteriori	TG	21
Abtriebswelle	Coupling shaft	Arbre	Alberi	TG	22
Diagramme	Diagrams	Diagrammes	Diagrammi	TG	23
Lebensdauer	Life Time	Durée de vie	Durata	TG	25
Bestellschlüssel	Ordering Code	Système d. commande	Sistema di ordinazione	TG	26
Merkmale	Features	Caractéristique	Carratteristiche	TH	27
Kenndaten	Performance	Puissance	Prestazioni	TH	28
Gehäuse	Housing	Carter	Corpo	TH	29
Anschlüsse	Ports	Orifices	Conessioni	TH	30
Abtriebswelle	Coupling shaft	Arbre	Alberi	TH	30
Endanschluss	Rear Ports	Orifices arrières	Conessioni posteriori	TH	31
Diagramme	Diagrams	Diagrammes	Diagrammi	TH	32
Lebensdauer	Life Time	Durée de vie	Durata	TH	34
Bestellschlüssel	Ordering Code	Système d. commande	Sistema di ordinazione	TH	35
Merkmale	Features	Caractéristique	Carratteristiche	TK	36
Kenndaten	Performance	Puissance	Prestazioni	TK	37
Gehäuse	Housing	Carter	Corpo	TK	38
Endanschluss	Rear Ports	Orifices arrières	Conessioni posteriori	TK	39
Abtriebswelle	Coupling shaft	Arbre	Giunto	TK	40
Diagramme	Diagrams	Diagrammes	Diagrammi	TK	41
Lebensdauer	Life Time	Durée de vie	Durata di vita	TK	42
Bestellschlüssel	Ordering Code	Système d. commande	Sistema di ordinazione	TK	43
Beispiel	Example	Exemple	Esempio	TF/TG/TH/TK	44
Schockventil	Crossover relief valve	Valve antichoc	Valvola anti-urto	TF / TG	45
				TF / TG / TH	46
Spülventil	Hot oil shuttle valve	Valve de rinçage	Valvola di scambio	TF / TG	47
				TH	48
Drehzahlsensor	Speed sensor	Compte-tours	Contagiri	TF / TG	49
Lamellenbremse	Multiple disc brake	Frein multi-disque	Freno multidisco	TF	51
				TF / TG	52
Merkmale	Features	Caractéristique	Carratteristiche	BG	55
Bestellschlüssel	Ordering Code	Système d. commande	Sistema di ordinazione	BG	56
Optionen Codes	Option Codes	Option Codes	Codici opzioni	TF / TG / TH	57
Betrieb	Operation	Mise en service	Istuzioni pez l' uso	all	58
Produktübersicht	Motor range	Gamme de moteurs	Gamma di motori	all	59

- **Langsamlaufender Gerotor-Motor**
 - **Spezielle Orbital-Steuerung**
Geringe interne Leckage
Hoher volumetrischer Wirkungsgrad
 - **Rollen im Rotorsatz**
Reduzierte Reibung
Lange Lebensdauer
 - **Patentierter Hochdruckwellendichtung**
Keine Leckölleitung
Keine Rückschlagventile
 - **Vielzahl von Varianten**
Großer Einsatzbereich
-
- **Moteur lent système Gerotor**
 - **Une distribution orbitale particulière assure**
fuites internes minimales
rendements volumétriques élevés
 - **Le rotor à rouleaux**
réduit les frottements
augmente la durée de vie
 - **Par l'utilisation de joints d'arbre haute pression brevetés**
pas de conduite de drainage
pas de clapets anti-retour
 - **Grâce à de nombreuses variantes**
larges domaines d'application
-
- **Low Speed Gerotor Motor**
 - **Zero leak commutation valve**
For greater, more consistent volumetric efficiency
 - **Roller vane rotor set**
Reduces friction and internal leakage
Maintaining efficiency throughout the life of the motor
 - **A patented high-pressure shaft seal**
No check valves needed
No extra plumbing
 - **Wide choice of displacement range, flange and shaft options**
Greater efficiency in systems design to suit your application
-
- **Motore orbitale a bassa velocità**
 - **Una particolare distribuzione orbitale assicura**
trafilamento ridotto
elevato rendimento volumetrico
 - **Con lo statore a rullini**
si riduce l'attrito interno
si mantiene nel tempo l'efficienza del motore
 - **Una guarnizione di tenuta ad alta pressione brevettata elimina la necessità**
di una linea di drenaggio esterna
e di valvole di non ritorno
 - **Un'ampia gamma di cilindrata, flange ed alberi**
consentono scelte adeguate ad ogni esigenza costruttiva



Performance

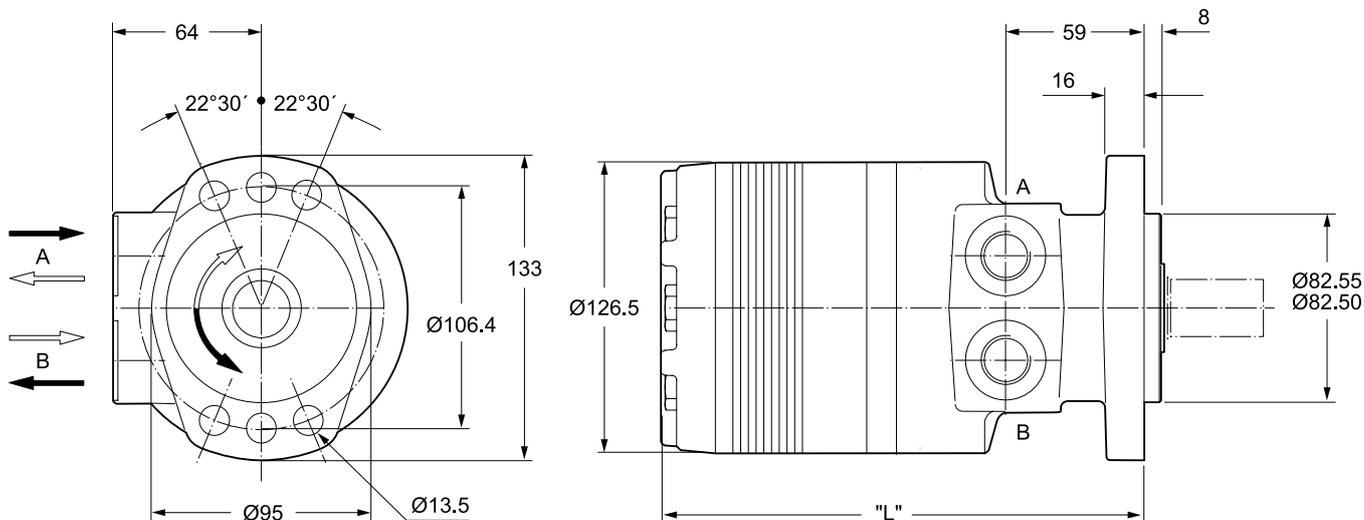
Drehzahl Speed Vitesse de rotation Velocità di rotazione	5...750 rev/min
Schluckstrom Oil flow Débit d'huile Portata	max. 100 l/min
Eingangsdruck Supply pressure Pression entrée Pressione in entrata	max. 300 bar
Drehmoment Torque Couple Coppia	max. 900 Nm
Seitenlast Side load Charges latérales Carico radiale	max. 16.000 N



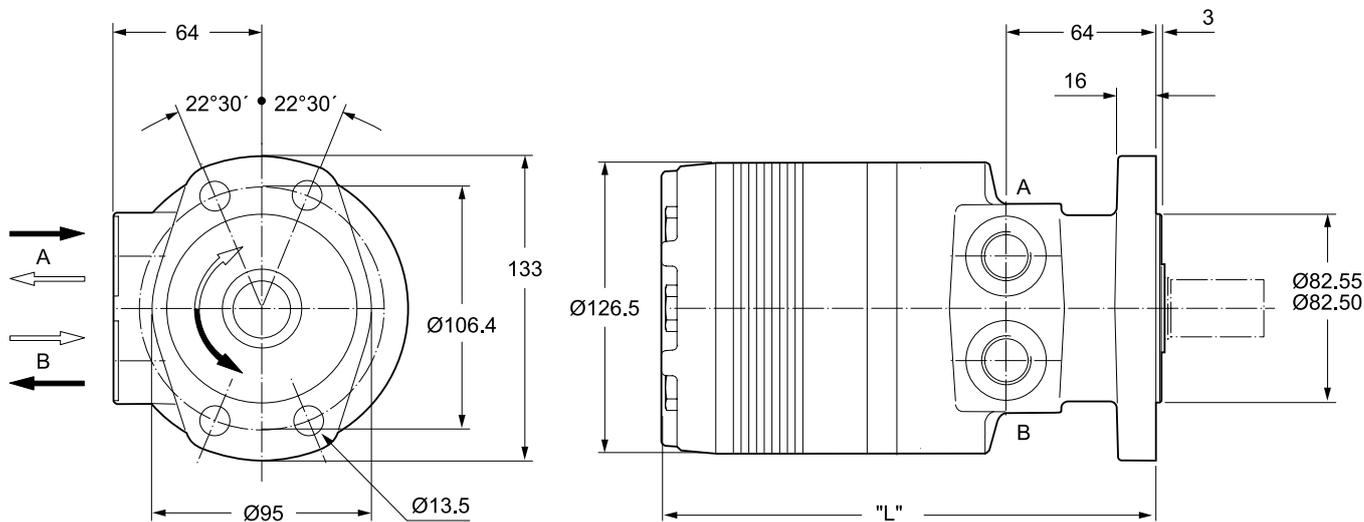
Motor series TF	Geom. Schluckvolumen Geometric displacement Cylindrée	Max. Drehzahl Max. speed Vitesse de rotation maxi Velocità di rotazione max	Max. Schluckstrom Max. oil flow Débit d'huile max Portata max	Max. Druckgefälle Max. differential pressure Chute de pression maxi Caduta di pressione max	Max. Eingangsdruck Max. supply pressure Pression maxi entrée Pressione max in entrata	Max. Drehmoment Max. torque Couple maxi Coppia maxi	Max. Leistungabgabe Max. performance Puisance de sortie maxi Potenza meccanica max	Min. Anlaufmoment Min. starting torque Couple min. fourni au démarrage Coppia min. di spunto
	cm ³ /U cm ³ /rev cm ³ /tr cm ³ /giro	cont / int U/min rev/min tr/min giri/min	cont / int l/min	cont / int bar	max bar	cont / int Nm	cont / int max. KW	cont / int Nm
TF 80	81	550/730	45/60	200/280	300	215/295	19	172/236
TF 100	100	600/750	60/75	160/240	300	210/315	21	168/252
TF 130	128	470/580	60/75	140/200	300	240/350	19	192/280
TF 140	141	370/530	60/75	140/200	300	250/390	18	197/308
TF 170	169	355/440	60/75	140/200	300	330/485	19	264/388
TF 195	197	300/380	60/75	140/200	300	380/560	19	304/448
TF 240	238	320/420	75/100	140/200	300	460/685	24	368/548
TF 280	280	270/350	75/100	140/200	300	550/800	24	440/640
TF 360	364	200/260	75/100	130/200	300	590/910	24	510/780
TF 405	405	170/230	75/100	130/175	300	650/910	21	575/789
TF 475	477	150/200	75/100	115/140	300	680/850	17	603/740

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

Code E

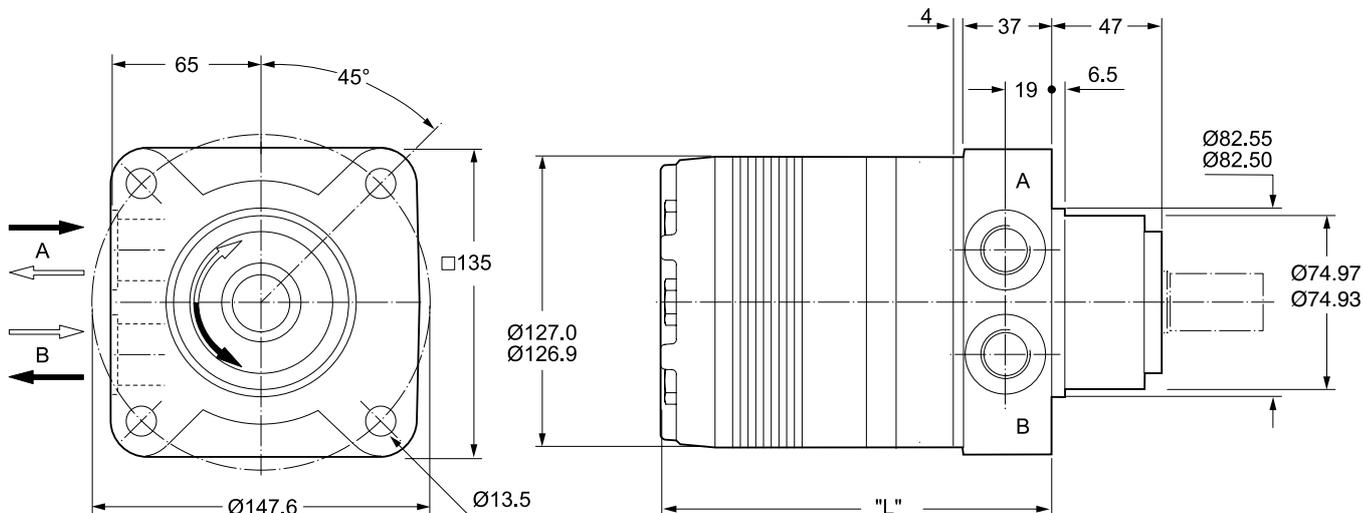


Code M

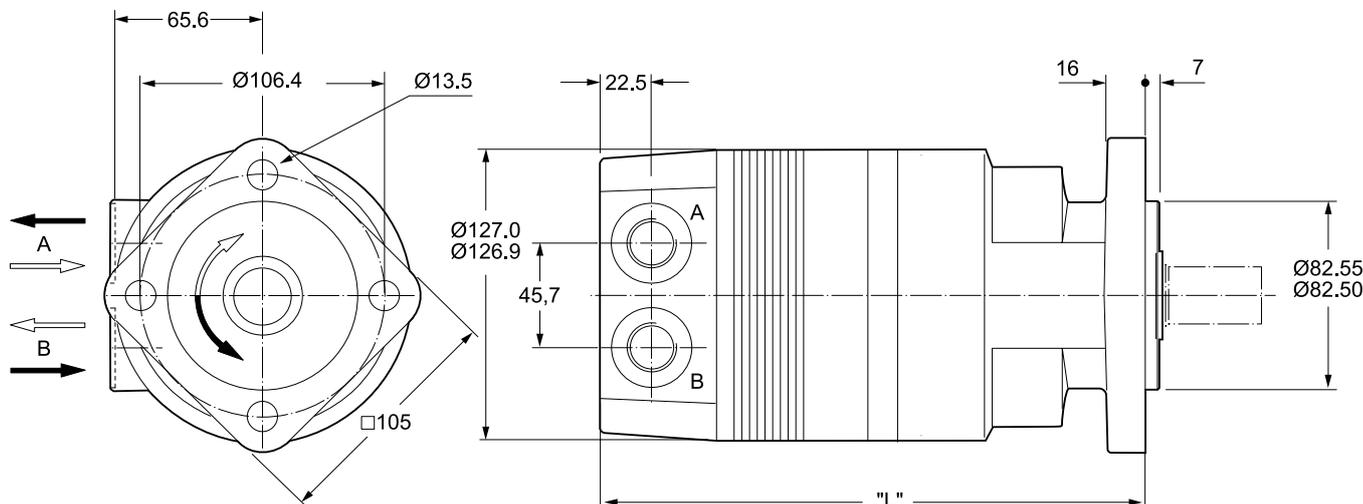


Gewicht / Weight		TF80	TF100	TF130	TF140	TF170	TF195	TF240	TF280	TF360	TF405	TF475
Poids / Peso	kg	13.6	13.7	13.9	14.0	14.2	14.7	15.0	15.5	16.0	16.5	17.5
Code E	"L" mm	186	186	189	191	194	197	202	206	215	220	229
Code M	"L" mm	191	191	194	196	199	202	207	212	220	225	234

Code H



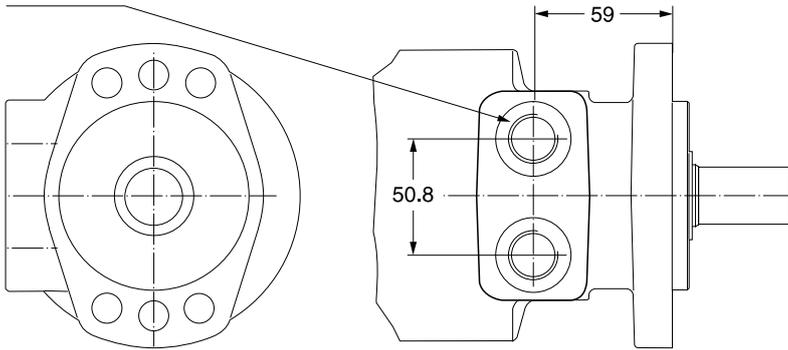
Code V



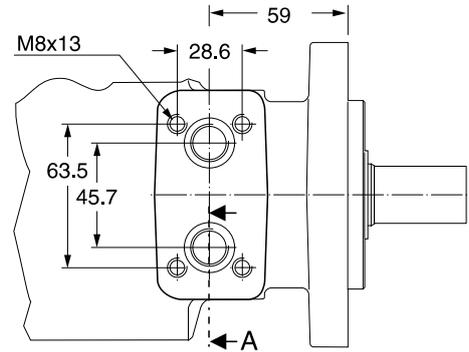
Gewicht / Weight		TF80	TF100	TF130	TF140	TF170	TF195	TF240	TF280	TF360	TF405	TF475
Poids / Peso	kg	14.0	14.0	14.2	14.3	14.6	14.9	15.3	15.6	16.3	17.0	17.5
Code H	"L" mm	146	146	149	151	154	157	162	167	175	180	189
Code V	"L" mm	213	213	216	218	221	224	229	233	242	247	256

Code W

G1/2 x 15

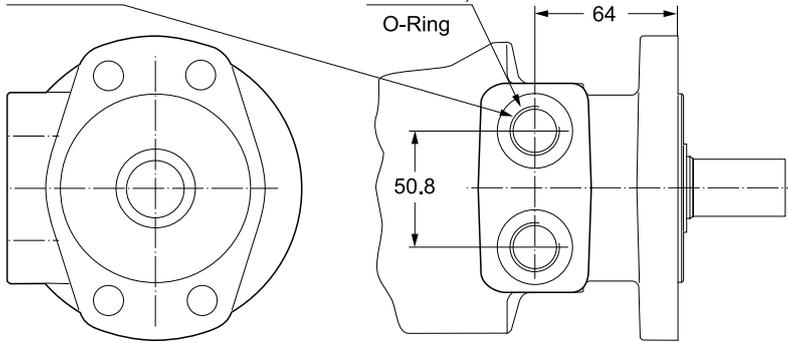


Code N



Code W

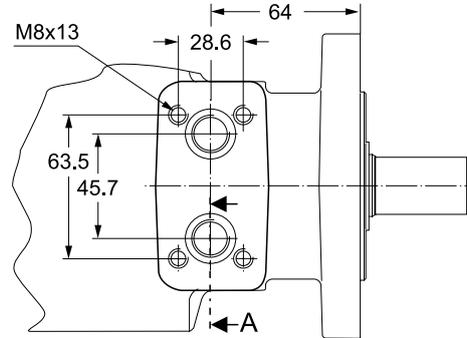
G1/2 x 15



Code V

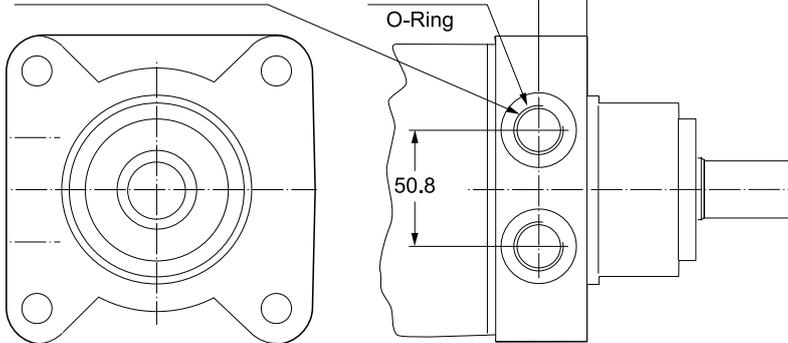
7/8-14UNF,
 O-Ring

Code N



Code W

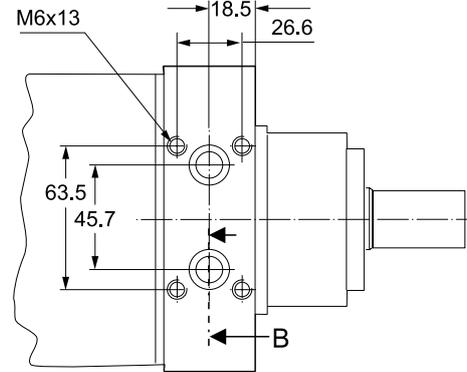
G1/2 x 15



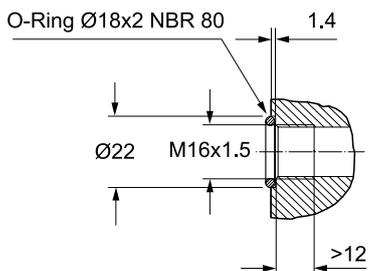
Code V

7/8-14UNF,
 O-Ring

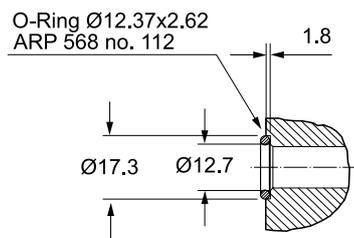
Code K



Section A



Section B



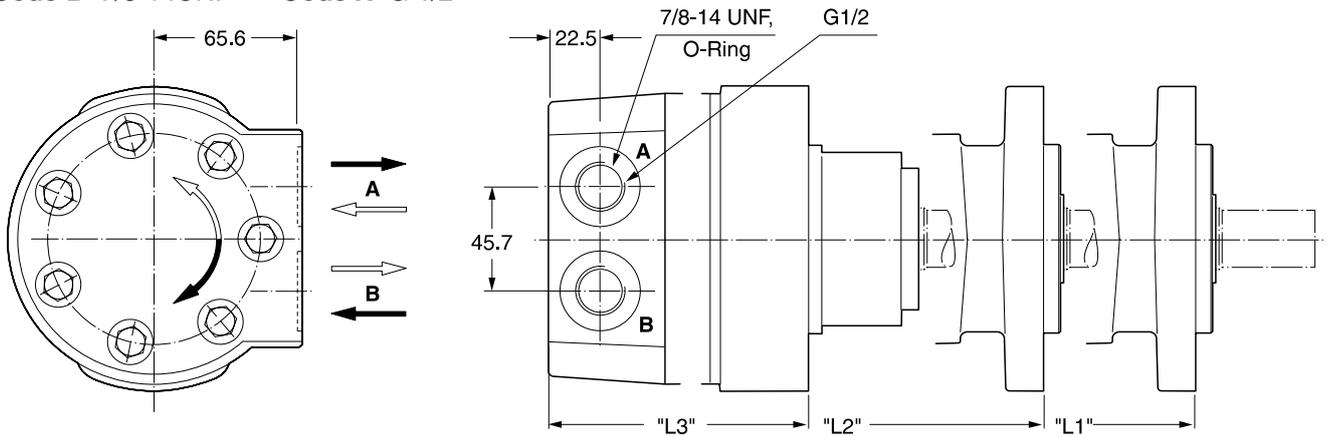
Zum Motor mit Universalanschluss werden 2 O-Ringe geliefert.

Motor with manifold mount is supplied with 2 O-rings.

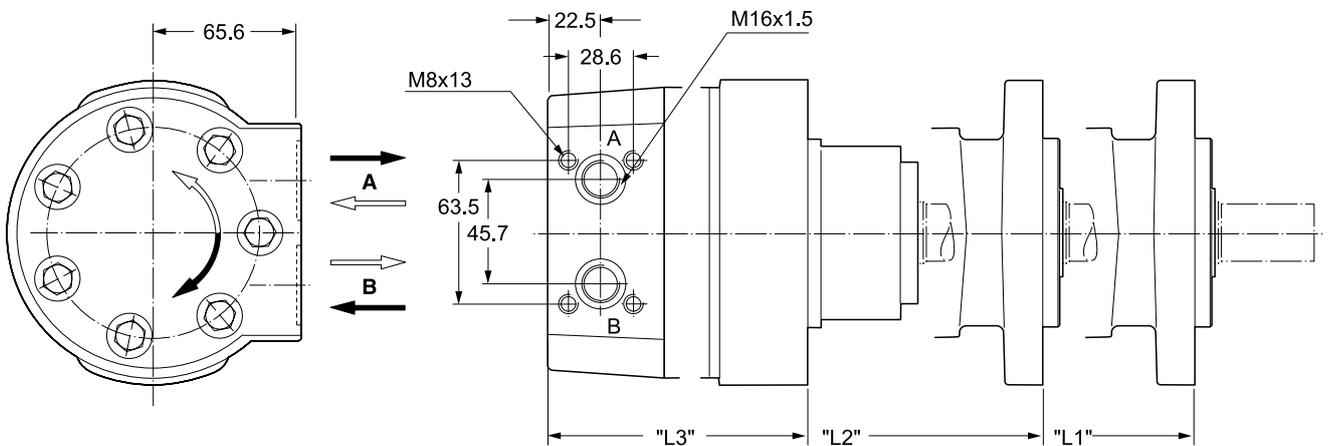
Deux joints toriques sont livrés avec les moteurs au plan de raccordement universel.

Il blocchetto connessioni è corredato da 2 OR.

