



*Facultad de Ingeniería Mecánica
Colectivo de Mecánica Aplicada*

*Título: Análisis de las Averías del Hot Tap de la
Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”.*

Autor: Yunior Hernández Torres

Tutores: Dr. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa

M.Sc. Yovany Llody García

M.Sc. Juan Gabriel Noa Águila

Junio 2011

Año 53 de la Revolución



DECLARACION DE AUTORIDAD

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



“Carlos Rafael Rodríguez”

Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de este envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico

Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor

Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.

Pensamiento

Cada momento es un momento de creación, y cada momento de creación encierra infinitas posibilidades. Puedo hacer las cosas como siempre o evaluar todas las demás posibilidades, intentar algo nuevo y distinto, potencialmente más gratificante. Cada momento nos brinda una nueva oportunidad y una nueva decisión.

Shakti Gawain.

Dedicatoria

Este trabajo de diploma esta dedicado a las personas que especialmente me han brindado todo su amor y apoyo cuando más lo necesitaba, en especial a:

- *A mi madre Joaquina Torres que con tanto esfuerzo y sacrificio me ha inspirado siempre el estudio, a mi hermano Ernesto, mi padrastro José Luis y demás familiares.*
- *A la Revolución Cubana, motor impulsor de todo joven que quiera formarse como un profesional en esta sociedad Socialista.*

A todos ustedes muchas gracias por confiar siempre en mi.

Agradecimientos

Este Trabajo no hubiera sido posible realizarse sin la ayuda de todas aquellas personas que a lo largo de mi carrera se preocuparon por brindarme su apoyo.

- *A todos los profesores que de una forma u otra me formaron durante el transcurso de mi carrera.*
- *A mis tutores Rafael Goytisoló, Llódy y Juan Noa por tener siempre un instante de su tiempo para brindarme sus conocimientos y esclarecer mis dudas.*
- *A los ingenieros y técnicos del taller central de la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”, en especial a Dimitri Chávez y Jorgito por brindarme su apoyo.*
- *A mis amigos y compañeros de aula por preocuparse como se iba desarrollando el trabajo.*

A todos ustedes que de una forma u otra contribuyeron a que mi sueño se cumpliera, MUCHAS GRACIAS.

Resumen

Resumen

El trabajo se realizó en la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”. En el mismo se esclarecen las causas de las averías presentadas en el Hot Tap. Durante este proceso se realizaron una secuencia de cálculos a partir de la potencia del motor hidráulico y del caudal de la bomba, para ver cuál era el torque que transmitía el equipo para poder realizar los cálculos de la transmisión por cadena que se fracturó en operación, también se analizó el conector averiado, en el cual se realizaron los cálculos de aplastamiento y cizallamiento que son las causas fundamentales en las uniones por chavetas. Se demuestra que con la potencia máxima demandada por los hidromotores el conector y la transmisión por cadena sufrirían daños, no así con la demandada por la fresa de mayor diámetro. El resultado de esta investigación proporcionó el cumplimiento del objetivo general de este trabajo.

ÍNDICE

Índice

Introducción.....	1
Capítulo I: Caracterización general del Hot Tap, modelo Tbl-0664.....	3
1.1. Generalidades de los HOT TAP.	3
1.2. Tipos de Hot Tap.	6
1.3. Caracterización del Hot Tap modelo tbl-0664 (estructura).	10
1.4. Funcionamiento.	11
1.5. Conservación y almacenamiento.....	13
1.6. Medidas de seguridad durante la operación.....	14
1.7. Beneficios económicos y para el Medio Ambiente.	15
1.8. Conclusiones del Capítulo I.	15
Capítulo II Análisis de las causas de la fractura de la transmisión por cadena del Hot Tap.....	16
2.1. Generalidades de su empleo.	16
2.2. Tipos de cadenas.	16
2.3. Cálculo de las transmisiones por cadenas.	20
2.3.1. Causas de fallas y cálculos para evitarla.....	20
2.4. Cálculo del torque que transmite los motores hidráulicos al eje de taladrar.....	23
2.4.1. Cálculo de la potencia que entrega el motor hidráulico.	23
2.5. Cálculo de la primera transmisión por cadena.	25
2.5.1. Cálculo de la presión sobre los pasadores.....	26
2.5.2. Cálculo del factor de seguridad a la carga de la primera cadena.....	29
2.6. Cálculo de la segunda transmisión por cadena.....	33
2.6.1. Cálculo de la presión sobre los pasadores.....	34
2.6.2. Cálculo del factor de seguridad a la carga.....	36
2.7. Conclusiones del Capítulo II.	41
Capítulo III Evaluación de la resistencia del conector de la fresa del Hot. Tap.	42
3.1. Funcionamiento de las uniones por chavetas prismáticas.	42
3.2. Esquema del acoplamiento de conexión del Hot Tap.	42
3.2.1. Cálculo al cizallamiento.	43
3.2.2. Cálculo al aplastamiento.....	44
3.2.3. Tensiones admisibles a emplear en el cálculo de las uniones.	45
3.2.4. Cálculo al cizallamiento a carga reposada.	46
3.2.5. Cálculo del momento torsor máximo que soporta la espiga al cizallamiento.	47
3.2.6. Cálculo al aplastamiento a carga reposada.....	47
3.2.7. Cálculo del momento torsor máximo que soporta la espiga al aplastamiento.....	48
3.3. Cálculo de los principales parámetros del régimen de corte. (Potencia).....	48
3.3.1. Cálculo de la potencia de corte para la fresa de 20 pulg.....	48
3.3.2. Cálculo de la potencia de corte para la fresa de 4 pulg.....	50
3.4. Cálculo del momento torsor que transmiten las fresas al conector.	52
3.4.1. Cálculo del momento torsor que transmite la fresa de 20 pulg.....	52
3.4.2. Cálculo del momento torsor que transmite la fresa de 4 pulg.....	52
3.5. Cálculo de la capacidad portante del porta fresa del Hot Tap a partir de la potencia máxima de corte.	53
3.5.1. Fuerza axial máxima sobre el tornillo de apriete axial.....	53
3.5.2. Cálculo de la carga axial máxima que puede soportar el tornillo.....	55
3.5.3. Cálculo del Momento torsor que puede transmitir el cono del porta fresa.....	55
3.5.4. Cálculo de la fuerza de apriete máxima admisible en la superficie cónica.....	58
3.5.5. Momento torsor que transmite el conector del Hot Tap.....	59

ÍNDICE

3.6. Cálculo al cizallamiento a carga reposada.	61
3.7. Cálculo al aplastamiento a carga reposada.	62
3.8. Conclusiones del Capítulo III.	63
Conclusiones Generales.	64
Recomendaciones.	66
Bibliografía.	67
Anexos.	69

INTRODUCCIÓN

Introducción

Introducción

La Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” es una de las grandes inversiones que se iniciaron en la década del 80 con la colaboración de la desaparecida Unión Soviética, comenzándose su etapa de proyección, micro localización y movimiento de tierra en el período comprendido de 1977 a 1983 y su construcción y montaje de 1983 hasta 1990, sin embargo, no fue hasta el año 2007 que comenzó a refinar. Fue a partir de los acuerdos firmados entre las Empresas PDV S.A. (Petróleos de Venezuela) y CUPET S.A. (Cuba Petróleo) para la constitución de la Empresa Mixta PDV - CUPET S.A. que implicaba iniciar el proceso de rehabilitación de las instalaciones existentes indispensables para comenzar a producir, lo que se concretó en su primera etapa en el mes de Diciembre de 2007 cuando en el marco de la Cumbre de Petro Caribe celebrada en la Ciudad de Cienfuegos fue oficialmente inaugurada la Nueva Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” perteneciente a la Empresa PDV – CUPET S.A. ” donde esta tiene como objetivo la refinación de hidrocarburos y manufactura de productos, la compra, almacenamiento, procesamiento, distribución y comercialización de hidrocarburos y productos derivados, dentro del territorio cubano y en el exterior, así como el transporte de petróleo y sus derivados por la vía marítima y terrestre dentro y fuera del territorio cubano, mediante naves de su propiedad o fletadas a tal efecto.

Dentro de las nuevas máquinas adquiridas por el taller central de la refinería se encuentra el Hot Tap TBL - 0664. Este equipo permite la perforación de tuberías, tanques y recipientes en caliente, o sea con el fluido en su interior y permite reparaciones, alteraciones, reemplazos o adiciones sin interrumpir el flujo que trasiega por la línea, también se puede lograr el acople de nuevas líneas sin necesidad de vaciar el lugar donde se realizará la perforación, por eso se le llama en inglés Hot Tap “perforación en caliente”.

El mismo consta de un motor Diesel que acciona una bomba hidráulica que a su vez hace mover dos hidromotores que transmiten la potencia a través de una caja de

engranajes que consta de un tornillo sin fin y dos transmisiones por cadena, la primera multiplicadora y la segunda reductora, que están acopladas al husillo porta fresa.

Durante el mes de Mayo de 2010 se realizó una perforación en unas de las tuberías de 20 pulgadas de diámetro donde el Hot Tap sufrió daños en la caja de transmisión, la segunda transmisión por cadena se partió y además se produjo la fractura del conector que permite el acoplamiento del eje con el porta fresa y la fresa.

Ante esta **Situación Problemática** se formuló la **Hipótesis** que si se realizan los cálculos de la resistencia de la transmisión por cadena fracturada y del conector fracturado es posible esclarecer cuales fueron las causas de las averías de los mismos.

El Objetivo General del presente trabajo es por lo tanto: evaluar la resistencia de estos elementos averiados, con vistas a esclarecer las causas de las averías, ya que este equipo es de gran importancia para la refinería de petróleo.

Los **Objetivos Específicos** son:

1. Profundizar en las características y funcionamiento del Hot Tap adquirido por la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”.
2. Evaluar la capacidad de carga de las transmisiones por cadena para ver si la avería fue por deficiente resistencia o si efectivamente fue producida por una sobrecarga excesiva.
3. Evaluar la resistencia del conector que permite el acoplamiento de conexión entre el eje y el conjunto porta-fresa, a partir del momento torsor que transmiten los dos hidromotores y de la potencia de corte de la fresa.

Capítulo 1

Capítulo I: Caracterización general del Hot Tap, modelo Tbl-0664.

1.1. Generalidades de los HOT TAP.

Un Hot Tap es un equipo que permite la perforación de tuberías, tanques y recipientes donde se aíslan secciones de tuberías que permiten reparaciones, alteraciones, reemplazos y perforaciones sin afectar el proceso de bombeo de los ductos o estanques y sin producir derrames o fugas que puedan generar mezclas explosivas o impactos sobre el medio ambiente.

Las perforaciones en caliente suelen ejecutarse por la necesidad de crear una nueva derivación sobre el recipiente/ducto o estanque presurizado, para realizar cambios de tramo de cañerías sin necesidad de vaciar el lugar donde se realizará la perforación, por eso se le llama Hot Tap en “perforación en caliente”, estos se pueden hacer tanto para combustibles líquidos como gases trayendo consigo resultados económicos favorables para la empresa.

En las siguientes imágenes se observan Hot Tap de diferentes diámetros.



Fig.1.1 Hot Tap TBL-0664 preparándolo para realizar una perforación de diámetro de 12 pulg.



Fig. 1.2 Hot Tap en una perforación de diámetro 30 pulg.



Fig. 1.3 Hot Tap realizando una perforación de diámetro 36 pulg.

1.2. Tipos de Hot Tap.

Existen una variedad de modelos de Hot Tap entre los que se encuentran:

- Tbl 0322, este modelo se utiliza para productos como gases, son neumáticos y su rango de taladrado es de 2 hasta 6 pulg.



Fig.1.4 Hot Tap tbl-0322 realizando una perforación de 6 pulgadas.

- Tbl1106 estos son de mayor tamaño y se emplean en grandes líneas principalmente para el crudo de petróleo, son accionados por motores hidráulicos y su rango de taladrado es de 12 hasta 48 pulg.



Fig.1.5.Hot Tap Tbl-1106 en una línea de 24 pulg.

- Tbl 182 th, 242 th, 302 th este tipo de modelos se emplean para diámetros entre $\frac{3}{4}$ y 4 pulg. Son las más pequeñas que existen y pueden ser manual o neumáticos.



Fig.1.6.Diferentes tipos de Hot Tap en operación (Tbl-182, 242 y el 302 th).

- Tbl 0664 es la que posee la refinería de petróleo y se emplean para disímiles trabajos con un rango de trabajo comprendido entre 4 y 16/20pulg y son accionados por motores hidráulicos.



Fig.1.7 Hot Tap TBL-0664 perteneciente a la refinería de petróleo.



Fig.1.8 Generador de energía hidráulico HPP-0081.

MODELO TBL-0664.

1.3. Caracterización del Hot Tap modelo tbl-0664 (estructura).

El Hot Tap cuenta con los siguientes componentes:

- Una barra de medición, que está calibrada y se aloja en la barra de sujeción a través de un resalte hexagonal.
- Barra de sujeción, rota en la barra de taladrar, rosca y retiene el porta fresa.
- El conjunto porta –fresa esta compuesta por el porta fresa, la broca piloto y la fresa .El conjunto se monta primero para después unirlo a la barra de taladrar.
- Barra de taladrar es la encargada de sujetar el conjunto porta- fresa.

Características de la máquina

Especificación de la Máquina TBL-0664	
Rango de taladro:	De 4" hasta 16/20"
Avance de la máquina:	66" (1676 mm)
Velocidad de avance estándar:	0.004" por rev. (0.1mm por rev.)
Velocidad:	30 a 37 vta./min
Max. Presión de Trabajo:	2176,47 PSI @ 147,1 F (150 bar @ 38°C)
Max. Temperatura de Trabajo:	500 F @ 1195 PSI (260°C @ 82 bar)
Conexión al adaptador:	4" Clase 600 RTJ
Peso:	380 lb (400 kg)

Este equipo cuenta además con:

- generador de energía hidráulica HPP-0081 con las siguientes característica

Generador de energía hidráulica HPP-0081 (Máquina de Hot-Tap TBL-0664)	
Potencia motor	34.4 Hp (25.3Kw) @ 2350 rpm
Presión máx. bomba	2175 PSI (150 bar)
Caudal bomba & régimen	50.9 cc/rev. 81 l/min @ 1850 rpm
Capacidad depósito aceite	36 Gallons (165 Liters)
Control de caudal	0 - 28 Gallons/Min (0 -127 l/min)
Peso	2200 lb. (1000 kg).
Medidas	H 1400mm W 900mm L 1300mm

MODELO TBL-0664.

- Motor HATZ Diesel 2 cilindros.
- Válvula de apagado por atmósfera peligrosa.
- Válvula reguladora de presión.
- Filtro de succión y retorno.
- Control de presión.
- Variador de Caudal.
- Válvula de flujo on/Off.
- 3/4" x 15 m. manguera de presión con enchufe rápido.
- 1" x 15 m. manguera de retorno con enchufe rápido.
- 3/8" x 15 m. manguera de drenaje con enchufe rápido.
- Tanque de aceite hidráulico con capacidad de 165 litros de aceite.

1.4. Funcionamiento.

- Se sitúa el grupo hidráulico en suelo firme y nivelado, éste a través de una conexión flexible de aspas al motor diesel hace mover una bomba que succiona aceite hidráulico de un deposito con una capacidad de 165 litros, a continuación de la bomba siguiendo el circuito hidráulico aparece una válvula de presión que corta al alcanzar los 115 bares, protegiéndose la bomba hidráulica , esta consta de 2 válvulas más, una permite la refrigeración de las mangueras, ya que éstas se calientan mucho y la otra asegura el retorno al tanque o a un regulador de caudal el exceso de fluido de presión ya que consta de un barómetro.

MODELO TBL-0664.

- Se conecta todas las mangueras a la máquina de taladrar Tbl-0664, se comprueba el nivel de aceite hidráulico en el depósito del grupo, así como el nivel de combustible del motor diesel, asegúrese que los controles de la máquina de taladrar estén en neutral (existen unos controladores de flujo que dirigirán el caudal directamente al depósito o a la máquina de taladrar Tbl-0664 y permitirán el aumento o disminución del caudal de flujo a la máquina de taladrar para variar la velocidad de giro de la barra de taladrar).
- Se sitúa la máquina en posición horizontal, se alinea la campana y se sujeta con los 8 tornillos suministrados, se hace avanzar la barra de taladrar manualmente con una llave, haciendo girar el eje de embrague hasta que este asome por la cara embreada de la campana de taladrar.
- Una vez montada la campana de taladrar a la máquina, extienda la barra de taladrar de la máquina hasta que esta sobrepase la campana, coloque el porta fresa en la barra de taladrar dándole rosca al mismo y luego se inserta el pasador.
- Inserte y gire la barra de medición hasta que se endurezca.
- Inserte la fresa y alinee los orificios para poner los tornillos, coloque la broca piloto en su alojamiento en el porta fresa y rósquelo hasta que quede bien sujeto, esté debe sobresalir 3 pulg. de los dientes de la fresa.
- Retraiga la barra de taladrar hasta que la fresa y la broca piloto queden recogidas en la campana de taladrar.
- Se suelda un accesorio a la línea y se coloca una junta en la superficie del accesorio, luego se monta una válvula sándwich concéntrica al borde del accesorio y se aprieta las tuercas, se opera la válvula para que esta permanezca abierta.
- Se coloca la máquina de taladrar encima de la válvula, y se hace avanzar la barra de taladrar hasta que la marca de la barra de medición lo indique (esta última está calibrada y nos indicará la profundidad que se requiere en la línea, esta marca será vista por un operario), luego continúe hasta que la broca piloto contacte con la línea.

