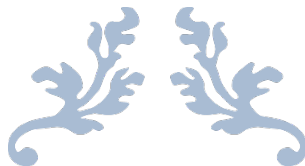




Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza



Universidad
Zaragoza



PROYECTO FIN DE CARRERA

ANÁLISIS DEL ESLABÓN DE CADENA DEL SISTEMA DE TRANSPORTE
DE LÍNEA DE PRODUCCIÓN



AUTOR

ÁLVARO CORTÉS SANCHÓN

DIRECTOR

CARLOS AMEZAGA PALOMARES

PONENTE/DIRECTOR UNIVERSIDAD

DAVID GONZALEZ IBAÑEZ

FACULTAD/ESCUELA

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA

ESPECIALIDAD: MECÁNICA

CONVOCATORIA SEPTIEMBRE 2013

RESUMEN DEL PROYECTO.

El presente proyecto “Análisis del eslabón de cadena del sistema de transporte de línea de producción”, se centra, como objetivo principal, en el modelado y análisis de un eslabón de cadena de transporte de la línea de producción del vehículo Opel Meriva, en la planta de General Motors (Figueruelas) empleando los software Pro/ENGINEER y ANSYS con el fin de avanzar en el estudio de los fallos a fatiga causados por el marcaje en los eslabones.

El presente proyecto está estructurado en 4 capítulos junto con los anexos y la bibliografía.

En el capítulo 1 se explican las motivaciones para la realización del proyecto, el objetivo principal sobre el que trata y las etapas en las que se divide el proyecto.

En el capítulo 2 se lleva a cabo el diseño y análisis del eslabón: Diseño en 3D de los dos modelos de estudio mediante PRO ENGINEER, definición condiciones de contorno, cálculos de las cargas a soportar por la cadena, cálculos estáticos del eslabón mediante el software ANSYS...

En el capítulo 3 se realiza el cálculo analítico a fatiga del eslabón, obteniendo la vida a fatiga del eslabón para ambos casos (con y sin marcado), en el cual nos basaremos para la conclusión del estudio realizado.

En el capítulo 4 se encuentran los resultados y las conclusiones obtenidas del proyecto, se realizan propuestas para posibles proyectos futuros y por último se presenta el presupuesto para la realización del proyecto.

ABSTRACT

This project " Análisis del eslabón de cadena del sistema de transporte de línea de producción" focuses, as its main objective, the modeling and analysis of a transport chain link of Opel Meriva's vehicle production line in the General Motors plant of Figueruelas. For this purpose, the using the software Pro / ENGINEER and ANSYS was required in order to advance the study of fatigue failures caused by the marks placed on the links.

This project is divided into 4 chapters with annexes and bibliography.

In chapter 1 it is explained the motivation for the project, the main objective of it and the stages in which the project is disclosed.

In chapter 2 the design and analysis of the link is carried out by 3D designing of the two studied models by PRO ENGINEER , defining boundary conditions, calculations of the loads to be supported by the chain, static studies about the chain using the software ANSYS...

In chapter 3 fatigue analysis are made, obtaining the link's fatigue lifespan for both cases (with and without marks), which will be used for the conclusion of the study.

In chapter 4 the results and conclusions of the project are presented; proposals are made for possible future projects and finally the budget for the project is shown.

Índice

CAPÍTULO 1 OBJETIVOS Y PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO.....	11
1.1.Introducción.....	12
1.2.Objetivos del proyecto.....	13
1.3.Etapas del proyecto.	14
CAPÍTULO 2 DISEÑO Y ANÁLISIS DEL ESLABÓN.....	16
2.1. Descripción del problema.	17
2.2. Diseño eslabón.....	18
2.2.1 Herramientas a utilizar.....	18
2.2.2 Simplificaciones aplicadas.....	18
2.2.3 Modelado de los elementos.	19
2.3 Condiciones de contorno	23
2.4 Cálculo carga acumulada en cadena	25
2.4.1 Enumeración de las secciones	25
2.4.2 Cálculo de cargas.....	27
2.4.3 Cálculo ángulo de aplicación.....	32
2.5 análisis estático del eslabón.....	36
2.5.1 Definición del material.....	36
2.5.2 Importación del modelo a ANSYS	36
2.5.3 Cargas y restricciones.....	38
2.5.4 Cálculo estático	47
CAPÍTULO 3 ANÁLISIS Y CÁLCULO A FATIGA	61
3.1. Introducción.....	62
3.2. Historia del análisis de fatiga.	63
3.3. Estado del arte.	65
3.4 Planteamiento análisis a fatiga	67
3.5 Cálculo LÍMITE de fatiga infinito	67
3.6 Cálculo de vida a fatiga, nº de ciclos	73
3.6.1 Nº ciclos de vida, curvas verticales	74
3.6.2 Nº ciclos de vida, curvas horizontales.....	78
CAPÍTULO 4 CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO	80
4.1 Conclusiones	81