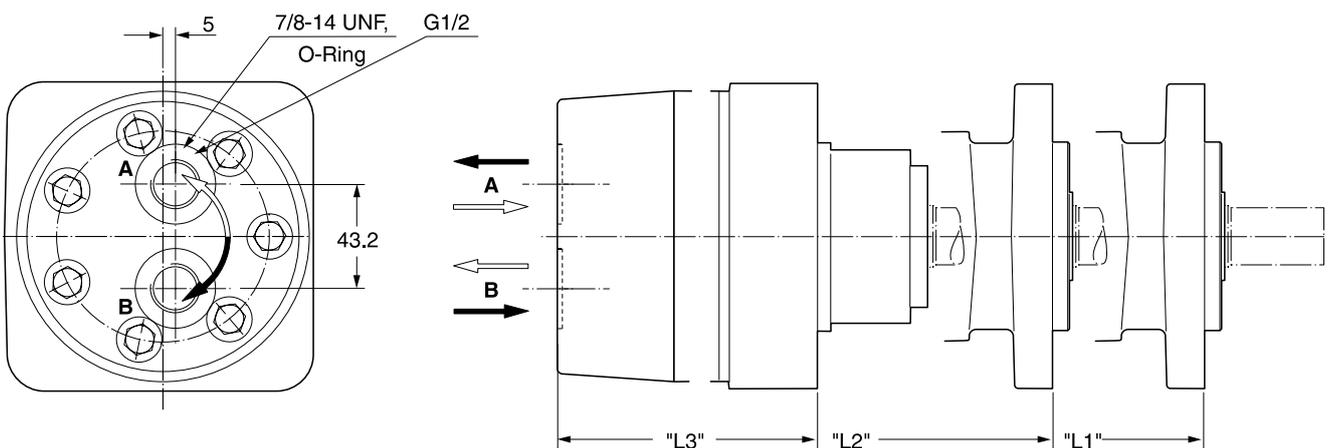
Code B 7/8-14UNF **Code X** G 1/2



Code L

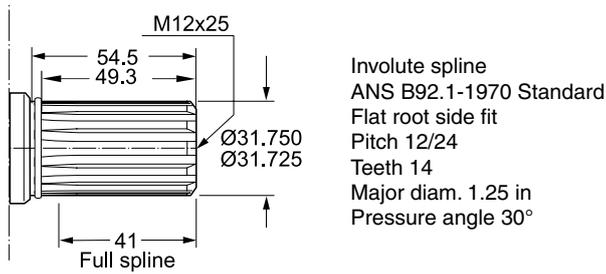


Code A 7/8-14UNF **Code Y** G 1/2

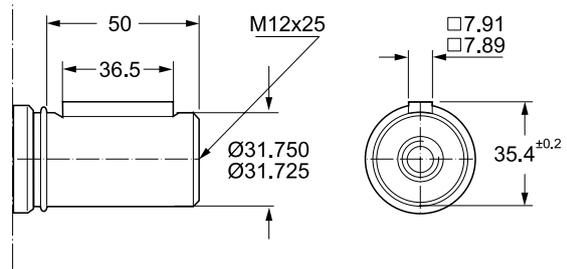


Gewicht / Weight		TF80	TF100	TF130	TF140	TF170	TF195	TF240	TF280	TF360	TF405	TF475
Poids / Peso kg		15.3	15.4	15.6	15.7	16.0	16.3	16.7	17.0	17.8	18.3	19.0
Code	"L1" mm	211	211	214	216	219	222	227	231	240	245	254
B, X, L,	"L2" mm	216	216	219	221	224	227	232	236	246	250	259
A, Y	"L3" mm	170.2	170.2	173.3	175.1	178.1	181.4	186.0	190.8	200.5	204.5	213.2

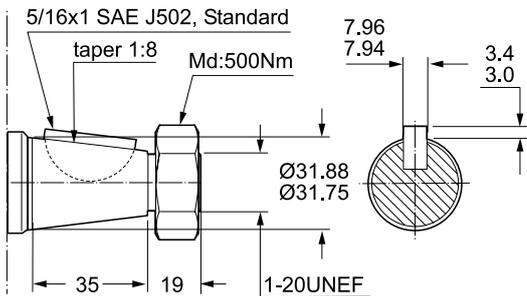
Code 44



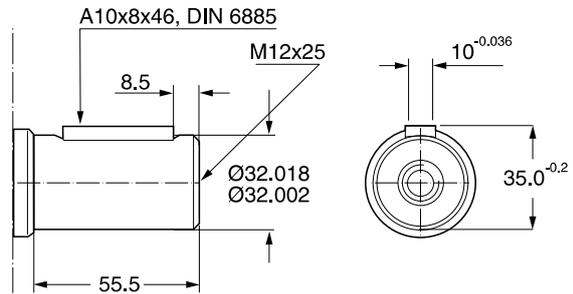
Code 45



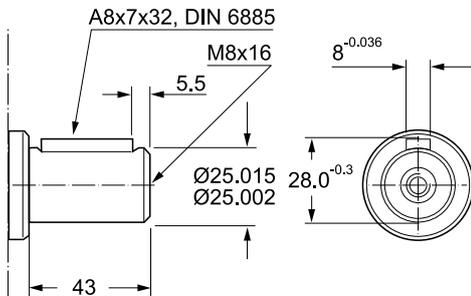
Code 08



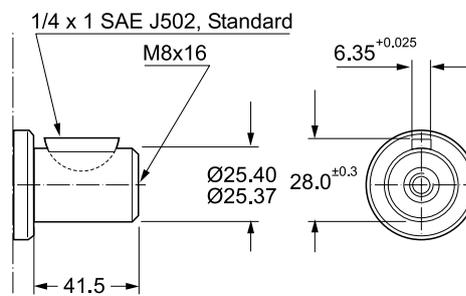
Code 46



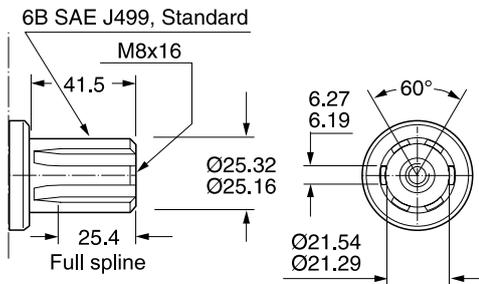
Code 26



Code 47

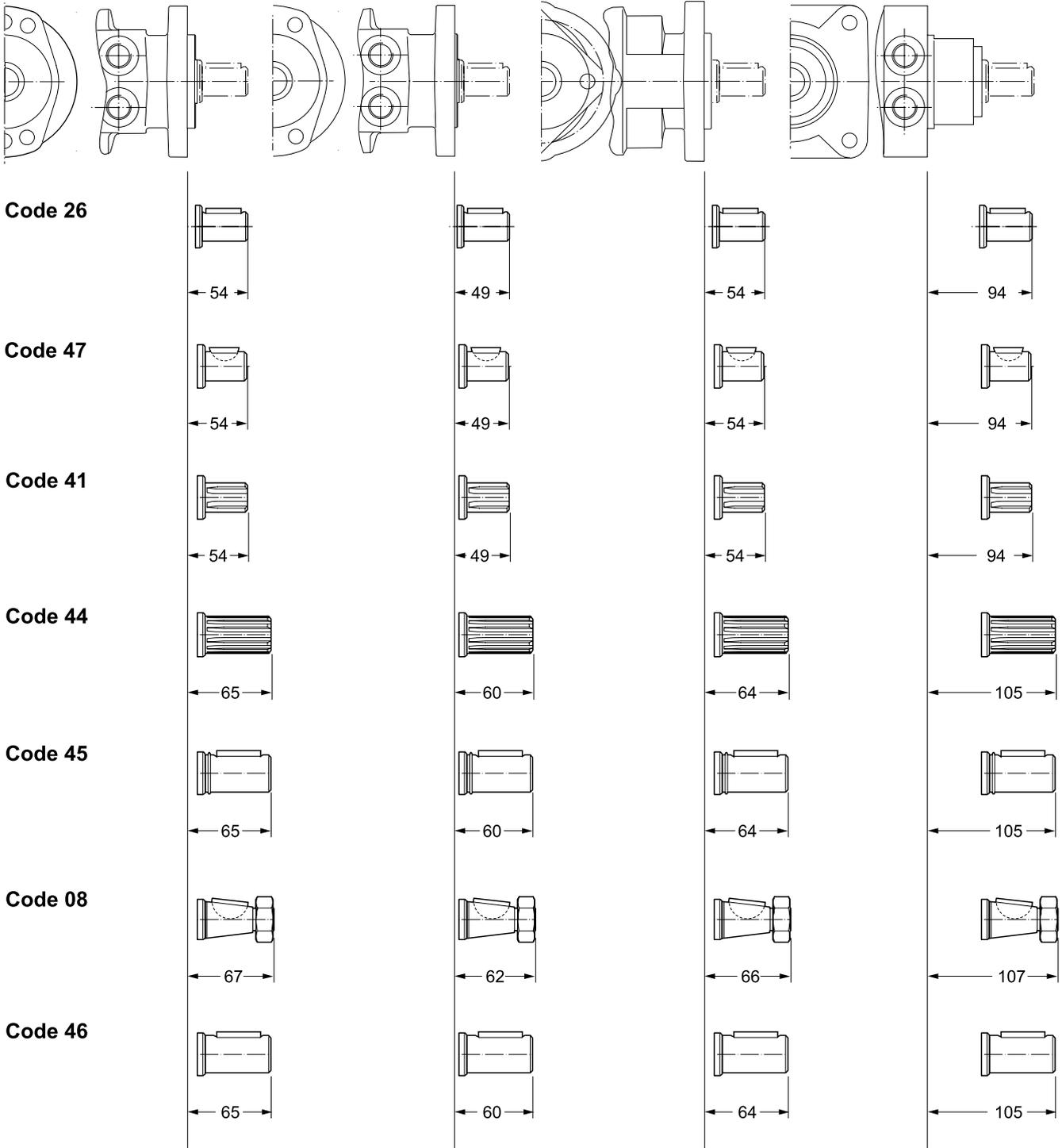


Code 41



Codes 26, 41, 47

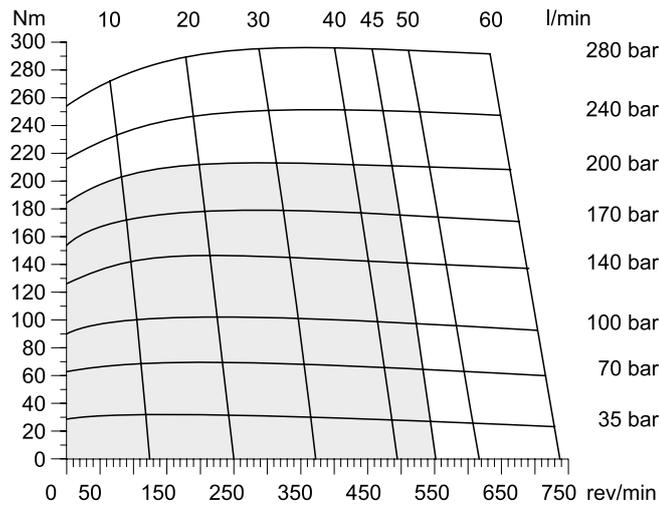
Abtriebswelle	Ø 25mm	Max. Moment cont./int.	} 450/550 Nm
Coupling shaft	Ø 1 inch	Max. torque cont./int.	
Arbre	6B SAE	Couple maxi cont./int.	
Albero		Coppia max cont./int.	



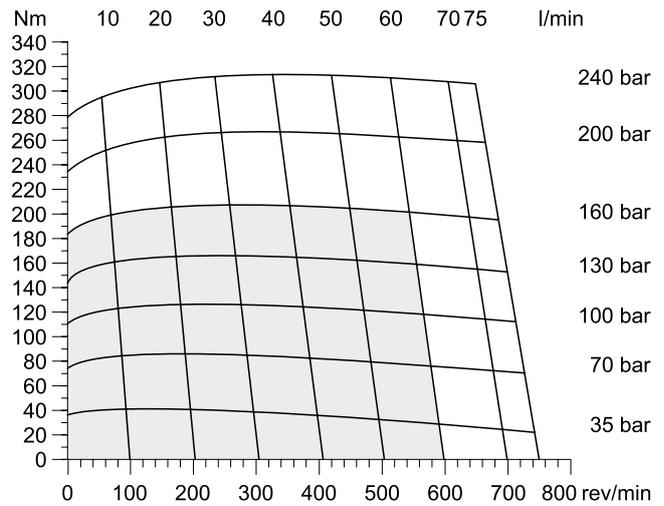
Diagrams

**Torqmotor
Series TF**

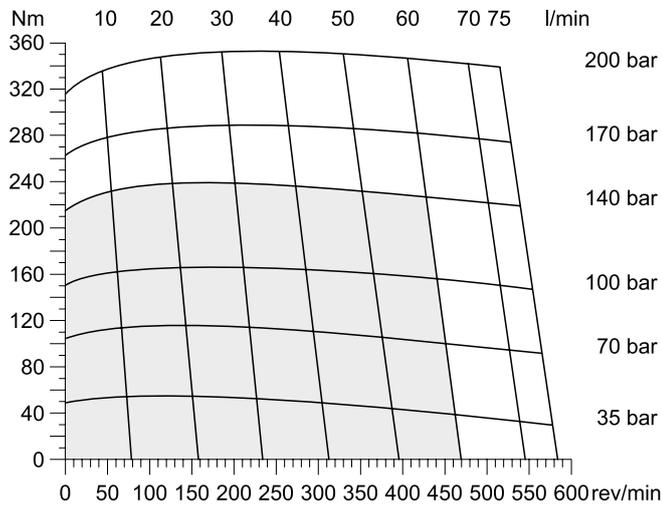
TF 80



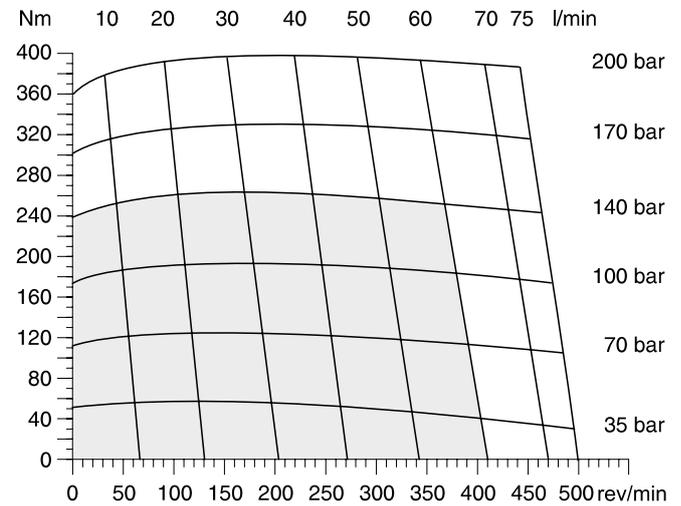
TF 100



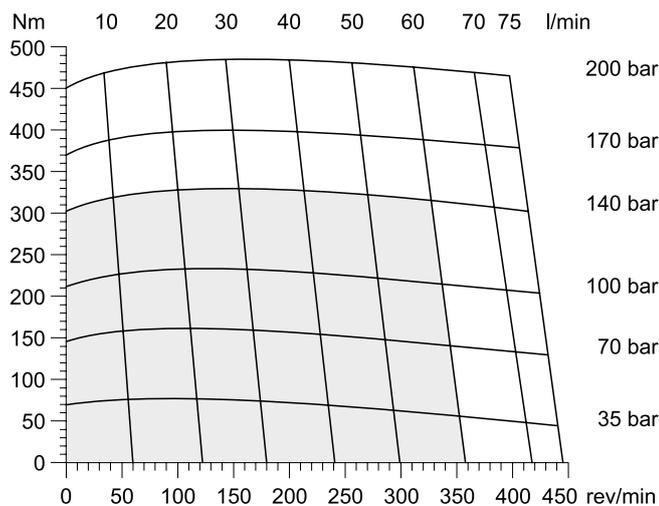
TF 130



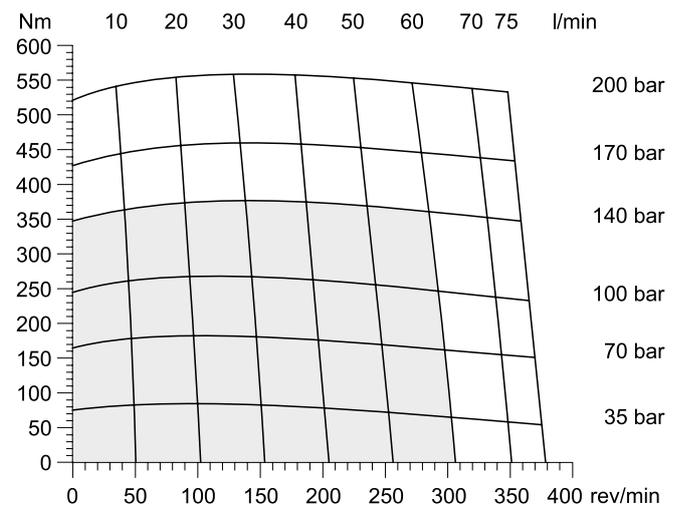
TF 140



TF 170



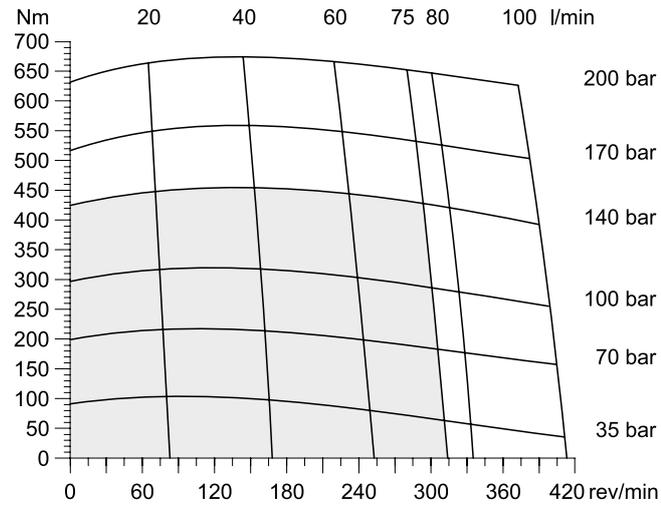
TF 195



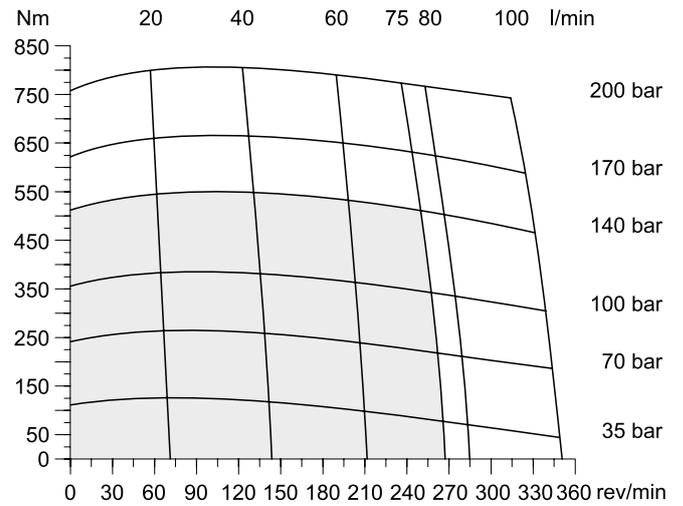
□ Cont. □ Int.

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

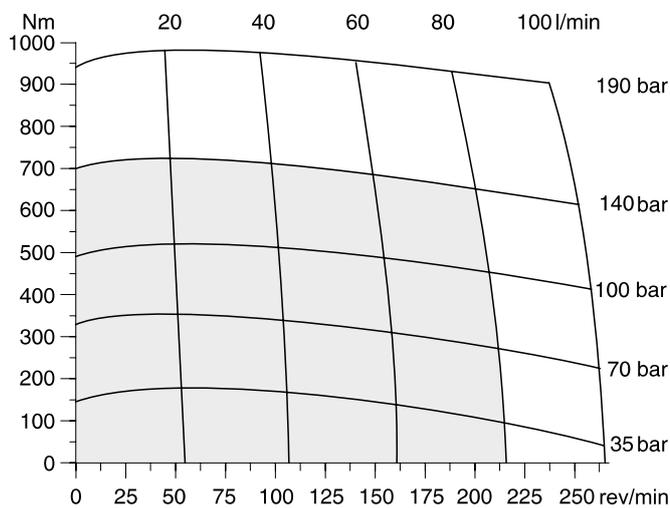
TF 240



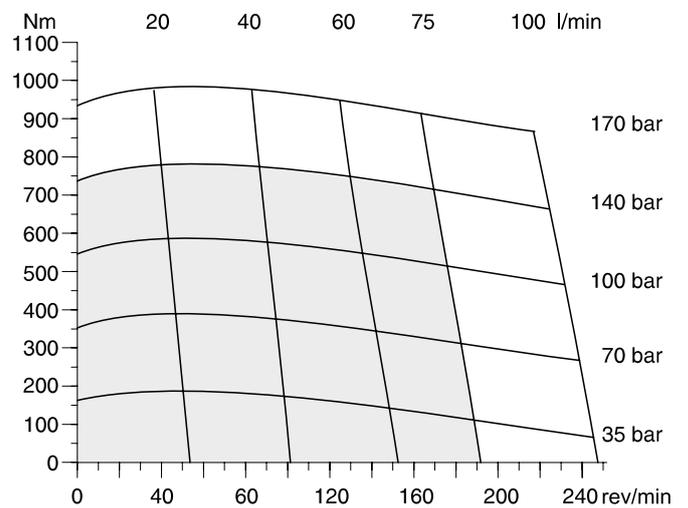
TF 280



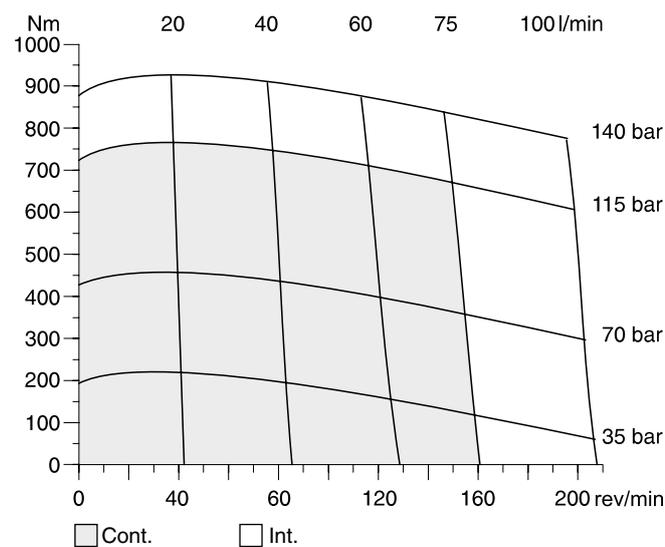
TF 360



TF 405



TF475



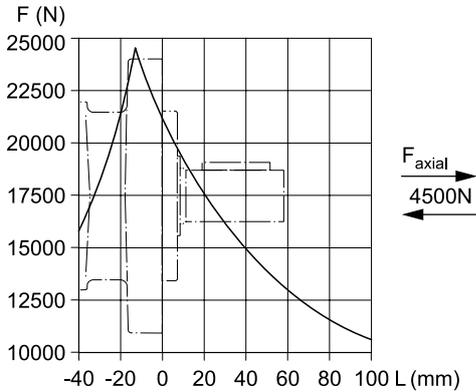
□ Cont. □ Int.

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

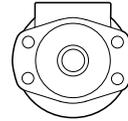
Code E



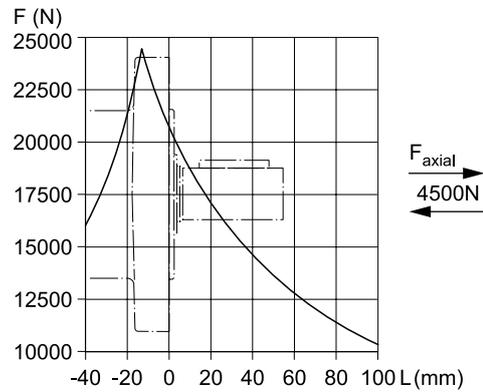
$$L_h = \frac{\left(\frac{670000}{F_R \cdot \left(1.10 + \frac{L}{88\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$



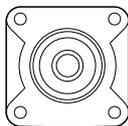
Code M



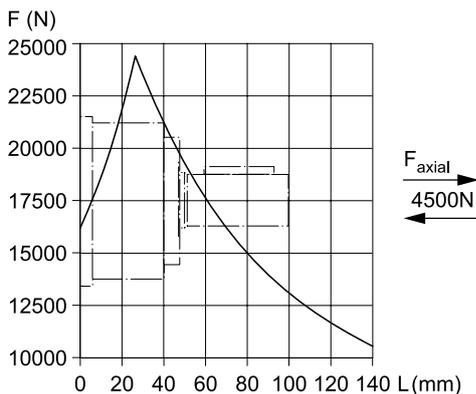
$$L_h = \frac{\left(\frac{670000}{F_R \cdot \left(1.16 + \frac{L}{88\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$



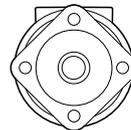
Code H



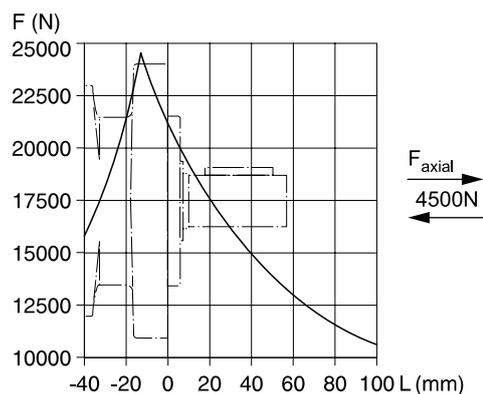
$$L_h = \frac{\left(\frac{670000}{F_R \cdot \left(0.56 + \frac{L}{88\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$



Code V



$$L_h = \frac{\left(\frac{670000}{F_R \cdot \left(1.11 + \frac{L}{88\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$



Die Lebensdauer der Radiallager (L_h in Stunden) lässt sich nach folgender Formel berechnen. Die Größe F_R ist durch die mechanische Festigkeit der Abtriebswelle begrenzt (siehe Diagramm). Das Maß "L" ist das Längenmaß vom Gehäuseflansch bis zum Angriffspunkt der Radialkraft F_R .

La durée de vie des roulements radiaux (L_h en heures) peut être calculée par les formules suivantes. La grandeur F_R est limitée par les résistances mécaniques de l'arbre de sortie (voir diagramme). La cote "L" est la longueur entre la bride du carter jusqu'au point d'appui de l'effort radial F_R .

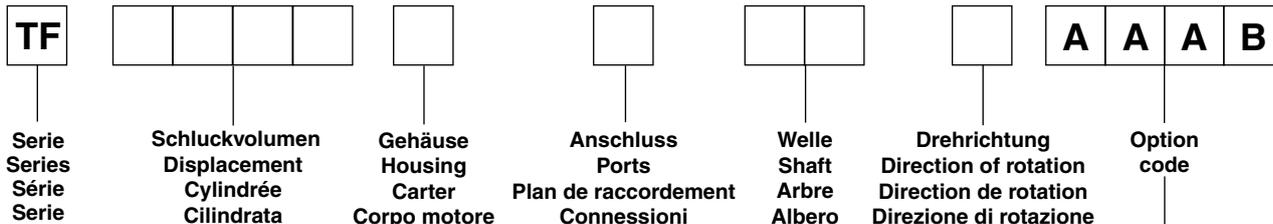
Life time (L_h in hours) of the radial bearings can be calculated with the following formula. The value F_R is limited by the mechanical strength of the shaft (see diagram). The measurement "L" is the length from the housing flange up to the point of impact of the radial force F_R .

La durata dei cuscinetti (L_h in ore) può essere calcolata con la seguente formula. Il valore F_R è limitato dalla resistenza meccanica dell'albero (vedi diagramma). La quota "L" è la distanza tra la flangia del corpo ed il punto di applicazione della forza radiale F_R .

Vorstehende Formeln gelten für eine B10-Lebensdauer.
The preceding formulas are valid for a B10 duration of life.
Les formules précédentes sont valables pour une durée de vie B10.
Le formule precedenti sono valide per una durata della vita B10.

L_h = h
 L = mm
 F_R = F (N)
 n = rev/min

Ordering Code



Code	cm ³ /rev
0080	81
0100	100
0130	128
0140	141
0170	169
0195	195
0240	237
0280	280
0360	364
0405	405
0475	477

Code	Housing
E	
M	
H	
V ¹⁾	

Code	Front port
W	G 1/2
V	7/8-14 UNF O-Ring
N ²⁾	Universal- M8x13
K ³⁾	Universal- M6x12

²⁾ Nicht verfügbar für Gehäuse "H"
Not possible for housing "H"
Pas disponible pour carter "H"
Non disponibile con il corpo codice "H"

³⁾ Nicht verfügbar für Gehäuse "M, E, V"
Not possible for housing "M, E, V"
Pas disponible pour carter "M, E, V"
Non disponibile con il corpo codice "M, E, V"

Code	Rear port
Y	G 1/2 Axial
A	7/8-14 UNF Axial
X	G 1/2 Radial
B	7/8-14 UNF Radial
L	Universal Radial M8x13

Code	Shaft
26	25
47	25.4
41	6B SAE
44	Pitch 12/24
45	31.75
08	
46	32

Code	Front port
0	Standard
1	

Code	Rear port
0	Standard
1	

For further options different to standard 'AAAB' see page 57.

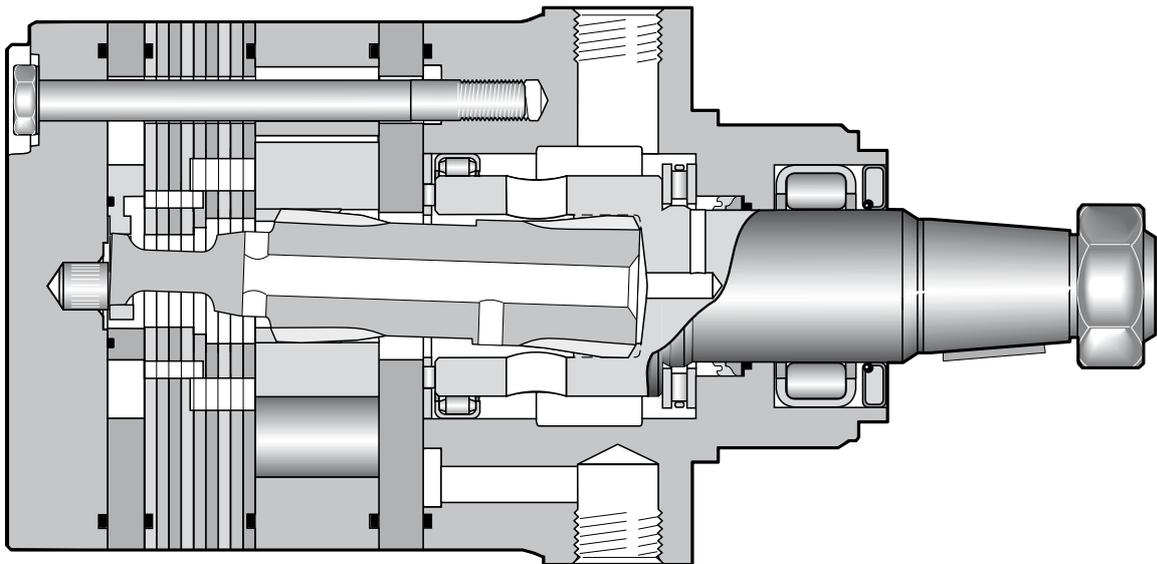
¹⁾ Nur verfügbar mit Endanschluss
Only possible with rear port
Possible seulement avec orifice arrière
Possible solo con connessioni Posteriori

- **Langsamlaufender Gerotor-Motor**
- **Spezielle Orbital-Steuerung**
Geringe interne Leckage
Hoher volumetrischer Wirkungsgrad
- **Rollen im Rotorsatz**
Reduzierte Reibung
Lange Lebensdauer
- **Patentierte Hochdruckwellendichtung**
Keine Leckölleitung
Keine Rückschlagventile
- **Vielzahl von Varianten**
Großer Einsatzbereich

- **Moteur lent système Gerotor**
- **Une distribution orbitale particulière assure**
fuites internes minimales
rendements volumétriques élevés
- **Le rotor à rouleaux**
réduit les frottements
augmente la durée de vie
- **Par l'utilisation de joints d'arbre haute pression brevetés**
pas de conduite de drainage
pas de clapets anti-retour
- **Grâce à de nombreuses variantes**
larges domaines d'application

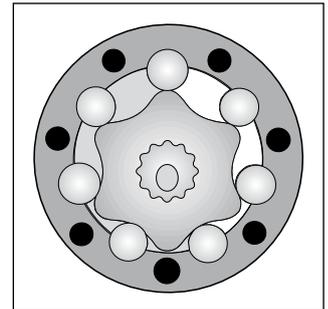
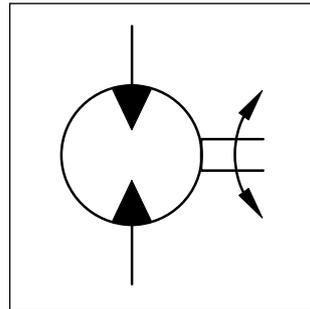
- **Low Speed Gerotor Motor**
- **Zero leak commutation valve**
For greater, more consistent volumetric efficiency
- **Roller vane rotor set**
Reduces friction and internal leakage
Maintaining efficiency throughout the life of the motor
- **A patented high-pressure shaft seal**
No check valves needed
No extra plumbing
- **Wide choice of displacement range, flange and shaft options**
Greater efficiency in systems design to suit your application

- **Motore orbitale a bassa velocità**
- **Una particolare distribuzione orbitale assicura**
trafilamento ridotto
elevato rendimento volumetrico
- **Con lo statore a rullini**
si riduce l'attrito interno
si mantiene nel tempo l'efficienza del motore
- **Una guarnizione di tenuta ad alta pressione brevettata elimina la necessità**
di una linea di drenaggio esterna
e di valvole di non ritorno
- **Un'ampia gamma di cilindrate, flange ed alberi**
consentono scelte adeguate ad ogni esigenza costruttiva