MODELO TBL-0664.

- Luego de que la broca piloto contacte con la línea se accionará la palanca automática y la broca comenzará a realizar la perforación en la línea, durante un corto espacio de tiempo la broca penetrará el espesor de la línea, permitiendo el paso del producto a través de la válvula y la campana de taladrar por esta última se extrae el producto a un recipiente a través de un orificio que tiene la campana, cuenta con otro orificio por el cual se suministrara nitrógeno lo que permitirá disminuir la presión en el interior de la canalización ,se accionará la palanca de corte, la fresa empezará a girar, y avanzar automáticamente, después de que se realice el orificio y tenga la profundidad requerida acorde con la marca que señale la barra de medición, se procederá a la subida de la barra de taladrar completamente.
- Cierre de la válvula sándwich.
- Abrir la válvula de purga para eliminar la presión.
- .Separar el conjunto de taladrar de la válvula, elévela y deposítela en suelo firme en posición horizontal.
- Luego se procede al desarme de los componentes de la máquina y posteriormente a su limpieza.

1.5. Conservación y almacenamiento.

- A la hora de poner a funcionar la máquina de taladrar verificar que la caja de engranajes esté llena con 5 litros de aceite de alta calidad EP-140, si el nivel fuese más bajo vuelva a verter más aceite hasta su máxima capacidad.
- Se recomienda que el período máximo de cambio de aceite sea de 100 horas funcionales de trabajo.
- La barra de taladrar debería limpiarse y engrasarse con un aceite ligero.
- Mantener las brocas pilotos y los dientes de las fresas protegidos por una capa de aceite y en un lugar seguro para proteger el filo de las herramientas.

- Para prevenir daños asegurarse que el protector de la barra de taladrar esté atornillado a la máquina durante el transporte y almacenamiento de la misma.
- Almacenar los accesorios limpios y en lugar seco.

1.6. Medidas de seguridad durante la operación.

- El personal contará con el equipo de protección relacionado con la operación de Hot Tap.
- El experto en prevención de riesgos deberá exigir y hacer cumplir estrictamente y vigilar el apropiado uso de los elementos de seguridad entregados a los trabajadores.
- Se deberán proveer equipos adecuados de prevención de incendios para la respuesta oportuna ante una emergencia en el área del Hot Tap.
- Suficiente espacio libre deberá ser proveído para la máquina de Hot Tap, así como también para la retracción de la cortadora a través de la válvula.
- Se deberán llevar a cabo pruebas para detectar la presencia de combustible o gases tóxicos en la excavación o en el área del Hot Tap. El monitoreo deberá ser permanente mientras se realizan las soldaduras o mientras máquinas y herramientas sean empleadas.
- Una ambulancia con el personal idóneo, deberá estar en el sitio para efectuar una respuesta expedita a una situación de emergencia, así como un equipo de bombero en caso de incendio.
- El experto en prevención de riesgos deberá asegurar señales de advertencia apropiadas y marcar en redondo el área del Hot Tap.
- El experto en prevención de riesgos deberá completar el checklist del Hot Tap, para asegurar que se han seguido, en el orden apropiado, todos los pasos necesarios.

1.7. Beneficios económicos y para el Medio Ambiente.

- Se realiza una operación continua del sistema, logrando así evitar sacar de servicio las tuberías y de esta manera no hay interrupción de la planta.
- Se logran hacer intervenciones en las tuberías sin pérdidas en la producción.
- No se libera gas a la atmósfera.
- Se evitan los cortes, la realineación y volver a soldar las secciones de tubería.
- Seguridad mejorada para los trabajadores.
- Se reduce el tiempo necesario para realizar el procedimiento así como el potencial de que falle.
- Reducción de costos en planificación y en pérdidas de producción.

1.8. Conclusiones del Capítulo I.

- 1 Se profundizó en la literatura en las características generales de los Hot Tap, sus diferentes modelos y capacidades.
- 2 Se profundizó en las características técnicas específicas del Hot Tap adquirido por la Refinería.
- 3 Se estudió y describió su funcionamiento para poder comprender el proceso de transmisión de potencia en el mismo durante las operaciones de barrenado y perforado.
- 4 Se profundizó en su conservación, mantenimiento, medidas de seguridad durante la operación y en las ventajas y beneficios de su empleo.

Capítulo 2

Capítulo II Análisis de las causas de la fractura de la transmisión por cadena del Hot Tap.

2.1. Generalidades de su empleo.

Las transmisiones por cadenas basan su funcionamiento en transmitir la carga a través del engrane de los dientes de la estrella conductora con los eslabones de la cadena, y de estos con los dientes de la estrella conducida. Esta transmisión tiene una amplia utilización, dada en primer lugar por su capacidad de trabajar con grandes distancias entre centros y su elevada capacidad de carga, además tienen un alto rendimiento mecánico y pueden transmitir el movimiento a varios árboles simultáneamente sin grandes dificultades con una relación de transmisión total constante. Al decidir su utilización se deben tener en cuenta algunos aspectos negativos que tienen, como son el mantenimiento cuidadoso y las lubricaciones que requieren y los requisitos que exigen para su montaje, además tienen una ligera irregularidad en la marcha y su funcionamiento es ruidoso a velocidades elevadas. El campo de utilización en que más se han desarrollado comprende potencias de hasta 100 kW a velocidades periféricas menores de 15 m/s y relación de transmisión máxima de 8. (Dobrovolski, 1991; Reshetov, 1985).

2.2. Tipos de cadenas.

El elemento principal de estas transmisiones es la cadena, la que decide en primer lugar la duración y seguridad de su trabajo, estas son fabricadas por compañías especializadas y sus características geométricas son normalizadas internacionalmente. En la Fig. 2.1 se muestra una cadena de rodillo y casquillos de una fila con sus principales parámetros geométricos señalados.

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

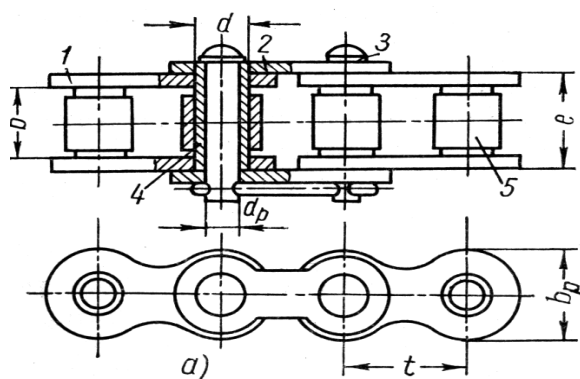


Fig. 2.1 Cadenas de rodillos y casquillos.

Estas cadenas constan de eslabones interiores (1) y exteriores (2) que se alternan sucesivamente y se unen articuladamente. Cada articulación consta de un pasador (3) montado con apriete sobre las platinas exteriores y del casquillo (4) fijado en las platinas interiores, sobre el casquillo (4) se coloca el rodillo (5) para que el rozamiento sobre los dientes de la cadena sea por rodadura con lo que se disminuye el desgaste de estos. (Dobrovolski, 1991; Reshetov, 1985).

Para el cierre de la cadena se utilizan eslabones especiales como los que se muestran en la Fig. 2.2, en la vista a) se observa el utilizado cuando el número de eslabones de la cadena es par, lo que siempre es preferible ya que tienen la misma resistencia que los eslabones normales, en la vista b) se muestra el tipo utilizado cuando el número de eslabones es impar y que al ser diferente y como resultado del doblado de sus platinas tiene menor resistencia que los normales y afecta la resistencia de la cadena. (Dobrovolski, 1991; Reshetov, 1985).

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

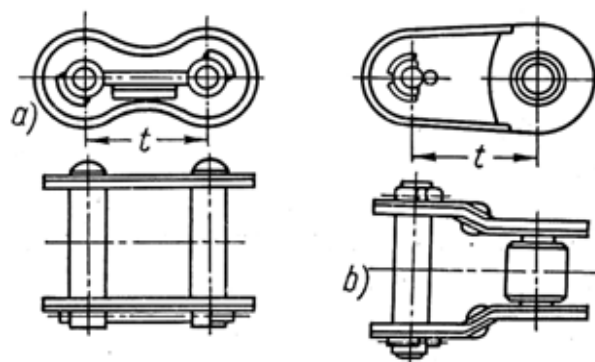


Fig. 2.2 Eslabones de cierre.

En la Tabla 2.1 se pueden apreciar las principales características de las cadenas de rodillos y casquillos normalizadas. En esta es importante señalar que la resistencia mínima a la tensión es la carga de ruptura de la cadena, determinada experimentalmente por los fabricantes. Para la transmisión de grandes cargas se utilizan cadenas de varias filas como las mostradas en la Fig. 2.3.

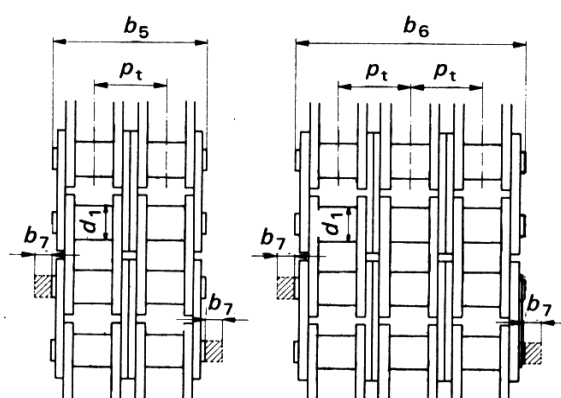


Fig. 2.3 Cadenas de filas múltiples.

CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE LAS CAUSAS DE LA FRACTURA

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

Tabla 2.1 – Cadenas de rodillos y casquillos.

NÚMERO DE CADENA ANSI	PASO, in (mm)	ANCHO in (mm)	RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN lb (N)	PESO MEDIO lb/ft (N/m)	ESPACIAMIENTO DE RODILLO in (mm)	DE TORONES in (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente: Recopilado de ANSI B29.1-1975

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

Las cadenas de varias filas se arman de los mismos elementos que las de una fila con la excepción del pasador que debe ser del mismo ancho que la cadena. La carga que resisten no es la suma de la que individualmente puede resistir cada hilera, lo que se tiene en cuenta en los cálculos como más adelante se explicará.

2.3. Cálculo de las transmisiones por cadenas.

2.3.1. Causas de fallas y cálculos para evitarla.

Las causas fundamentales de la salida de servicio de las transmisiones por cadenas son el desgaste y deterioro de las articulaciones, la rotura por fatiga de las chapas por los agujeros y el desgaste de los dientes de las estrellas. (Dobrovolski, 1991 Reshetov, 1985).

También puede ocurrir que la superficie de los rodillos se deteriore o el desgaste de la superficie lateral de las platinas, lo que generalmente es el resultado de un montaje incorrecto.

El cálculo de las transmisiones por cadenas tiene por objetivos fundamentales:

- Determinación de las características de las cadenas requeridas y el número de dientes de las estrellas.
- Determinación de parámetros generales de la transmisión, como son la distancia entre centros, el número de eslabones de la cadena, la carga sobre los árboles y el coeficiente de seguridad a la carga.

El criterio de cálculo seguido para el diseño de estas transmisiones es limitar la presión sobre los pasadores para evitar el desgaste acelerado de estos, siendo la condición de resistencia. (Reshetov, 1985).

CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE LAS CAUSAS DE LA FRACTURA

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

El sistema de movimiento del (Hot Tap) está constituido por una caja de engranajes, esta recibe movimiento a partir de dos motores hidráulicos que accionan primeramente una transmisión por tornillo sin fin y una corona, esta a su vez le transfieren su movimiento a un sprocket que se encuentra en el mismo eje de la corona, y este a una cadena de paso $t=1/2$ pulgadas (primera transmisión por cadena de rodillos), esta cadena le transmite movimiento a otro sprocket que se encuentra en un árbol, el árbol cuenta con un embrague y una palanca que permite accionar o liberar a la otra transmisión por cadena de paso $t=1/2$ pulgadas (segunda transmisión), que finalmente le transmite movimiento al eje donde se le coloca el conector y el conjunto porta-fresa (porta fresa, fresa y broca piloto). En la siguiente figura se muestra la transmisión del Hot Tap Tbl-0664.

CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE LAS CAUSAS DE LA FRACTURA DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

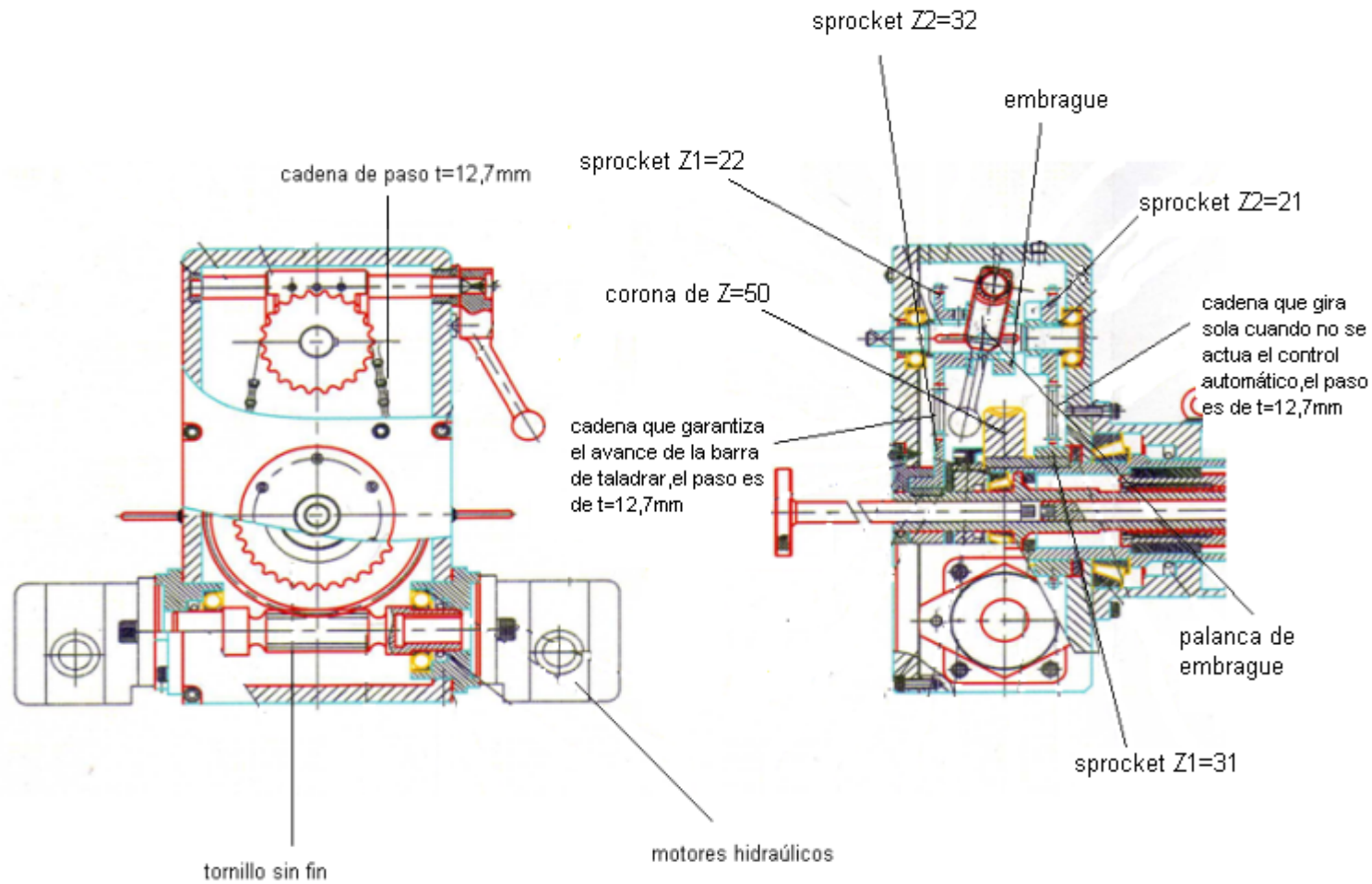


Fig.2.4 Esquema general de la transmisión por cadena del Hot Tap.