4.2 Propuestas de mejora y trabajos futuros.	82
4.3. Presupuesto general.	83
4.3.1 Costes imputables.	83
ANEXO I MECÁNICA DE LA FATIGA Y LA FRACTURA	85
1.1 Fundamentos de la fractura.	86
1.1.1. Introducción.	86
1.1.2. Análisis de fallos.	86
1.1.3. Clasificación de fallos.	86
1.1.4. Tipos de fractura.	87
1.1.5. Grietas por fatiga.	90
1.2. Defectos y concentración de tensiones.	93
1.2.1. Concentración de tensiones.	93
1.3. Mecánica de la fractura.	95
1.3.1. Criterios de diseño.	95
1.3.2. Criterio de falla por fractura bajo conceptos de mecánica de fractura elástica lineal.	98
1.3.3. Modos de fractura.	99
1.4. Fundamentos de la fatiga.	100
1.4.1. Características de la rotura por fatiga.	100
1.4.2. Estadios de fatiga.	102
1.5. Curva S – N (Stress – Number of cycles).	104
1.5.1. Curvas S – N para distintos tipos de esfuerzos.	109
1.6 Coeficientes modificativos del límite de fatiga o coeficientes de Marin.	109
1.6.1 Factor de acabado superficial	111
1.6.2 Factor de tamaño K_b	112
1.6.3 Factor de confiabilidad K_c	114
1.6.4 Factor de temperatura K_d	114
1.6.5 Factor de concentración de tensiones K_e	115
1.6.6 Factor de efectos diversos K_f	118
1.7 Esfuerzos fluctuantes.	120
1.7.1 Métodos de análisis de fatiga con esfuerzo medio no nulo.	121
1.7.2. Línea de carga.	123
1.8. Daño acumulativo.	125

1.8.1. Modelos de acumulación de daños de fatiga.	126
1.9. Influencia del medio ambiente en la fatiga.	128
ANEXO II TÉCNICAS DE DIAGNÓSTICO, INSPECCIÓN NO DESTRUCTIVA.....	129
2.1. Introducción.....	130
2.2. Ensayos de materiales.....	130
2.3. Inspección no destructiva en materiales.	131
2.4. Principales métodos de inspección no destructiva.....	132
2.4.1. Técnicas de inspección superficial.	132
2.5 Selección del método de análisis.	140
ANEXO III SISTEMAS DE TRANSPORTE POR CADENA Y SUS COMPONENTES	141
3.1. Introducción.	142
3.2 Principales componentes del sistema de transporte por cadena:	142
3.2.1 Cadena.	142
3.2.2 Dientes de empuje (conocidos como “patos”).	146
3.2.3 Ruedas de carro (TrolleyWheels).....	147
3.2.4 Vigas guía.	148
3.2.5 Juntas expansión.....	149
3.2.6 Curvas verticales	150
3.2.7 Sistema o dispositivo anti-backup	151
3.2.8 Sistemas o dispositivos “Anti-Runaway”.	152
3.2.9 Curvas de tracción a ruedas “Traction Wheel Turn”	153
3.2.10 Rodillos de giro.....	154
3.2.11 Caterpillar.....	155
ANEXO IV HERREMIENTAS UTILIZADAS ANSYS-PRO/ENGINEER	157
4.1 ANSYS	158
4.1.1. Desventajas de ANSYS.....	159
4.1.2. Proceso de realización de un cálculo.	159
4.2 Pro/ENGINEER.....	160
4.2.1. Características de Pro/ENGINEER	160
4.2.2. Ventajas de Pro/ENGINEER.....	161
4.2.3. Funciones y especificaciones.	161
BIBLIOGRAFÍA.....	162