Performance

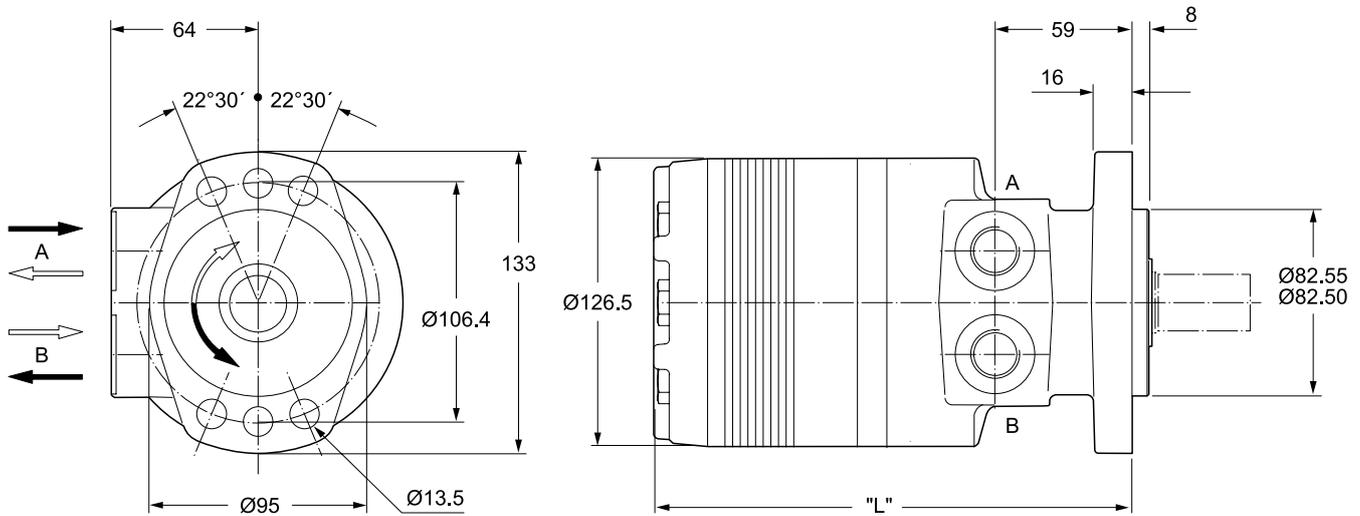
Drehzahl Speed Vitesse de rotation Velocità di rotazione	5...710 rev/min
Schluckstrom Oil flow Débit d'huile Portata	max. 115 l/min
Eingangsdruck Supply pressure Pression entrée Pressione in entrata	max. 300 bar
Drehmoment Torque Couple Coppia	max. 1490 Nm
Seitenlast Side load Charges latérales Carico radiale	max. 16.000 N



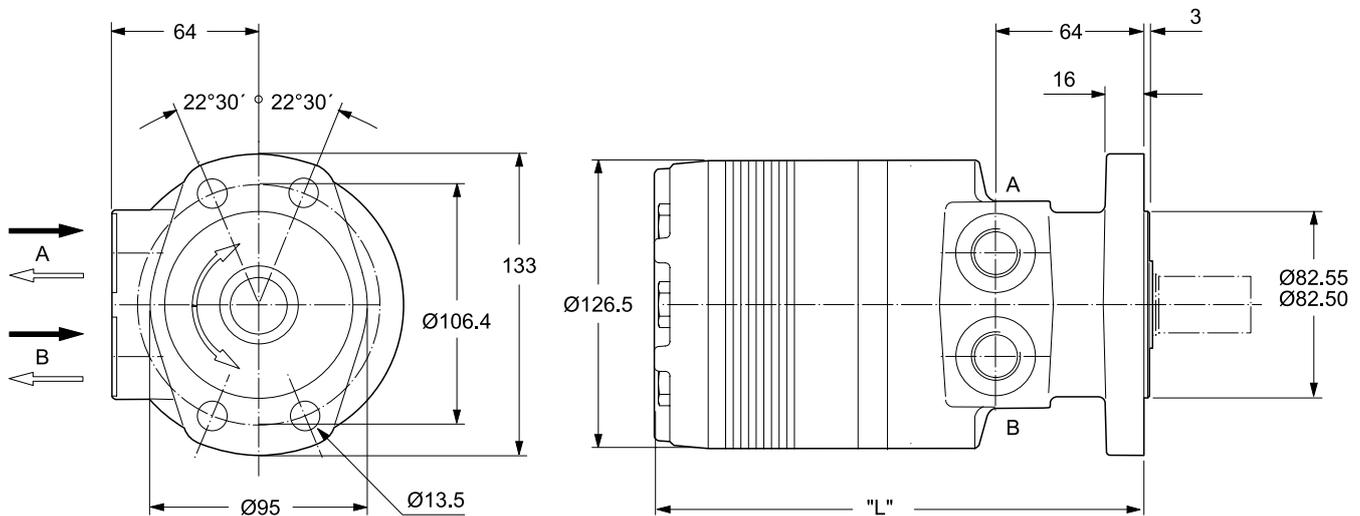
Motor series TG	cm ³ /U cm ³ /rev cm ³ /tr cm ³ /giro	cont / int U/min rev/min tr/min giri/min	cont / int l/min	cont / int bar	max bar	cont / int Nm	cont / int max. KW	cont / int Nm
TG 140	140	530/710	75/100	200/280	300	400/ 545	33	320/436
TG 170	169	440/575	75/100	200/280	300	485/ 670	33	388/536
TG 195	195	380/510	75/100	200/280	300	560/ 770	33	448/616
TG 240	237	320/420	75/100	200/280	300	685/ 945	32	548/756
TG 280	280	270/350	75/100	200/280	300	800/1100	31	640/880
TG 335	337	225/290	75/100	200/280	300	980/1350	30	784/1080
TG 405	405	185/245	75/100	170/240	300	960/1350	27	768/1080
TG 475	476	160/240	75/115	140/200	300	960/1400	28	768/1120
TG 530	529	140/215	75/115	140/170	300	1050/1280	23	840/1024
TG 625	624	120/185	75/115	120/160	300	1040/1360	20	832/1088
TG 785	786	95/145	75/115	100/140	300	1150/1490	17	920/1192
TG 960	958	78/119	75/115	70/100	300	925/1390	12	740/1112

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

Code E

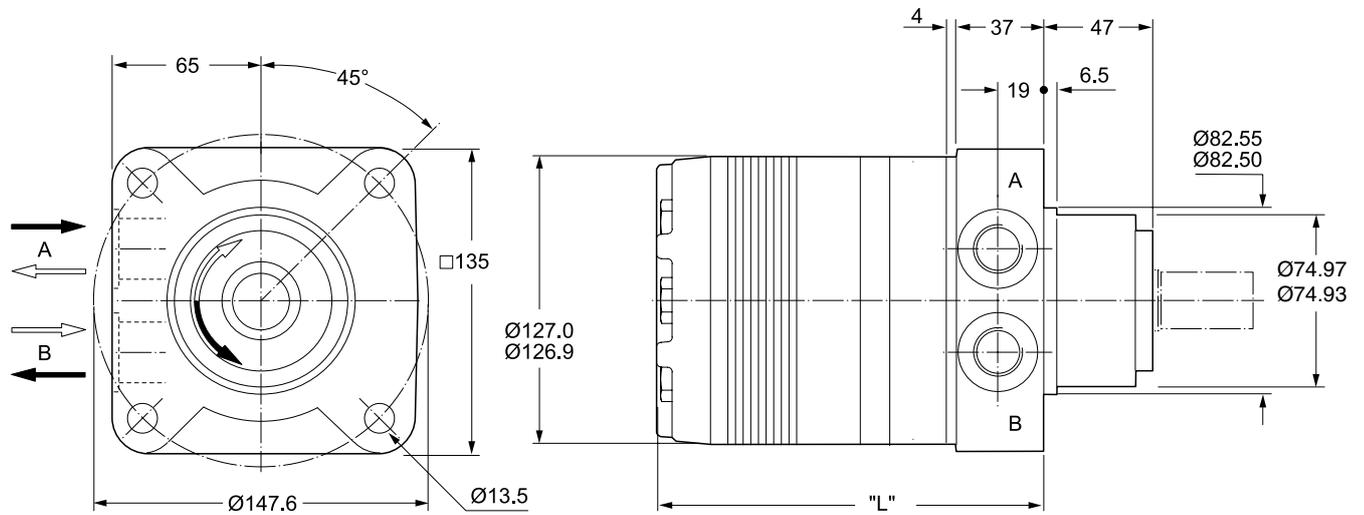


Code M

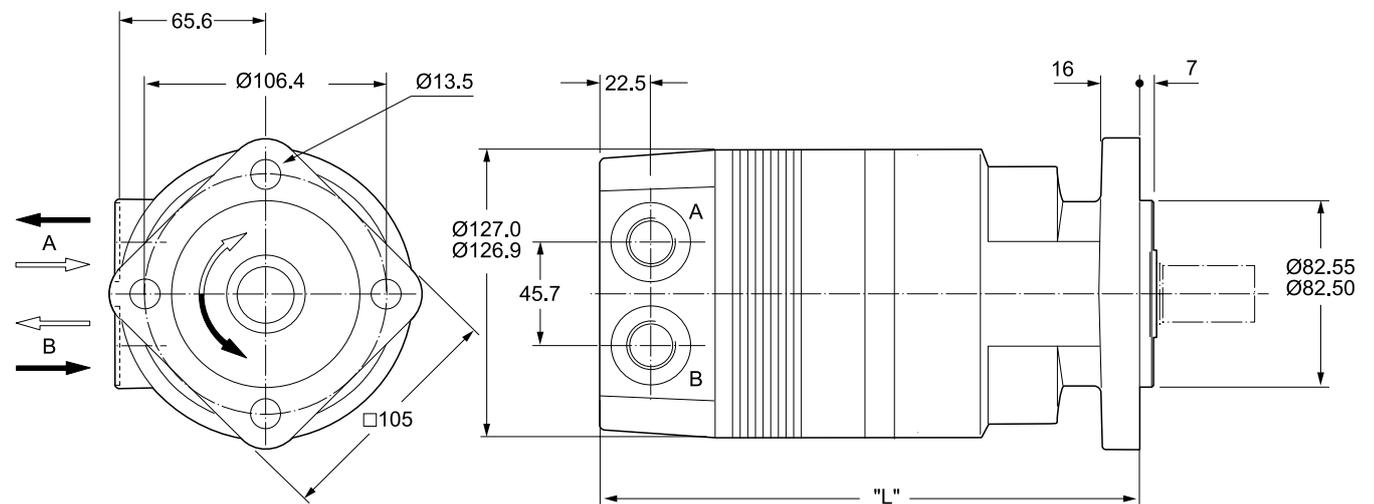


Gewicht / Weight		TG140	TG170	TG195	TG240	TG280	TG335	TG405	TG475	TG530	TG625	TG785	TG960
Poids / Peso	kg	14.2	14.5	14.7	15.1	15.5	15.9	16.5	17.2	17.9	18.6	20.2	22.0
Code E	"L" mm	191	194	197	202	207	213	220	229	235	245	264	283
Code M	"L" mm	196	199	202	208	212	218	225	234	240	250	269	288

Code H



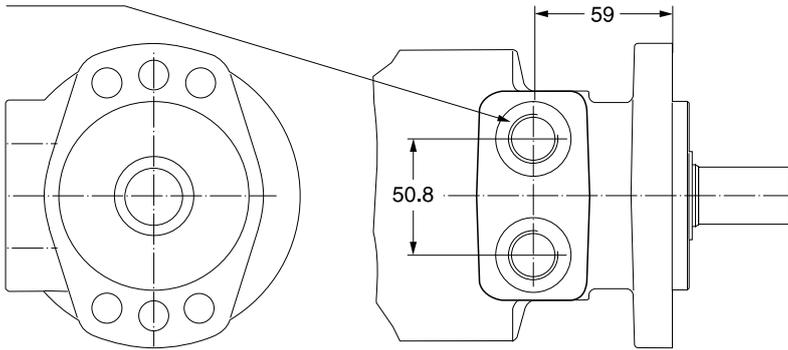
Code V



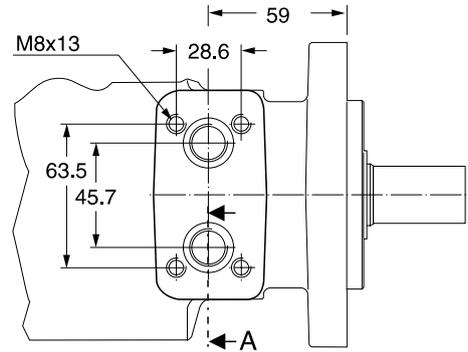
Gewicht / Weight		TG140	TG170	TG195	TG240	TG280	TG335	TG405	TG475	TG530	TG625	TG785	TG960
Poids / Peso	kg	16.1	16.3	16.6	17.0	17.4	17.8	18.4	19.0	19.8	20.5	22.0	23.7
Code H	"L" mm	150	154	157	162	166	173	180	188	195	204	223	242
Code V	"L" mm	217	220	224	228	233	238	246	255	262	272	290	309

Code W

G1/2 x 15

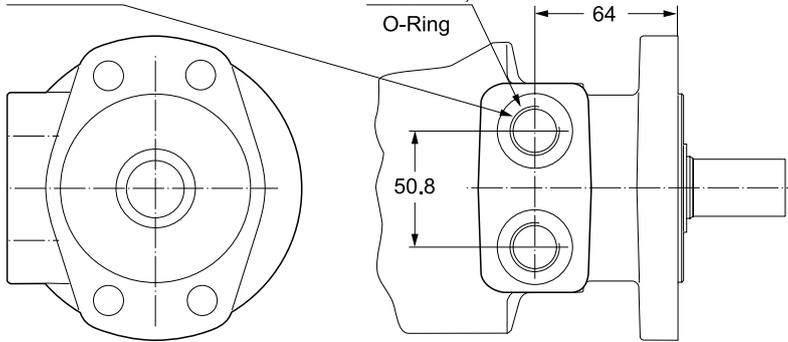


Code: N



Code W

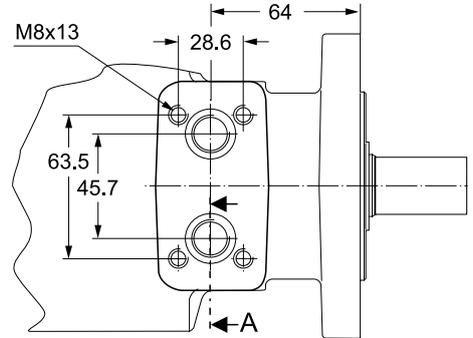
G1/2 x 15



Code V

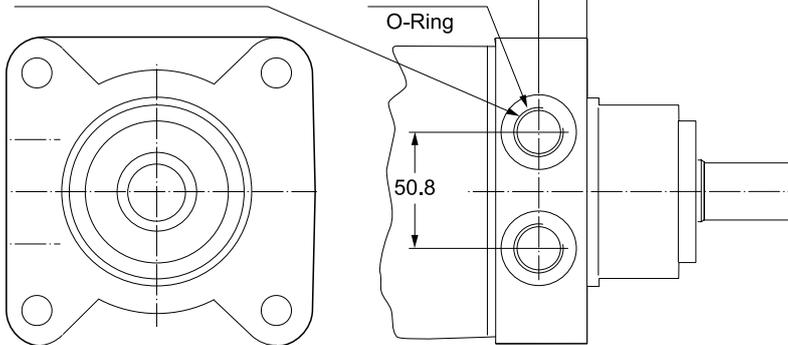
7/8-14UNF,
 O-Ring

Code N



Code W

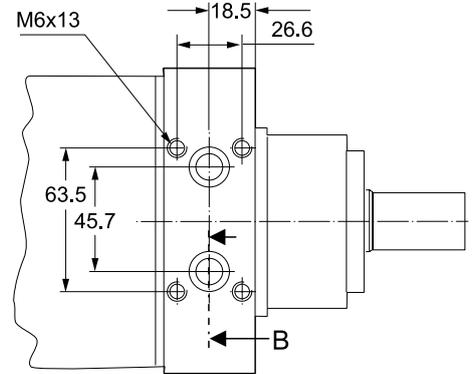
G1/2 x 15



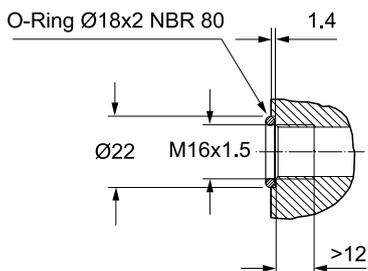
Code V

7/8-14UNF,
 O-Ring

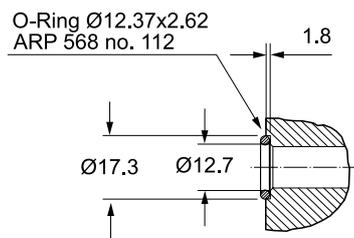
Code K



Section A



Section B



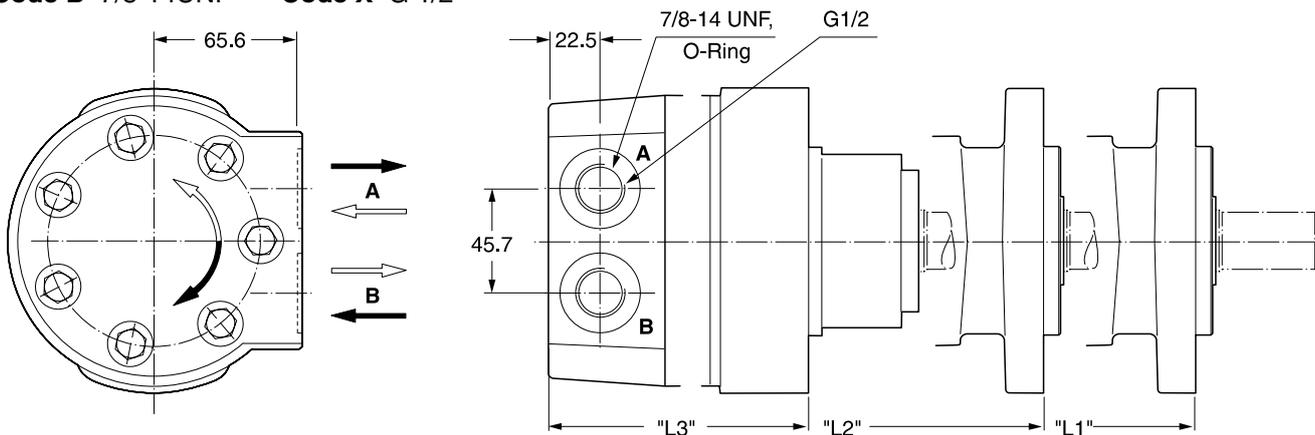
Zum Motor mit Universalanschluss werden 2 O-Ringe geliefert.

Motor with manifold mount is supplied with 2 O-rings.

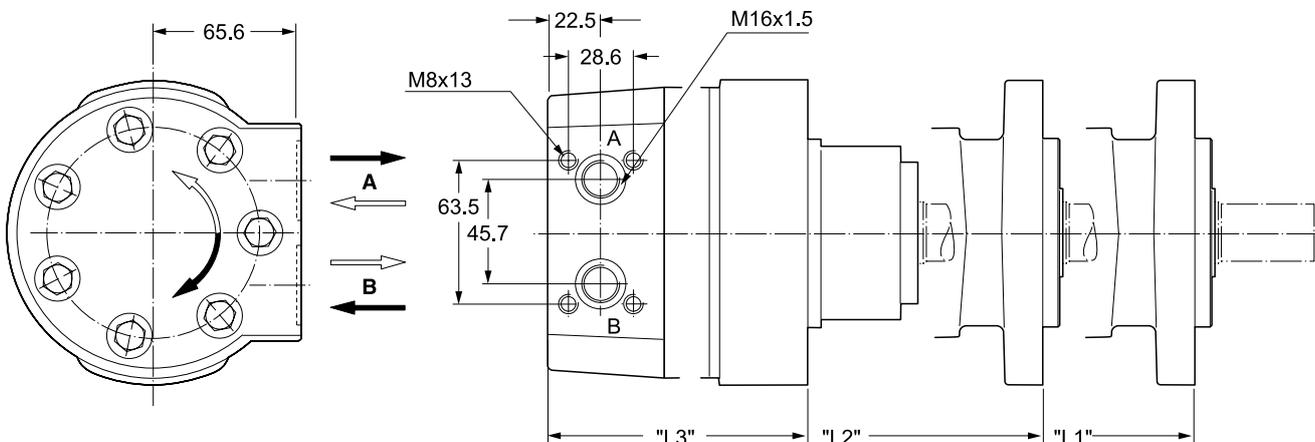
Deux joints toriques sont livrés avec les moteurs au plan de raccordement universel.

Il blocchetto connessioni è corredato da 2 OR.

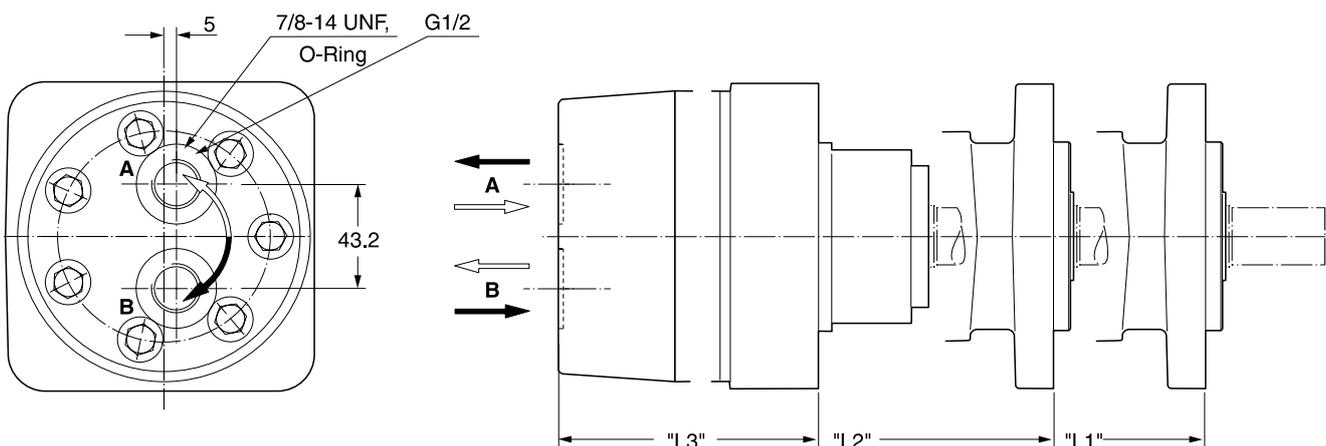
Code B 7/8-14UNF **Code X** G 1/2



Code L

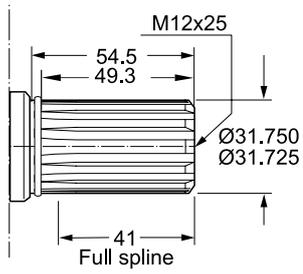


Code A 7/8-14UNF **Code Y** G 1/2



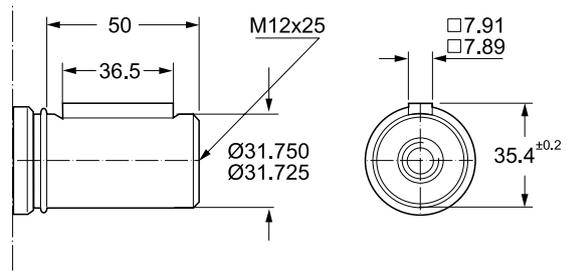
Gewicht / Weight		TG140	TG170	TG195	TG240	TG280	TG335	TG405	TG475	TG530	TG625	TG785	TG960
Poids / Peso	kg	16.1	16.3	16.6	17.0	17.4	17.8	18.4	19.0	19.8	20.5	22.0	23.7
Code	"L1" mm	216	219	222	227	232	238	245	254	260	270	289	308
B, X, L,	"L2" mm	221	224	227	232	237	243	250	259	265	275	294	313
A, Y	"L3" mm	175	179	182	187	191	198	205	213	220	229	247	267

Code 44

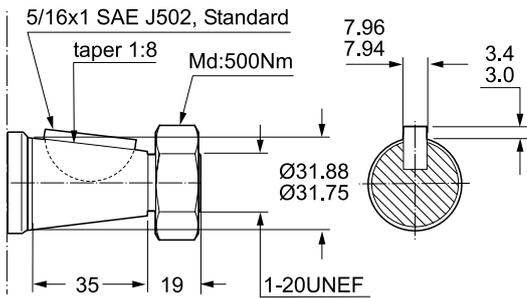


Involute spline
ANS B92.1-1970 Standard
Flat root side fit
Pitch 12/24
Teeth 14
Major diam. 1.25 in
Pressure angle 30°

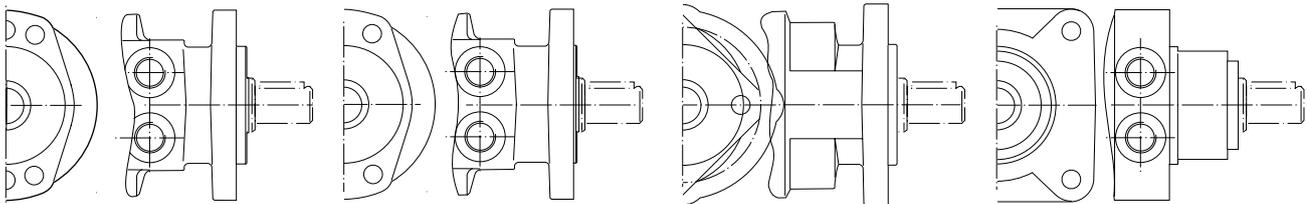
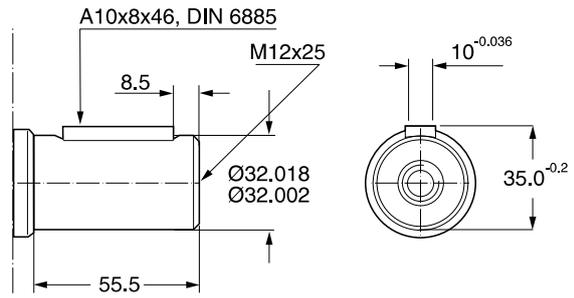
Code 45



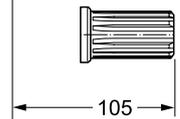
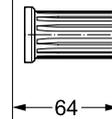
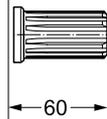
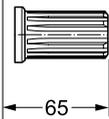
Code 08



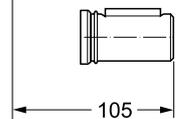
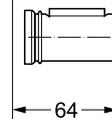
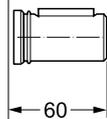
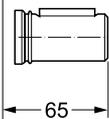
Code 46



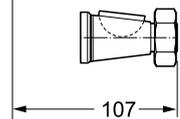
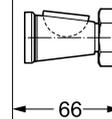
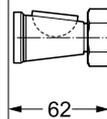
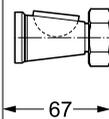
Code 44



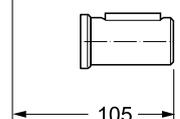
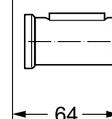
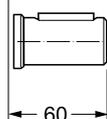
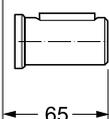
Code 45