Para poder realizar el cálculo de las transmisiones por cadenas del Hot Tap, es necesario conocer el momento torsor que transmiten los dos motores hidráulicos a la caja de engrane.

2.4. Cálculo del torque que transmite los motores hidráulicos al eje de taladrar.

2.4.1. Cálculo de la potencia que entrega el motor hidráulico.

La potencia que entrega el motor hidráulico depende del flujo que recibe de la bomba y de la presión del fluido, la misma se puede calcular por la expresión:

$$N_{mh} = \frac{\Delta p \cdot Q}{450000} \quad (2.1)$$

Donde:

Δp – Variación de la presión, (kgf/cm^2)

Q – El flujo, (cm^3/min)

$$N_{mh} = \frac{150 \cdot 8100}{450000} = 2,7 \text{ CV}$$

El torque en el eje depende de la velocidad de giro. El Hot Tap tiene dos motores hidráulicos si el sistema se acciona con un solo motor, todo el flujo pasará a uno solo, la velocidad de giro aumenta y a esta velocidad se perfora con la broca piloto. El desplazamiento geométrico de un motor es de $q = 50,9 \text{ cm}^3/\text{rev}$ de donde la velocidad con un solo motor hidráulico será;

CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE LAS CAUSAS DE LA FRACTURA

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

$$n = \frac{Q}{q} \quad (2.2)$$

Donde:

Q – Caudal de la bomba, (cm^3/min)

q – Desplazamiento geométrico, (cm^3/rev)

$$n = \frac{8100}{50,9}$$

$$n = 160 \text{ rpm}$$

Cuando se trabaja con los dos motores la velocidad se reduce a la mitad y el torque aumenta.

La velocidad de uno motor es;

$$n = \frac{n_1}{2} = \frac{160}{2} = 80 \text{ rpm}$$

El torque en el motor hidráulico es;

$$Mt_{mh} = 71620 \cdot \frac{N}{n} \quad (2.3)$$

Donde:

N – Potencia del motor en, (CV)

n – Velocidad de giro en, (rpm)

CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE LAS CAUSAS DE LA FRACTURA

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

$$Mt_{mh} = 71620 \cdot \frac{2,7}{80} = 2418 \text{ Kgf} - \text{cm}$$

El torque en el eje de la cadena es;

$$Mt_c = Mt_{mh} \cdot i_{sf} \quad (2.4)$$

Donde:

Mt_{mh} – Torque en el motor hidráulico en, (kgf – cm)

i_{sf} – Relación de transmisión del tornillo sin fin.

$$Mt_c = 2418 \cdot 50 = 120900 \text{ Kgf} - \text{cm}$$

Al ser la primera transmisión por cadena multiplicadora y la segunda reductora, las relaciones de transmisión son iguales, entonces el torque en el eje de la cadena es igual al del eje de taladrar ($Mt_c = 120900 \text{ Kgf} - \text{cm}$).

Como la transmisión por cadena que se dañó fue la segunda, se hizo también un cálculo comprobativo para la primera transmisión.

2.5. Cálculo de la primera transmisión por cadena.

Datos de la primera transmisión por cadena

$Z_1 = 31$ Números de dientes de la rueda conductora.

$Z_2 = 21$ Números de dientes de la rueda conducida.

$t = \frac{1}{2}$ pulg. = 12,7 mm – paso de la cadena

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

Corresponde a la cadena 40 según la norma ANSI B29-1-1975 para un paso de 12,7 mm.

El ancho de la cadena = 7,94 mm

Resistencia a la tensión=13920N

Peso medio (q)=6,13 $\frac{N}{m}$

Diámetro del rodillo =7,92 mm

Espaciamiento de torones =14,38 mm

2.5.1. Cálculo de la presión sobre los pasadores.

Para asegurarse de que la cadena no sufrirá daños es necesario determinar la presión que se ejerce sobre los pasadores, para ello se emplea la siguiente expresión:

$$P = \frac{F_p}{A} < [P]$$

Donde:

P – Presión sobre los pasadores, (MPa)

Fp – Fuerza periférica transmitida, (N)

Como se está analizando una cadena conocida se aplicará según (Reshetov, 1985) la siguiente ecuación:

$$P = 22,42 \cdot \frac{M_{t_{\max}} \cdot K_e}{z_1 \cdot t^3 \cdot K_m} \quad (2.5)$$

Donde:

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

$Mt_{\max}$ – Momento torsor, N-m (este es el resultado del torque en el motor hidráulico multiplicado por la relación de transmisión del tornillo sin fin, $Mt_{\max} = 11860,29 \text{ N} - m$)

Ke – Coeficiente de régimen de trabajo.

Z_1 – Números de dientes de la rueda conductora.

t – Paso de la cadena. (mm)

Km – Coeficiente que toma en cuenta la cantidad de filas de cadenas.

$Km = 1$ para cadena de una fila.

Se hace necesario determinar el coeficiente de régimen de trabajo.

$$Ke = Kd \cdot Ka \cdot Kh \cdot Kreg \cdot Kl \cdot Kr \quad (2.6)$$

Donde:

Kd - Coeficiente de carga dinámica.

$Kd = 1,2$ a $1,5$; para carga dinámica. Se asumirá el valor de $Kd = 1,2$ debido a que las cargas dinámicas que se producen no son tan elevadas.

Ka – Coeficiente que toma en cuenta la distancia entre centros.

$Ka = 1,25$ por ser $A \leq 25 \cdot t$

Kh – Coeficiente que toma en cuenta la inclinación de la línea entre centro.

$Kh = 1$ Por ser la línea de centro horizontal.

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

K_{reg} – Coeficiente que toma en cuenta la posibilidad de regular la distancia entre centros.

$K_{reg} = 1,2$ por ser la distancia entre centro no regulable.

K_l – Coeficiente que toma en cuenta la lubricación.

$K_l = 0,8$ por estar sometida a una lubricación ininterrumpida.

K_r – Coeficiente de ciclo de trabajo.

$K_r = 1$ - por estar 8 horas de trabajo diario.

El valor del coeficiente de régimen de carga es:

$$K_e = 1,44$$

Despejando los valores en la ecuación (2.5), la presión sobre los pasadores es:

$$P = 22,42 \cdot \frac{11860,29 \cdot 1,44}{31 \cdot 12,7^3 \cdot 1}$$

$$P = 6,030 \text{ N/m}^2$$

La presión admisible en los pasadores se determina a través de ensayos y depende de la velocidad de rotación y del paso de la cadena, como el paso de la cadena $t < 16$ la presión admisible se determina por la siguiente expresión:

$$[P] = 38,5 \cdot \sqrt{0,5 \cdot n_1} \quad (2.7)$$

$$[P] = 38,5 - \sqrt{0,5 \cdot 80}$$

$$[P] = 38,5 - 6,324$$

$$[P] = 32,175 \text{ N/m}^2$$

Como;

$$P \leq [P]$$

$$6,030 \leq 32,175 \frac{N}{m^2}$$

Se cumple la condición planteada anteriormente donde la presión admisible es mucho mayor que la presión de trabajo, por lo que no existe dificultad en el funcionamiento de esta cadena.

2.5.2. Cálculo del factor de seguridad a la carga de la primera cadena.

Para garantizar el trabajo fiable de la transmisión según (Reshetov, 1985) debe verificarse además que el coeficiente de seguridad a la carga S sea mayor que el recomendado $[S]$.

$$S = \frac{Fb}{F_1} \geq [S] \quad (2.8)$$

Donde;

$Fb = 13920 \text{ N}$ – Resistencia a la tensión. (tabla 2.1)

F_1 – Carga sobre la cadena en el ramal conducido, (N)

Cálculo de la carga sobre la cadena en el ramal conducido.

$$F_1 = Fp + Fv + S_2 \quad (2.9)$$

Donde;

Fp – Carga útil, (N)

Fv – Fuerza centrífuga, (N)

CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE LAS CAUSAS DE LA FRACTURA

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

S_2 – Tensión en el ramal conducido, (N)

Cálculo de la carga útil.

$$F_p = \frac{1000 \cdot N}{V} \quad (2.10)$$

Donde;

N – Potencia del motor hidráulico que entrega a la transmisión, (kW).

V – Velocidad periférica, (m/s)

La velocidad periférica se determina mediante la ecuación:

$$V = \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000} \quad (2.11)$$

Donde:

Z_1 – Números de dientes de la rueda conductora.

n_1 – Velocidad de rotación, (rpm)

t – Paso de la cadena, (mm)

$$V = \frac{31 \cdot 80 \cdot 12,7}{60000}$$

$$V = 0,5249 \frac{m}{s}$$

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

Por lo que el valor de la carga útil es:

$$F_p = \frac{1000 \cdot 1,9872}{0,5249}$$

$$F_p = 3785,86 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza centrífuga.

$$F_v = \frac{q \cdot v^2}{g} \quad (2.12)$$

Donde;

q – Peso medio de un metro de cadena, (N/m)

g – Aceleración de la gravedad, ($9,81 \frac{m}{s^2}$)

v – Velocidad periférica, (m/s)

$$F_v = \frac{6,13 \cdot 0,5249^2}{9,81}$$

$$F_v = 0,172 \text{ N}$$

Cálculo de la tensión en el ramal conducido.

$$S_2 = q \cdot a \cdot K\varphi \quad (2.13)$$

Donde;

q – Peso medio de un metro de cadena, (N/m) (tabla 2.1)

a – Distancia entre centros, (m)

φ – Ángulo de inclinación de la línea entre centros.

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

$$K\varphi = 1 + \frac{5 \cdot (90 - \varphi)}{90}$$

Como $\varphi = 0$, $K\varphi = 6$

El valor de la tensión en el ramal conducido es:

$$S_2 = 6,13 \cdot 0,2 \cdot 6$$

$$S_2 = 7,356 \text{ N}$$

Sustituyendo los valores en la expresión (2.9) la carga sobre la cadena en el ramal conducido:

$$F_1 = 3785,86 + 0,172 + 6$$

$$F_1 = 3792,032 \text{ N}$$

Conociendo este resultado, por la expresión (2.8) se puede determinar el factor de seguridad a la carga.

$$S = \frac{13920}{3792,032}$$

$$S = 3,67$$

El coeficiente de seguridad a la carga recomendado.

$$[S] = 7 + \frac{0,25 \cdot t \cdot n_1}{1000} \quad (2.14)$$

Donde;

t – Paso de la cadena, (mm)

n_1 – Velocidad de rotación, (rpm)

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

$$[S] = 7 + \frac{0,25 \cdot 12,7 \cdot 80}{1000}$$

$$[S] = 7,254$$

Como el coeficiente de seguridad a la carga S es menor que el recomendado [S].

$$S \geq [S]$$

$$3,760 \leq 7,254$$

Entonces no se cumple la condición, por lo que la cadena no sufrirá rotura pero si sufrirá desgaste con un régimen de trabajo excesivo y continuo.

2.6. Cálculo de la segunda transmisión por cadena.

Datos de la segunda transmisión (la de salida) por cadena

$Z_1 = 22$ Números de dientes de la rueda conductora.

$Z_2 = 32$ Números de dientes de la rueda conducida.

$t = \frac{1}{2}$ pulg. = 12,7 mm – paso de la cadena

Corresponde a la cadena 40 según la norma ANSI B-29-1-1975 para un paso de cadena de 12.7 mm

El ancho de la cadena = 7,94 mm

Resistencia a la tensión = 13920 N

Peso medio (q) = $6,13 \frac{N}{m^2}$

Diámetro del rodillo = 7,92 mm

Espaciamiento de torones = 14,38 mm

2.6.1. Cálculo de la presión sobre los pasadores.

$$P = \frac{F_p}{A} < [P]$$

Donde:

P – Presión sobre los pasadores, (MPa)

F_p – Fuerza periférica transmitida, (N)

Como se está analizando una cadena conocida se aplicará la ecuación (2.5):

$$P = 22,42 \cdot \frac{M_{t_{\max}} \cdot K_e}{z_1 \cdot t^3 \cdot K_m}$$

Donde:

$M_{t_{\max}}$ – Momento torsor, N-m (este es el resultado del torque en el motor hidráulico multiplicado por la relación de transmisión del tornillo sin fin $M_{t_{\max}} = 11860,29 \text{ N} - m$)

K_e – Coeficiente de régimen de trabajo.

Z_1 – Números de dientes de la rueda conductora.

t – Paso de la cadena, (mm)

K_m – Coeficiente que toma en cuenta la cantidad de filas de cadenas.

$K_m = 1$ para cadena de una fila.

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

Se hace necesario determinar por la expresión (2.6) el coeficiente de régimen de trabajo.

$$K_e = K_d \cdot K_a \cdot K_h \cdot K_{reg} \cdot K_l \cdot K_r$$

Donde:

K_d - Coeficiente de carga dinámica.

$K_d = 1,2$ a $1,5$; para carga dinámica. Se asumirá el valor de $K_d = 1,2$ debido a que las cargas dinámicas que se producen no son tan elevadas.

K_a – Coeficiente que toma en cuenta la distancia entre centros.

$$K_a = 1,25 \text{ por ser } A \leq 25 \cdot t$$

K_h – Coeficiente que toma en cuenta la inclinación de la línea entre centro.

$K_h = 1$ por ser línea de centro horizontal.

K_{reg} – Coeficiente que toma en cuenta la posibilidad de regular la distancia entre centros.

$K_{reg} = 1,2$ Por ser la distancia entre centro no regulable.

K_l – Coeficiente que toma en cuenta la lubricación.

$K_l = 0,8$ por estar sometida a una lubricación ininterrumpida.

K_r – Coeficiente de ciclo de trabajo.

$K_r = 1$ por estar 8 horas de trabajo diario.

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

El valor del coeficiente de régimen de carga es:

$$K_e = 1,44$$

Despejando los valores en la ecuación (2.5), el resultado de la presión sobre los pasadores es:

$$P = 22,42 \cdot \frac{11860,29 \cdot 1,44}{22 \cdot 12,7^3 \cdot 1}$$

$$P = 8,4968 \text{ N/m}^2$$

La presión admisible en los pasadores se determina a través de ensayos y depende de la velocidad de rotación y del paso de la cadena, como el paso de la cadena $t < 16$ la presión admisible se determina por la expresión (2.7)

$$[P] = 38,5 - \sqrt{0,5 \cdot 80}$$

$$[P] = 38,5 - 6,324$$

$$[P] = 32,175 \text{ N/m}^2$$

Como;

$$P \leq [P]$$

$$8,4968 \leq 32,175 \text{ N/m}^2$$

Entonces la presión admisible es mucho mayor que la presión de trabajo, por lo que no existe dificultad en el funcionamiento de esta cadena.

2.6.2. Cálculo del factor de seguridad a la carga.

Para garantizar el trabajo fiable de la transmisión según (Reshetov, 1985) debe verificarse además que el coeficiente de seguridad a la carga S sea mayor que el recomendado $[S]$, según la expresión (2.14) esta se determina por:

CAPÍTULO II. ANÁLISIS DE LAS CAUSAS DE LA FRACTURA

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

$$S = \frac{Fb}{F_1} \geq [S]$$

Donde;

$Fb = 13920N$ – Resistencia a la tensión (tabla 2.1)

F_1 – Carga sobre la cadena en el ramal conducido, (N)

Cálculo de la carga sobre la cadena en el ramal conducido.

Según la ecuación (2.9)

$$F_1 = Fp + Fv + S_2$$

Donde;

Fp – Carga útil, (N)

Fv – Fuerza centrífuga, (N)

S_2 – Tensión en el ramal conducido, (N)

Cálculo de la carga útil.

Según la ecuación (2.10)

$$Fp = \frac{1000 \cdot N}{V}$$

Donde;

N – Potencia del motor hidráulico que entrega a la transmisión, (kW)

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

V – Velocidad periférica, (m/s)

La velocidad periférica se determina mediante la ecuación (2.11):

Donde:

Z_1 – Números de dientes de la rueda conductora.

n_1 – Velocidad de rotación en (rpm)

t – Paso de la cadena, (mm)

$$V = \frac{22 \cdot 80 \cdot 12,7}{60000}$$

$$V = 0,3725 \frac{m}{s}$$

Por lo que el valor de la carga útil es:

$$F_p = \frac{1000 \cdot 1,9872}{0,3725}$$

$$F_p = 5334,7 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza centrífuga.