Índice de imágenes

Imagen 1: Carrier o “Pulpo” de transporte sobre cadena.	12
Imagen 2: Rotura en eslabón de cadena.	14
Imagen 3: Eslabón de cadena X-678.....	17
Imagen 4: Perfil de eslabón para extrusión.....	19
Imagen 5: Eslabón tras la extrusión inicial del perfil.....	20
Imagen 6:Esbozo eslabón agujero interior.....	20
Imagen 7:Eslabón tras la 2ª extrusión del perfil.....	21
Imagen 8: Eslabón tras redondeo de bordes (vista 3D).....	21
Imagen 9: Esbozo perfil eslabón con codificación.....	22
Imagen 10: Eslabón con y sin codificación (vista 3D).....	23
Imagen 11: Diseño de bulones.....	23
Imagen 12:Diseño rodillo curvas horizontales.....	24
Imagen 13 :Diseño trolleys curvas verticales.....	24
Imagen 14: Piezas montaje para medida real.....	33
Imagen 15:Ejemplo cálculo ángulo de carga curva horizontal.	33
Imagen 16:Ejemplo cálculo ángulo de carga curva vertical.....	34
Imagen 17:Máximo ángulo de carga curva vertical.....	35
Imagen 18:Selección modelo static structural en ANSYS Workbench.....	37
Imagen 19: Importación modelo de Pro/Engineer a ANSYS Workbench.	37
Imagen 20: Definición propiedades del material.....	38
Imagen 21:Representación de cargas y restricciones eslabón curva horizontal.....	39
Imagen 22: Representación de cargas y restricciones eslabón curva vertical.....	40
Imagen 23: Identificación zona crítica de estudio.....	42
Imagen 24: Tensiones y desplazamientos sin refinamiento de malla.	43
Imagen 25: Tensiones y desplazamientos con refinamiento de malla.....	44
Imagen 26:Refinado de malla.....	45
Imagen 27: Refinado de malla (detalles).	45
Imagen 28: Uniones entre elementos.	46
Imagen 29: Distribución de tensiones en curva horizontal 1, con y sin codificación en eslabón.....	48
Imagen 30: Desplazamientos en curva horizontal 1, con y sin codificación en eslabón.	49
Imagen 31: Distribución de tensiones en curva horizontal 9, con y sin codificación en eslabón.....	50
Imagen 32: Desplazamientos en curva horizontal 9, con y sin codificación en eslabón.	51
Imagen 33: Distribución de tensiones en curva vertical 6, con y sin codificación en eslabón.	54
Imagen 34: Desplazamientos en curva vertical 6, con y sin codificación en eslabón.....	55
Imagen 35: Distribución de tensiones en curva vertical 1, con y sin codificación en eslabón.	56
Imagen 36: Desplazamientos en curva vertical 1, con y sin codificación en eslabón.....	57
Imagen 37 :Sistema detección rotura cadena (GM Opel, línea 1).....	66

Imagen 38: Diagrama factor de concentración K_t	67
Imagen 39: Diagrama para el cálculo del factor de sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.	68
Imagen 40: Fractura Dúctil.....	88
Imagen 41: Superficies dejadas por diferentes tipos de fractura. a) Fractura dúctil,b) Fractura moderadamente dúctil, c) Fractura frágil sin deformación plástica.....	89
Imagen 42: (a) Geometría de grietas superficiales (b) Perfil esquemático de la tensión a lo largo de la línea X-X´.	94
Imagen 43: Localización de la tensión máxima en la grieta.....	94
Imagen 44: Criterio de diseño en un componente sin defectos.....	96
Imagen 45: Criterio de diseño en un componente fisurado.....	97
Imagen 46: Tipos de geometría de las grietas.	99
Imagen 47: Modos de propagación de grieta: (a) Modo I, (b) Modo II, (c) Modo III.....	99
Imagen 48: Representación de los estados de tensiones alternantes que producen las fallas a fatiga correspondientes	101
Imagen 49: Reorientación de la grieta en el estadio II de fatiga según el modo I.....	103
Imagen 50: Representación a escala logarítmica de la relación entre la velocidad y la propagación de la grieta a fatiga (da/dN) y la amplitud del factor de intensidad de tensiones (ΔK).	104
Imagen 51: Curvas S/N.....	106
Imagen 52: Zonas del diagrama S/N	107
Imagen 53: Curvas S/N. La curva roja representa comportamiento a fatiga material no ferroso.	108
Imagen 54: Gráficas S-N para los distintos tipos de esfuerzos.	109
Imagen 55: Diagrama de fatiga que representa el límite de fatiga corregido.....	110
Imagen 56: Pieza de sección rectangular.....	113
Imagen 57: Gráficas cálculo concentración tensiones teóricas en función de cambios de geometría.	115
Imagen 58: gráficas cálculo factor de concentración tensiones teóricas según tipo de discontinuidad.	116
Imagen 59: Gráfica cálculo factor de sensibilidad ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.	116
Imagen 60: Gráfica cálculo factor de sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes.....	117
Imagen 61: Pieza con temple superficial en flexión o torsión.	118
Imagen 62: Diagrama de fatiga de los diferentes criterios.....	123
Imagen 63: Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita.	124
Imagen 64: Curvas de daño correspondientes a dos niveles de tensión aplicada.	127
Imagen 65: Fases del análisis por líquidos penetrantes.	136
Imagen 66: Defectos obtenidos mediante partículas magnéticas.....	138
Imagen 67: peso y medidas de la cadena.	142
Imagen 68: peso y medidas elementos de unión (pernos) de la cadena.	145
Imagen 69: Pato de unión entre cadena y carriers.....	146
Imagen 71: Modelos de rodamiento, retención y de complemento.....	148
Imagen 72: Viga guía y dimensiones.....	148
Imagen 73: Juntas de expansión y dimensiones.....	149
Imagen 74: Curvas verticales, dimensiones y fórmulas de cálculo.....	150
Imagen 75: Sistema o dispositivo anti-backup.	151