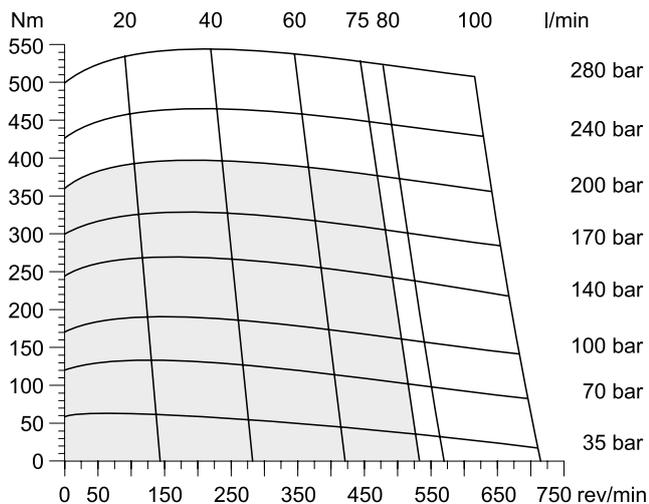
Code 08



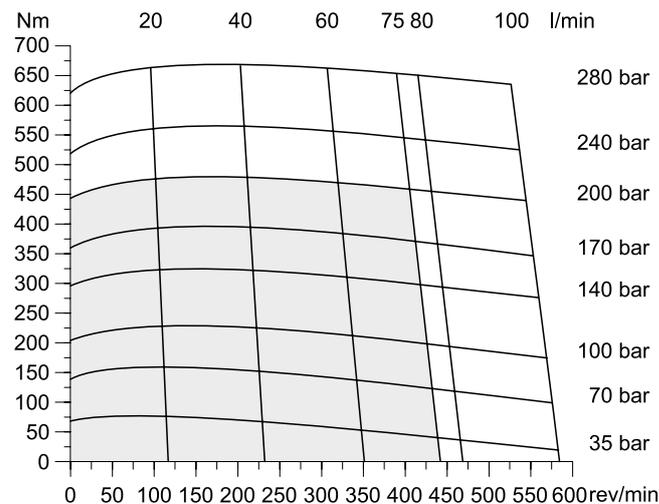
Code 46



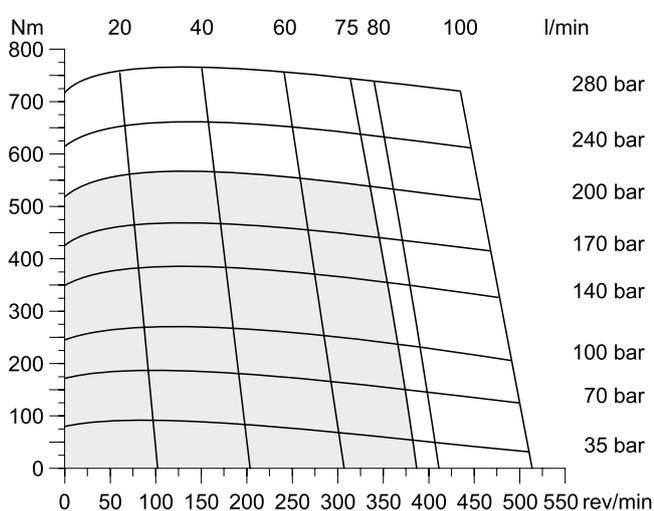
TG 140



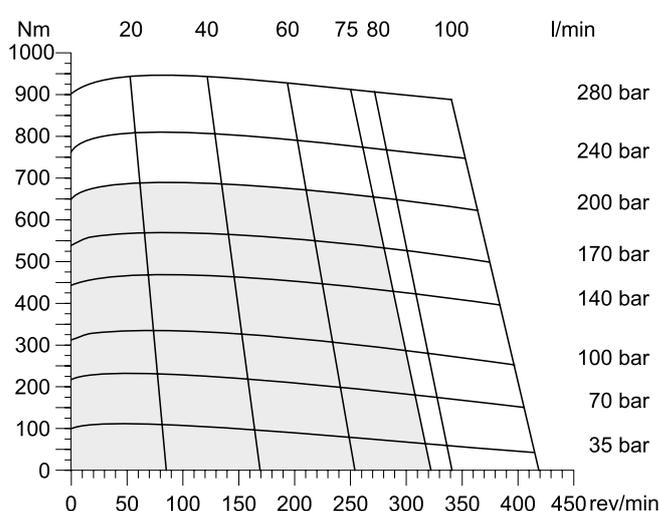
TG 170



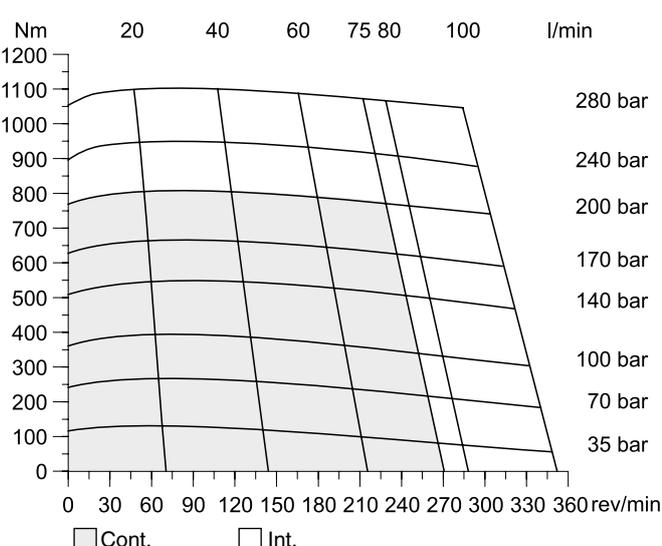
TG 195



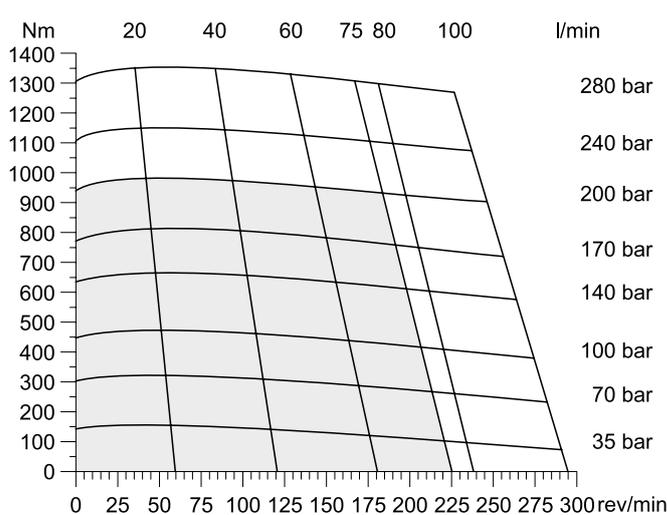
TG 240



TG 280



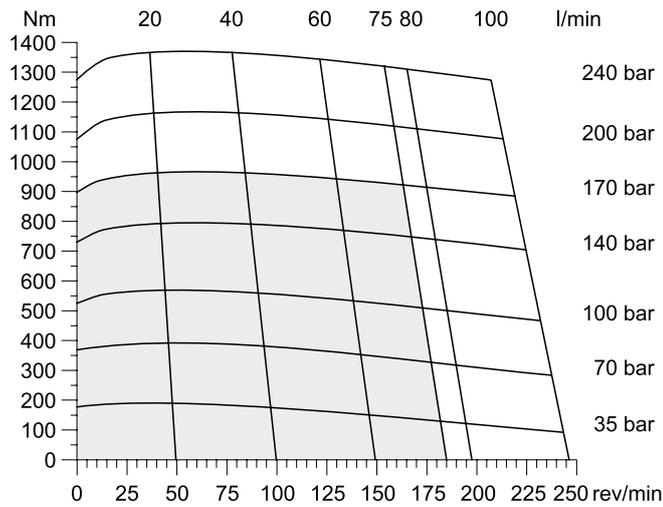
TG 335



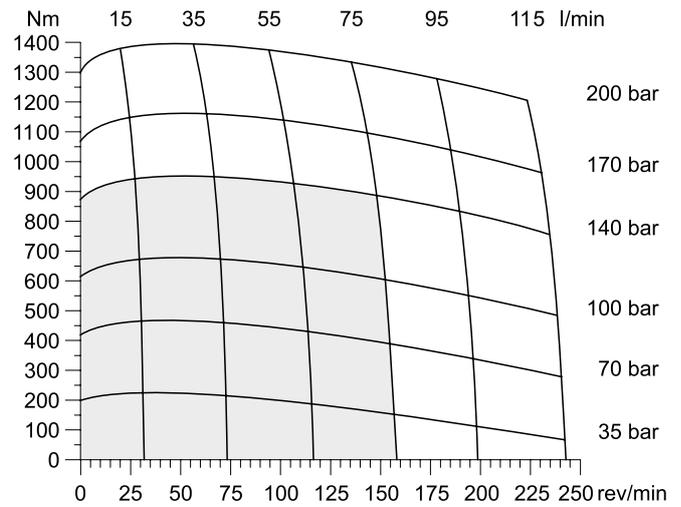
□ Cont. □ Int.

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

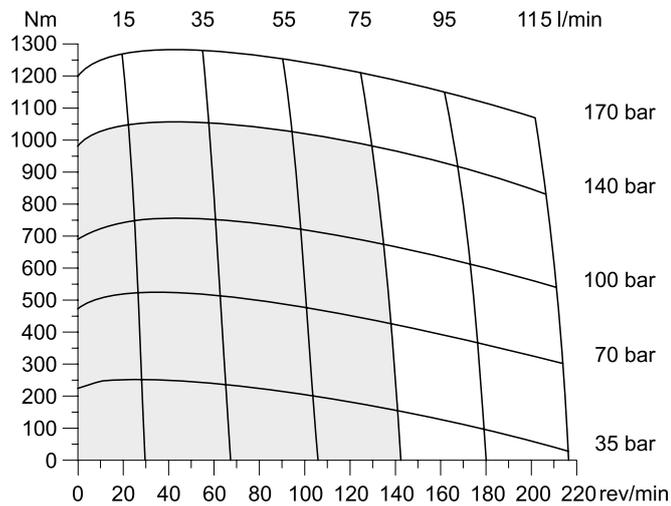
TG 405



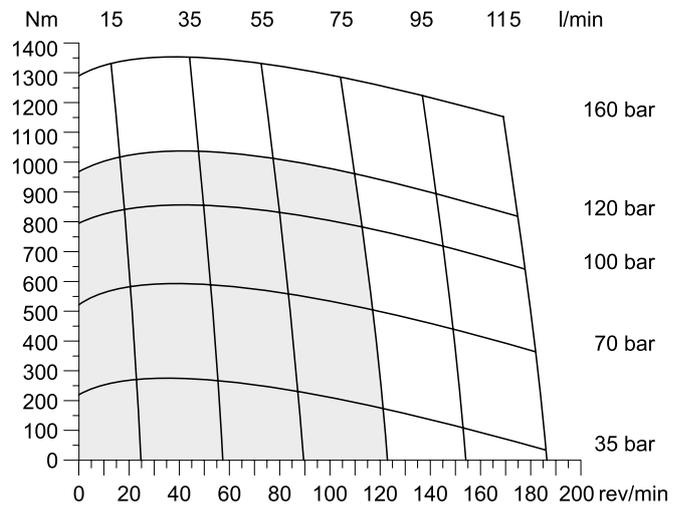
TG 475



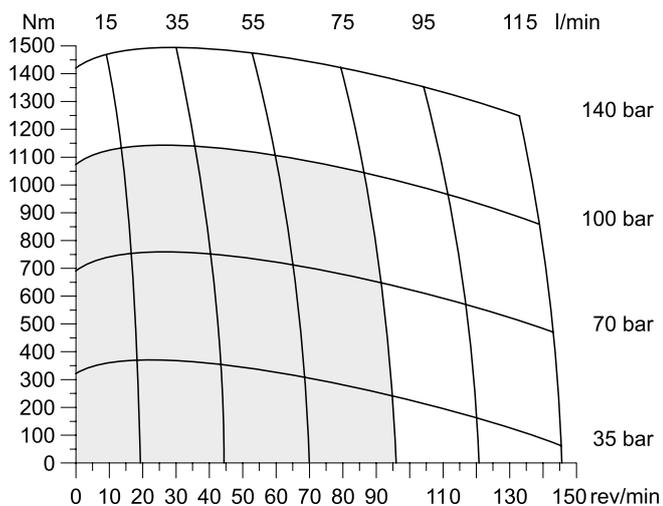
TG 530



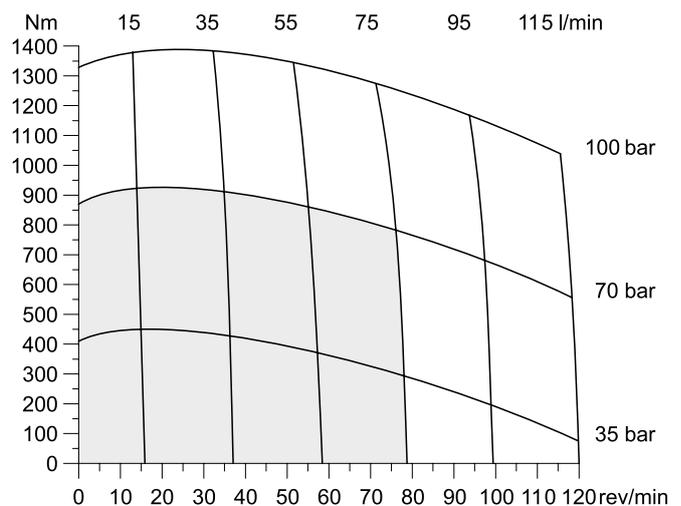
TG 625



TG 785



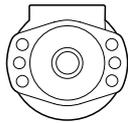
TG 960



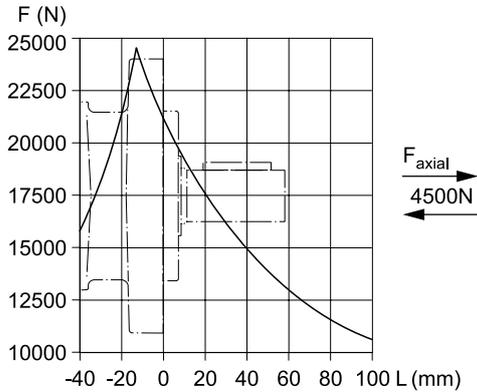
■ Cont. □ Int.

int. =
 Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
 Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
 Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
 Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

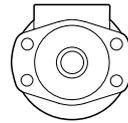
Code E



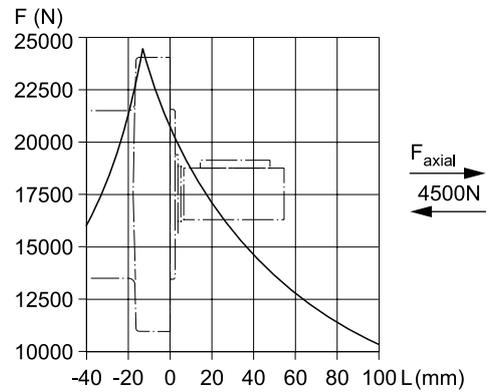
$$L_h = \frac{\left(\frac{670000}{F_R \cdot \left(1.10 + \frac{L}{88\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$



Code M



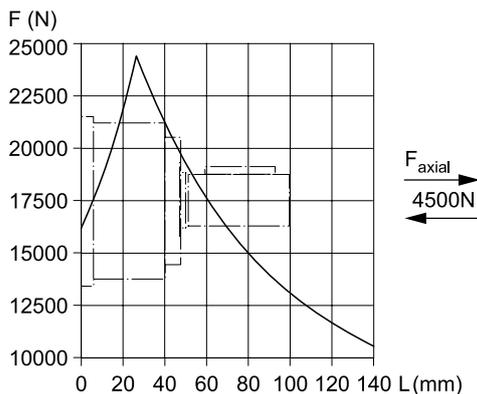
$$L_h = \frac{\left(\frac{670000}{F_R \cdot \left(1.16 + \frac{L}{88\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$



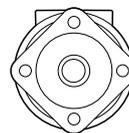
Code H



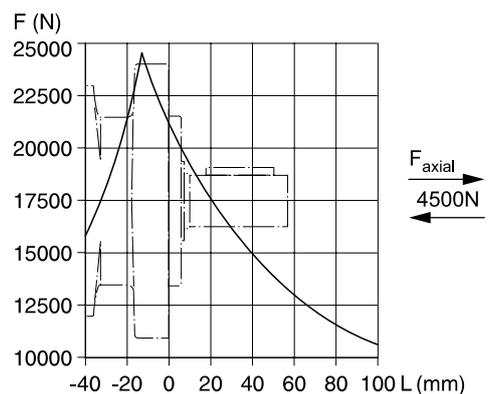
$$L_h = \frac{\left(\frac{670000}{F_R \cdot \left(0.56 + \frac{L}{88\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$



Code V



$$L_h = \frac{\left(\frac{670000}{F_R \cdot \left(1.11 + \frac{L}{88\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$



Die Lebensdauer der Radiallager (L_h in Stunden) lässt sich nach folgender Formel berechnen. Die Größe F_R ist durch die mechanische Festigkeit der Abtriebswelle begrenzt (siehe Diagramm). Das Maß "L" ist das Längenmaß vom Gehäuseflansch bis zum Angriffspunkt der Radialkraft F_R .

La durée de vie des roulements radiaux (L_h en heures) peut être calculée par les formules suivantes. La grandeur F_R est limitée par les résistances mécaniques de l'arbre de sortie (voir diagramme). La cote "L" est la longueur entre la bride du carter jusqu'au point d'appui de l'effort radial F_R .

Life time (L_h in hours) of the radial bearings can be calculated with the following formula. The value F_R is limited by the mechanical strength of the shaft (see diagram). The measurement "L" is the length from the housing flange up to the point of impact of the radial force F_R .

La durata dei cuscinetti (L_h in ore) può essere calcolata con la seguente formula. Il valore F_R è limitato dalla resistenza meccanica dell'albero (vedi diagramma). La quota "L" è la distanza tra la flangia del corpo ed il punto di applicazione della forza radiale F_R .

Vorstehende Formeln gelten für eine B10-Lebensdauer.
 The preceding formulas are valid for a B10 duration of life.
 Les formules précédentes sont valables pour une durée de vie B10.
 Le formule precedenti sono valide per una durata della vita B10.

L_h = h
 L = mm
 F_R = F (N)
 n = rev/min

Torqmotor Series TG

Ordering Code

TG

A A A B

Serie
Series
Série
Serie

Schluckvolumen
Displacement
Cylindrée
Cilindrata

Gehäuse
Housing
Carter
Corpo motore

Anschluss
Ports
Plan de raccorde-
ment
Conessioni

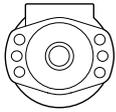
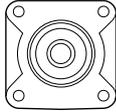
Welle
Shaft
Arbre
Albero

Drehrichtung
Direction of rotation
Direction de rotation
Direzione di rotazione

Option

For further options
different to standard
'AAAB' see page 57.

Code	cm ³ /rev
0140	140
0170	169
0195	195
0240	237
0280	280
0335	337
0405	405
0475	476
0530	529
0625	624
0785	786
0960	958

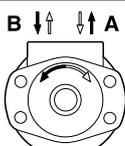
Code	Housing
E	
M	
H	
V ¹⁾	

Code	Front port
W	G 1/2
V	7/8-14 UNF O-Ring
N ²⁾	Universal M8x13
K ³⁾	Universal M6x13

²⁾ Nicht verfügbar für Gehäuse "H"
Not possible for housing "H"
Pas disponible pour carter "H"
Non Disponibile con il corpo codice "H"
³⁾ Nicht verfügbar für Gehäuse "M, E, V"
Not possible for housing "M, E, V"
Pas disponible pour carter "M, E, V"
Non disponibile con il corpo codice "M, E, V"

Code	Rear port
Y	G 1/2 Axial
A	7/8-14 UNF Axial
X	G 1/2 Radial
B	7/8-14 UNF Radial
L	Universal Radial M8x13

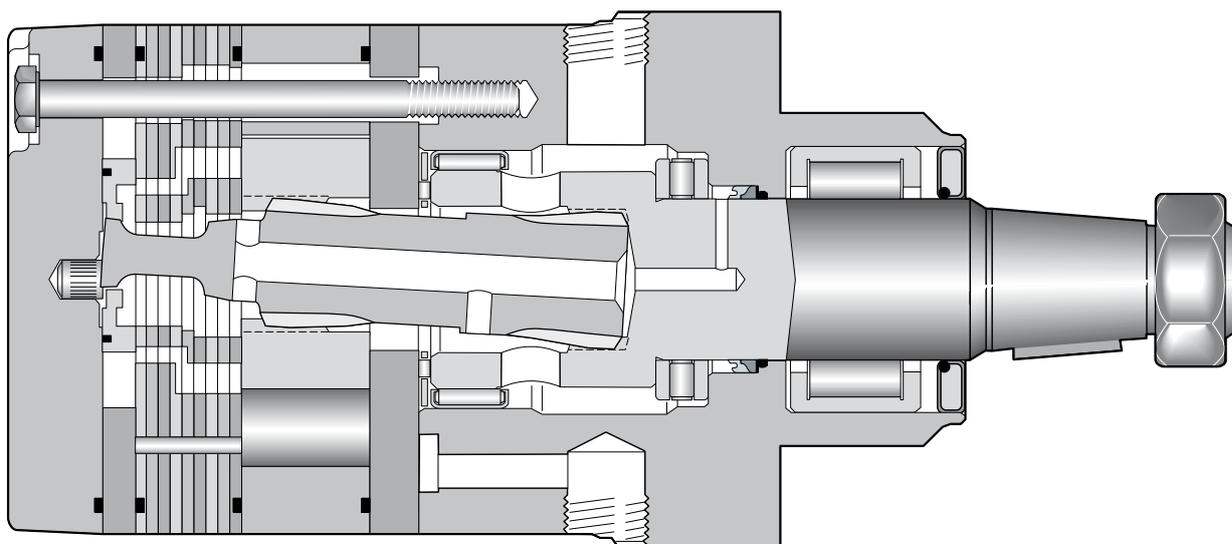
¹⁾ Nur verfügbar mit Endanschluss
Only possible with rear port
Possible seulement avec orifice arrière
Possible solo con connessioni posteriori

Code	Front port
0	 Standard
1	 Standard

Code	Rear port
0	 Standard
1	 Standard

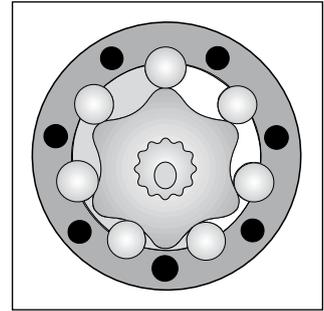
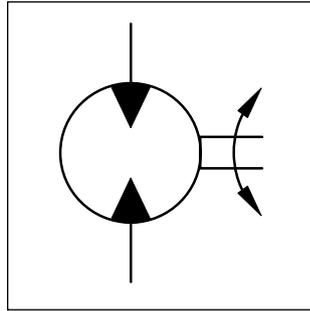
Code	Shaft
44	 Pitch 12/24
45	 31.75
08	
46	 32

- **Langsamlaufender Gerotor-Motor**
 - **Spezielle Orbital-Steuerung**
Geringe interne Leckage
Hoher volumetrischer Wirkungsgrad
 - **Rollen im Rotorsatz**
Reduzierte Reibung
Lange Lebensdauer
 - **Patentierter Hochdruckwellendichtung**
Keine Leckölleitung
Keine Rückschlagventile
 - **Vielzahl von Varianten**
Großer Einsatzbereich
-
- **Moteur lent système Gerotor**
 - **Une distribution orbitale particulière assurée**
fuites internes minimales
rendements volumétriques élevés
 - **Le rotor à rouleaux**
réduit les frottements
augmente la durée de vie
 - **Par l'utilisation de joints d'arbre haute pression brevetés**
pas de conduite de drainage
pas de clapets anti-retour
 - **Grâce à de nombreuses variantes**
larges domaines d'application
-
- **Low Speed Gerotor Motor**
 - **Zero leak commutation valve**
For greater, more consistent volumetric efficiency
 - **Roller vane rotor set**
Reduces friction and internal leakage
Maintaining efficiency throughout the life of the motor
 - **A patented high-pressure shaft seal**
No check valves needed
No extra plumbing
 - **Wide choice of displacement range, flange and shaft options**
Greater efficiency in systems design to suit your application
-
- **Motore orbitale a bassa velocità**
 - **Una particolare distribuzione orbitale assicurata**
trafilamento ridotto
elevato rendimento volumetrico
 - **Con lo statore a rullini**
si riduce l'attrito interno
si mantiene nel tempo l'efficienza del motore
 - **Una guarnizione di tenuta ad alta pressione brevettata elimina la necessità**
di una linea di drenaggio esterna
e di valvole di non ritorno
 - **Un'ampia gamma di cilindrate, flange ed alberi**
consentono scelte adeguate ad ogni esigenza costruttiva



Performance

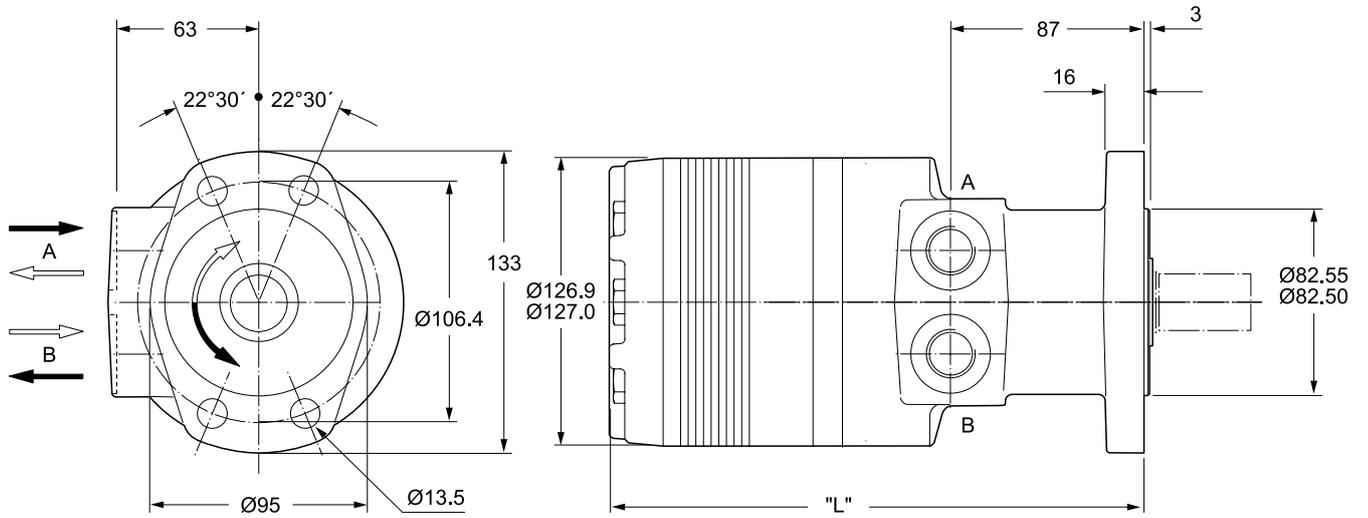
Drehzahl Speed Vitesse de rotation Velocità di rotazione	5...710 rev/min
Schluckstrom Oil flow Débit d'huile Portata	max. 115 l/min
Eingangsdruck Supply pressure Pression entrée Pressione in entrata	max. 300 bar
Drehmoment Torque Couple Coppia	max. 1490 Nm
Seitenlast Side load Charges latérales Carico radiale	max. 30.000 N



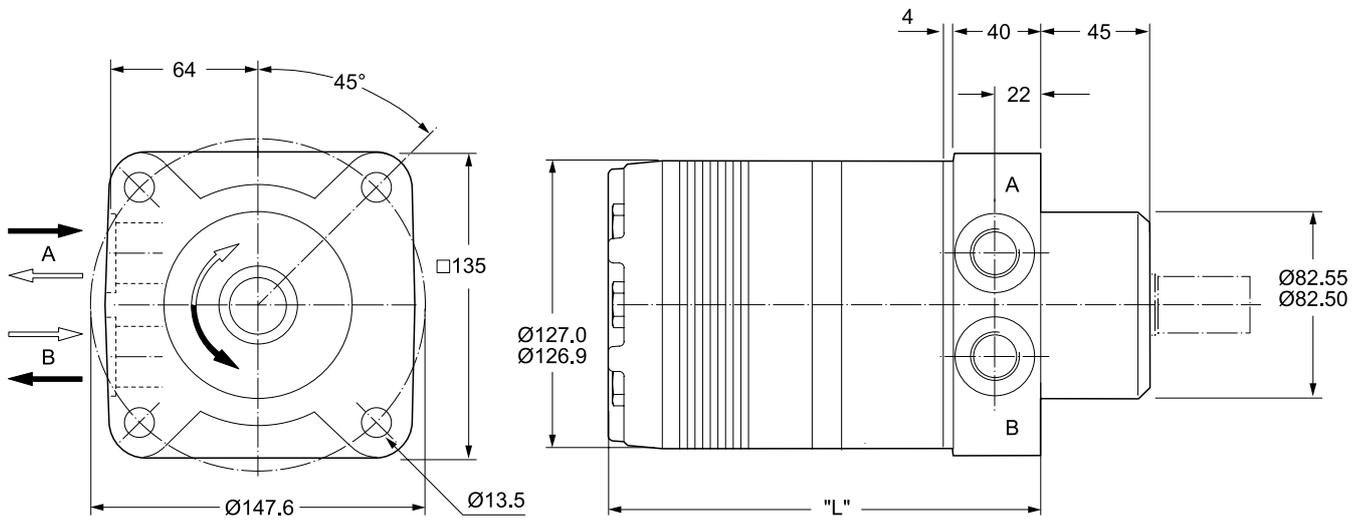
Motor series TH	Geom. Schluckvolumen Geometric displacement Cylindrée	Max. Drehzahl Max. speed Vitesse de rotation maxi Velocità di rotazione maxi	Max. Schluckstrom Max. oil flow Débit d'huile maxi Portata max	Max. Druckgeräusche Max. differential pressure Chute de pression maxi Caduta di pressione max	Max. Eingangsdruck Max. supply pressure Pression maxi entrée Pressione max in entrata	Max. Drehmoment Max. torque Couple maxi Coppia max	Max. Leistungabgabe Max. performance Puissance de sortie maxi Potenza meccanica max	Min. Anlaufmoment Min. starting torque Couple min. fourni Coppia min. di spunto
	cm ³ /U cm ³ /rev cm ³ /tr cm ³ /giro	cont / int U/min rev/min tr/min giri/min	cont / int l/min	cont / int bar	max bar	cont / int Nm	cont / int max. KW	cont / int Nm
TH 140	140	460/660	75/100	200/280	300	400/540	33	320/430
TH 170	169	400/560	75/100	200/280	300	485/650	33	380/540
TH 195	195	340/480	75/100	200/280	300	560/770	33	450/620
TH 240	237	270/400	75/100	200/280	300	685/920	32	550/740
TH 280	280	230/340	75/100	200/280	300	800/1100	31	640/880
TH 335	337	190/280	75/100	200/280	300	980/1350	30	790/1080
TH 405	405	170/240	75/100	170/240	300	960/1350	27	770/1080
TH 475	476	150/240	75/115	140/200	300	960/1400	28	770/1120
TH 530	529	130/220	75/115	140/170	300	1050/1280	23	840/1024
TH 625	624	110/190	75/115	120/160	300	1040/1360	20	830/1090
TH 785	786	90/150	75/115	100/140	300	1150/1490	17	920/1200
TH 960	958	80/120	75/115	70/100	300	925/1390	12	740/1110

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

Code M

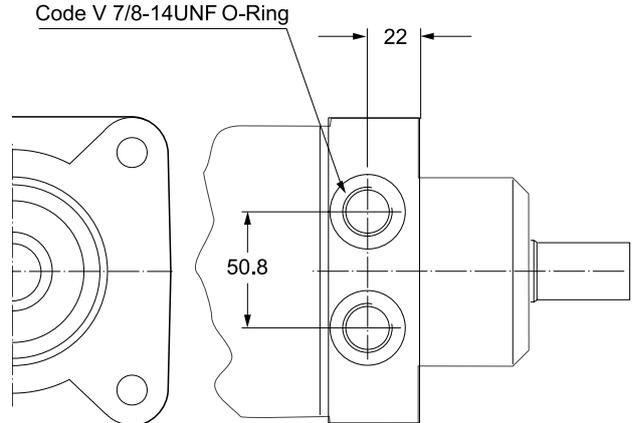
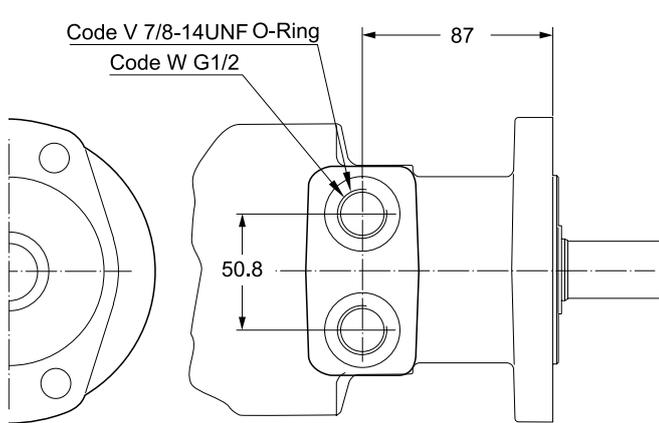