Según la expresión (2.12) esta es:

$$F_v = \frac{q \cdot v^2}{g}$$

Donde;

q – Peso medio de un metro de cadena, (N/m)

g – Aceleración de la gravedad, ($9,81 \frac{m}{s^2}$)

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

v – Velocidad periférica, (m/s)

$$F_v = \frac{6,13 \cdot 0,3725^2}{9,81}$$

$$F_v = 0,086 \text{ N}$$

Cálculo de la tensión en el ramal conducido.

Según la expresión (2.13) se determina:

$$S_2 = q \cdot a \cdot K\varphi$$

Donde;

q – Peso medio de un metro de cadena, N/m (tabla 2.1)

a – Distancia entre centros en, (m)

φ – Ángulo de inclinación de la línea entre centros.

$$K\varphi = 1 + \frac{5 \cdot (90 - \varphi)}{90}$$

Como $\varphi = 0$, $K\varphi = 6$

El valor de la tensión en el ramal conducido es:

$$S_2 = 6,13 \cdot 0,2 \cdot 6$$

$$S_2 = 7,356 \text{ N}$$

Sustituyendo los valores en la expresión (2.9) la carga sobre la cadena en el ramal conducido es:

DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA DEL HOT TAP.

$$F_1 = 5334,7 + 0,086 + 7,356$$

$$F_1 = 5342,14 \text{ N}$$

Conociendo este resultado, por la expresión (2.8) se puede determinar el factor de seguridad a la carga.

$$S = \frac{13920}{5342,14}$$

$$S = 2,61$$

El coeficiente de seguridad a la carga recomendado según la expresión (2.14) es:

$$[S] = 7 + \frac{0,25 \cdot t \cdot n_1}{1000}$$

Donde;

t – Paso de la cadena, (mm)

n_1 – Velocidad de rotación, (rpm)

$$[S] = 7 + \frac{0,25 \cdot 12,7 \cdot 80}{1000}$$

$$[S] = 7,254$$

Como el coeficiente de seguridad a la carga S es menor que el recomendado $[S]$.

$$S \geq [S]$$

$$2,61 \leq 7,254$$

Entonces no se cumple la condición por lo que la cadena no sufrirá rotura pero si sufrirá desgaste con un régimen de trabajo excesivo y continuo.

2.7. Conclusiones del Capítulo II.

1. Se profundizó en las generalidades del empleo de las transmisiones por cadena, así como sus características fundamentales.
2. Después de realizar un estudio minucioso de la caja de engranes del Hot Tap se determinó que las dos transmisiones por cadenas eran del mismo tipo y que no sufrirían ningún tipo de avería en condiciones normales.
3. Se analizaron las posibles causas de la falla de las transmisiones por cadena y se realizó el cálculo de la transmisión de la misma y se demostró que esta no presenta dificultades para transmitir las cargas. Si el Hot Tap trabajara a la potencia máxima del mismo el desgaste de la misma sería considerable, pero a la potencia que demanda la perforación, incluso con la fresa de mayor diámetro, la cual es mucho más pequeña que la potencia máxima ($Mt = 21,92 \leq 1184,82 \text{ kN} - \text{cm}$), el desgaste de la cadena sería normal.

Capítulo III Evaluación de la resistencia del conector de la fresa del Hot. Tap.

3.1. Funcionamiento de las uniones por chavetas prismáticas.

Las chavetas prismáticas se utilizan para transmitir grandes cargas. En la Fig. 3.1 se ilustra el principio de trabajo de las chavetas prismáticas, así como sus dimensiones fundamentales, el ancho, la altura y la longitud.

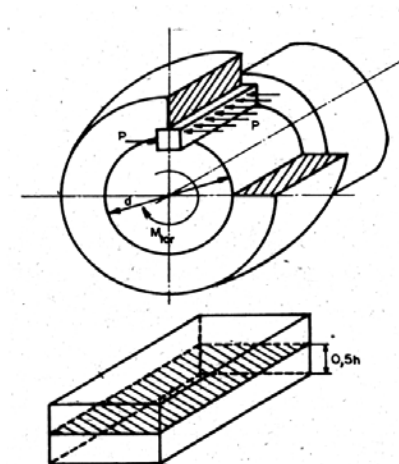


Fig. 3.1 Chavetas prismáticas.

El cálculo de estas chavetas se realiza para evitar que se cizallen o se aplasten las superficies de trabajo.

3.2. Esquema del acoplamiento de conexión del Hot Tap.

En la Fig. 3.2 se muestran las dimensiones de las espigas averiadas del conector del Hot Tap, las cuales serán calculadas como unas pequeñas chavetas.

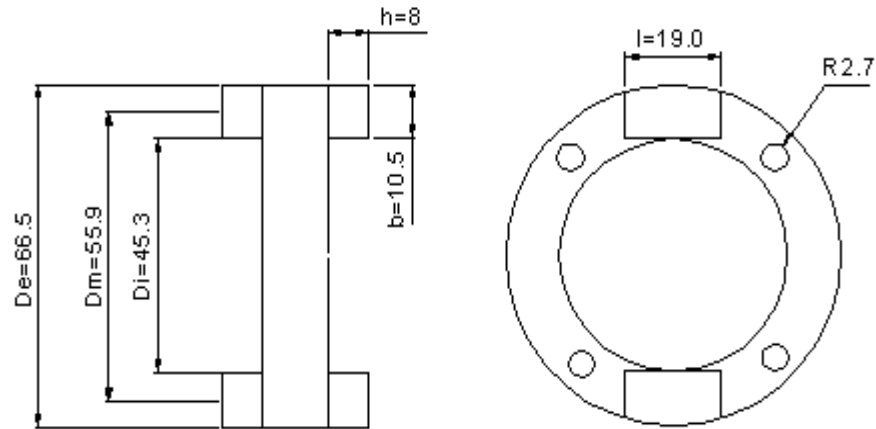


Fig.3.2 Esquema del acoplamiento de conexión.

Uno de los dos lados del acoplamiento está fijado con cuatro tornillos y el otro transmite como si fueran dos chavetas prismáticas. El momento torsor que debe transmitir cada una de las chavetas prismáticas según (Ivanov.1991):

$M_t = 1.125 M_{t_{\max}} / 2 = 0,563 M_{t_{\max}} = 0,563 \cdot 120\,900 = 68\,066.7 \text{ kgf} - \text{cm}$. Este torque, que es la mitad del torque que llega al eje de fresado del Hot Tap, debe transmitirlo a cortante y a aplastamiento cada una de las espigas del acoplamiento.

3.2.1. Cálculo al cizallamiento.

$$\tau = \frac{2 \cdot M_t}{D \cdot b \cdot l} < [\tau] \quad , \text{ MPa} \quad (3.1)$$

Donde:

M_t – Momento torsor que transmite la unión, (N – mm)

D – Diámetro del árbol, (mm)

b – Ancho de la chaveta, (mm)

l - Longitud de la chaveta, (mm)

Pudiéndose determinar la longitud necesaria para evitar el cizallamiento como:

$$l_{ciz} = \frac{2 \cdot Mt}{D \cdot b \cdot l \cdot [\tau]} , \text{ mm}$$

3.2.2. Cálculo al aplastamiento.

$$\sigma_{ap} = \frac{2 \cdot Mt}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot l} < [\sigma]_{ap}. \quad (3.2)$$

Quedando entonces la longitud mínima para evitar el aplastamiento como:

$$L_{ap} = \frac{4 \cdot Mt}{D \cdot h \cdot [\sigma]_{ap}} , \text{ mm}$$

Siendo necesario señalar que $[\sigma]_{ap}$, es la del material más débil de los tres que componen la unión. En el diseño de uniones por chavetas deben realizarse ambos cálculos y tomar como longitud necesaria para la chaveta la mayor de las dos longitudes calculadas. De no cumplirse esta condición puede entonces colocarse dos chavetas, determinándose la longitud de estas como: $l_1 = l_2 = \frac{1,25 \cdot L}{2}$, donde L longitud

necesaria calculada, l_1 y l_2 longitud de las chavetas que serán colocadas. El incremento del 25 % de la longitud calculada toma en cuenta la irregularidad de la distribución de la carga entre ambas chavetas. En la sección transversal los chaveteros deben montarse a 180° en árboles que trabajen a alta velocidad para mejorar su balanceo y a 120° en árboles que transmitan grandes cargas para disminuir el debilitamiento de la sección por el efecto de los dos chaveteros.

Debe señalarse que las soluciones constructivas con dos chavetas son desventajosas desde el punto de vista tecnológico ya que se necesita ajustar con precisión y

simultáneamente las superficies de las caras de trabajo de las dos chavetas en los dos chaveteros, además debe garantizarse la perfecta coaxialidad entre los chaveteros en el árbol y las ranuras en el cubo. Por todas estas razones es que en la literatura se plantea que no deben utilizarse uniones con tres chavetas, aunque si se garantiza la fabricación con la precisión requerida y se colocan a 120°. (Goytisolo. 2007)

3.2.3. Tensiones admisibles a emplear en el cálculo de las uniones.

Tabla 3.1 Tensiones admisibles para los materiales empleados en la unión.
(Pisarenko, 1989).

Montaje	Material	Carga reposada	Choques débiles	Carga de choque
Uniones fijas	Acero	$[\sigma]_{ap} = 150 \text{ MPa}$	$[\sigma]_{ap} = 100 \text{ MPa}$	$[\sigma]_{ap} = 50 \text{ MPa}$
	Fundición	$[\sigma]_{ap} = 80 \text{ MPa}$	$[\sigma]_{ap} = 53 \text{ MPa}$	$[\sigma]_{ap} = 27 \text{ MPa}$
Uniones móviles	Acero	$[\sigma]_{ap} = 50 \text{ MPa}$	$[\sigma]_{ap} = 40 \text{ MPa}$	$[\sigma]_{ap} = 30 \text{ MPa}$
Chavetas de acero		$[\tau] = 120 \text{ MPa}$	$[\tau] = 87 \text{ MPa}$	$[\tau] = 54 \text{ MPa}$

Se tomará inicialmente carga reposada, por lo que las tensiones admisibles serán:

$$[\sigma]_{ap} = 150 \text{ MPa} \approx 1500 \text{ kgf/cm}^2 \text{ y } [\tau] = 120 \text{ MPa} \approx 1200 \text{ kgf/cm}^2$$

3.2.4. Cálculo al cizallamiento a carga reposada.

Según la expresión (3.1) se determina por:

$$\tau = \frac{2 \cdot Mt}{D \cdot b \cdot l} < [\tau]$$

Donde:

Mt – Momento torsor que transmite la unión, (kgf/cm^2)

D – Diámetro medio del conector, (cm)

b – Ancho de la chaveta, (cm)

l – Longitud de la chaveta, (cm)

Por el que el valor τ es:

$$\tau = \frac{2 \cdot 68066,7}{5,59 \cdot 1,05 \cdot 1,9}$$

$$\tau = 12207,03 \text{ kgf}/\text{cm}^2$$

Como $\tau \leq [\tau]$ $12207,03 \geq 1200 \text{ kgf}/\text{cm}^2$, entonces la chaveta no resistiría la carga por lo que se realizará un cálculo del momento torsor real que podría soportar la chaveta al cizallamiento.

3.2.5. Cálculo del momento torsor máximo que soporta la espiga al cizallamiento.

$$M_t \leq [\tau] \cdot \frac{D \cdot b \cdot l}{2}$$

$$M_t \leq 1200 \cdot \frac{5,59 \cdot 1,05 \cdot 1,9}{2}$$

$$M_t \leq 6691,23 \text{ kgf} - \text{cm}$$

El momento torsor máximo que puede transmitir el eje, tiene que ser menor de

$M_t \leq 6691,23 \text{ Kg} - \text{cm}$ para que no ocurra el cizallamiento.

3.2.6. Cálculo al aplastamiento a carga reposada.

Según la expresión (3.2) se determina:

$$\sigma_{ap} = \frac{2 \cdot M_t}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot l} < [\sigma]_{ap}$$

Donde:

M_t – Momento torsor que transmite la unión, (kgf / cm^2)

D – Diámetro medio del conector, (cm)

h – Altura de la chaveta, (cm)

El valor de σ_{ap} es:

$$\sigma_{ap} = \frac{2 \cdot 68066,7}{5,59 \cdot \frac{0,8}{2} \cdot 1,9}$$

$$\sigma_{ap} = 32043,45 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Este cálculo demuestra que ocurrirá el aplastamiento ya que $\sigma_{ap} \geq [\sigma]_{ap}$ por lo que se realizará un cálculo previo para determinar el momento torsor que debería transmitir para que $\sigma_{ap} \leq [\sigma]_{ap}$.

3.2.7. Cálculo del momento torsor máximo que soporta la espiga al aplastamiento.

$$Mt \leq \frac{[\sigma]_{ap}}{2} \cdot l \cdot D \cdot \frac{h}{2}$$

$$Mt \leq \frac{1500}{2} \cdot 1,9 \cdot 5,59 \cdot \frac{0,8}{2}$$

$$Mt \leq 3186,3 \text{ kgf} - \text{cm}$$

El momento torsor máximo que debe transmitir el eje para que no ocurra el aplastamiento es de $Mt \leq 3186,3 \text{ kgf} - \text{cm}$.

3.3. Cálculo de los principales parámetros del régimen de corte. (Potencia).

Los cálculos realizados anteriormente demuestran que el momento torsor que transmite el eje es muy grande al punto que el conector se fractura. Para estar seguro que la causa que origina esa fractura, proviene de los motores hidráulicos, se calculará el momento torsor a partir de la potencia de corte que transmiten la fresa de mayor diámetro que fue la causa por la cual se fracturó el conector, y también se tuvo en cuenta la fresa más pequeña, la de 4 pulg.

3.3.1. Cálculo de la potencia de corte para la fresa de 20 pulg.

Para determinar la potencia de corte, es necesario conocer ciertos parámetros como son:

- La velocidad en rpm (esta velocidad se puede determinar por la expresión)

$$n = \frac{1000 \cdot V_c}{\pi \cdot d}$$

d - Diámetro de la fresa

pero seleccionando la velocidad a la que gira la fresa según (Hot Tap Catálogo Industrial. 2009.) esta es de 25 rpm.

- La velocidad de avance en (mm/min)

$$V_f = f_z \cdot Z \cdot n \quad (3.3)$$

Donde:

Z- Números de dientes de la fresa.

n-Las rpm a la que gira la fresa.

$f_z = 0,25 \text{ mm}/\text{dientes}$ Tabla 25 anexo1 (acero de baja aleación HB180 y la plaquita es TPKR-WH/GC-A).

La velocidad de avance:

$$V_f = 0,25 \cdot 18 \cdot 25$$

$$V_f = 112,5 \text{ mm}/\text{min}$$

Cálculo de la potencia de corte.

$$P_c = \frac{a_p \cdot a_e \cdot V_f \cdot K_c}{60000000} \quad (3.4)$$

Donde:

a_p – Ancho de corte, (mm)

a_e – Profundidad de corte, (mm), Tabla 25 anexo1 (acero de baja aleación HB180 y la plaquita es TPKR-WH/GC-A).

V_f – La velocidad de avance en ($\frac{mm}{min}$)

K_c - Fuerza de corte específica (Tabla 31 anexo1 $K_c = 2200 \frac{N}{mm^2}$ este valor depende del tipo de material, y de la dureza que tenga el mismo).

$$P_c = \frac{13 \cdot 10,7 \cdot 112,5 \cdot 2200}{60000000}$$

$$P_c = 0,574 \text{ kW}$$

3.3.2. Cálculo de la potencia de corte para la fresa de 4 pulg.

Para determinar la potencia de corte es necesario conocer ciertos parámetros como son:

- La velocidad en rpm (esta velocidad se puede determinar por la expresión)

$$n = \frac{1000 \cdot V_c}{\pi \cdot d}, \quad d - \text{Diámetro de la fresa}$$

pero seleccionando la velocidad a la que gira la fresa según (Hot Tap Catálogo Industrial. 2009.) esta es de 45 rpm.

- La velocidad de avance en ($\frac{mm}{min}$)

$$V_f = f_z \cdot Z \cdot n$$

Donde:

Z- Números de dientes de la fresa.

n-Las rpm a la que gira la fresa.

$f_z = 0,25 \text{ mm/dientes}$ Tabla 25 anexo1 (acero de baja aleación HB180 y la plaquita es TPKR-WH/GC-A).

La velocidad de avance según la expresión (3.3) es:

$$V_f = 0,25 \cdot 4 \cdot 45$$

$$V_f = 45 \text{ mm/min}$$

Cálculo de la potencia de corte.