Imagen 76: Sistema o dispositivo anti-runaway.	152
Imagen 77: Giros de rueda a tracción.	153
Imagen 78: Rodillos de giro.	154
Imagen 79: Modelo de Caterpillar.	155
Imagen 80: Componentes de una Caterpillar.	156

Índice de tablas y gráficas

Tabla 1: Cargas a soportar por cadena de transporte	27
Tabla 2: Cargas por pulpo totales.	27
Tabla 3: Coeficientes de fricción curvas (horizontales y verticales) y rectas	28
Tabla 4: Cálculo de cargas en curvas verticales	28
Tabla 5: Cálculo tensión total acumulada por secciones.	29
Gráfica 1: Representación tensión nominal entre puntos	31
Gráfica 2: Representación tensión acumulada en cadena por tramos	31
Gráfica 3 : Tensión acumulada cadena según distancia al Caterpillar	32
Gráfica 4: Gráfica carga aplicada frente a la máxima tensión que aparece, eslabón en curva horizontal. 53	
Gráfica 5: Gráfica carga aplicada frente a la máxima deformación que aparece, eslabón en curva horizontal.	53
Gráfica 6: Gráfica carga aplicada frente a la máxima tensión que aparece, eslabón codificado en curva vertical.	59
Gráfica 7: Gráfica carga aplicada frente a la máxima tensión que aparece, eslabón no codificado en curva vertical.	59
Gráfica 8: Gráfica carga aplicada frente a la máxima deformación que aparece, eslabón codificado en curva vertical	60
Gráfica 9: Gráfica carga aplicada frente a la máxima deformación que aparece, eslabón no codificado en curva vertical	60
Tabla 7: Presupuesto general para la realización del proyecto	84
Tabla 8: Coeficientes a y b según el acabado superficial.	112
Tabla 9: Factor de confiabilidad Kc.	114

CAPÍTULO 1

OBJETIVOS Y PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

1.1 INTRODUCCIÓN

1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.3 ETAPAS DEL PROYECTO

1.4 RESUMEN DEL CONTENIDO DEL PROYECTO

1.1. INTRODUCCIÓN.

El transporte, entendido como la capacidad de desplazar personas o materiales, es tan antiguo como el hombre. Hoy en día, la mayoría de los sectores industriales utilizan algún tipo de sistema de transporte de mercancías o materiales en sus instalaciones.

En ese marco se centra este proyecto, el cual tiene que ver con un sistema de transporte comúnmente utilizado en el sector del automóvil, el transportador de cadena (tipo de sistema de transporte para mover el material a través de las líneas de producción). La realización del proyecto se ha llevado a cabo en la empresa multinacional, General Motors (GM), en la cual se ha estudiado el sistema de transporte por cadena empleado en la línea 2 de producción del vehículo Opel Meriva, concretamente en la sección de montaje final de dicho modelo de coche.

Los transportadores de cadena utilizan una disposición de cadena continua, realizando una serie de colgantes individuales. La cadena es impulsada por un motor, y el material suspendido en los “carriers” o también conocidos como “pulpos” (véase imagen 1) es transportado. Los transportadores de cadena se utilizan en líneas de montaje, en instalaciones de fabricación y/o de almacenamiento.