Code U



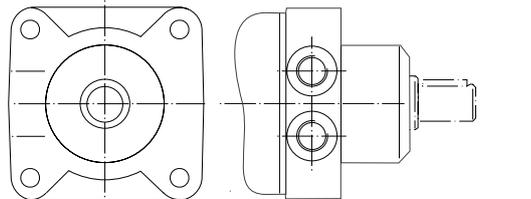
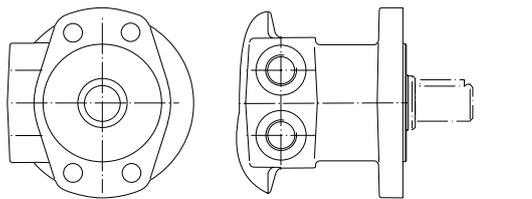
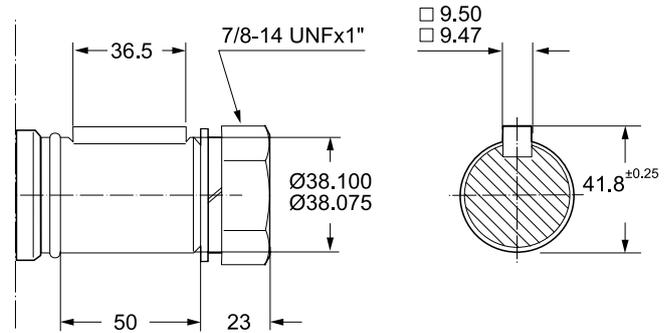
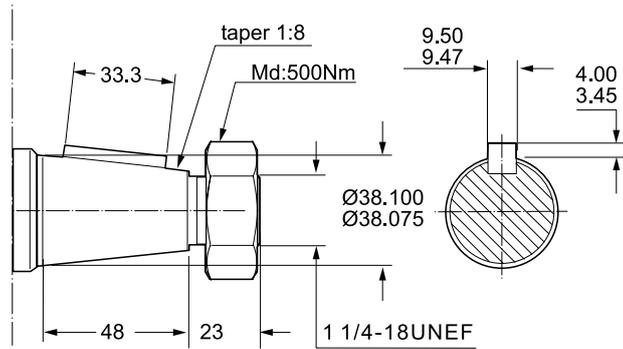
Gewicht / Weight		TH140	TH170	TH195	TH240	TH280	TH335	TH405	TH475	TH530	TH625	TH785	TH960
Poids / Peso	kg	17.0	17.2	17.4	17.8	18.2	18.6	19.2	19.8	20.6	21.3	22.9	24.5
Code M	"L" mm	216	219	222	227	232	238	245	254	260	270	289	308
Code U	"L" mm	173	177	180	184	189	196	203	212	218	227	246	265

Ports

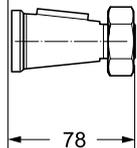


**Coupling shaft
 Code 31**

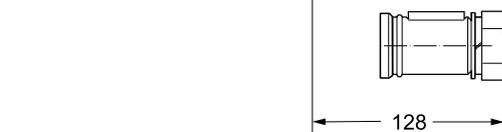
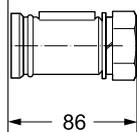
Code 32



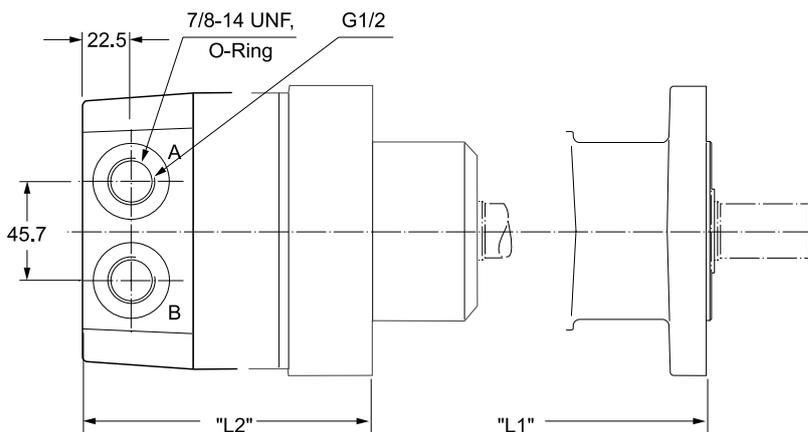
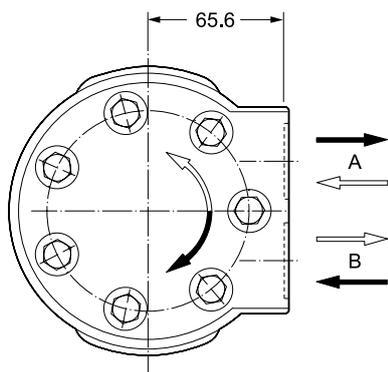
Code 31



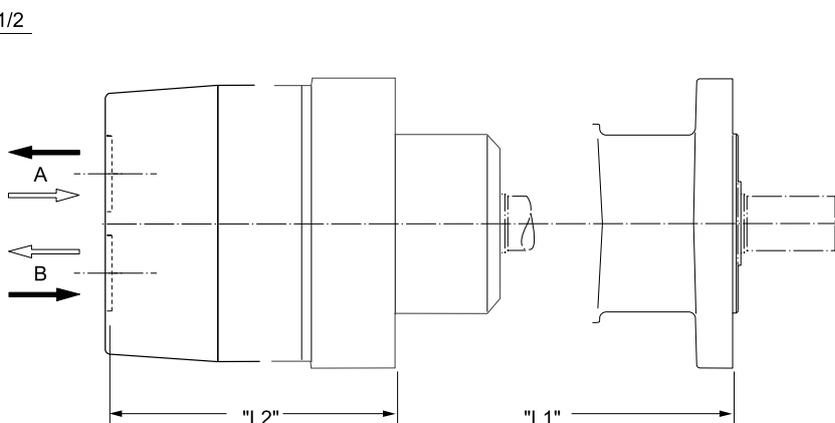
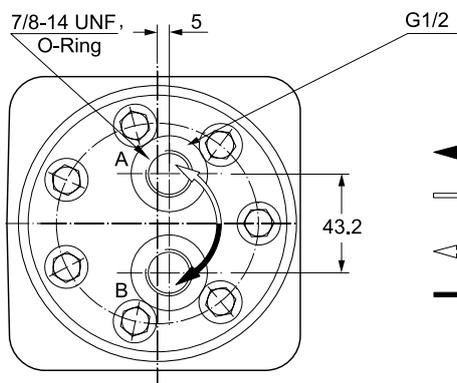
Code 32



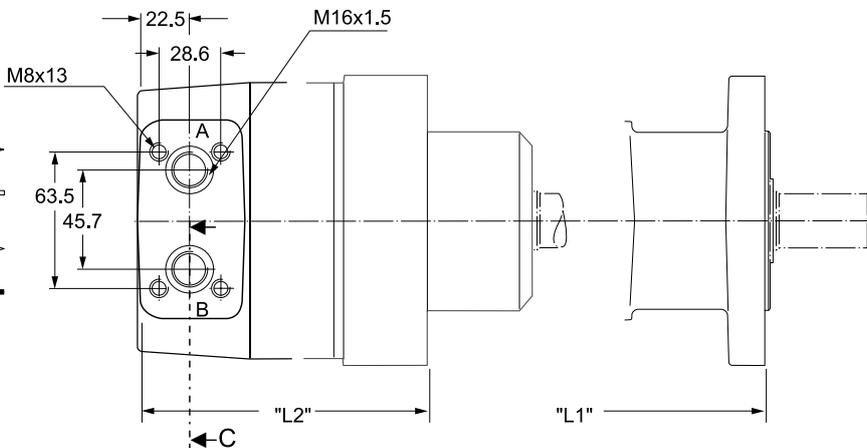
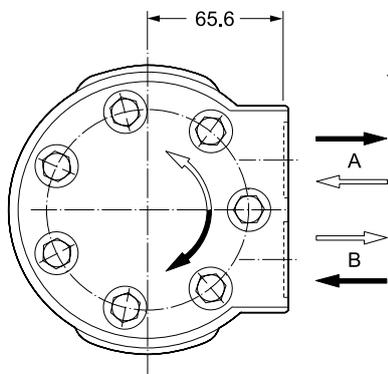
Code B 7/8-14UNF Code X G 1/2



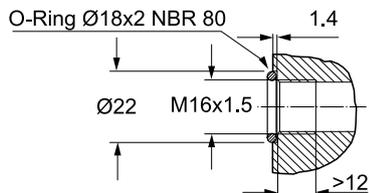
Code A 7/8-14UNF Code Y G 1/2



Code L



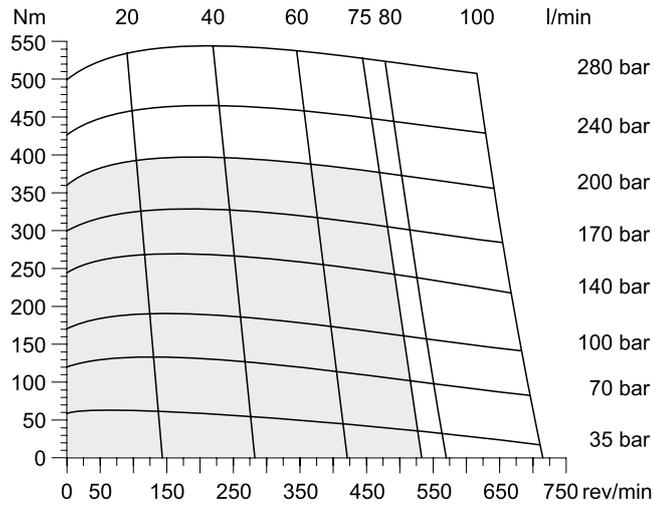
Section C



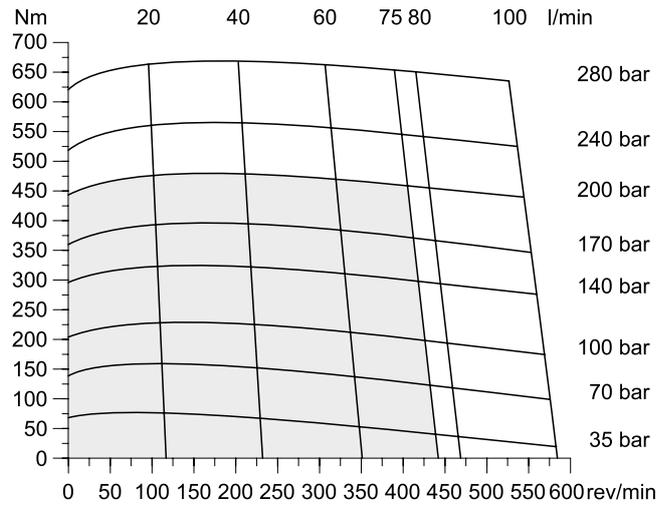
Zum Motor mit Universalanschluss werden 2 O-Ringe geliefert.
 Motor with manifold mount is supplied with 2 O-rings.
 Deux joints toriques sont livrés avec les moteurs au plan de raccordement universel.
 Il blocchetto connessioni è corredato da 2 OR.

Gewicht / Weight		TH140	TH170	TH195	TH240	TH280	TH335	TH405	TH475	TH530	TH625	TH785	TH960
Poids / Peso	kg	18.6	18.8	19.0	19.4	19.8	20.2	20.8	21.4	22.2	22.9	24.5	26.1
Code	"L1" mm	241	244	247	252	257	263	270	279	285	295	314	333
B, X, L, A, Y	"L2" mm	198	202	205	209	214	221	228	237	243	252	271	290

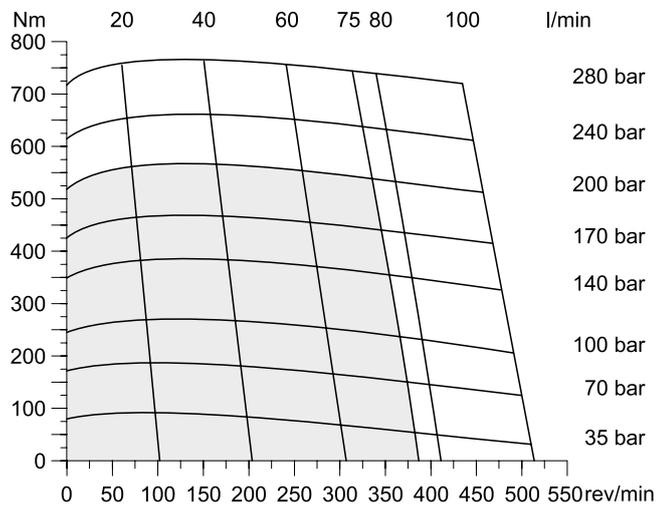
TH 140



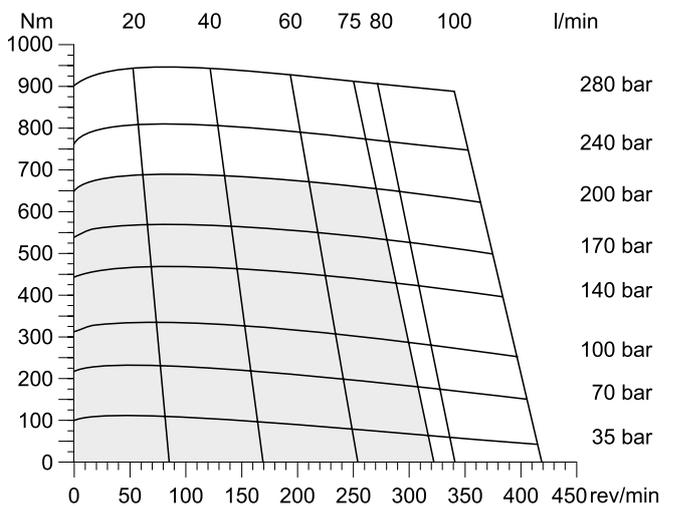
TH 170



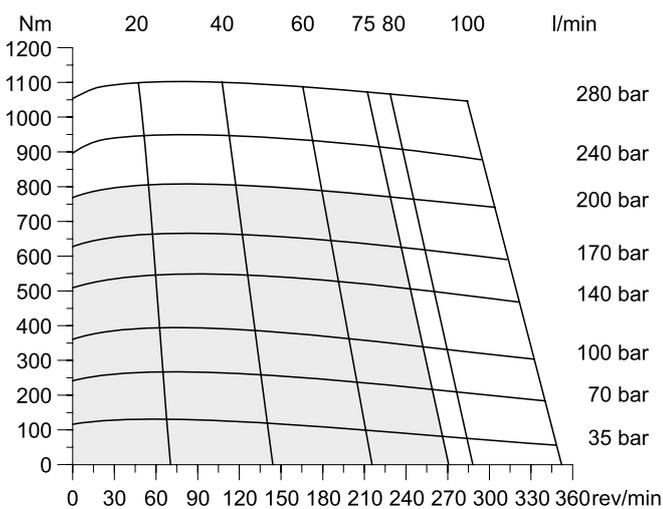
TH 195



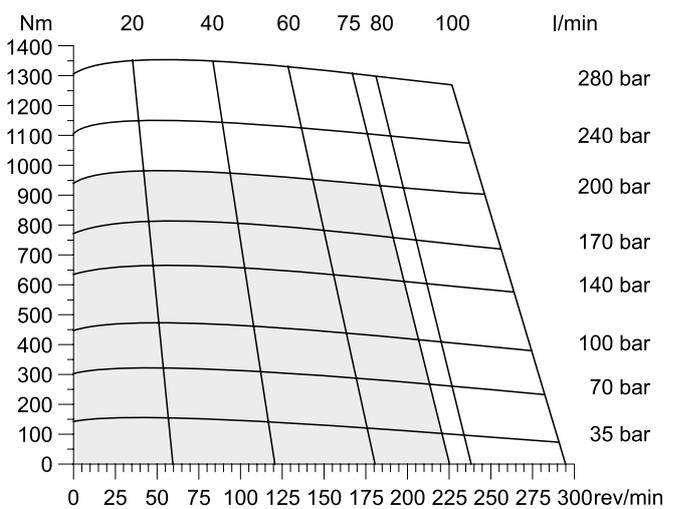
TH 240



TH 280



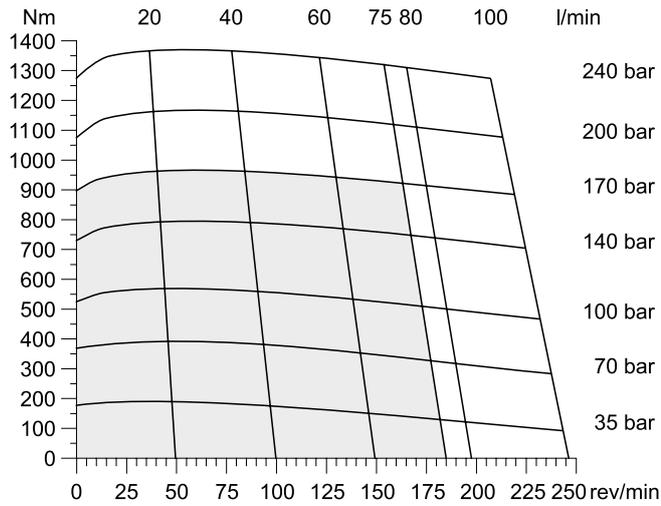
TH 335



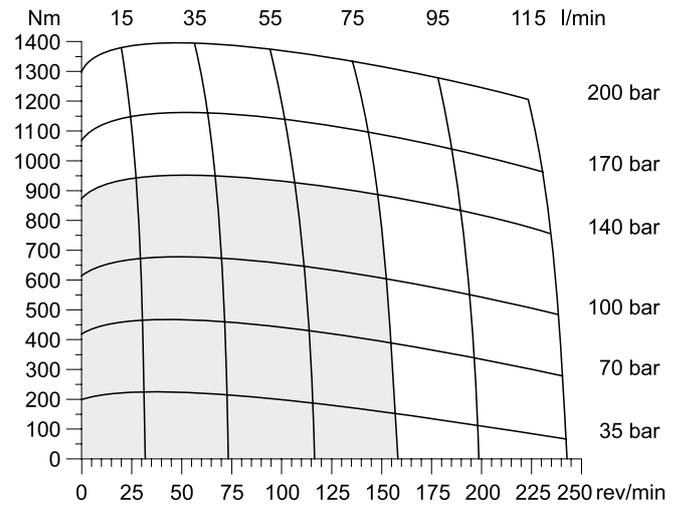
□ Cont. □ Int.

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

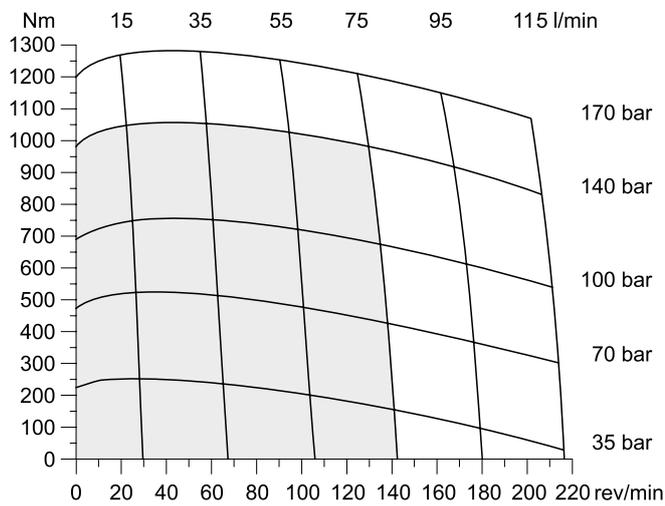
TH 405



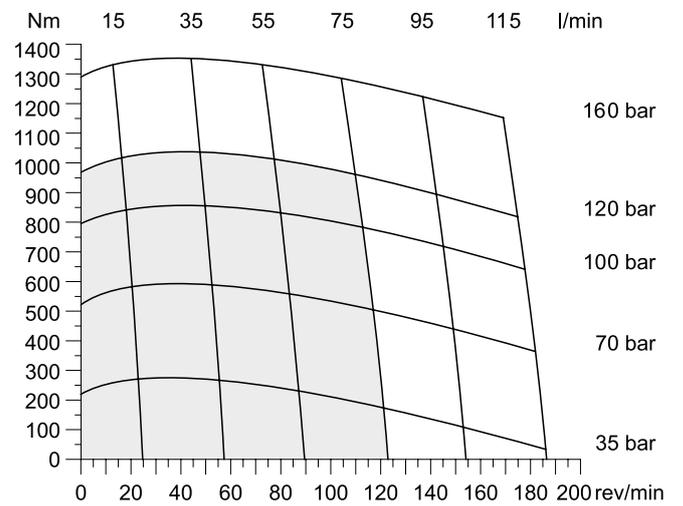
TH 475



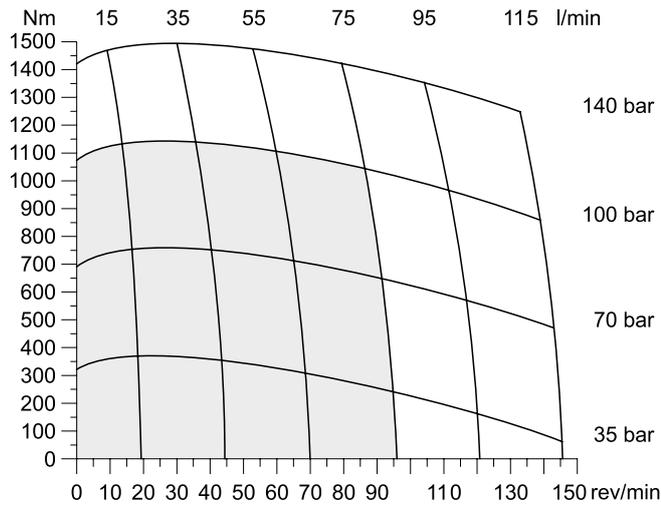
TH 530



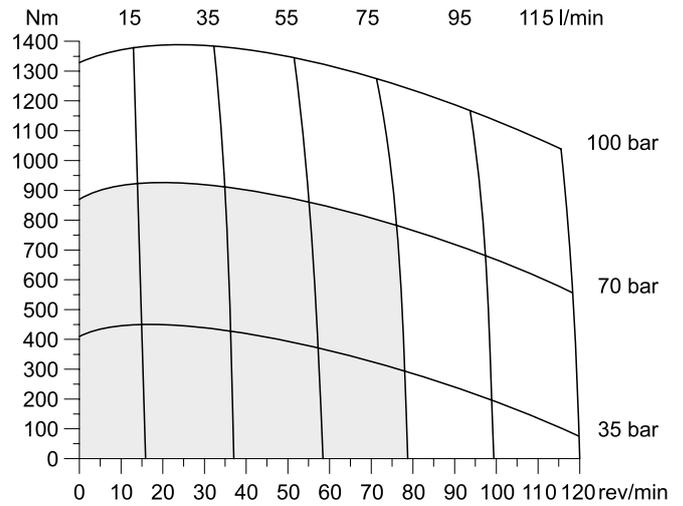
TH 625



TH 785



TH 960

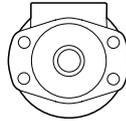
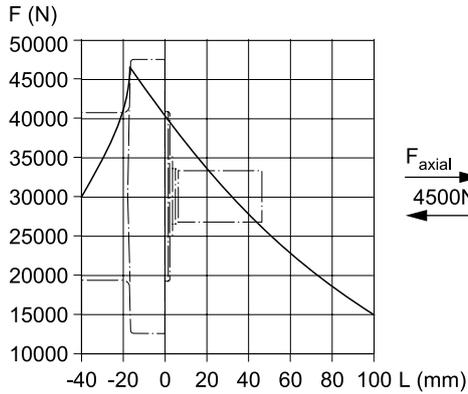


□ Cont. □ Int.

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

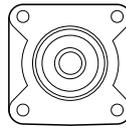
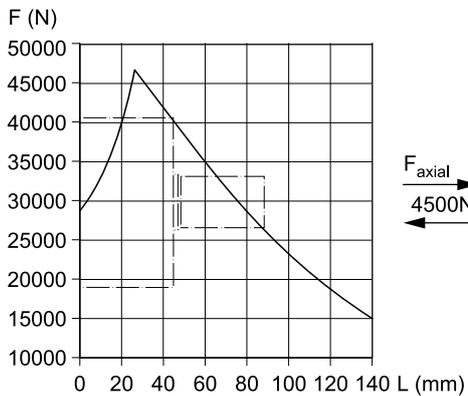
Life Time

Code M



$$L_h = \frac{\left(\frac{1500000}{F_R \cdot \left(1.20 + \frac{L}{95\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$

Code U



$$L_h = \frac{\left(\frac{1500000}{F_R \cdot \left(0.76 + \frac{L}{95\text{mm}} \right)} \right)^{3.3}}{n}$$

Die Lebensdauer der Radiallager (L_h in Stunden) lässt sich nach folgender Formel berechnen. Die Größe F_R ist durch die mechanische Festigkeit der Abtriebswelle begrenzt (siehe Diagramm). Das Maß "L" ist das Längenmaß vom Gehäuseflansch bis zum Angriffspunkt der Radialkraft F_R .

La durée de vie des roulements radiaux (L_h en heures) peut être calculée par les formules suivantes. La grandeur F_R est limitée par les résistances mécaniques de l'arbre de sortie (voir diagramme). La cote "L" est la longueur entre la bride du carter jusqu'au point d'appui de l'effort radial F_R .

Life time (L_h in hours) of the radial bearings can be calculated with the following formula. The value F_R is limited by the mechanical strength of the shaft (see diagram). The measurement "L" is the length from the housing flange up to the point of impact of the radial force F_R .

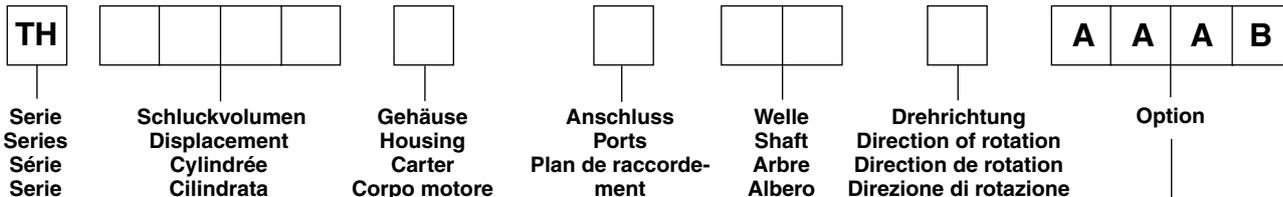
La durata dei cuscinetti (L_h in ore) può essere calcolata con la seguente formula. Il valore F_R è limitato dalla resistenza meccanica dell'albero (vedi diagramma). La quota "L" è la distanza tra la flangia del corpo ed il punto di applicazione della forza radiale F_R .

Vorstehende Formeln gelten für eine B10-Lebensdauer.
The preceding formulas are valid for a B10 duration of life.
Les formules précédentes sont valables pour une durée de vie B10.
Le formule precedenti sono valide per una durata della vita B10.

L_h = h
 L = mm
 F_R = F (N)
 n = rev/min

Ordering Code

**Torqmotor
Series TH**



Code	cm ³ /rev
0140	140
0170	169
0195	195
0240	237
0280	280
0335	337
0405	405
0475	476
0530	529
0625	624
0785	786
0960	958

Code	Housing
M	
U	

Code	Front port
S	7/8-14 UNF O-Ring
W ¹⁾	G 1/2

¹⁾ Nicht verfügbar für Gehäuse "U"
Not possible for housing "U"
Pas disponible pour carter "U"
Non Disponibile con il corpo codice "U"

Code	Rear port
Y	G 1/2 Axial
A	7/8-14 UNF Axial
X	G 1/2 Radial
B	7/8-14 UNF Radial
L	Universal Radial M8x13

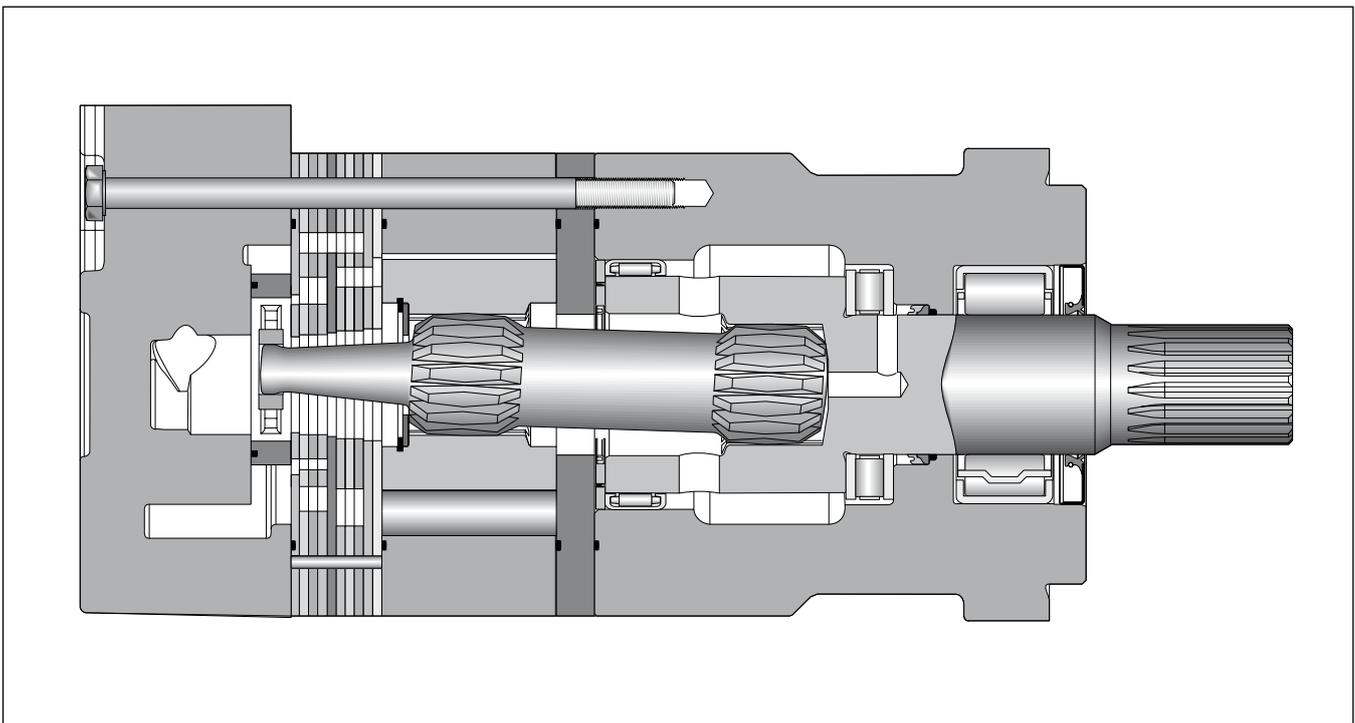
Code	Shaft
31	
32	

For further options different to standard 'AAAB' see page 57.