Según la expresión (3.4) se determina:

$$P_C = \frac{a_p \cdot a_e \cdot V_f \cdot K_c}{60000000}$$

Donde:

a_p – Ancho de corte, (mm)

a_e – Profundidad de corte, (mm) Tabla 25 anexo1 (acero de baja aleación HB180 y la plaquita es TPKR-WH/GC-A).

V_f – La velocidad de avance en (mm/min)

K_c : Fuerza de corte específica (Tabla 31 anexo1 $K_c = 2200 \text{ N/mm}^2$ este valor depende del tipo de material y de la dureza que tenga el mismo).

$$P_c = \frac{9,7 \cdot 10,7 \cdot 45 \cdot 2200}{60000000}$$

$$P_c = 0,164 \text{ kW}$$

Para poder determinar la resistencia del conector, es necesario conocer el momento torsor que transmiten las fresas de 4 y de 20 pulg para poder calcular el acoplamiento como una chaveta prismática.

3.4. Cálculo del momento torsor que transmiten las fresas al conector.

3.4.1. Cálculo del momento torsor que transmite la fresa de 20 pulg.

$$M_t = 955 \cdot \frac{N}{n} \quad (3.5)$$

Donde:

N – Potencia de corte de la fresa, (kW)

n – La velocidad a la que gira la fresa, (rpm)

$$M_t = 955 \cdot \frac{0,574}{25}$$

$$M_t = 21,92 \text{ kN} - \text{cm}$$

3.4.2. Cálculo del momento torsor que transmite la fresa de 4 pulg.

Según la expresión (3.5) se determinar cómo:

$$M_t = 955 \cdot \frac{N}{n}$$

Donde:

N – Potencia de corte de la fresa, (kW)

n – Velocidad a la que gira la fresa, (rpm)

$$Mt = 955 \cdot \frac{0,164}{45}$$

$$Mt = 3,48 \text{ kN} - \text{cm}$$

3.5. Cálculo de la capacidad portante del porta fresa del Hot Tap a partir de la potencia máxima de corte.

3.5.1. Fuerza axial máxima sobre el tornillo de apriete axial.

En las uniones roscadas montadas sin tensado previo y sometidas simultáneamente a tensiones normales y tangenciales, la condición de resistencia se expresa según (Feodosiev, 1985) a través de la aplicación de la cuarta hipótesis. El apriete posterior a que la unión será sometida trae por consecuencia la aparición de una carga adicional, el momento torsor originado por la fricción entre la tuerca y el tornillo al está ser apretada y que puede ser determinado según (Feodosiev,1985) por la siguiente ecuación:

$$Mt = 0,5 \cdot P \cdot d_m \cdot \tan (\varphi + \rho) \quad \text{N} - \text{mm}$$

Donde:

P – Carga axial, (N)

d_m – Diámetro medio de la rosca, (mm)

φ - Ángulo de la hélice de la rosca.

ρ - Ángulo de rozamiento.

En estas condiciones sobre el tornillo según (Feodosiev, 1985) actúan tensiones normales por la acción de las cargas axiales y tangenciales producto del momento torsor.

$$\sigma = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_1^2}$$

$$\tau = \frac{Mt}{Wt} = \frac{0,5 \cdot P \cdot dc \cdot \tan(\varphi + \rho)}{0,2 \cdot \pi \cdot d_1^3}$$

Determinando la tensión equivalente por la cuarta hipótesis de resistencia.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_2^2}\right)^2 + \left(\frac{0,5 \cdot P \cdot dc \cdot \tan(\varphi + \rho)}{0,2 \cdot \pi \cdot d^3}\right)^2}$$

Para tornillos estandarizados:

$$d_m = 1,12 \cdot d_1$$

$$\tan(\varphi) = 0,0194$$

$$\tan(\rho) = 0,2$$

Sustituyendo en la ecuación del momento torsor se obtiene que:

$$\sigma_{eq} = 1,3 \cdot \sigma$$

Por lo que la influencia del momento torsor originado por el tensado posterior se puede tener en cuenta considerando la carga de cálculo un 30% superior a la carga que actúa sobre la unión. (Stiopin 1979).

$$P_o = 1,3 \cdot P$$

3.5.2. Cálculo de la carga axial máxima que puede soportar el tornillo.

La carga axial máxima que puede soportar el tornillo se ve reducida en un 30 %. O sea:

$$P_{\max} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot [\sigma]_t}{5,2} \quad (3.6)$$

Donde:

σ_f – Límite de fluencia del acero, para un acero 40x, según (Pisarenko, 1989)

$$\sigma_f = 7500 \text{ kgf/cm}^2$$

d – Diámetro del tornillo, (cm)

Como el diámetro del tornillo es menor que 16mm se calculará $[\sigma]_t$ según (Pisarenko, 1989) por la siguiente expresión:

$$[\sigma]_t = (0,25) \sigma_f = 1875 \text{ kgf/cm}^2$$

Por lo que la carga axial máxima es:

$$P_{\max} = \frac{3,14 \cdot 1,3^2 \cdot 1875}{5,2}$$

$$P_{\max} = 1913,447 \text{ kgf}$$

$$P_{\max} = 18,75 \text{ kN}$$

3.5.3. Cálculo del Momento torsor que puede transmitir el cono del porta fresa.

En la Figura 3.3 se muestra el esquema del cono exterior de la unión. La fuerza axial ($P_{\max}$) aplicada al porta fresa se equilibra con la componente axial de la fuerza de presión (p) que actúa sobre la superficie del anillo. (Stiopin, 1979).

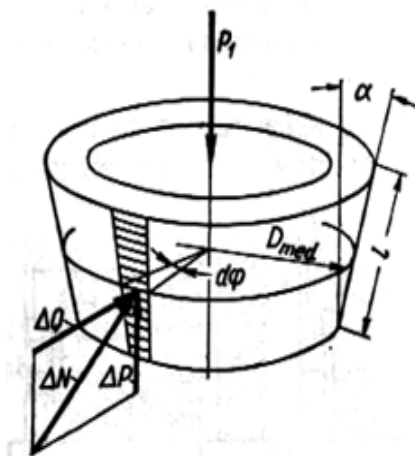


Fig. 3.3 esquema de análisis del cono exterior.

Tomando en esta superficie un área elemental de longitud l y ancho $\frac{D_m}{2} \cdot d\varphi$

Donde:

D_{med} – Diámetro medio del cono.

$d\varphi$ - Ángulo central.

La resultante ΔN de la fuerza de presión (p) en esta área es:

$$\Delta N = p \cdot l \cdot \frac{D_m}{2} \cdot d\varphi$$

Siendo la componente axial:

$$\varphi \Delta Q = \Delta N \cdot \text{sen}(\alpha) = p \cdot l \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot d\varphi$$

α - ángulo del cono.

La suma de las componentes axiales de p es igual a P_1 .

$$p \cdot l \cdot \frac{Dm}{2} \cdot \sin(\alpha) \int_0^{\pi} d\varphi = P_{\max}$$

De donde:

$$p = \frac{P_{\max}}{\pi \cdot Dm \cdot l \cdot \sin(\alpha)}$$

La suma de las fuerzas normales que actúan sobre la superficie cónica es aproximadamente:

$$N = n \cdot \pi \cdot D_{med} \cdot l = \frac{P_{\max}}{\sin(\alpha)}$$

La suma de las componentes radiales es:

$$Q_1 = p \cdot \pi \cdot D_{med} \cdot l = \frac{P_{\max} \cdot \sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} = \frac{P_{\max}}{\tan(\alpha)}$$

Siendo posible entonces determinar la fuerza de fricción en la superficie exterior del anillo externo e interior del anillo interior según (Feodosiev, 1985). como:

$$P_{fr} = Q_1 \cdot f = \frac{P_{\max} \cdot f}{\tan(\alpha)} \quad f - \text{Coeficiente de fricción.}$$

El torque de fricción máximo que puede transmitir la superficie cónica es:

$$M_{fr} = \frac{P_{\max} \cdot f}{\tan(\alpha)} \cdot \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2} \quad (3.7)$$

Donde:

$P_{\max}$ – Carga máxima que puede soportar el tornillo, (kgf)

$$\tan(6,86^\circ) = 0,12$$

$D_{\max}$ – Diámetro máximo del cono, (cm)

$D_{\min}$ – Diámetro menor del cono, (cm)

f – Coeficiente de fricción.

Por lo que el torque es:

$$M_{fr} = \frac{1445,72 \cdot 0,15}{0,12} \cdot \frac{4,45 + 3,2}{2}$$

$$M_{fr} = 6912,348 \text{ kgf} - \text{cm}$$

$$M_{fr} = 67,74 \text{ kN} - \text{cm}$$

Este momento de fricción debe ser mayor que el que se desea transmitir por el porta fresa, pero debe garantizarse que la tensión de aplastamiento en la superficie de contacto entre los conos exterior e interior sea menor que la permisible. La tensión de contacto máxima se determina según (Feodosiev, 1985)

$$\sigma_{ap} = \frac{P_{\max}}{\tan(\alpha) \cdot \pi \cdot d \cdot l} < [\sigma]_{ap} \quad l - \text{Longitud del cono.}$$

Despejando se puede determinar la fuerza de apriete máxima admisible por la superficie cónica.

3.5.4. Cálculo de la fuerza de apriete máxima admisible en la superficie cónica.

$$P_{\max} = [\sigma]_{ap} \cdot \tan(\alpha) \cdot \pi \cdot D_{med} \cdot l \quad (3.8)$$

Donde:

La tensión de aplastamiento del contacto acero con acero según (Dobrovolski, 1991)

se puede tomar: $[\sigma]_{ap} = (0,8 - 0,9) \sigma_f$. Donde σ_f es la tensión de fluencia del acero del cono, según (Pisarenko, 1989) para un acero 45 es: $\sigma_f = 3600 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$.

$$[\sigma]_{ap} = 0,8 \cdot \sigma_f$$

$$[\sigma]_{ap} = 2880 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tan(6,86^\circ) = 0,12$$

D_{med} – Diámetro medio del cono, (cm)

l – Longitud del cono, (cm)

$$P_{max} = 2880 \cdot 0,12 \cdot 3,14 \cdot 3,825 \cdot 5,4$$

$$P_{max} = 22414,48 \text{ kgf}$$

$$P_{max} = 219,66 \text{ kN}$$

Como el valor de la carga axial máxima que puede soportar el tornillo es menor que la fuerza máxima admisible en la superficie cónica $P_{max} = 14,17 \leq 219,66 \text{ kN}$, entonces este trabaja sin ningún problema.

3.5.5. Momento torsor que transmite el conector del Hot Tap.

Si el porta fresa se afloja durante la operación, porque se pierde el apriete inicial, el cono del porta fresa deja de transmitir su torque y todo lo transmiten entonces el conector y el pasador.

La relación entre los torque que transmiten el conector y el pasador será directamente proporcional a sus rigideces a cortante, o sea, directamente proporcional a la relación entre los productos $G_i \cdot A_i$. El módulo de elasticidad a cortante de los aceros varía muy poco, de aquí que la relación entre los torques será proporcional a la relación entre las áreas (Goytisolo 2007), o sea:

$$Mt_{pasador} = \frac{A_{pasador}}{A_{conector}} \cdot Mt_{conector} \quad (3.9)$$

Como la suma tiene que ser igual al torque total a transmitir:

$$Mt_{fresa} = Mt_{conector} + Mt_{pasador} \quad (3.10)$$

Sustituyendo y despejando la ecuación (3.9) y (3.10) el momento torsor en el conector se tiene que:

$$Mt_{conector} = \frac{M_{fresa}}{\left[1 + \left(\frac{A_{pasador}}{A_{conector}} \right) \right]} \quad (3.11)$$

Donde:

M_{fresa} – Momento torsor que transmite la fresa al conector. ($kN - cm$)

$$A_{pasador} = \frac{\pi \cdot dp^2}{4} = 1,326 \text{ cm}^2$$

$dp = 1,13 \text{ cm}$ – Diámetro del pasador.

$$A_{conector} = b \cdot l = 2,85 \text{ cm}^2$$

$b = 1,05 \text{ cm}$ – Ancho de la cara de la chaveta prismática.

$l = 1,9 \text{ cm}$ – Largo de la cara de la chaveta prismática.

$$Mt_{conector} = \frac{M_{fresa}}{\left[1 + \left(\frac{A_{pasador}}{A_{conector}} \right) \right]}$$

$$Mt_{conector} = \frac{21,92}{\left[1 + \left(\frac{1,326}{1,995} \right) \right]}$$

$$Mt_{conector} = 13,20 \text{ kN} - \text{cm}$$

Conociendo el momento torsor que transmite el conector a partir del torque que le transmite la fresa, se puede calcular el conector como una chaveta prismática, para ello se tendrán en cuenta las mismas tensiones admisibles que se emplearon para el cálculo que se hizo de cizallamiento y aplastamiento a partir del momento torsor que transmiten los dos hidromotores. .

Se tomará inicialmente carga reposada, por lo que las tensiones admisibles serán:

$$[\sigma]_{ap} = 150 \text{ MPa} \approx 1500 \text{ kgf/cm}^2 \text{ y } [\tau] = 120 \text{ MPa} \approx 1200 \text{ kgf/cm}^2$$

3.6. Cálculo al cizallamiento a carga reposada.

Según la ecuación (3.1)

$$\tau = \frac{2 \cdot Mt_{conector}}{D \cdot b \cdot l}$$

Donde:

$Mt_{conector}$ – Momento torsor que transmite el conector (kgf/cm^2):

$$D = \frac{D_{max} + D_{min}}{2} \text{ – Diámetro medio del conector, (cm)}$$

b – Ancho de la chaveta, (cm)

l – Longitud de la chaveta, (cm)

$$\tau = \frac{2 \cdot 1346,94}{5,59 \cdot 1,05 \cdot 1,9}$$

$$\tau = 241,56 \text{ kgf/cm}^2$$

Como $\tau \leq [\tau]$ $241,56 \leq 1200 \text{ kgf/cm}^2$ entonces la chaveta resistirá la carga que podría soportar la chaveta al cizallamiento.

3.7. Cálculo al aplastamiento a carga reposada.

Según la ecuación (3.2)

$$\sigma_{ap} = \frac{2 \cdot Mt_{conector}}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot l} < [\sigma]_{ap}$$

Donde:

$Mt_{conector}$ – Momento torsor que transmite el conector: (kgf/cm^2)

$D = \frac{D_{max} + D_{min}}{2}$ – Diámetro medio del conector, (cm)

l – Longitud de la chaveta, (cm)

h – La altura de la chaveta, (cm)

$$\sigma_{ap} = \frac{2 \cdot 1346,94}{5,59 \cdot \frac{0,8}{2} \cdot 1,9}$$

$$\sigma_{ap} = 634,1 \text{ kgf/cm}^2$$

Como $\sigma_{ap} \leq [\sigma]_{ap}$ $634,1 \leq 1500 \text{ Kg} / \text{cm}^2$ entonces no ocurrirá el aplastamiento.

3.8. Conclusiones del Capítulo III.

1. Se realizó el cálculo de las espigas de carga del acoplamiento de conexión y se comprobó que esta presenta deficiente resistencia para transmitir el torque máximo de los hidromotores por lo que se supuso que el pudiera estar diseñado y calculado como fusible.
2. Para esclarecer el motivo de la falla del conector se calculó el torque demandado en el eje de la fresa durante la perforación de un agujero de diámetro 20 pulgadas con el que ocurrió la avería, trayendo aparejado que el cono del porta fresas es capaz por sí solo de transmitir todo el torque, pero si el cono se afloja y patina durante la operación porque se pierde el apriete inicial por vibraciones, o porque el apriete inicial fue insuficiente esta deja de transmitir su torque y todo el torque se lo distribuyen entonces el conector y el pasador.
3. Los cálculos realizados demuestran que el sistema de fijación del conector para las fresas de gran tamaño, que posee un cono de fijación apretado con una espiga roscada que puede ser pretensada, es capaz de transmitir el torque necesario para el corte de la fresa.
4. Los cálculos realizados demuestran también que evaluando la resistencia del conector de la fresa, cuando el apriete del cono es insuficiente o este se afloja durante la operación, el conector puede fracturarse por sobrecarga con los coeficientes de cargas dinámicas típicos que se producen en los acoplamientos de máquinas. Se concluye por lo tanto que la falla del conector tiene que haberse producido en una circunstancia como esta.

Conclusiones

Conclusiones Generales.