Es importante conocer que la mayoría de los fallos producidos en la cadena son fallos a fatiga. A lo largo de la vida en servicio de la cadena, pueden aparecer defectos en las mismas los cuales si no se detectan a tiempo pueden ocasionar el fallo del componente mecánico, originando accidentes de gran importancia dentro de la cadena de montaje (tanto materiales como económicos). Actualmente en GM se están empleando sistemas de detección, instalados a lo largo de la línea de transporte, con el objetivo de conocer cuándo aparece un posible defecto en la cadena y en qué manera influye sobre ella. Aun con todo, los fallos a fatiga continúan ocurriendo.

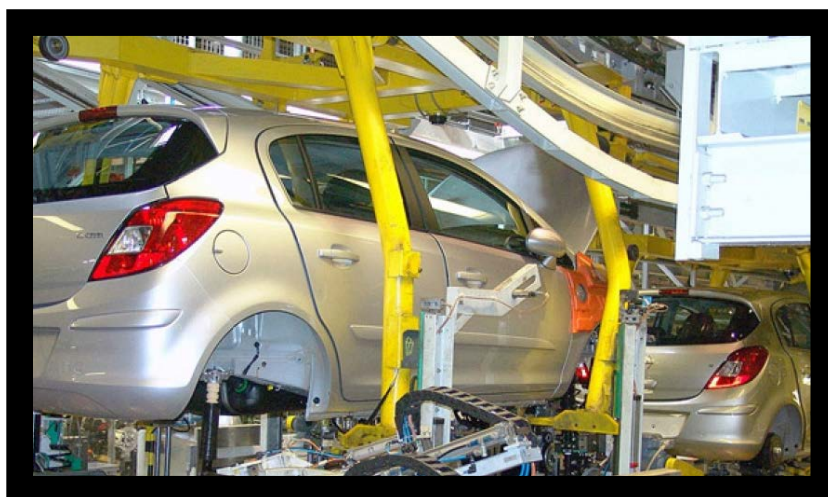


Imagen 1: Carrier o “Pulpo” de transporte sobre cadena.

Por estas razones, se decide realizar el presente proyecto de fin de carrera cuyo objetivo principal se redacta a continuación.

1.2. OBJETIVOS DEL PROYECTO.

El objetivo principal de este proyecto fin de carrera es profundizar en el estudio de las variaciones que supone la codificación (marcaje o referencia puesta por el fabricante) de la cadena en las tensiones soportadas por la misma, y como estas afectan a su resistencia a fatiga.

Para llegar a la consecución del objetivo principal del presente proyecto, se realizará un estudio exhaustivo sobre un eslabón de la cadena, cuyas dimensiones y material corresponde con los utilizados en los sistemas de transporte reales de la línea de montaje del vehículo “Opel Meriva”.

El caso real al que se asemeja el estudio ocurrió en GM hace unos años, cuando el modelo de cadena empleado entonces sufría excesivas fracturas y roturas en un periodo de tiempo muy inferior al que supuestamente debería (véase imagen 2). Por ello, se investigó las causas de las roturas de cadena y se descubrió que se debían a fallos por fatiga, originados principalmente en la zona donde el eslabón llevaba su marcaje. Puesto que aquella situación originaba excesivos paros en la línea de producción (lo cual suponía enormes gastos económicos) se optó por cambiar el modelo de cadena empleado.

Los estudios realizados en el presente proyecto, pretenden explicar el comportamiento tensional de la cadena cuando existe un tipo de marcado o codificación en ella, para que después sean comparados con estudios realizados con cadenas donde no está presente dicha codificación.

Todos los resultados obtenidos en los estudios que se van a realizar, serán comparados con los obtenidos de la literatura técnica especializada en el tema, para poder confirmar que los resultados sean correctos y, por tanto, las conclusiones obtenidas sean próximas a la realidad, ya que se basa en un suceso real ya mencionado que ocurrió en GM.

Este estudio se va a implementar en un potente software, ANSYS, que permite el diseño de elementos mecánicos, así como análisis estáticos y dinámicos que permiten dar respuesta al comportamiento del elemento a las condiciones reales de operación, y PRO/Engineer, software de diseño en 3d. De esta manera se consigue una adaptación a la filosofía de trabajo, llevada a cabo hoy en día, en el sector de la ingeniería, que apuesta por hacer frente a los problemas de I+D del modo más eficaz y eficiente posible.

Por tanto, como complemento al presente proyecto, se pretende conocer a fondo el funcionamiento del software ANSYS y PRO/Engineer y su adecuación para este tipo de análisis.



Imagen 2: Rotura en eslabón de cadena.