Code	Front port
0	<p>Standard</p>
1	

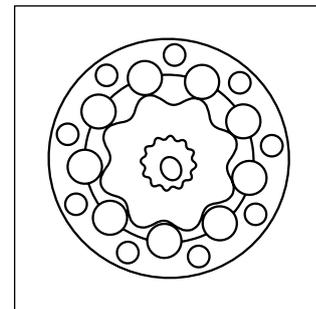
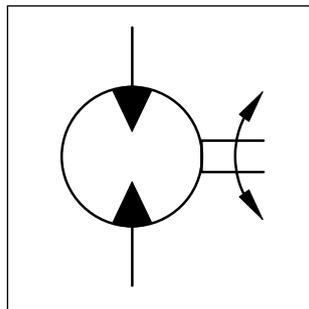
Code	Rear port
0	<p>Standard</p>
1	

- **Langsamlaufender Gerotor-Motor**
 - **Spezielle Orbital-Steuerung**
Geringe interne Leckage
Hoher volumetrischer Wirkungsgrad
 - **Rollen im Rotorsatz**
Reduzierte Reibung
Lange Lebensdauer
 - **Patentierter Hochdruckwellendichtung**
Keine Leckölleitung
Keine Rückschlagventile
 - **Vielzahl von Varianten**
Großer Einsatzbereich
- **Low Speed Gerotor Motor**
 - **Zero leak commutation valve**
For greater, more consistent volumetric efficiency
 - **Roller vane rotor set**
Reduces friction and internal leakage
Maintaining efficiency throughout the life of the motor
 - **A patented high-pressure shaft seal**
No check valves needed
No extra plumbing
 - **Wide choice of displacement range, flange and shaft options**
Greater efficiency in systems design to suit your application
- **Moteur lent système Gerotor**
 - **Une distribution orbitale particulière assure**
fuites internes minimales
rendements volumétriques élevés
 - **Le rotor à rouleaux**
réduit les frottements
augmente la durée de vie
 - **Par l'utilisation de joints d'arbre haute pression brevetés**
pas de conduite de drainage
pas de clapets anti-retour
 - **Grâce à de nombreuses variantes**
larges domaines d'application
- **Motore orbitale a bassa velocità**
 - **Una particolare distribuzione orbitale assicura**
trafilamento ridotto
elevato rendimento volumetrico
 - **Con lo statore a rullini**
si riduce l'attrito interno
si mantiene nel tempo l'efficienza del motore
 - **Una guarnizione di tenuta ad alta pressione brevettata elimina la necessità**
di una linea di drenaggio esterna
e di valvole di non ritorno
 - **Un'ampia gamma di cilindrata, flange ed alberi**
consentono scelte adeguate ad ogni esigenza costruttiva



Performance

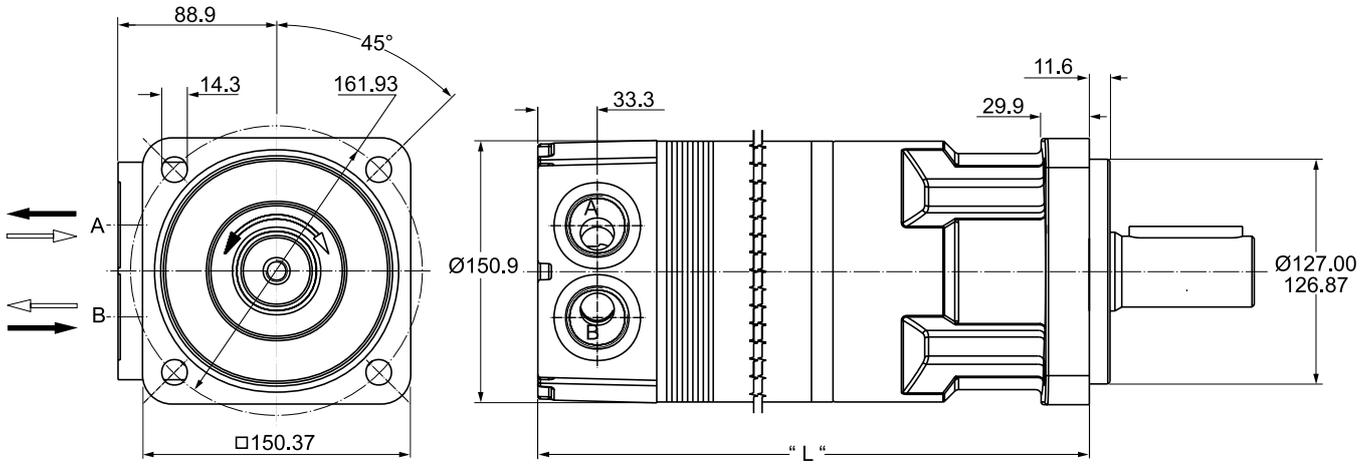
Drehzahl Speed Vitesse de rotation Velocità di rotazione	5...520 rev/min
Schluckstrom Oil flow Débit d'huile Portata	max. 225 l/min
Eingangsdruck Supply pressure Pression entrée Pressione in entrata	max. 330 bar
Drehmoment Torque Couple Coppia	max. 2700 Nm
Seitenlast Side load Charges latérales Carico radiale	max. 26.000 N



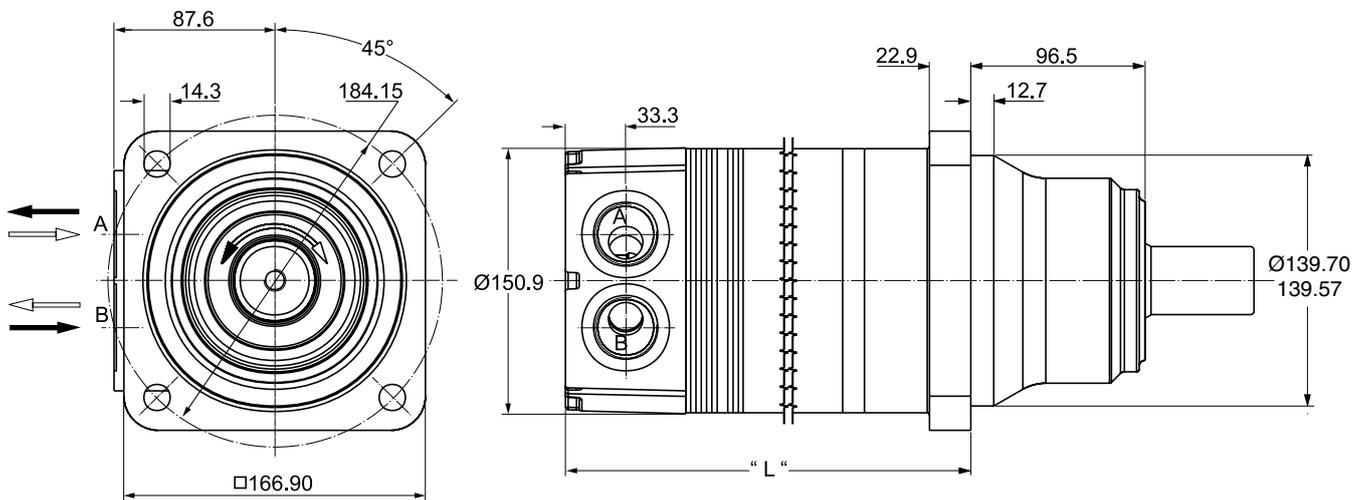
Motor series TK	Geom. Schluckvolumen Geometric displacement Cylindrée Cilindrata	Max. Drehzahl Max. speed Vitesse de rotation maxi Velocità di rotazione max	Max. Schluckstrom Max. oil flow Débit d'huile max Portata max	Max. Druckgefälle Max. differential pressure Chute de pression maxi Caduta di pressione max	Max. Eingangsdruck Max. supply pressure Pression maxi entrée Pressione max in entrata	Max. Drehmoment Max. torque Couple maxi Coppia max	Max. Leistungabgabe Max. performance Puissance de sortie maxi Potenza meccanica max	Min. Anlaufmoment Min. starting torque Couple min. fourni au démarrage Coppia min. di spunto
	cm ³ /U cm ³ /rev cm ³ /tr cm ³ /giro	U/min rev/min tr/min giri/min	cont / int l/min	cont / int bar	max bar	cont / int Nm	cont / int max. KW	cont / int Nm
TK 250	251	520	114 / 133	240 / 310	330	815 / 1040	49	690 / 880
TK 315	315	410	114 / 133	240 / 310	330	1030 / 1315	47	950 / 1220
TK 400	400	370	114 / 151	205 / 275	330	1150 / 1525	49	1050 / 1410
TK 500	500	300	114 / 151	205 / 275	330	1440 / 1915	48	1320 / 1780
TK 630	629	240	114 / 151	205 / 225	330	1620 / 1715	34	1500 / 1620
TK 800	800	275	151 / 227	190 / 205	330	1915 / 2300	44	1740 / 1900
TK 1000	1000	220	151 / 227	175 / 190	330	2410 / 2660	35	1980 / 2180

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

Code K

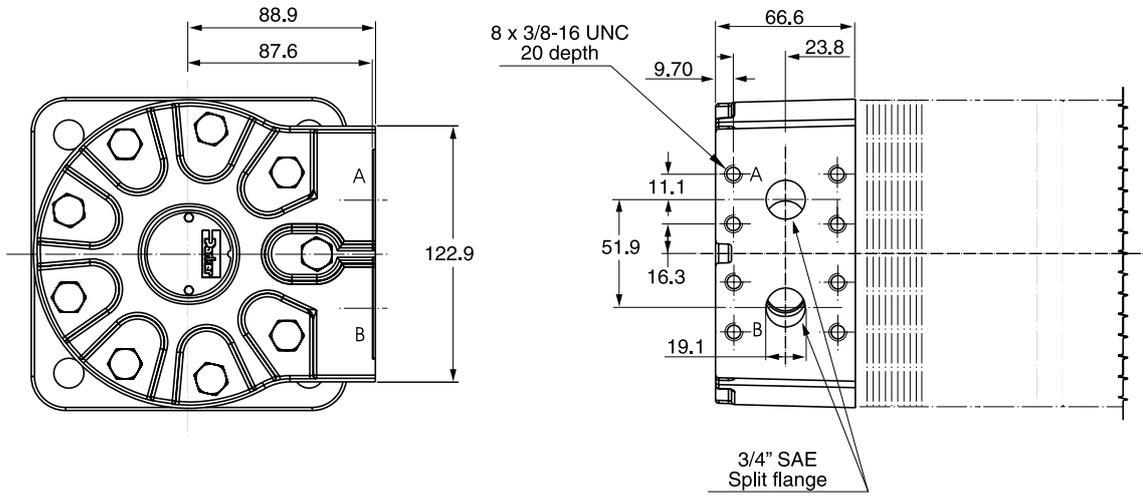


Code T

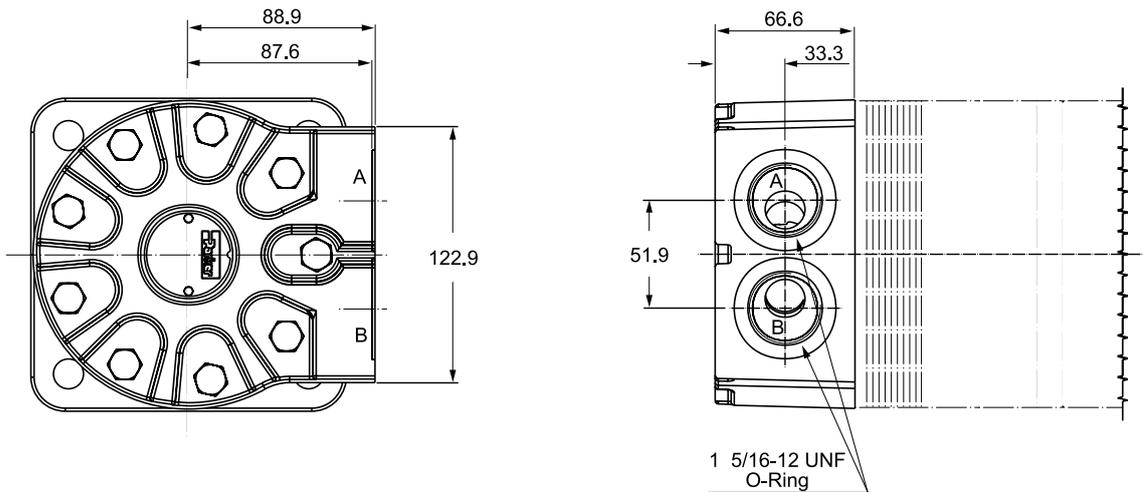


Gewicht / Weight / Poids / Peso	TK250	TK315	TK400	TK500	TK630	TK800	TK1000
Code K	32.0	32.7	33.5	34.5	35.7	37.2	39.1
Code T	30.8	31.4	32.3	33.2	34.5	36.0	37.9
Code K	277	282	290	297	310	323	340
Code T	191	196	203	213	224	239	257

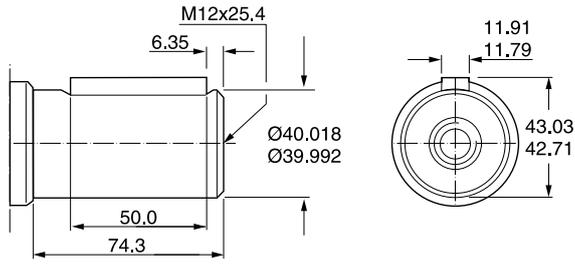
Code 4



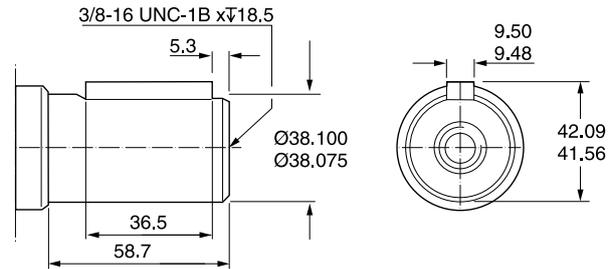
Code 5



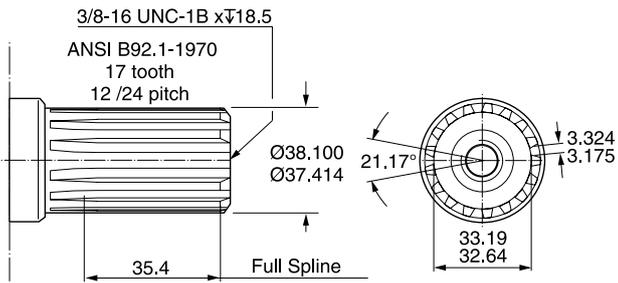
Code 64



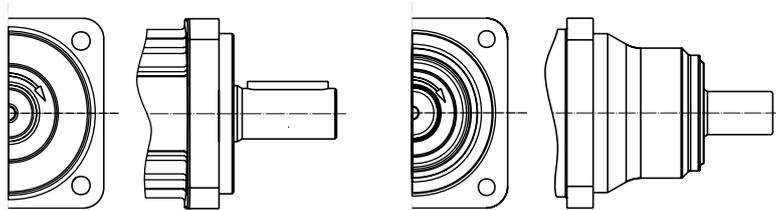
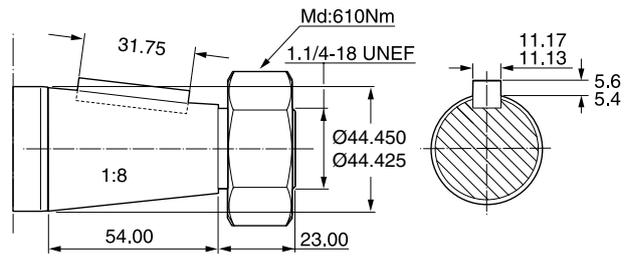
Code 32



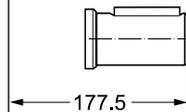
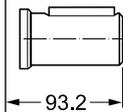
Code 36



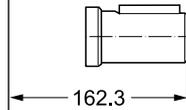
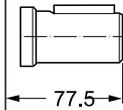
Code 63



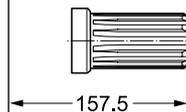
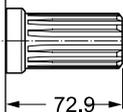
Code 64



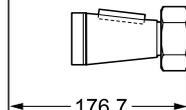
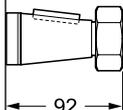
Code 32



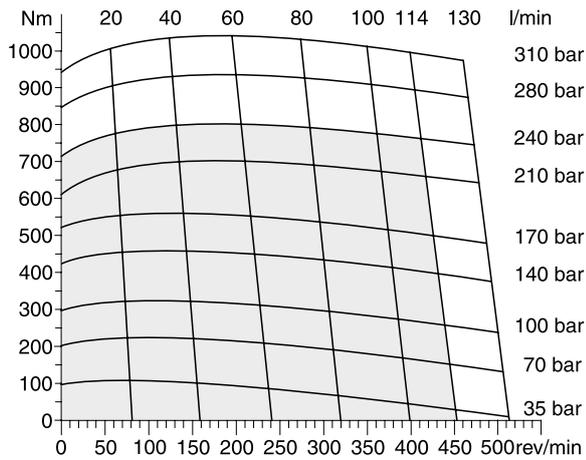
Code 36



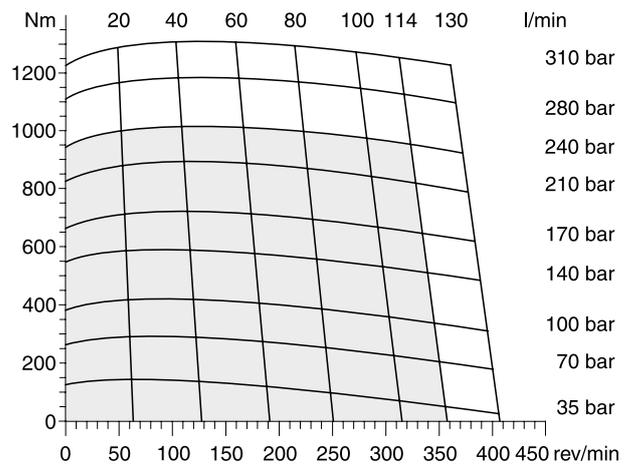
Code 63



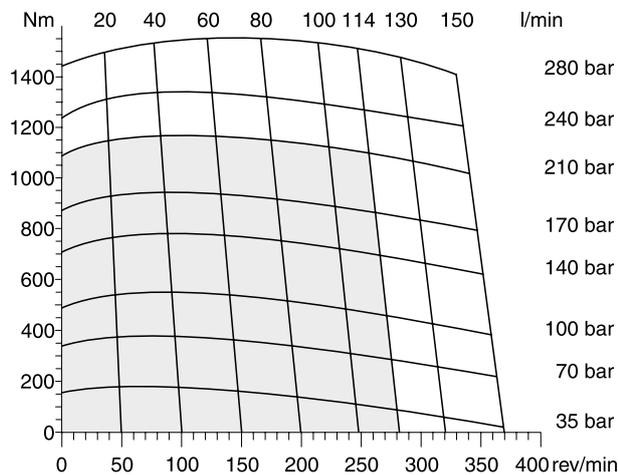
TK 250



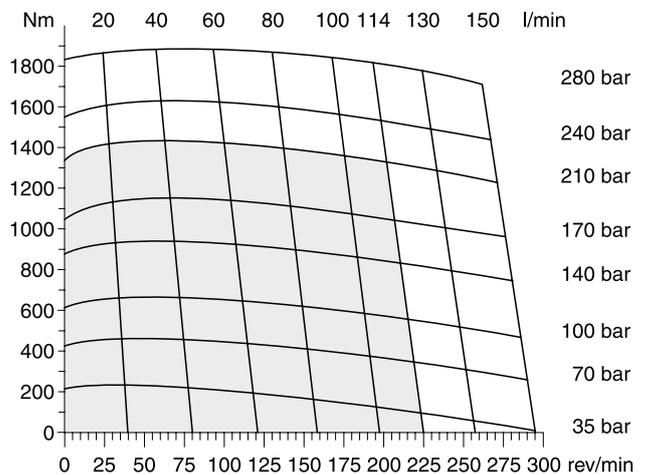
TK 315



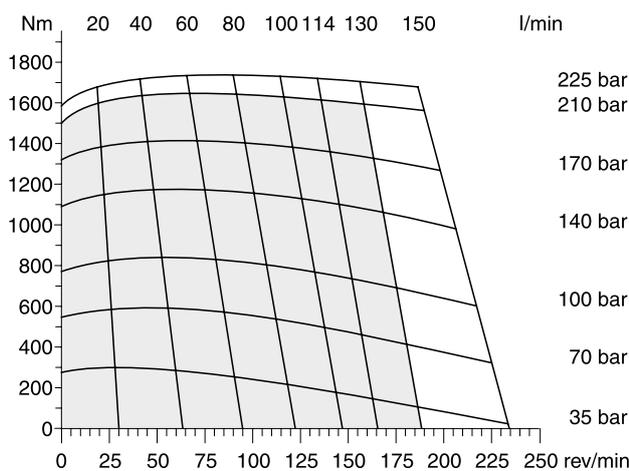
TK 400



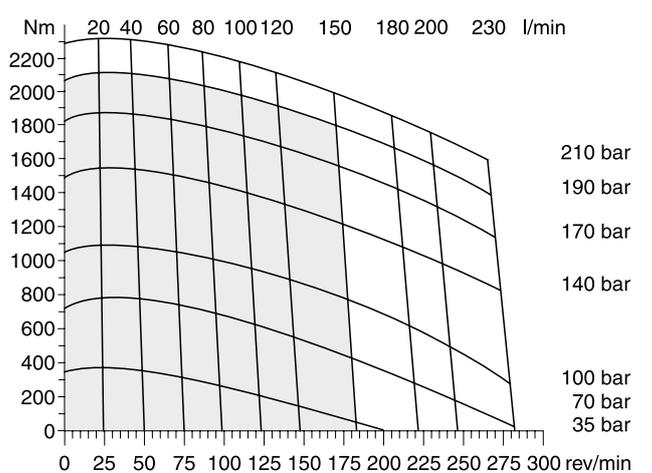
TK 500



TK 630



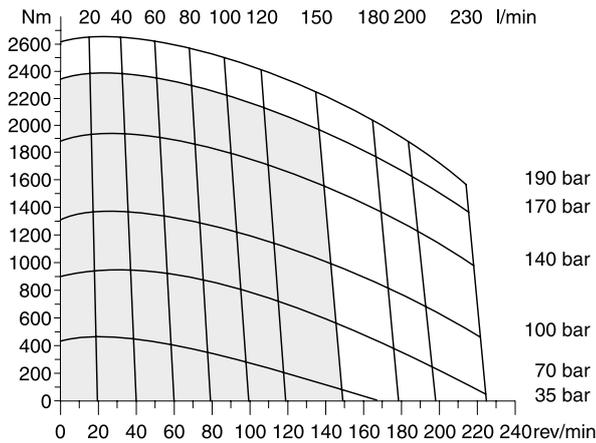
TK 800



□ Cont. □ Int.

int. =
Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.
Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d' utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.

TK 1000



Life Time

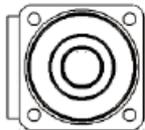
Die Lebensdauer der Radiallager (L_h in Stunden) lässt sich nach folgender Formel berechnen. Die Größe F_R ist durch die mechanische Festigkeit der Abtriebswelle begrenzt (siehe Diagramm). Das Maß "L" ist das Längenmaß vom Gehäuseflansch bis zum Angriffspunkt der Radialkraft F_R .

La durée de vie des roulements radiaux (L_h en heures) peut être calculée par les formules suivantes. La grandeur F_R est limitée par les résistances mécaniques de l'arbre de sortie (voir diagramme). La cote "L" est la longueur entre la bride du carter jusqu'au point d'appui de l'effort radial F_R .

Life time (L_h in hours) of the radial bearings can be calculated with the following formula. The value F_R is limited by the mechanical strength of the shaft (see diagram). The measurement "L" is the length from the housing flange up to the point of impact of the radial force F_R .

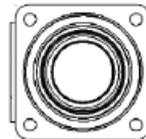
La durata dei cuscinetti (L_h in ore) può essere calcolata con la seguente formula. Il valore F_R è limitato dalla resistenza meccanica dell'albero (vedi diagramma). La quota "L" è la distanza tra la flangia del corpo ed il punto di applicazione della forza radiale F_R .

Code K

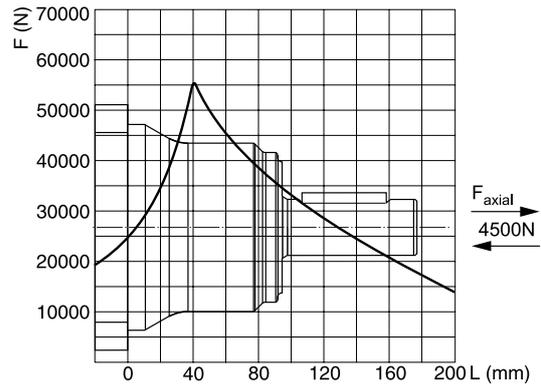
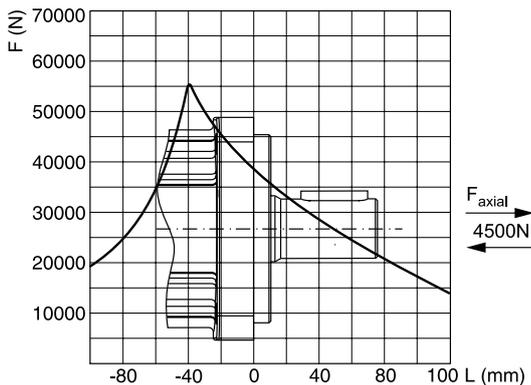


$$L_h = \frac{12 \cdot 10^6}{60 \cdot n} \left\{ \frac{F_a}{F_b} \right\}^{3.33}$$

Code T



$$L_h = \frac{12 \cdot 10^6}{60 \cdot n} \left\{ \frac{F_a}{F_b} \right\}^{3.33}$$



Life in hours / Lebensdauer in Stunden
 Shaft speed / Abtriebswellendrehzahl
 Allowable side load defined by above curve at a distance from mounting flange /
 Erlaubte radiale Wellenbelastung als Funktion der Länge
 Application side load / Anwendungsseitige Wellenbelastung

L_h = h
 n = rev/min
 F_a = F (N)
 F_b = F (N)

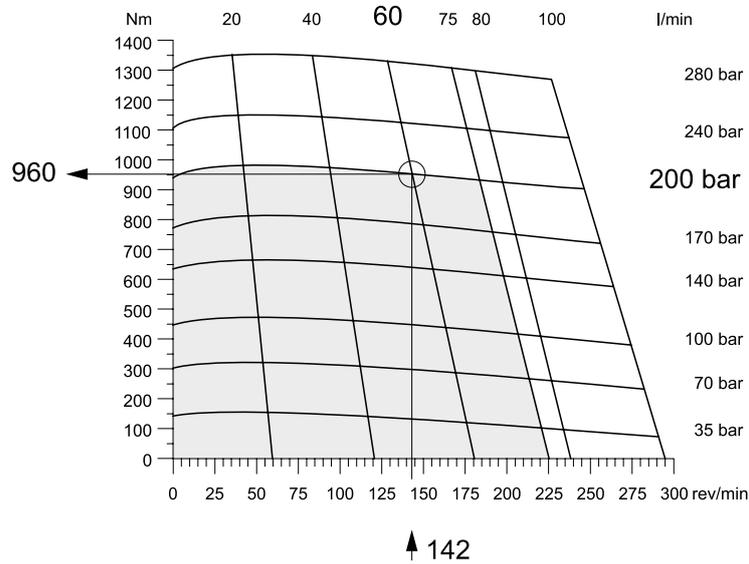
Vorstehende Formeln gelten für eine B10-Lebensdauer. / The preceding formulas are valid for a B10 duration of life.
 Les formules précédentes sont valables pour une durée de vie B10. / Le formule precedenti sono valide per una durata della vita B10.