1. Se profundizó en la estructura y funcionamiento del Hot Tap adquirido por la Refinería y de sus características técnicas específicas. Se analizó como transmite la potencia desde el motor principal, a través de una transmisión hidráulica volumétrica en circuito cerrado y una transmisión mecánica compuesta por una transmisión por engranaje sinfín y dos transmisiones por cadenas hasta el husillo de la fresa, con vistas a realizar los cálculos de los elementos averiados.
2. Se realizó el cálculo de la transmisión por cadena averiada y se demostró que esta no presenta dificultades para transmitir las cargas. Si el Hot Tap trabajara a la potencia máxima del mismo el desgaste de la misma será considerable, pero a la potencia que demanda la perforación ,incluso con la fresa más grande, la cual es mucho menor que la máxima el desgaste de la cadena sería normal.
3. Se realizó el cálculo de las espigas de carga del acoplamiento de conexión y se comprobó que este presenta deficiente resistencia para transmitir el torque máximo de los hidromotores por lo que se supuso que él pudiera estar diseñado y calculado como fusible.
4. Tratando de esclarecer el motivo de la falla del conector se calculó el torque demandado en el eje de la fresa durante la perforación de un agujero de diámetro 20 pulgadas con el que ocurrió la avería. En el caso de las fresas grandes el Hot Tap dispone de porta fresas que garantizan una mejor fijación de la misma y una mayor estabilidad del conjunto durante la operación. Partiendo de las dimensiones y materiales del cono del conjunto porta fresas, de su tornillo de apriete, del pasador de fijación y del conector averiado se realizaron los cálculos correspondientes de la capacidad de transmisión del conjunto.
5. Del estudio se concluyó que el cono del porta fresas es capaz por sí solo de transmitir todo el torque, incluso para la fresa de 20 pulgadas, si el cono se afloja y patina durante la operación porque se pierde el apriete inicial por vibraciones, o porque el apriete inicial fue insuficiente, esta deja de transmitir su torque y todo el torque se lo distribuyen

entonces el conector y el pasador. En estas condiciones el conector puede fracturarse por sobrecarga con los coeficientes de cargas dinámicas que pueden aparecer normalmente en los acoplamientos de máquinas. Se concluye que el conector tiene que haberse fracturado en una circunstancia similar a la mencionada.

RECOMENDACIONES

Recomendaciones

RECOMENDACIONES

Recomendaciones.

1. Se recomendó fabricar la pieza averiada con el acero analizado para poder continuar utilizando el Hot Tap, no recomendamos elevar la resistencia del acero pues al parecer el acoplamiento está diseñado como fusible.
2. Se recomienda fabricar la misma de manera que las pestañas entren ajustadas en sus respectivas cavidades evitando la posible fractura por la zona de los orificios y la influencia perjudicial que pudieran tener las posibles sobrecargas con los coeficientes de cargas dinámicas que pueden aparecer en los acoplamientos de máquinas si el cono se afloja durante la operación de montaje.
3. La transmisión por cadena averiada realmente no tiene dificultades y puede transmitir la carga con un desgaste normal, así que no se recomienda nada alrededor de la misma, que no sea lo referente a mantener sobre la misma la adecuada lubricación y mantenimiento.

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía.

Birger, I. (1966). Cálculo de Resistencia de Piezas de Máquinas. Moscú: Editorial Mashinostroenie.

China Hot Tapping-Machine DN50 DN1000. (s.d.). . Recuperado a partir de <http://www.made-in-china.com/showroom/lisam4208/product-detailVbJxsplHXiWZ/China-Hot-Tapping-Machine-DN50-DN1000-.html>.

Dobrovolski, V. (1991). Elementos de Máquinas. Moscú: Editorial MIR.

Feodosiev, V. (1985). Resistencia de Materiales. Moscú: Editorial MIR.

Goytisolo, R. (2007). Folleto de resistencia de materiales avanzada. Universidad de Cienfuegos.

Guia Procedimiento Hot Tap. (s.d.). . Recuperado a partir de http://grupos.emagister.com/documento/guia_procedimiento_hot_tap/1650-17980.

Guliáev, A. (1978). Metalografía 1. Moscú: Editorial MIR.

Hot Tap. TECPESA. (2009). Boletín 2009.100.00 Hot-Tap Fittings. Without Mechanized Flange. Catálogo Industrial.

Hot Tap. TECPESA. (2009). Boletín 2009.100.00 Hot-Tap Fittings. Without Mechanized Flange. Catálogo Industrial. (2009). Boletín 2009.901.00 Hot-Tap Service. Catálogo Industrial.

Hot Tapping. (s.d.). . Recuperado a partir de http://www.alstern-technologies.com/index_files/Hot_Tapping.htm.

Hot tapping. (s.d.). . Recuperado a partir de <http://www.lockwood.com.ar/hottapping.html>.

Hot Tapping and Plugging Solutions. (s.d.). . Recuperado a partir de <http://www.tdwilliamson.com/en/Pages/HotTappingandPluggingSolutions.aspx?gclid=CICyp-Si9KcCFYnd4Aod0g2DaQ>.

BIBLIOGRAFÍA

Hot tap. (s.d.). Recuperado a partir de http://www.teamindustrialservices.com/team_hot_tap/hot_tap.htm.

Ivanov, M. (1991). Elementos de Máquinas. Moscú: Editorial Vischaya Schkola.

Jorochailov, V. (1988). Teoría y tecnología del tratamiento térmico de los aceros. La Habana: Enpes.

Lajtin, Y. (1973). Metalografía y tratamiento térmico de los metales. La Habana: Editorial MIR.

Malishev, A. (1987). Tecnología de los metales. Moscú: Editorial MIR.

Olsen, G. (1965). Elements of Mechanics of materials. La Habana: Editorial de la asociación de estudiantes de Ingeniería.

Pisarenko, G. (1979). Manual de Resistencia de Materiales. Moscú: Editorial MIR.

Redflame. (s.d.). Recuperado a partir de <http://www.redflame.ca/html/home.htm>.

Reshetov, D. (s.d.). Elementos de Máquina. La Habana: Editorial Pueblo y Educación.

Shannley, F. (1971). Mecánica de materiales. United State: McGraw-Hill.

Shigley, J., & Mischke, C. R. (1997). Diseño en Ingeniería Mecánica. España: Editorial Mc Graw Hill.

Stiopin, P. (1976). Resistencia de materiales. Moscú: Editorial MIR.

TECPESA. (2009). Procedimiento operativo para operaciones de taladros en carga (Hot -Tap) Sobre tuberías de acero. Catálogo Industrial.

ANEXOS

Anexos

ANEXO 1

Anexos.

TABLA 25: Datos de corte para el fresado con placas de carburo cementado de sujeción mecánica.

Paso	Material	Plaquitas	Tipo	F_z	V_c	A_p
Planeado a 45° con fresa frontal	Acero de baja aleación HB180	SEKR-WM/CT530	L	0,24	290	6,4
		SEKR-WM/GC4030	M	0,24	240	
		SEKR/GC4030	H	0,35	205	
	Acero inoxidable HB180	SEER-WL/CT530	L	0,17	315	
		SEER-WL/GC235	M	0,17	190	
		SEKN/GC235	H	0,24	150	
	Fundición gris HB260	SEKN--M/GC3020	L	0,24	205	
		SEMR-WM/GC3020	M	0,24	205	
		SEER-WL/GC320	L	0,17	130	
		SEKR-WM/GC320	M	0,24	115	
Planeado a 90° con fresa frontal	Acero de baja aleación HB180	TPKR-WL/GC-A	L	0,12	235	10,7
		TPKR-WM/GC3020	M	0,17	210	
		TPKR-WH/GC-A	H	0,25	180	
		TPKN/CT530	L	0,17	290	18
		TPKN/GC4030	M	0,17	240	
		TPKR-WH/GC235	H	0,25	110	
	Acero inoxidable HB180	TPKN-WL/CT530	L	0,12	315	6,4
		TPKN-WL/GC235	M	0,12	190	
		TPKN-WM/GC235	H	0,17	150	
		TPKN/CT530	L	0,17	270	18
		TPKN/GC235	M	0,17	165	
		TPKN/S6	H	0,17	100	
	Fundición gris HB260	WL/GC3020	L	0,12	230	6,4
		WM/GC3020	M	0,17	205	
		TPKN-WH/H13A	H	0,25	65	
		TPKN/HM	L	0,17	100	18
		TPKN--M/GC3020	M	0,17	205	

ANEXO 1

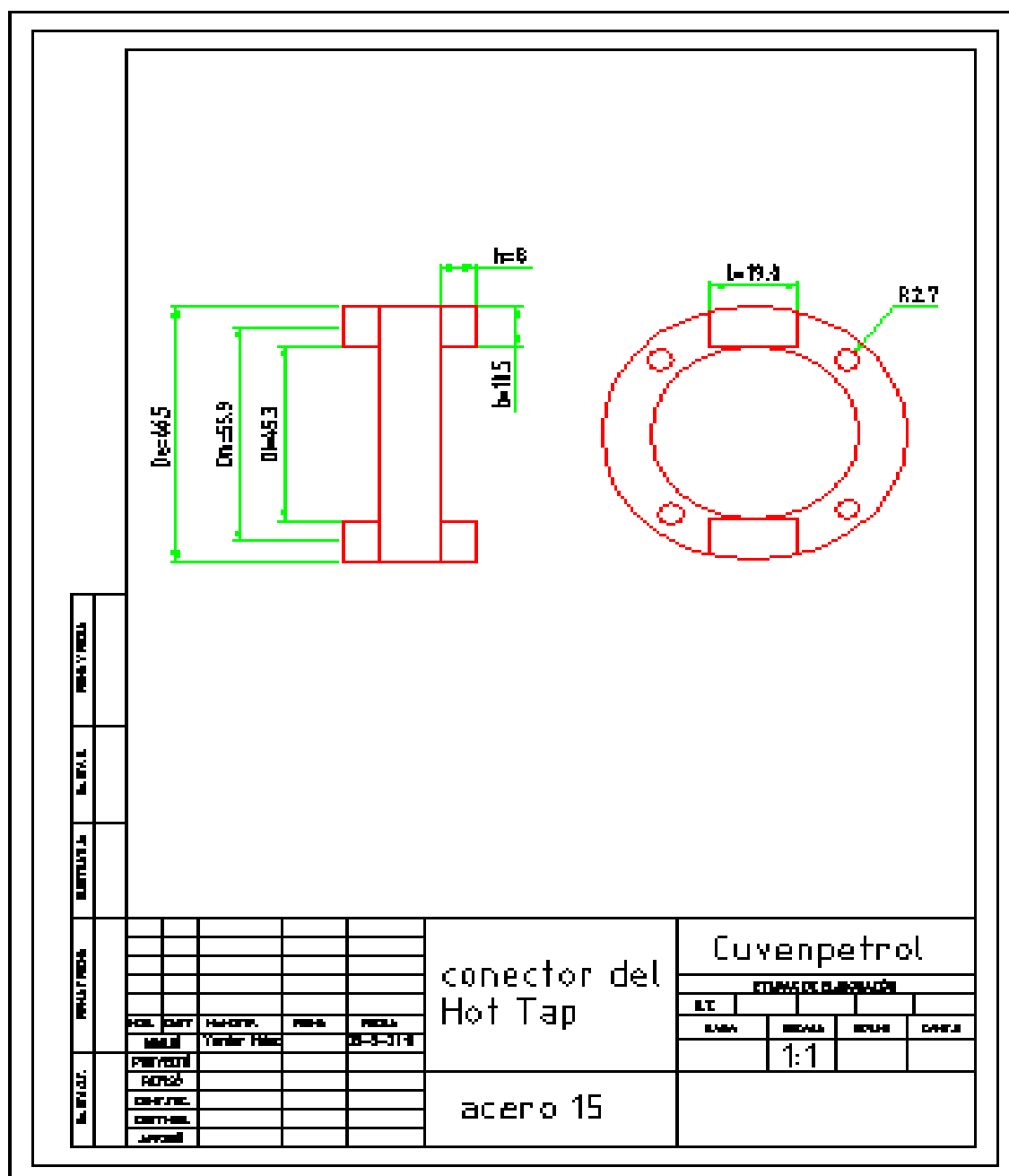
Tabla 31. Fuerza específica de corte

CMC	Dureza HB	Condición	Kc (N/mm ²)
1	110	C< 0,25%	2200
	150	C<0,8 %	2600
	310	C<1,4 %	3000
2	125-225	No templado	2500
	220-420	Templado	3300
3	150-300	Recocido	3000
	250-350	Acero de herramienta templado	4500
4	>450	Templado y revenido	4500
5	150-270	<u>Ferrítico, Martensítico 13-25% Cr</u>	2800
	150-275	<u>Austenítico Ni>8%, 18-25%Cr</u>	2450
	275-425	Templado y <u>Martensítico</u> , >0,12%C	2800
6	150	No aleado	2200
	150-250	Baja aleación	2500
	160-200	Alta aleación	3000
7	110-145	Viruta corta	1200
	200-230	Viruta larga	1300
8	180	Alta resistencia	1300
	260	Baja resistencia, aleada	1500
9	160	<u>Ferrítica</u>	1200
	250	<u>Perlítica</u>	2100

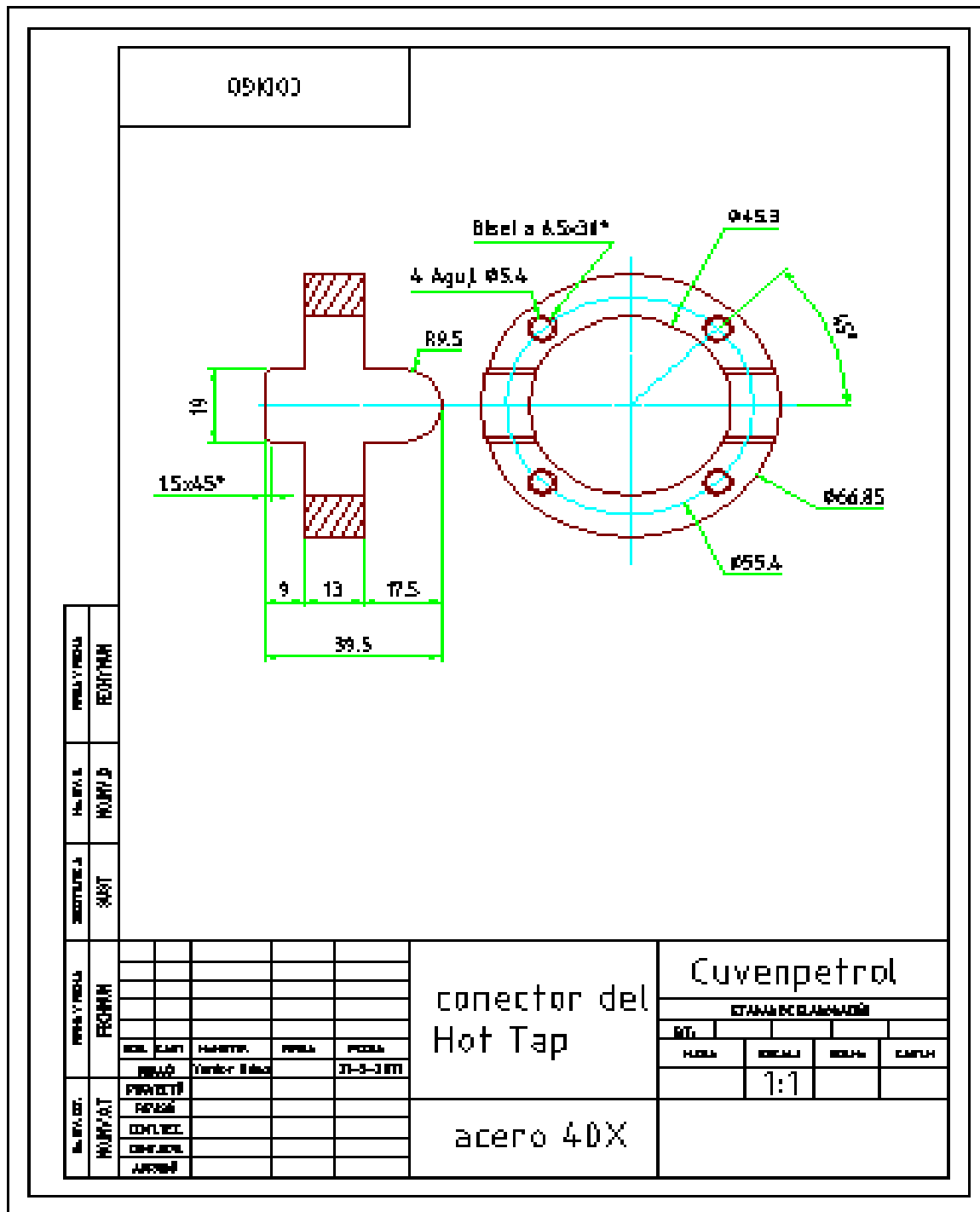
$K_c = 2200 \frac{N}{mm^2}$ Porque el material es acero de construcción al carbono (CMC1) y la dureza HB110