Example

Berechnung von Wirkungsgrad und Leistung
Calculation of efficiency and output power
Dètermination du rendement et de la puissance
Calcoli di rendimento e potenza utile

TG 335

Md = 960 Nm
n = 142 rev/min
Δp = 200 bar
V = 337 cm³/rev
Q = 60 l/min



Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad (η_{hm})
Hydraulic-mechanical efficiency
Rendement hydro-mècanique
Rendimento idro-meccanico

$$\eta_{hm} = \frac{Md \cdot 20 \cdot \pi}{\Delta p \cdot V} = \frac{960 \cdot 20 \cdot \pi}{200 \cdot 337}$$

$$\eta_{hm} = 0.89$$

Volumetrischer Wirkungsgrad (η_{vol})
Volumetric efficiency
Rendement volumètrique
Rendimento volumetrico

$$\eta_{vol} = \frac{n \cdot V}{Q \cdot 10^3} = \frac{142 \cdot 337}{60 \cdot 10^3}$$

$$\eta_{vol} = 0.80$$

Gesamtwirkungsgrad (η_{ges})
Overall efficiency
Rendement global
Rendimento totale

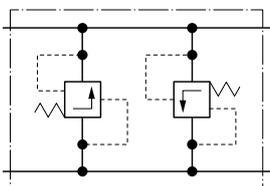
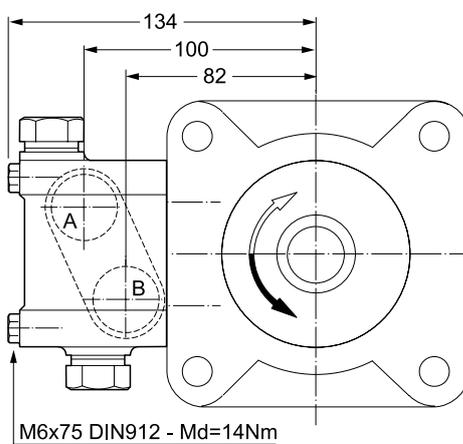
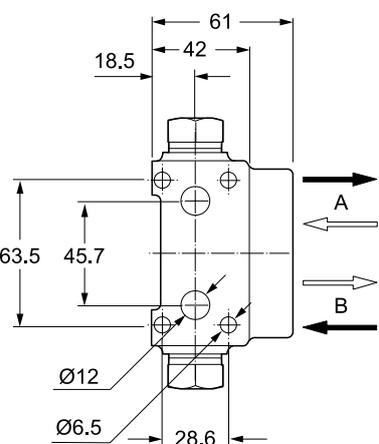
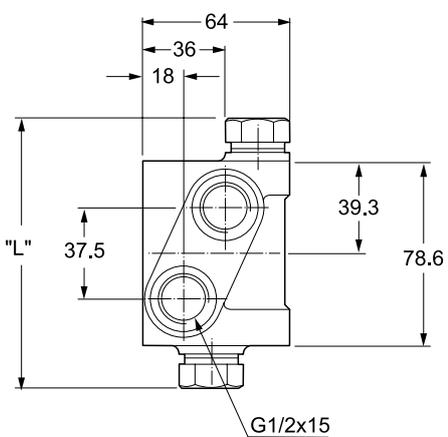
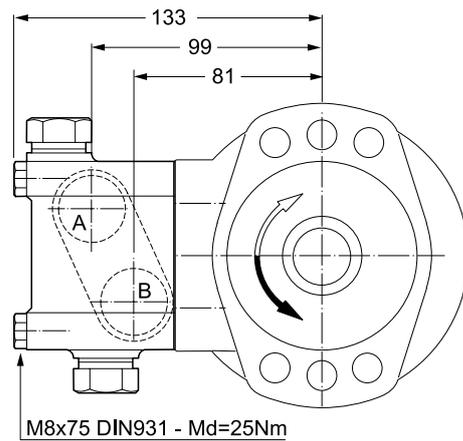
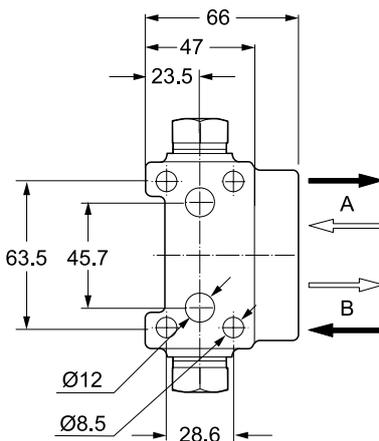
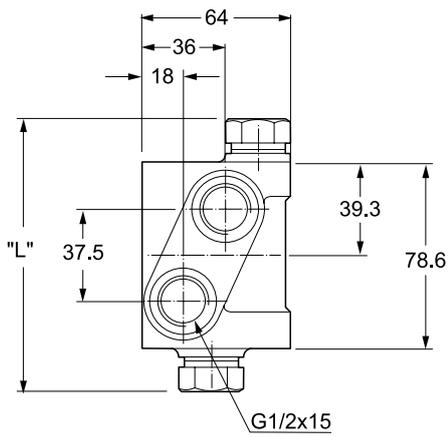
$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hm} = 0.80 \cdot 0.89$$

$$\eta_{ges} = 0.71$$

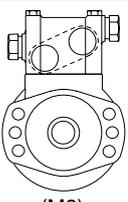
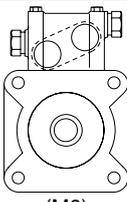
Leistung P (kW)
Power P
Puissance P
Potenza P

$$P = \frac{Md \cdot n \cdot \pi}{10^4 \cdot 3} = \frac{960 \cdot 142 \cdot \pi}{10^4 \cdot 3}$$

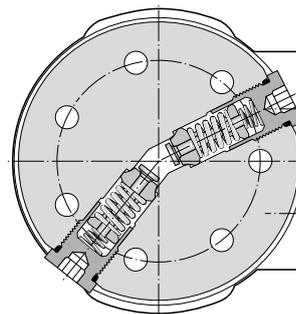
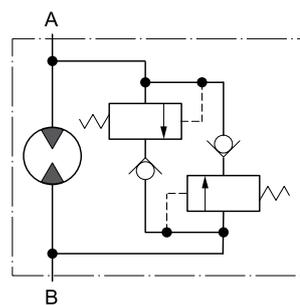
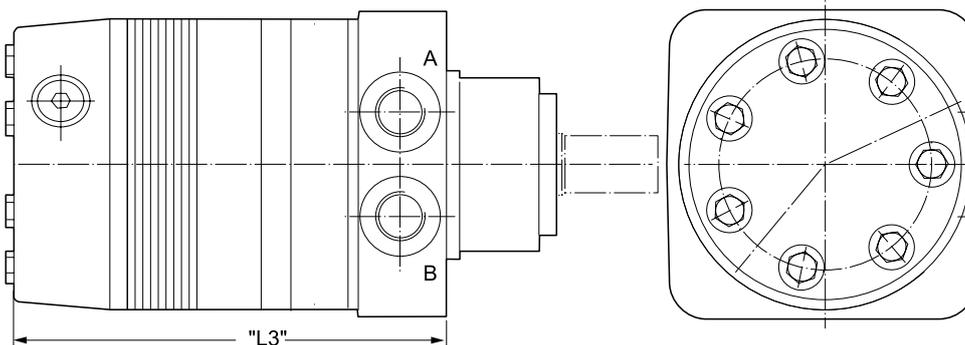
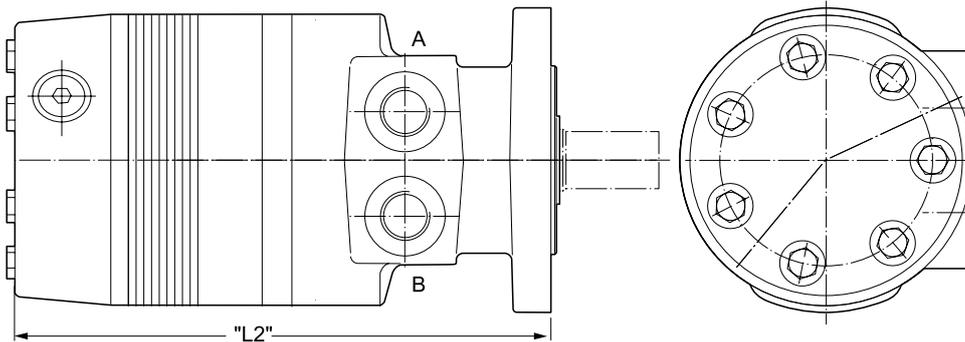
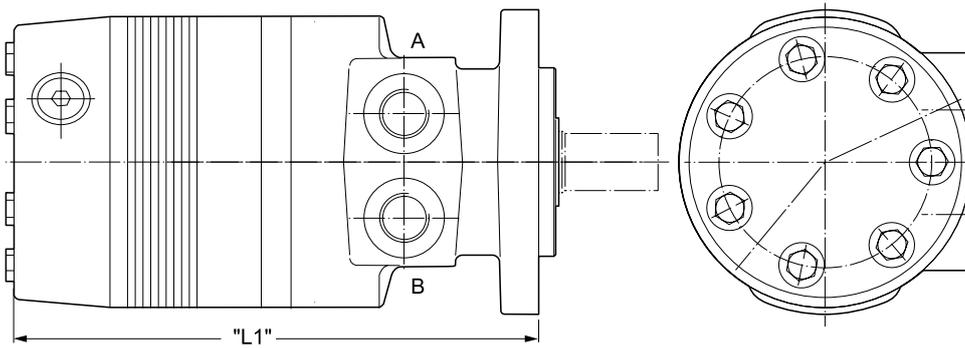
$$P = 14.3 \text{ kW}$$



Bestellschlüssel / Ordering Code / Système de commande / Sistema di ordinazione

Opening pressure	Single valve 		 (M8)	 (M6)	Length "L"
	Order no. (M8)	Order no. (M6)	Option code	Option code	
100 bar	410017-100	410018-100	HAAP	HAAF	110 mm
140 bar	410017-140	410018-140	HAAU	HAAH	158 mm
170 bar	410017-170	410018-170	HAAX	HAAK	158 mm
200 bar	410017-200	410018-200	HABA	HAAM	158 mm

Zubehör / Fixtures / Fournitures / Part. di fissaggio
 4 x M8 (M6) x 75mm ; 2 x O-Ring

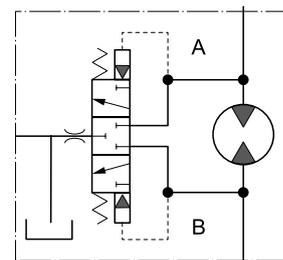
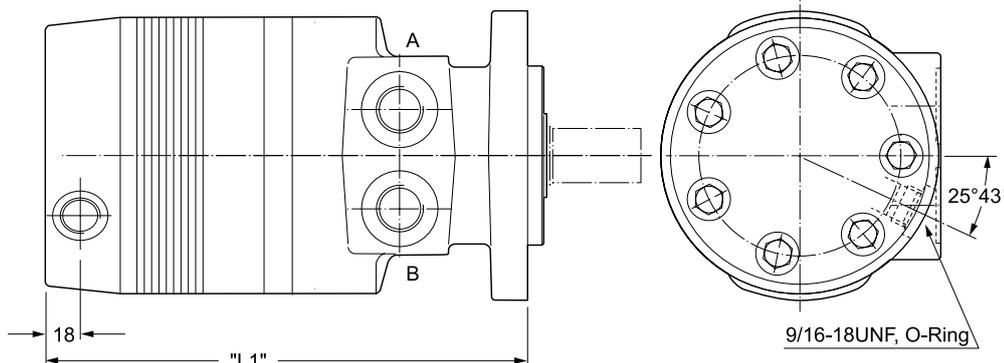


Motor Series	"L1" mm	"L2" mm	"L3" mm
TF80	213.5	218.5	173.2
TF100	213.5	218.5	173.2
TF130	216.5	221.5	176.3
TF140	218.3	223.3	178.1
TG140	218.3	223.3	178.1
TH140		243.6	201.2
TF170	221.3	226.3	181.1
TG170	221.6	226.6	180.4
TH170		246.9	204.3
TF190	224.6	229.6	184.4
TG190	224.6	229.6	184.4
TH190		250.0	207.6
TF240	229.2	234.2	189.0
TG240	229.2	234.2	189.0
TH240		254.8	212.2
TF280	234.0	239.0	193.8
TG280	234.0	239.0	193.8
TH280		259.6	217.0
TG330	240.4	245.4	200.2
TH330		266.0	223.3
TF365	243.7	248.7	203.5
TF405	247.7	252.7	207.5
TG405	247.7	252.7	207.5
TH405		275.3	230.7
TF475	256.4	261.4	216.2
TG475	256.4	261.4	216.2
TH475		281.7	239.3
TG530	262.7	267.7	222.5
TH530		288.1	245.7
TG620	272.1	277.1	231.9
TH620		297.8	255.1
TG790	291.2	296.2	251.0
TH790		316.8	274.1
TG960	310.2	315.2	270.0
TH960		335.9	293.2

Bestellschlüssel / Ordering Code / Système de commande / Sistema di ordinazione

Option code	Opening pressure
BBBM	70 bar
BBBJ	100 bar
BBBN	140 bar
BBCG	170 bar
BBBF	210 bar

Code AAFX



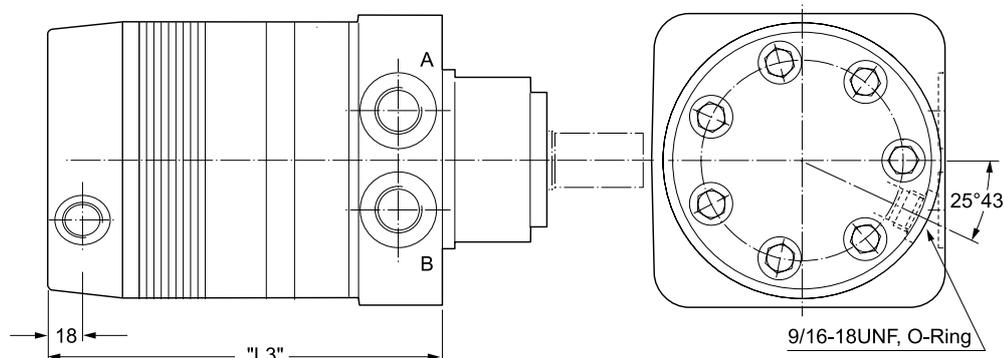
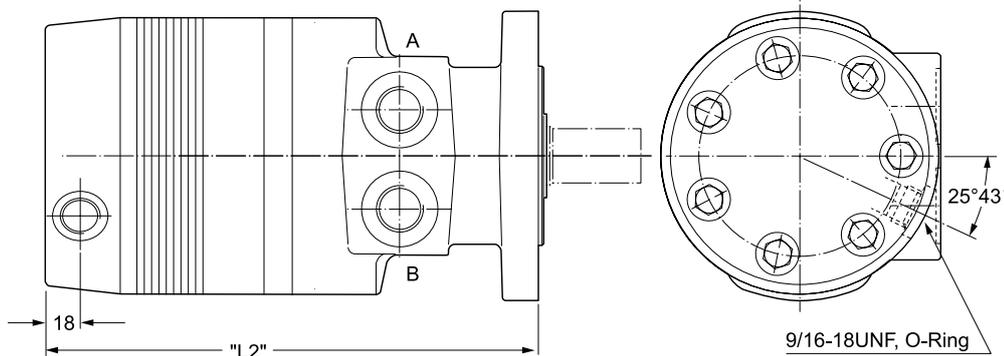
Q=3.5 l p=8 bar \dot{v} =39 mm²/s

Spülventil für geschlossene Systeme zur Rückführung einer definierten Menge des Niederdrucköls in den Tank zur Abkühlung innerhalb desselben Kreislaufs.

Hot oil shuttle valve allows for diverting of low pressure oil in closed loop applications to be returned to tank, cooler or filter for cooling in the same circuit.

Valve de rincage pour systèmes fermés pour le retour d'un volume déterminé de fluide basse pression vers le réservoir, un refroidisseur ou un filtre de réfrigération, dans le même circuit.

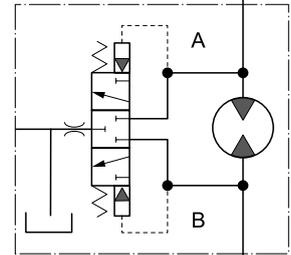
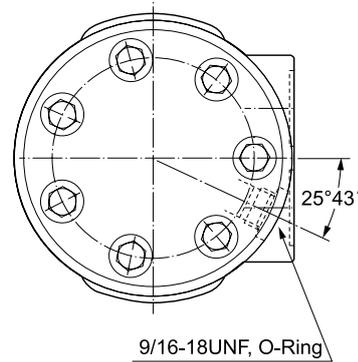
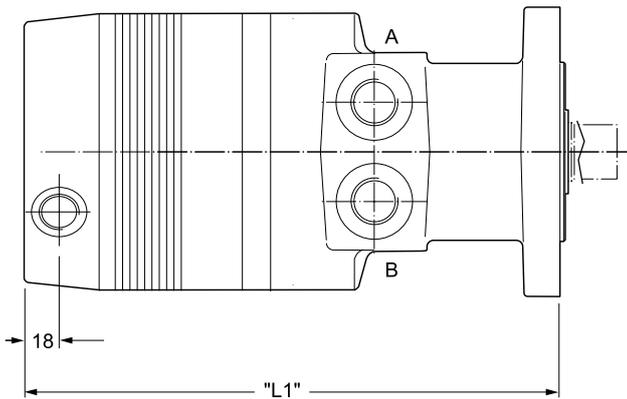
Una valvola selettiva permette di deviare olio a bassa pressione direttamente al serbatoio o allo scambiatore di calore consentendo, nelle applicazioni a circuito chiuso, un miglior raffreddamento dell'olio.



Gewicht / Weight		TG140	TG170	TG195	TG240	TG280	TG335	TG405	TG475	TG530	TG625	TG785	TG960
Poids / Peso	kg	16.0	16.3	16.5	16.9	17.3	17.7	18.3	19.0	19.7	20.4	22.0	23.7
Code AAFX	"L1" mm	210.5	213.8	216.8	221.4	226.2	232.6	239.9	248.6	254.9	264.3	283.4	302.4
Code AAFX	"L2" mm	215.5	218.8	221.8	226.4	231.2	237.6	244.9	253.6	259.9	269.3	288.4	307.4
Code AAFX	"L3" mm	170.3	173.6	176.6	181.2	186.0	192.4	199.7	208.4	214.7	224.1	243.2	262.2

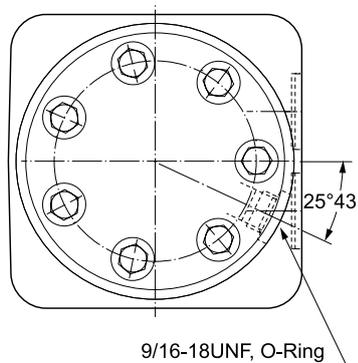
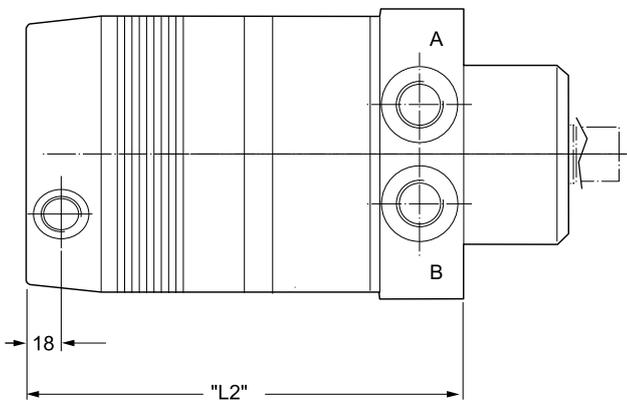
Gewicht / Weight		TF80	TF100	TF130	TF140	TF170	TF195	TF240	TF280	TF360	TF405	TF475
Poids / Peso	kg	15.0	15.1	15.3	15.4	15.6	16.1	16.4	16.9	17.4	17.9	18.9
Code AAFX	"L1" mm	205.9	205.9	208.9	210.9	213.9	216.9	221.9	225.9	234.9	239.9	248.9
Code AAFX	"L2" mm	210.9	210.9	213.9	215.9	218.9	221.9	226.9	231.9	239.9	244.9	253.9
Code AAFX	"L3" mm	165.9	165.9	168.9	170.9	173.9	176.9	181.9	186.9	194.9	199.9	208.9

Code AAFX



Q=3.5l p=8bar \dot{v} =39mm²/s

Spülventil für geschlossene Systeme zur Rückführung einer definierten Menge des Niederdrucköls in den Tank zur Abkühlung innerhalb desselben Kreislaufs.



Hot oil shuttle valve allows for diverting of low pressure oil in closed loop applications to be re-turned to tank, cooler or filter for cooling in the same circuit.

Valve de rinçage pour systèmes fermés pour le retour d'un volume déterminé de fluide basse pression vers le réservoir, un refroidisseur ou un filtre de réfrigération, dans le même circuit.

Una valvola selettiva permette di deviare olio a bassa pressione direttamente al serbatoio o allo scambiatore di calore consentendo, nelle applicazioni a circuito chiuso, un miglior raffreddamento dell'olio.

Gewicht / Weight		TH140	TH170	TH195	TH240	TH280	TH335	TH405	TH475	TH530	TH620	TH785	TH960
Poids / Peso	kg	18.4	18.6	18.9	19.2	19.6	20.0	20.6	21.3	22.0	22.7	24.3	26.0
Code AAFX	"L1" mm	235.8	239.1	242.2	247.0	251.8	258.2	265.5	273.9	280.3	290.0	309.0	328.1
Code AAFX	"L2" mm	193.4	196.5	200.0	204.4	209.2	215.5	222.9	231.5	237.9	247.3	266.3	285.4

Speed Sensor

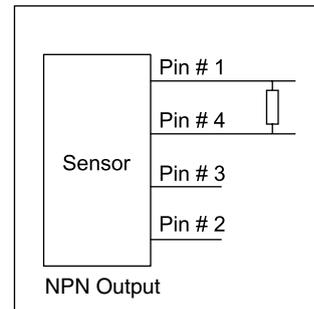
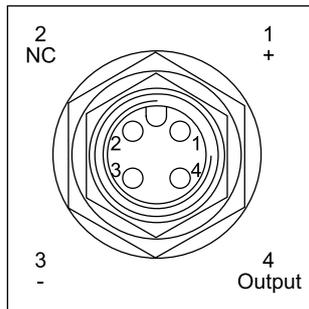
Torqmotor Series TF / TG

Dieser robuste, wetterfeste Drehzahlaufnehmer arbeitet nach dem Halleffekt. Es werden 30 Rechteckimpulse pro Abtriebswellenumdrehung erzeugt. Durch Erfassung der positiven und negativen Wellenflanken sind 60 Impulse pro Umdrehung möglich. Der Sensor führt zu keiner Leistungsbeschränkung des Motors. Die volle Radiallastkapazität bleibt erhalten.

This rugged, weather resistant speed sensor is a Hall effect device. When externally powered, 30 square wave digital pulses per output shaft revolution are produced. By signal multiplication, 60 pulses per revolution can be obtained. The installation of this economical sensor does not affect the torque or side load capability of the motor into which it is installed.

Un capteur économique pour mesure de la vitesse. Ce capteur robuste et résistant aux intempéries est a effet Hall. Alimenté par une source externe, il fournit 30 impulsions carrées par tour. Par multiplication électronique, on obtient 60 impulsions par tour. Son montage ne modifie pas le couple ni la charge radiale du moteur qui le reçoit.

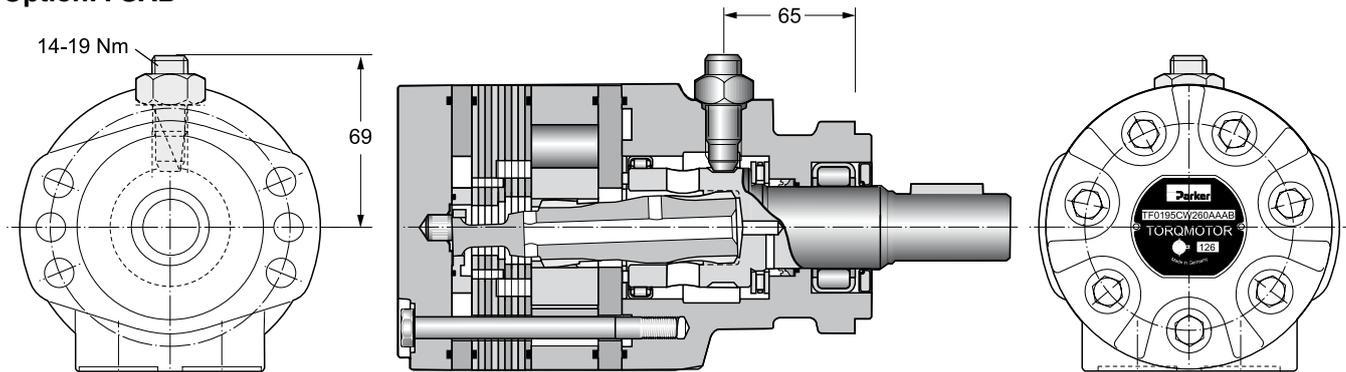
Sensore di velocità ad effetto Hall, estremamente robusto e resistente alle condizioni ambientali. Genera 30 impulsi al giro, con uscita digitale ad onda quadra. Il numero di impulsi può essere elettronicamente raddoppiato. L'utilizzo di questo sensore, non influisce sulle caratteristiche di coppia o di potenza del motore idraulico.



Versorgungsspannung Operating voltage range Courant d'alimentation Tensione di alimentazione	4.5...24 V (DC)
Arbeitstemperatur Operating temperature Température Temperatura di funzionamento	-30°...100° C
Arbeitsfrequenz Operating frequency range Fréquence d'utilisation Frequenza di lavoro	0...10 KHZ
Erforderlicher Laststrom Sink current Courant depeau Corrente di alimentazione	0...20 mA (max.)
Anschluss Connection Raccordement Connessione elettrica	4 Pin (12mm) DIN Standard

Formel Pullup-Widerstand Formula pull-up resistor value Formule valeur pull-up resistor Calcolo resistenza di carico	(0.25 Watt, Tol. 5%) (0.25 Watt, 5% tol.) (0.25 Watt, tol. 5%) (0.25 Watt, toll. 5%)	Spannung/Voltage Courant/Tensione	4.5...24 V	=	Widerstand Resistor k Ohm
		Laststrom/Sink current Courant/Corrente	0...20 mA		Résistance Resistenze
		Status: aus/State: off Courant: off/Condizione: off (95% +V)			
		+ V			Status: ein/State: on Courant: on/Condizione: on (max. 0.4 V DC)
		0 V			

Option: FSAB



Der Sensor ist gegen Verpolung der Versorgungsspannung, jedoch nicht gegen Kurzschluss geschützt.

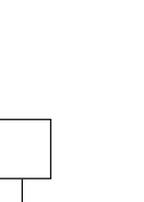
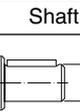
Le capteur est protégé contre l'inversion de polarité la tension d'alimentation, mais pas contre les courts-circuits.

The sensor has reverse polarity protection but no short circuit protection.

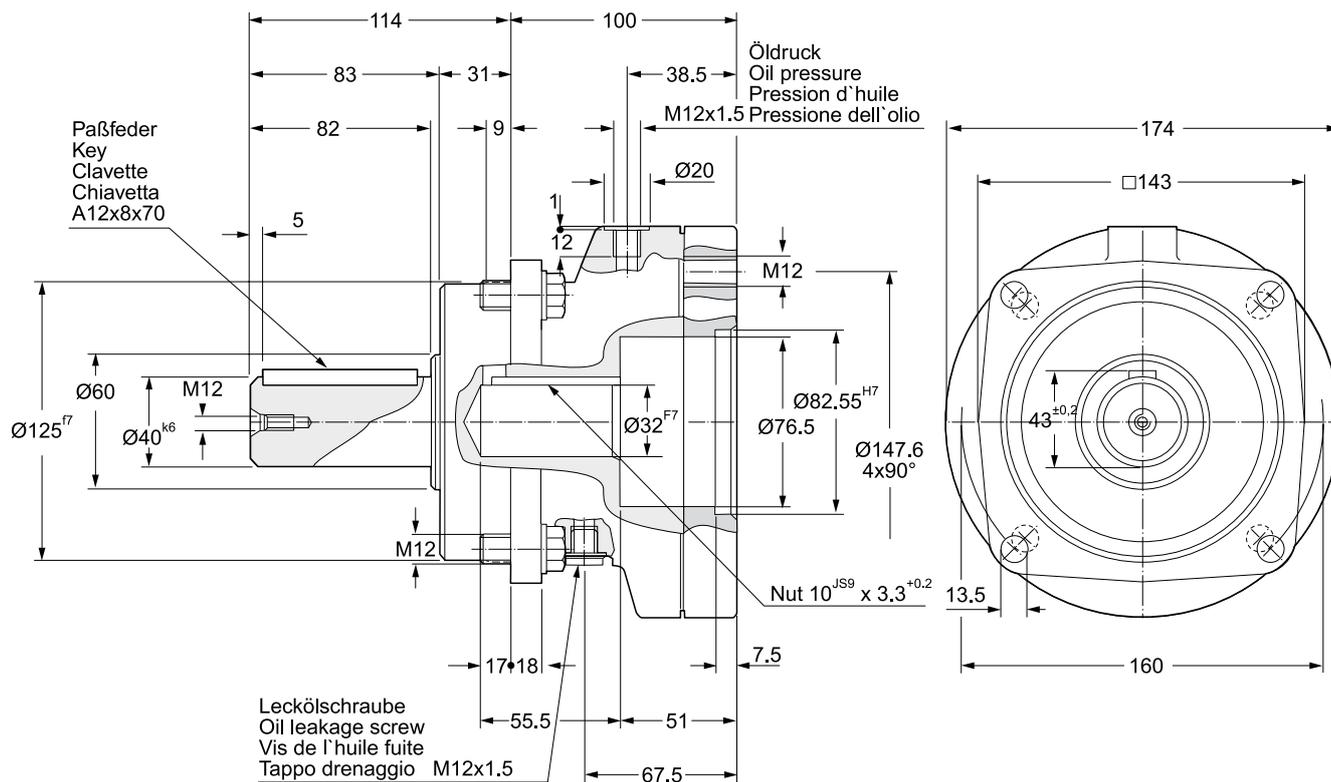
Il sensore é protetto contro l'inversione della polarità della tensione di alimentazione, ma non contro corto circuito.

Ordering Code

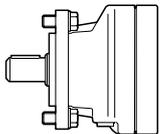
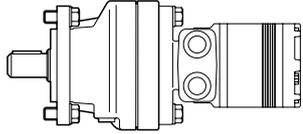
Code	Schluckvolumen Displacement Cylindrée Cilindrata	Gehäuse Housing Carter Corpo motore	Anschluss Ports Plan de raccorde- ment Connessioni	Welle Shaft Arbre Albero	Drehrichtung Direction of rotation Direction de rotation Direzione di rotazione	Option F S A B
Code						
TF						
TG						

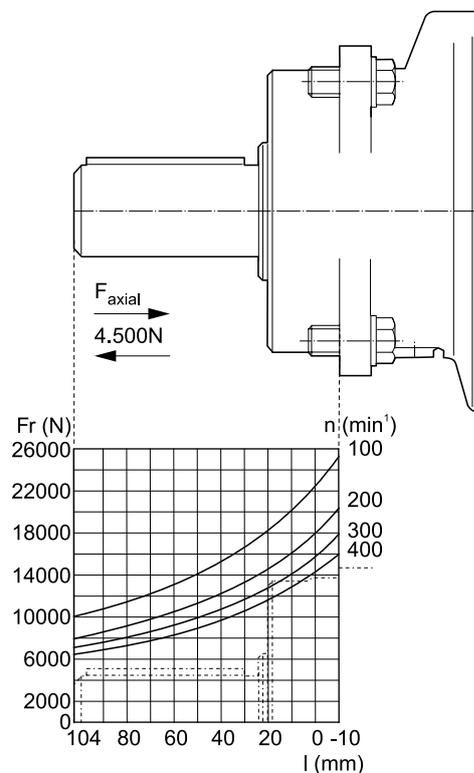
Code	cm ³ /rev	Code	Housing	Code	Shaft	Code	Port	Code	Direction
0080	81	E		26 ¹⁾		W	G 1/2	0	
0100	100			08				1	
0130	128			46					
0140	141								
0170	169								
0195	195								
0240	237								
0280	280								
0360	364								
0405	405								
0475	477								
Code	cm ³ /rev								
0140	140								
0170	169								
0195	195								
0240	237								
0280	280								
0335	337								
0405	405								
0475	476								
0530	529								
0625	624								
0785	786								
0960	958								

¹⁾ Nur für TF Motoren
 Only possible for TF motors
 Possible seulement avec TF moteur
 Possible solo con motore TF



Bestellschlüssel / Ordering Code / Système de commande / Sistema di ordinazione

Bremse einzeln/Single brake Frein/Freno			Code 490117
Motor-Bremse Motor-brake combination Combinaison moteur Assieme motore-freno			JAAT
Drehmoment (Trockenlauf)/Torque (dry operation) Couple/Coppia statica	stat. Mü Nm dyn. Ms Nm	1250 980	
Drehmoment (Nasslauf)/Torque (wet operation) Couple/Coppia statica	stat. Mü Nm dyn. Ms Nm	900 680	
Luftüberdruck/Pressure rating/Pression de déblocage/Pressione sbloccaggio	p min. bar	24	
	p max. bar	320	
Drehzahl/Speed Vitesse de rotation/Velocità di rotazione	n max. U/min	4000	
	n max. rev/min		
	n max tr/min		
	n maxi giri/min		
Hubvolumen/Working stroke Cylindrée/Cilindrata	cm ³ min.	11	
	cm ³ max.	26	
Massenträgheitsmoment/Mass moment of inertia/Moment m d'inertie de masse/Momento di inerzia	kgm ²	0.00282	
Gewicht/Weight/Poids/Peso	kg	15.3	

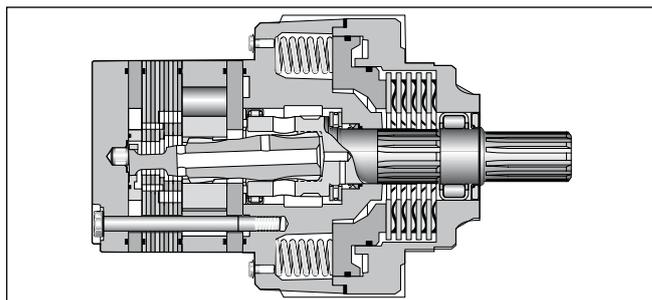


Zubehör / Fixtures / Fournitures / Part. di fissaggio

4 x M12x50 DIN 933

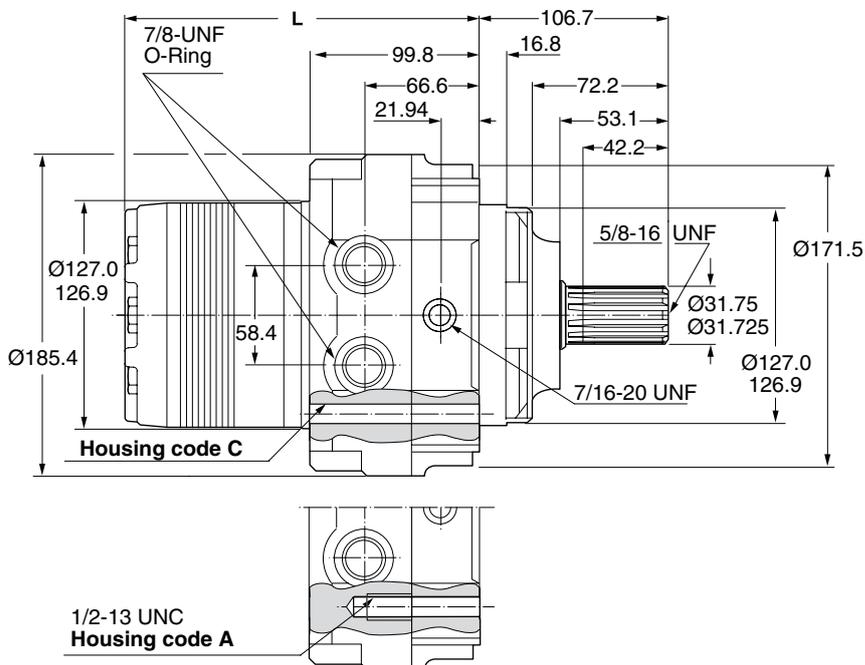
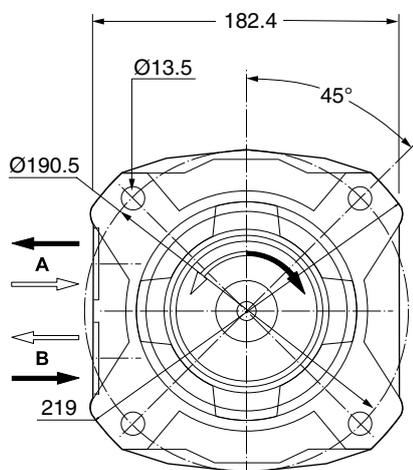
Kenndaten / Performance / Puissance / Potenza

Drehmoment (Nasslauf)/Torque (wet operation)/Couple/Coppia statica	dyn. Ms Nm	1000
Luftüberdruck/Pressure rating/Pression de déblocage/Pressione sbloccaggio	p min. bar	19-21
	p max. bar	210
Drehzahl/Speed/Vitesse de rotation/Velocità di rotazione	n max. U/min	710
	n max. rev/min	
	n max. tr/min	
	n maxi giri/min	
Hubvolumen/Working stroke/Cylindrée/Cilindrata	cm ³ max.	22.5

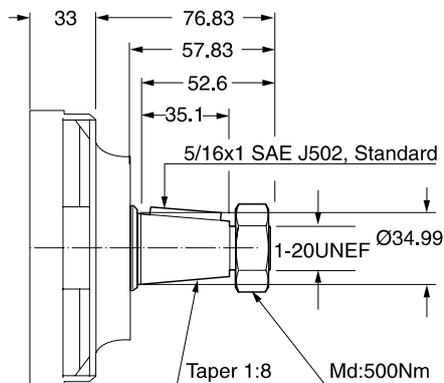


Gewicht / Weight		BG140	BG170	BG195	BG240	BG280	BG335	BG405	BG475	BG530	BG625	BG785	BG960
Poids / Peso	kg	27.3	27.5	27.8	28.1	28.5	28.9	29.5	30.2	30.9	31.7	33.2	34.9
Code A+C	"L" mm	192.3	195.3	198.6	203.2	208.0	214.4	221.7	230.4	236.7	246.1	265.2	284.2

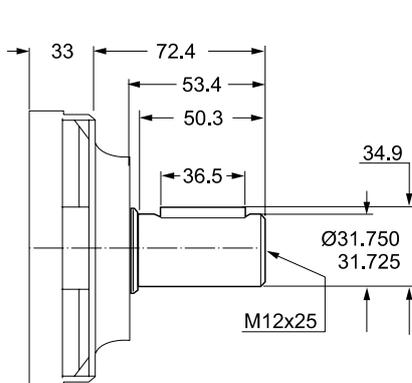
Code 05



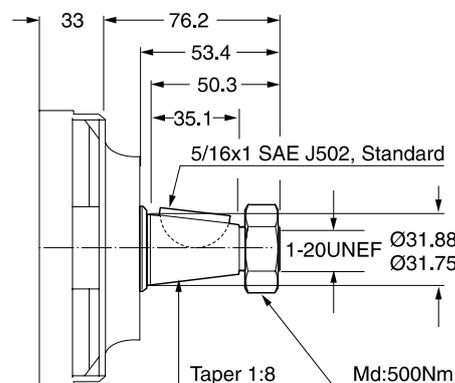
Code 19

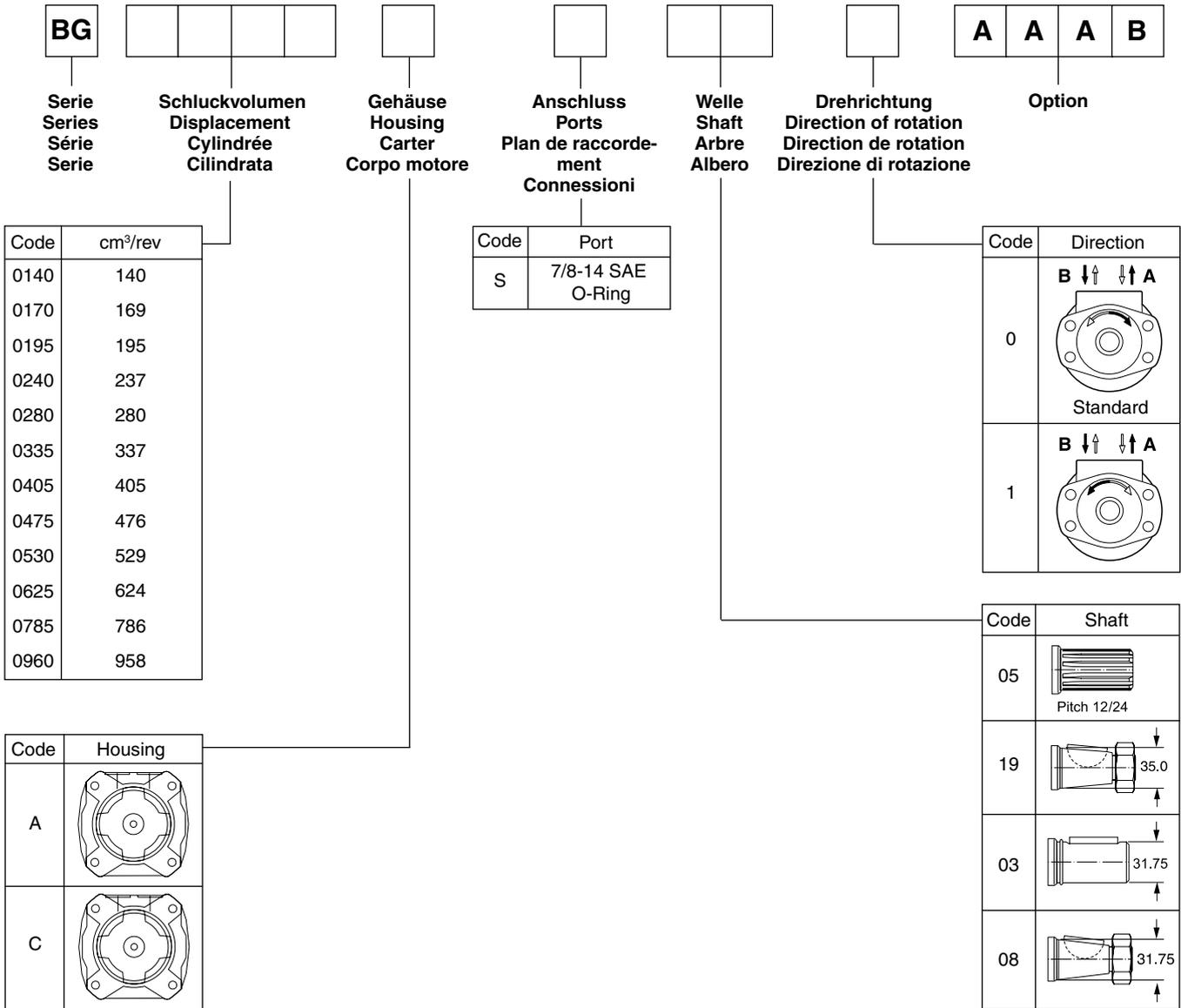


Code 03



Code 08





Option Codes

Option Code	Description	Series	TF	TG	TH
AAAA	black paint		X	X	X
AAAH	FPM seals		X	X	
AABP	castle nut		X	X	X
AAFX	shuttle valve		X	X	X
BBBF	internal relief valve 200bar		X	X	X
BBBJ	internal relief valve 100bar		X	X	X
BBBM	internal relief valve 70bar		X	X	X
BBBN	internal relief valve 140bar		X	X	X
BBCG	internal relief valve 170bar		X	X	X
HAAF	external relief valve 100bar (M6)		X	X	
HAAP	external relief valve 100bar (M8)		X	X	
HAAH	external relief valve 140bar (M6)		X	X	
HAAU	external relief valve 140bar (M8)		X	X	
HAAK	external relief valve 170bar (M6)		X	X	
HAAX	external relief valve 170bar (M8)		X	X	
HAAM	external relief valve 200bar (M6)		X	X	
HABA	external relief valve 200bar (M8)		X	X	
JAAB	motor-brake combination 11bar		X		
JAAD	motor-brake combination 16bar		X		
JAAG	motor-brake combination 22bar		X		
JAAJ	motor-brake combination 11bar		X	X	
JAAL	motor-brake combination 16bar		X	X	
JAAH	motor-brake combination 22bar		X	X	
JAAT	motor-brake combination 22bar		X	X	
JAAW	motor-brake combination 22bar		X	X	

* For further options please contact the Parker sales organisation.

Empfohlen wird die Verwendung eines Hydrauliköls auf Mineralölbasis mit mindestens 0,1% Zinkadditiv als Anti-verschleißzusatz. Vor Einsatz anderer Flüssigkeiten bitten wir um Rücksprache mit unserer Technik.

Die normale Arbeitstemperatur sollte im Bereich von +30 °C bis +60 °C liegen.

Die Maximaltemperatur darf +90 °C nicht überschreiten, während die Mindesttemperatur auf -30° C begrenzt ist. Wird die normale Arbeitstemperatur wesentlich überschritten, wird die Lebensdauer des Öls stark verkürzt.

Die Viskosität im Arbeitstemperaturbereich sollte 20 bis 120 mm²/s betragen.

Zweckmäßig ist eine Filtereinheit von 20 - 50 µm.

Die im Katalog angegebenen technischen Daten gelten für den Motorbetrieb.

Arbeitet der Motor als Pumpe, ist das auf die Antriebswelle wirkende Moment auf den angegebenen kontinuierlichen Maximalwert zu begrenzen. Dabei muss ein Vorspanndruck von 5 - 10 bar, abhängig vom Förderstrom, vorhanden sein (Kavitationsgefahr).

It is recommended to use a mineral based hydraulic oil with minimum 0.1% of zinc as anti-wear additive. Before using other liquids, please consult our engineering department.

Normal working temperatures should be in the range of between +30 °C and +60 °C.

Maximum temperatures must not exceed +90 °C while minimum temperatures should be limited to -30 °C.

If normal working temperatures are substantially exceeded this will result in reduced life duration of the oil used.

Viscosity in the range of working temperatures should be 20 to 120mm²/s.

It is advisable to use a filtering fineness of 20 - 50 µm.

The technical data are applicable to motor operation.

If the motor is used as a pump, the input torque on the coupling shaft must be limited to the indicated continuous maximum value. For this, an inlet pressure of 5 -10 bar must be applied depending on oil flow (danger of cavitation).

Il est recommandé d'utiliser une huile hydraulique à base minérale contenant au minimum 0,1% d'additif zinc comme produit anti-usure.

La température normale d'utilisation devrait être située entre +30 °C à +60 °C.

La température maximale d'utilisation ne doit pas être supérieure à +90° C, alors que la température minimale est limitée à -30 °C.

Lorsque la température de service est largement dépassée, la durée de vie de l'huile est fortement diminuée.

Dans la plage de température de service, la viscosité devrait être située entre 20 et 120 mm²/s.

Dans ce but, la filtration est de 20 à 50 µm.

Les caractéristiques techniques indiquées dans le catalogue sont considérées pour une utilisation en fonction moteur.

Si le moteur fonctionne en pompe, il faut limiter le couple à la valeur maximale indiquée. Dans ce cas, en fonction du débit, il faut créer une contre-pression de 5 à 10 bar (danger de cavitation).

Si consiglia l'impiego di olio idraulico a base di olio minerale con almeno 0,1% di zinco come additivo anti usura. Prima dell'impiego di altri liquidi si prega di contattare il nostro ufficio tecnico.

La temperatura normale di esercizio dovrebbe essere da +30 °C a +60 °C.

La temperatura massima non deve superare +90 °C, mentre la temperatura minima è limitata a -30 °C.

Se la temperatura normale di esercizio viene sostanzialmente superata, la durata dell'olio diminuisce sensibilmente.

La viscosità nel campo della temperatura di esercizio dovrebbe essere da 20 a 120 mm²/s.

Si deve prevedere un sistema filtrante per 20...50 micron.

I dati sopraesposti sono validi negli impieghi come motore. Se il motore viene usato come pompa, la coppia sull'albero deve essere limitata a quella massima ammessa.

Pertanto il motore deve essere pressurizzato a 5...10 bar in funzione della portata d'olio per evitare cavitazione.

Produktübersicht Motor range Gamme de moteurs Serie di motori	Geom. Schluckvolumen Cylindrical displacement Cilindrata	Max. Drehzahl Max. speed Vitesse de rotation maxi Velocità di rotazione maxi	Max. Schluckstrom Max. oil flow Débit d'huile maxi Portata max	Max. Druckgefälle Max. differential pressure Chute de pression maxi Caduta di pressione max	Max. Eingangsdruck Max. supply pressure Pression maxi entrée Pressione max in entrata	Max. Drehmoment Max. torque Couple maxi Coppia max	Max. Leistungabgabe Max. performance Pulsance de sortie maxi Potenza meccanica max	
TE / TJ	cm ³ /rev	rev/min	cont / int l/min	cont / int bar	bar	cont / int Nm	max KW	
TE/TJ36	36	930 / 1160	35 / 42	140 / 190	200	55 / 70	8.5	Radiale Wellenbelastung Side loads Charges latérales Carico radiale TE 7.000 N TJ 14.000 N
TE/TJ45	41	810 / 990	35 / 42	140 / 190	200	70 / 100	10	
TE/TJ50	50	725 / 935	35 / 45	140 / 175	200	90 / 115	11	
TE/TJ65	66	705 / 940	45 / 60	140 / 175	200	125 / 160	15	
TE/TJ80	82	560 / 750	45 / 60	140 / 175	200	160 / 200	15	
TE/TJ100	98	470 / 630	45 / 60	140 / 175	200	190 / 240	15	
TE/TJ130	130	350 / 470	45 / 60	140 / 175	200	255 / 320	15	
TE/TJ165	163	280 / 375	45 / 60	140 / 175	200	310 / 395	15	
TE/TJ195	196	235 / 315	45 / 60	140 / 175	200	390 / 480	15	
TE/TJ230	228	265 / 330	60 / 75	120 / 150	200	380 / 480	15	
TE/TJ260	261	230 / 290	60 / 75	110 / 140	200	400 / 525	15	
TE/TJ295	293	200 / 255	60 / 75	100 / 130	200	410 / 520	13	
TE/TJ330	326	185 / 235	60 / 75	100 / 120	200	430 / 530	13	
TE/TJ365	370	150 / 200	60 / 75	95 / 110	200	467 / 558	11	
TE/TJ390	392	152 / 190	60 / 75	85 / 100	200	435 / 540	10	
TF	cm ³ /rev	rev/min	cont / int l/min	cont / int bar	bar	cont / int Nm	max KW	
TF 80	81	550/730	45/60	200/280	300	215/295	19	Radiale Wellenbelastung Side loads Charges latérales Carico radiale TF 16.000 N
TF 100	100	600/750	60/75	160/240	300	210/315	21	
TF 130	128	470/580	60/75	140/200	300	240/350	19	
TF 140	141	370/530	60/75	140/200	300	250/390	18	
TF 170	169	355/440	60/75	140/200	300	330/485	19	
TF 195	197	300/380	60/75	140/200	300	380/560	19	
TF 240	238	320/420	75/100	140/200	300	460/685	24	
TF 280	280	270/350	75/100	140/200	300	550/800	24	
TF 360	364	200/260	75/100	130/200	300	590/910	24	
TF 405	405	170/230	75/100	130/175	300	650/910	21	
TF 475	477	150/200	75/100	115/140	300	680/850	17	
TG/BG TH	cm ³ /rev	rev/min	cont / int l/min	cont / int bar	bar	cont / int Nm	max KW	
TG/BG, TH 140	140	530/710	75/100	200/280	300	400/ 545	33	Radiale Wellenbelastung Side loads Charges latérales Carico radiale TG/BG 16.000 N TH 30.000 N
TG/BG, TH 170	169	440/575	75/100	200/280	300	485/ 670	33	
TG/BG, TH 195	195	380/510	75/100	200/280	300	560/ 770	33	
TG/BG, TH 240	237	320/420	75/100	200/280	300	685/ 945	32	
TG/BG, TH 280	280	270/350	75/100	200/280	300	800/1100	31	
TG/BG, TH 335	337	225/290	75/100	200/280	300	980/1350	30	
TG/BG, TH 405	405	185/245	75/100	170/240	300	960/1350	27	
TG/BG, TH 475	476	160/240	75/115	140/200	300	960/1400	28	
TG/BG, TH 530	529	140/215	75/115	140/170	300	1050/1280	23	
TG/BG, TH 625	624	120/185	75/115	120/160	300	1040/1360	20	
TG/BG, TH 785	786	95/145	75/115	100/140	300	1150/1490	17	
TG/BG, TH 960	958	78/119	75/115	70/100	300	925/1390	12	
TK	cm ³ /rev	rev/min	cont / int l/min	cont / int bar	bar	cont / int Nm	max KW	
TK 250	251	520	114 / 133	240 / 310	330	815 / 1040	49	Radiale Wellenbelastung Side loads Charges latérales Carico radiale TK 26.000 N
TK 315	315	410	114 / 133	240 / 310	330	1030 / 1315	47	
TK 400	400	370	114 / 151	205 / 275	290	1150 / 1525	49	
TK 500	500	300	114 / 151	205 / 275	290	1440 / 1915	48	
TK 630	629	240	114 / 151	205 / 225	240	1620 / 1715	34	
TK 800	800	275	151 / 227	190 / 205	240	1915 / 2300	44	
TK 1000	1000	220	151 / 227	175 / 190	220	2410 / 2660	35	

int. = Intermittierende Werte maximal: 10% von jeder Betriebsminute.
Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.

Fonctionnement interm.: 10% max. de chaque minute d'utilisation.
Servizio intermittente: 10% max di ogni minuto di utilizzazione.



Hydraulics Group Sales Offices

Europe

Austria

Wiener Neustadt

Tel: +43 (0)2622 23501
Fax: +43 (0)2622 66212

Austria

Wiener Neustadt

(Resp for East Europe)

Tel: +43 (0)2622 23501-970
Fax: +43 (0)2622 23501-977

Belgium

Nivelles

Tel: +32 (0)67 280 900
Fax: +32 (0)67 280 999

Czech Republic

Klecany

Tel: +420 284 083 111
Fax: +420 284 083 112

Denmark

Ballerup

Tel: +45 4356 0400
Fax: +45 4373 3107

Finland

Vantaa

Tel: +358 20 753 2500
Fax: +358 20 753 2200

France

Contamine-sur-Arve

Tel: +33 (0)450 25 80 25
Fax: +33 (0)450 25 24 25

Germany

Kaarst

Tel: +49 (0)2131 4016 0
Fax: +49 (0)2131 4016 9199

Ireland

Dublin

Tel: +353 (0)1 293 9999
Fax: +353 (0)1 293 9900

Italy

Corsico (MI)

Tel: +39 02 45 19 21
Fax: +39 02 4 47 93 40

The Netherlands

Oldenzaal

Tel: +31 (0)541 585000
Fax: +31 (0)541 585459

Norway

Ski

Tel: +47 64 91 10 00
Fax: +47 64 91 10 90

Poland

Warsaw

Tel: +48 (0)22 573 24 00
Fax: +48 (0)22 573 24 03

Portugal

Leca da Palmeira

Tel: +351 22 9997 360
Fax: +351 22 9961 527

Slovakia

Ref. Czech Republic

Spain

Madrid

Tel: +34 91 675 73 00
Fax: +34 91 675 77 11

Sweden

Spånga

Tel: +46 (0)8 597 950 00
Fax: +46 (0)8 597 951 10

United Kingdom

Warwick

Tel: +44 (0)1926 317 878
Fax: +44 (0)1926 317 855

International

Australia

Castle Hill

Tel: +61 (0)2-9634 7777
Fax: +61 (0)2-9842 5111

Canada

Milton, Ontario

Tel: +1 905-693-3000
Fax: +1 905-876-0788

China

Shanghai

Tel: +86 21 5031 2525
Fax: +86 21 5834 3714

Asia Pacific Group

Hong Kong

Tel: +852 2428 8008
Fax: +852 2425 6896

India

Mumbai

Tel: +91 22 5613 7081/82-85
Fax: +91 22 2768 6841/6618

Japan

Tokyo

Tel: +(81) 3 6408 3900
Fax: +(81) 3 5449 7201

Latin America Group

Brazil

Tel: +55 51 3470 9144
Fax: +55 51 3470 9281

South Africa

Kempton Park

Tel: +27 (0)11-961 0700
Fax: +27 (0)11-392 7213

USA

Cleveland (industrial)

Tel: +1 216-896-3000
Fax: +1 216-896-4031

Lincolnshire (mobile)

Tel: +1 847-821-1500
Fax: +1 847-821-7600

Parker Hannifin is the world's premier supplier of motion and control systems and solutions, with sales and manufacturing facilities throughout the world. For product information and details of your nearest Parker sales office, visit us at www.parker.com or call free on 00800 2727 5374.



Catalogue HY30-3213/DE/UK/FR/IT
1M 09/2006 TG

© Copyright 2006
Parker Hannifin Corporation
All rights reserved

A.4. Factibilidad económica.

A.4.1 Inversión inicial.

Listado de los materiales necesarios para la elaboración del sistema.

Descripción	Unid	cant.	Unit	Total	Unit	Total
						0,
Laminas A-516-70						
Lamina A-36 Diferents espesores	pza	2,50	4.389	10.973	21.704.198,40	54.260.496,00
Estructura				0		0,00
UPN-120	mts	156	13,3	2.075	89.016,24	13.886.532,66
UPN-200	mts	456	25,3	11.537	169.331,64	77.215.225,56
Barra 1020 diferentes Diametro	Kg	7599	1,00	7.599	25.000,00	189.975.000,00
L100X100X8	mts	252	12,2	3.074	81.653,99	20.576.805,48
Bridas RFWN A-192-304 / A-105						
Bridas 3" 150 Sch std	pza ss	13	5,2	68	238.264,29	3.097.435,77
Tuberia A-106-B						
Tubo 3" sch std	mts	18	11,5	207	236.123,75	4.250.227,50
Cadena C2082-H Long 4.5 mts	Pza	50			1.500.000,00	75.000.000,00
Cadena de rodillo RV ASA 60-1 3/4" Long 4.5 mts	Pza	90			156.000,00	14.040.000,00
Piñón para Cadena RV ASA 60-1 3/4"RV ASA 60-1 3/4"	Pza	180			42.000,00	7.560.000,00
Piñón para Cadena C2082-H	Pza	20			2.153.000,00	43.060.000,00
Chumacera Flange FBJ UCF 2-1/2"	Pza	40			250.000,00	10.000.000,00
Chumacera Tensora FBJ UCT 206-30mm	Pza	180			68.630,00	12.353.400,00
Cilindro Hidráulico de Doble Acción ID 2" carrera 6.5" Eje Diam 1", Montaje Tensores Saliente en el cabezal Delantero	Pza	12			5.800.000,00	69.600.000,00
Horquilla para eje Dia 1"	Pza	12			544.000,00	6.528.000,00
Electroválvulas Hidráulica de Doble Solenoide 110V, Centro Piloto Tamaño D05, Modelo D3W4CNYW; Marca Parker	Pza	12			3.030.000,00	36.360.000,00
Control de Flujo sin Check, Marca Parker Conexión 1/2" NPT	Pza	6			461.000,00	2.766.000,00
Motor Hidráulico Tipo Gerotor, Desplazamiento 17.1in3/Rev. Modelo MF. Marca Parker	Pza	6			4.034.000,00	24.204.000,00
Modulo de corte	Pza	1			322.500.000,00	322.500.000,00

A.4.2 Cotizaciones de los distintos productos.

A.4.3 Costos operacionales.

Los costos operacionales son estimados a 10,5 Bs/ Kg producido distribuye de la siguiente manera.

Mano de obra equivale a un 8,99%

Máquina equivale a un 34,14%

Materiales consumidos equivalen a un 3,59%

Materiales directos equivalentes a un 53,28%



Pórtico Monorraíl para manipulación de mármoles y granitos.

Amplia gama de grúas para trabajos al exterior: grúas pórtico birraíl sin voladizo, grúas semipórtico birraíles, grúas monorraíles "cuello de cisne"... forman una completa gama para manipular mercancías en el exterior. Permiten trabajar sin estructura soporte, bastando las simples vías de rodaduras y un sistema de alimentación "variable" en función de: existencias de pared próxima o tráfico rodado sobre vía...



• Datos y características sujetos a cambios sin previo aviso.