ANEXO 1

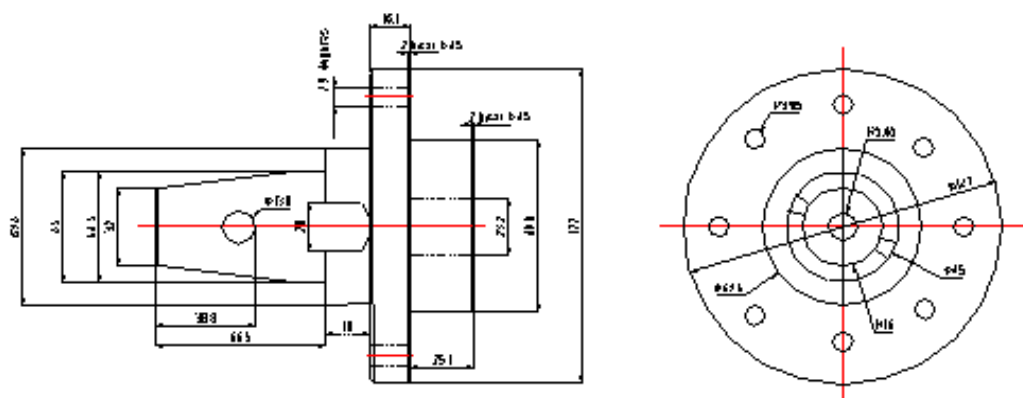
Esquema del conector que se fracturó durante una operación de perforación en una de las líneas de la refinería de petróleo “Camilo Cienfuegos”

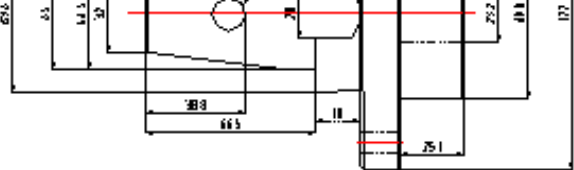
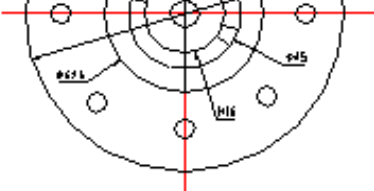
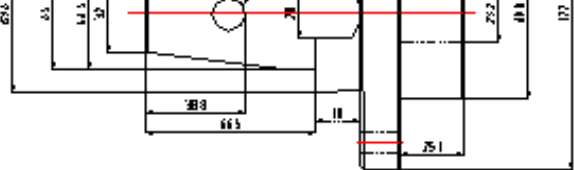
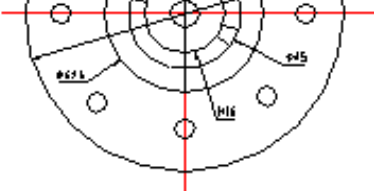
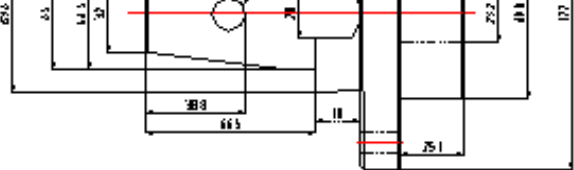
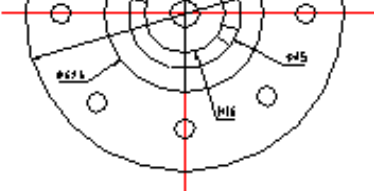
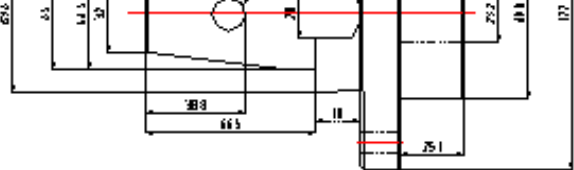
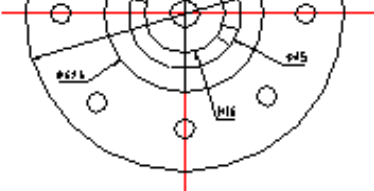
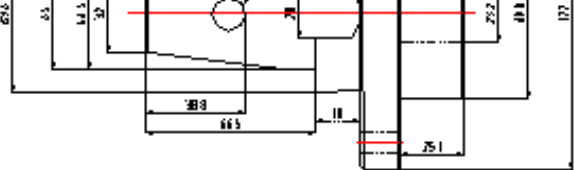
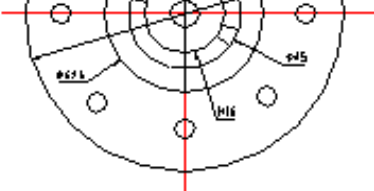
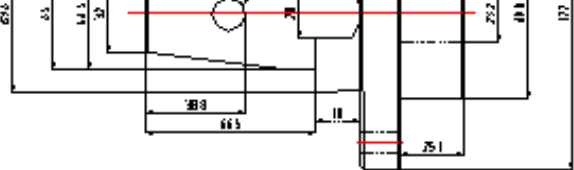
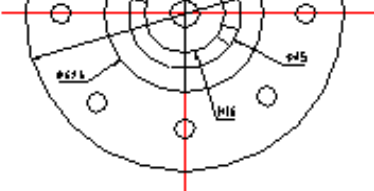
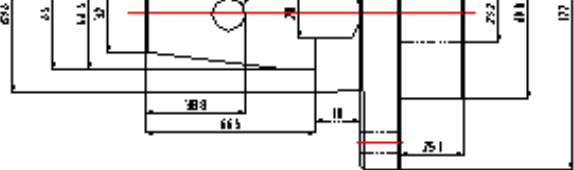
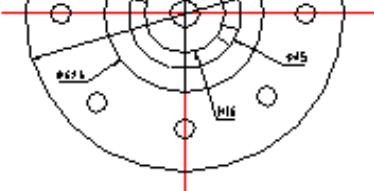
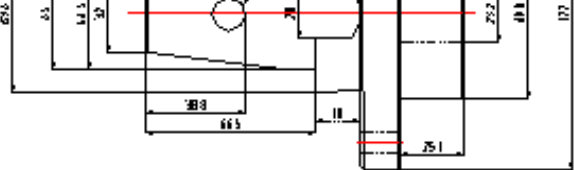
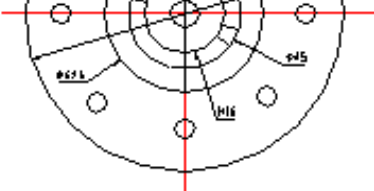
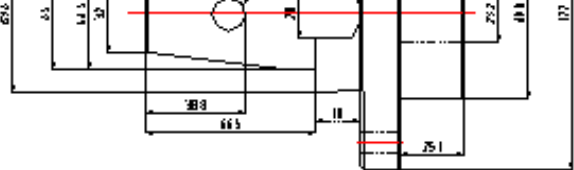
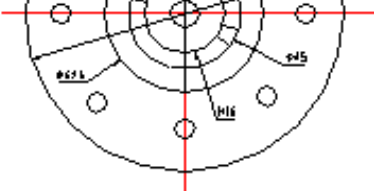
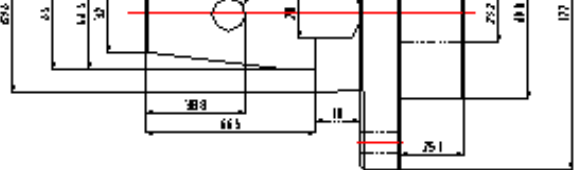
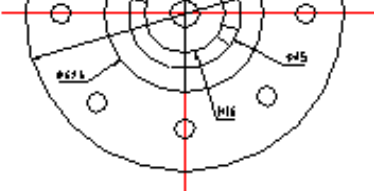
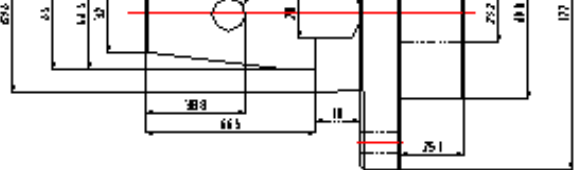
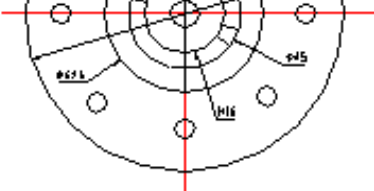
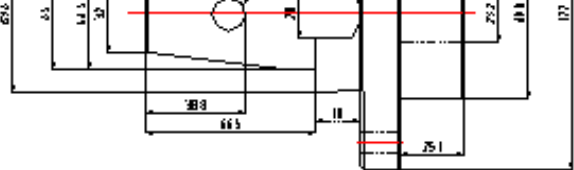
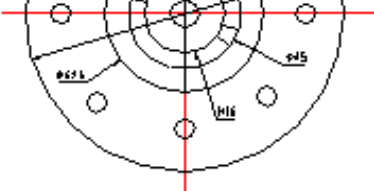
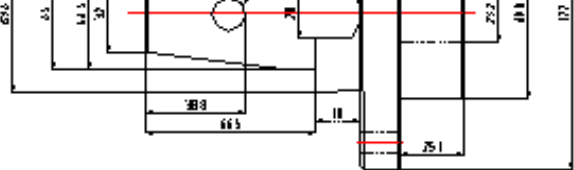
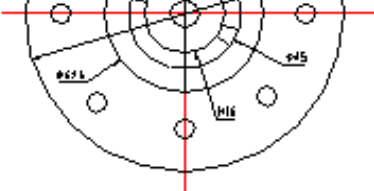
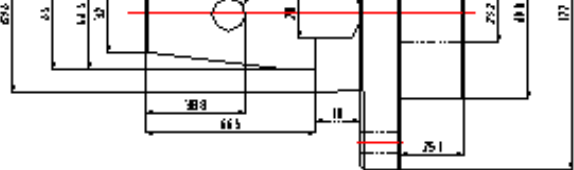
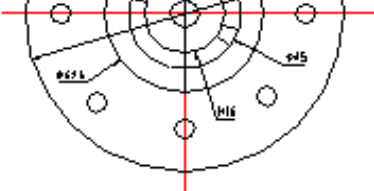
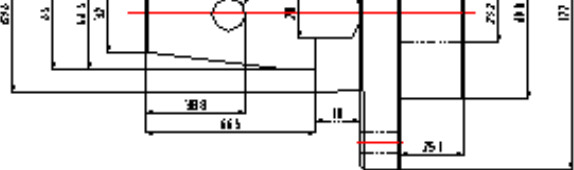
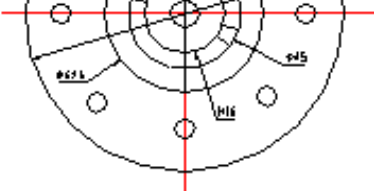
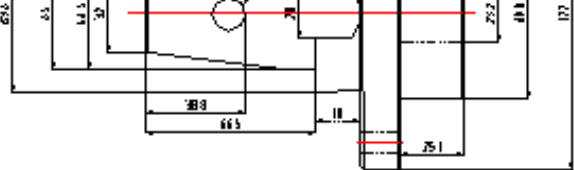
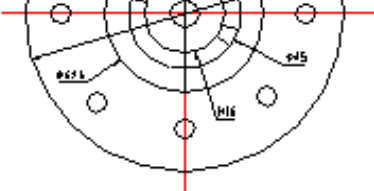
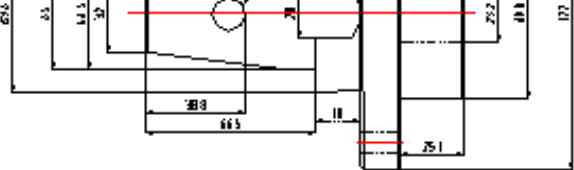
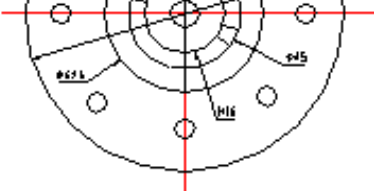
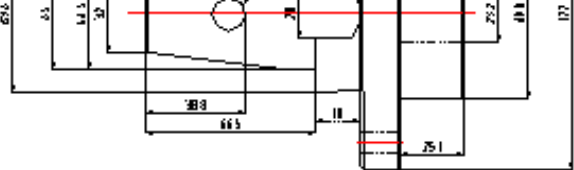
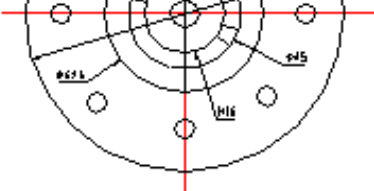
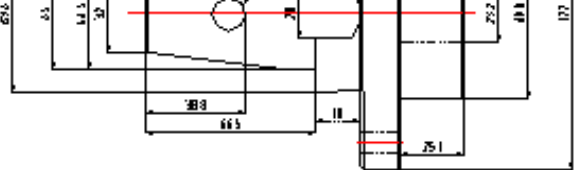
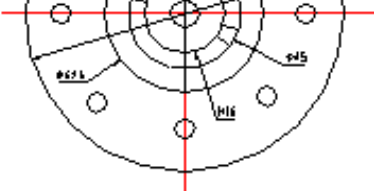
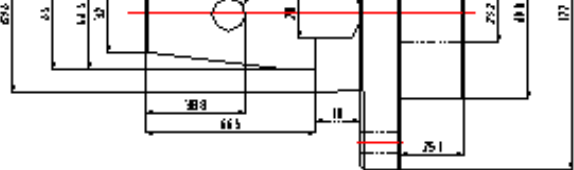
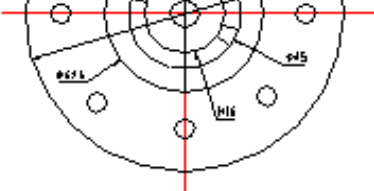
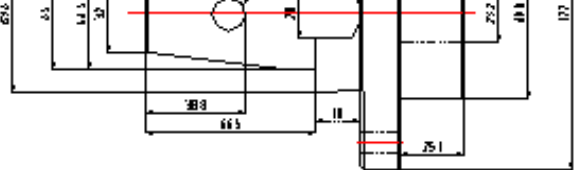
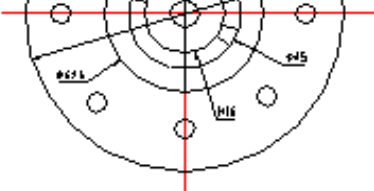
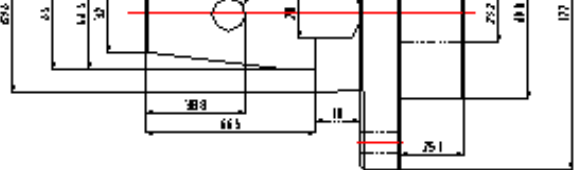
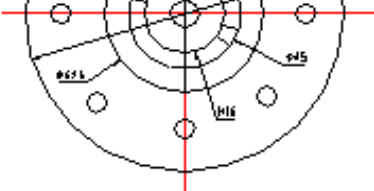
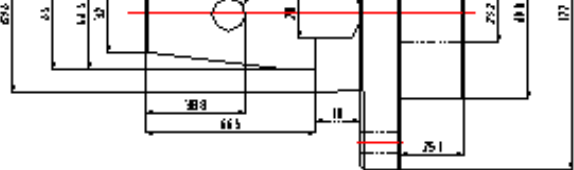
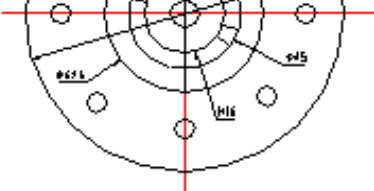
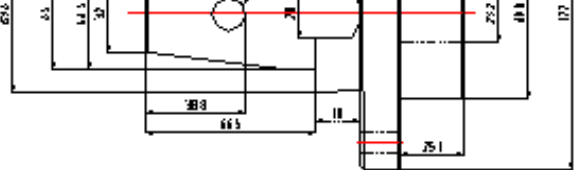
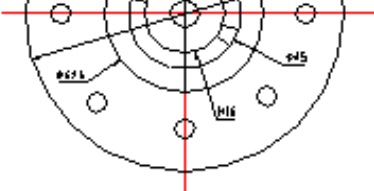
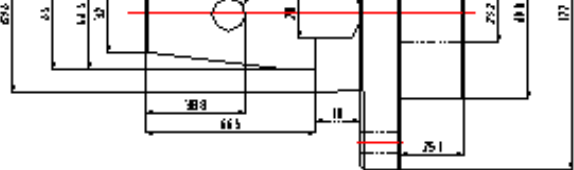
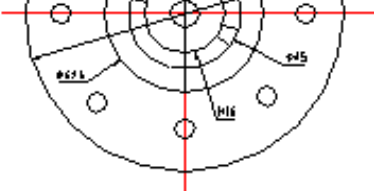
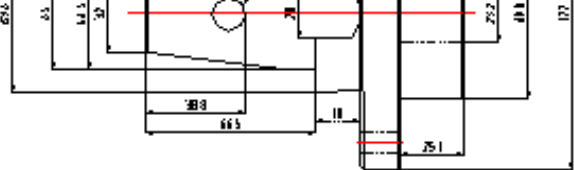
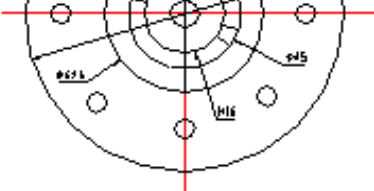
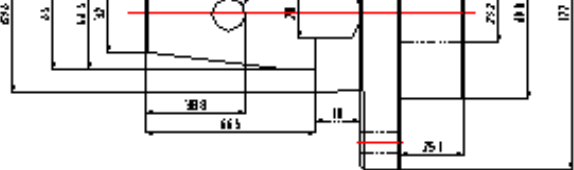
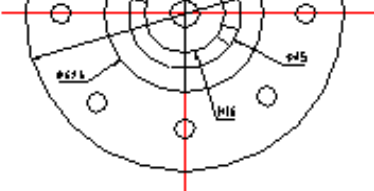
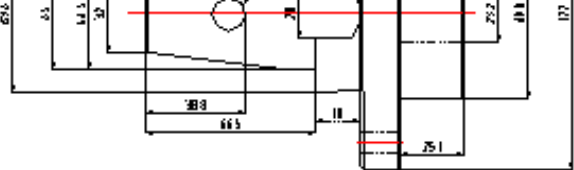
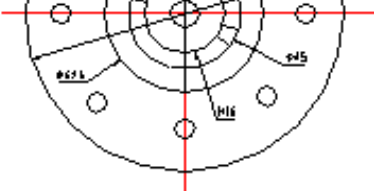
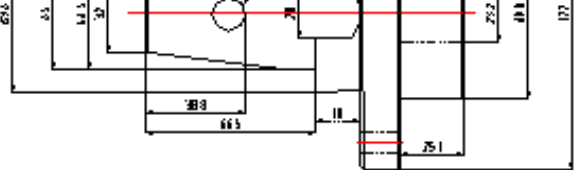
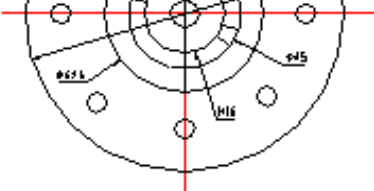
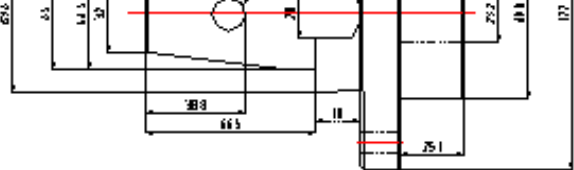
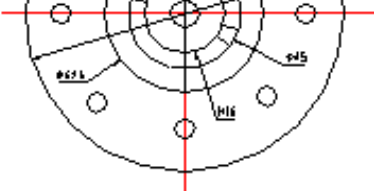
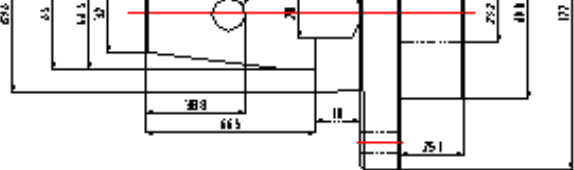
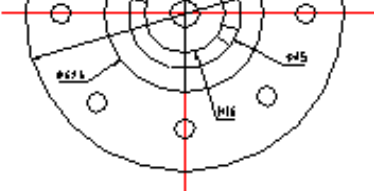
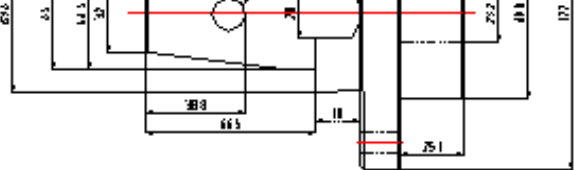
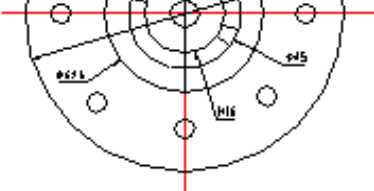
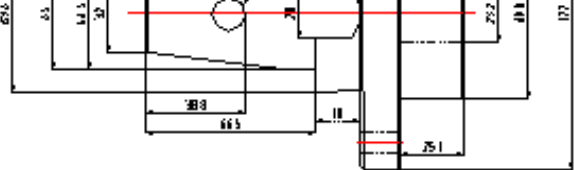
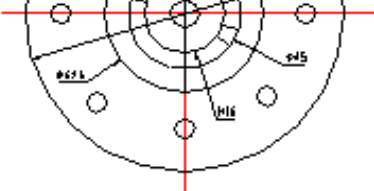
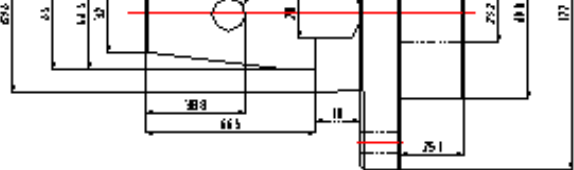
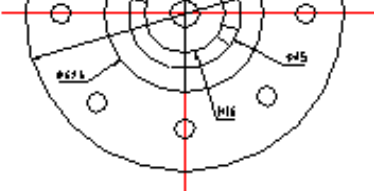
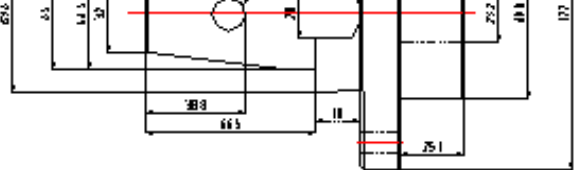
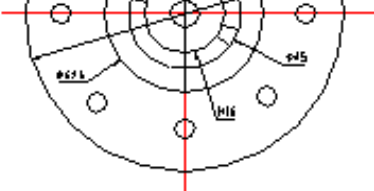
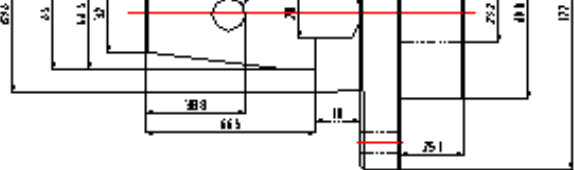
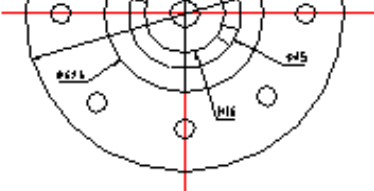
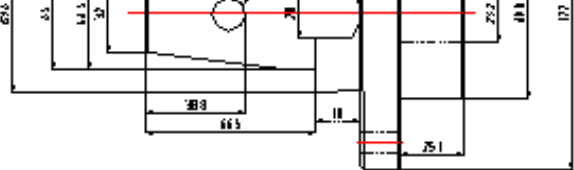
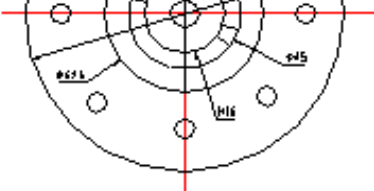
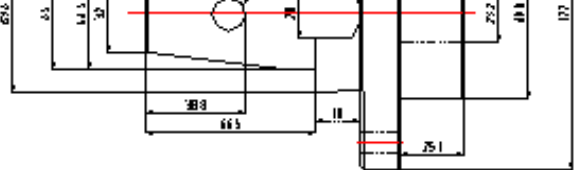
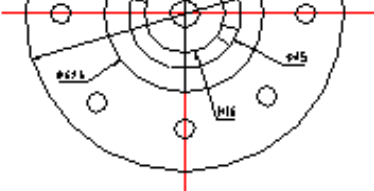
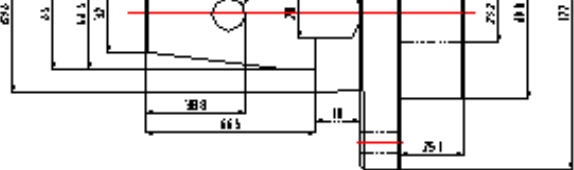
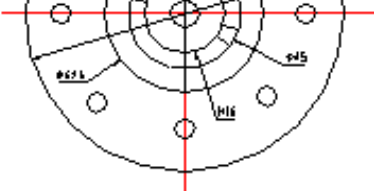
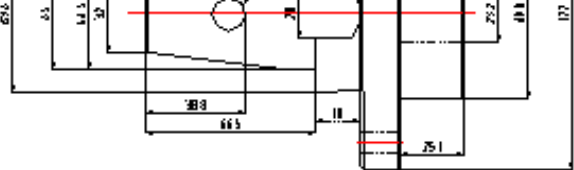
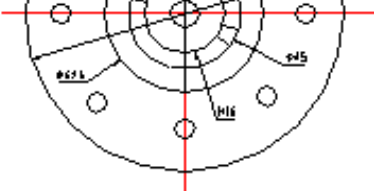
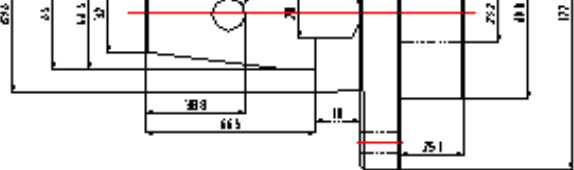
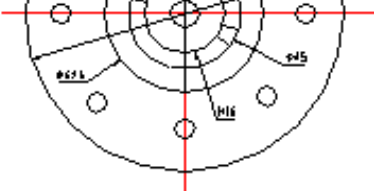
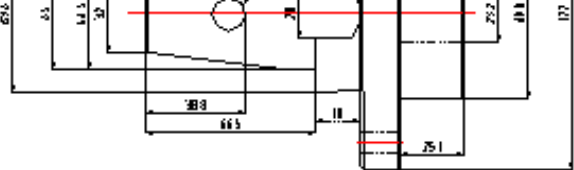
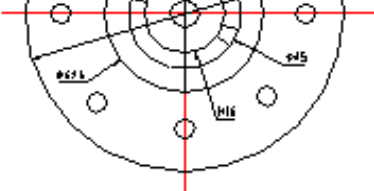
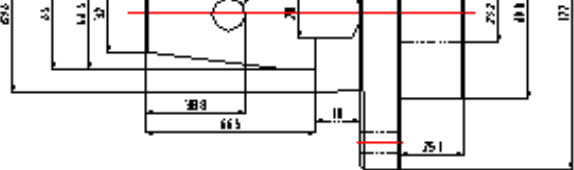
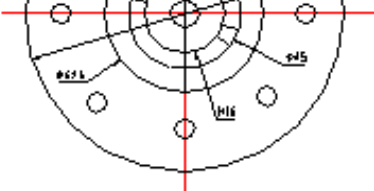
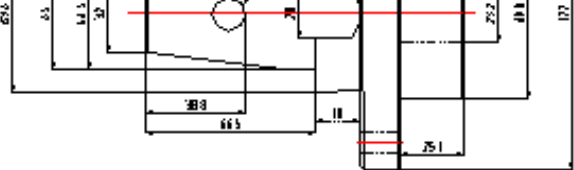
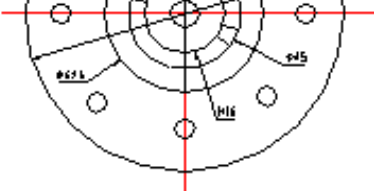
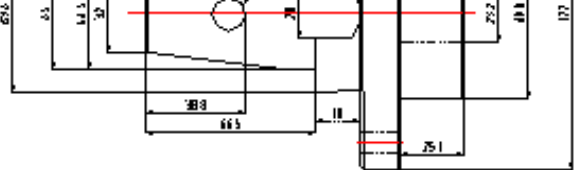
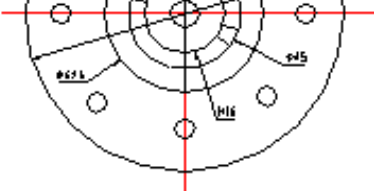
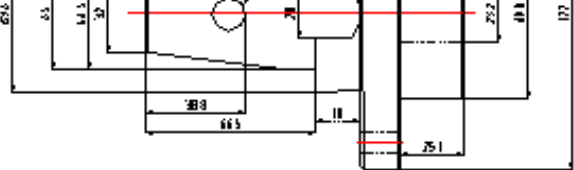
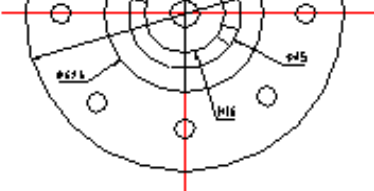
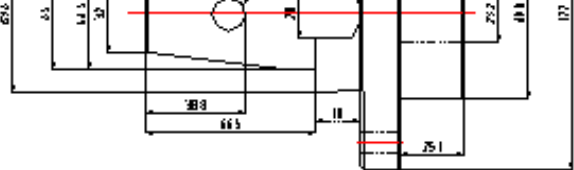
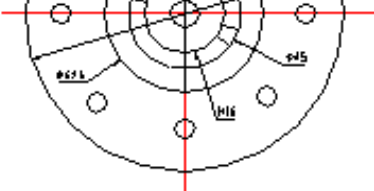
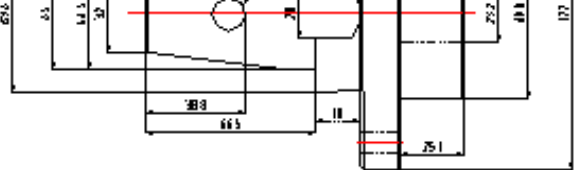


Esquema del conector rediseñado para las nuevas labores de perforación.

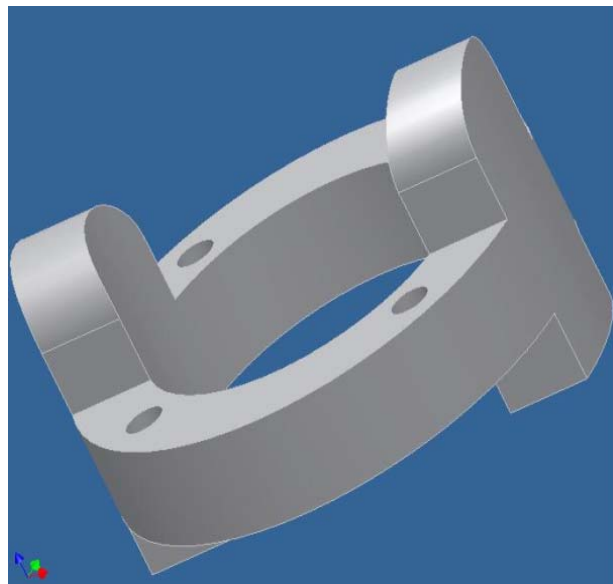
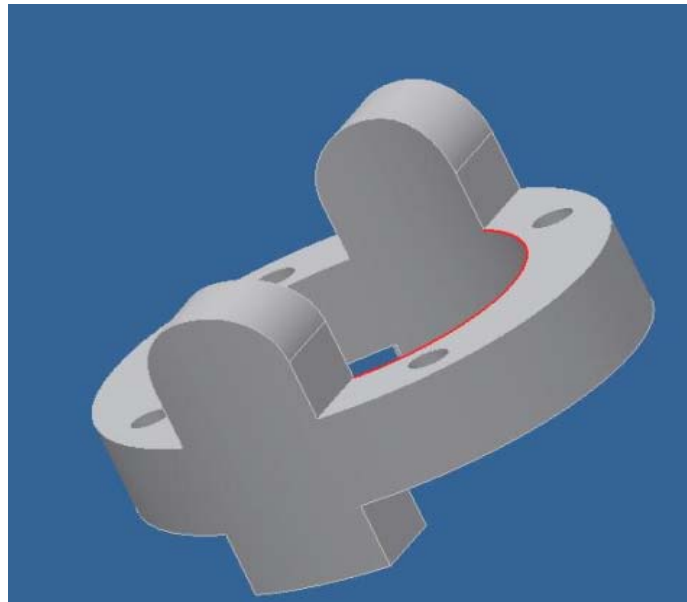


Esquema del porta fresa que permite soportar todo el torque que transmite la fresa



1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		
1444 VIEW	1444 I	CONTINUT A		

Vista general del nuevo conector rediseñado.



Conector fracturado.



Porta fresa y broca piloto.



Esquema general del Hot Tap