1.3. ETAPAS DEL PROYECTO.

Con el objetivo de completar la correcta elaboración del presente Proyecto de Fin de Carrera, se establecieron una serie de etapas las cuales se explican a continuación:

1. Planteamiento de los objetivos del Proyecto de Fin de carrera: Consistió en una serie de reuniones con mi tutor y responsables en GM para tener una organización inicial y un establecimiento de los objetivos principales del proyecto.
2. Estudio de la teoría y manuales relacionados con los objetivos principales del proyecto: Se recopiló toda la información que fuera útil con el objetivo de documentarse acerca del objetivo principal a tratar (se incluye la recopilación de planos, documentación y normativa utilizada a lo largo del presente proyecto). También se ha estudiado la evolución que ha ido sucediendo en lo que se refiere al análisis de elementos a fatiga.

Por último, en esta segunda etapa se ha realizado un estudio del estado del arte del tema a tratar, en el que se ha recopilado todo tipo de documentación relacionada con la fractura y fatiga, además de un estudio del sistema de transporte por cadena.

3. Estudio y aprendizaje de los software Pro/ENGINEER y ANSYS: el proyecto se realizó haciendo uso de los software de diseño mecánico ANSYS y Pro/ENGINEER. Previamente a la utilización de los mismos, hubo que familiarizarse a partir de la lectura y comprensión de los manuales existentes, además de la realización de ejemplos didácticos incluidos en dichos manuales.

4. Modelado del eslabón de cadena: la modelización del eslabón de la cadena se realizó a partir de los planos obtenidos de los proyectos anteriores al actual y mediante el empleo del software Pro/ENGINEER. Dicho modelado se realizará mediante dos casos separados, eslabón con y sin codificación en él. Se define la geometría del eslabón, así como el de la codificación inscrita en él y se modela las dos situaciones críticas en las que se calcularán las tensiones: curvas verticales y horizontales.

5. Diseño de la metodología de los análisis: para la consecución de los objetivos principales anteriormente explicados, se diseñó una metodología para cada análisis en la que se expone, para cada estudio a realizar, las suposiciones realizadas, las condiciones de contorno que se utilizarán y el objetivo que se busca en cada estudio.

7. Realización de los análisis: por medio del software ANSYS se realizarán todos los análisis y simulaciones necesarias para cada estudio. Los resultados obtenidos se procesarán en la hoja de cálculo proporcionada por el programa Microsoft Office Excel 2010.

8. Interpretación de los resultados: una vez obtenidos y procesados obtenidos en los análisis precedentes, se interpretarán y se concluirá cada uno de los estudios.

9. Realización de la memoria: por último, una vez cumplidas todas las etapas anteriores, se pasó a la realización del documento teórico que se expone a continuación.

CAPÍTULO 2

DISEÑO Y ANÁLISIS DEL ESLABÓN

2.2 DISEÑO ESLABÓN (PRO/ENGINEER)

2.3 CONDICIONES DE CONTORNO

2.4 CÁLCULO CARGA TOTAL ACUMULADA CADENA

2.5 ANÁLISIS ESTÁTICO DEL ESLABÓN (ANSYS)

2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.

En el presente proyecto, se realiza el diseño de un eslabón (véase imagen 2) de cadena de transporte, con y sin codificación en él, para su posterior estudio a fatiga. Mediante el análisis del eslabón a fatiga, lo que se pretende conocer es la variación de vida del eslabón y la variación en cuanto a la tensión soportada por el eslabón cuando este lleva codificación y cuando no la lleva, hasta el momento en el que se produce la rotura en la sección más crítica de dicho eslabón.



Imagen 3: Eslabón de cadena X-678

Mediante su diseño se podrá comprobar cómo la codificación presente en el primer modelo de cadena actuaba como concentrador de tensiones (caso real ocurrido en GM mencionado anteriormente), haciendo que el eslabón partiera por zonas diferentes a la supuesta sección crítica, además de hacerlo en un periodo de tiempo muy inferior al teóricamente debido.

Todas las características y descripciones tanto del eslabón como del resto de componentes de la cadena pueden encontrarse en el anexo II de la presente memoria.

Para el diseño y análisis a fatiga del eslabón, se va a hacer uso de dos software de diseño, ANSYS y Pro ENGINEER, válidos para el modelado 3D, para analizar el comportamiento a fatiga, en este caso, de un eslabón de cadena, así como de la presencia de fisuras durante la vida en servicio del mismo.

Para el diseño de la pieza se empleará Pro ENGINEER, y para el cálculo de tensiones a fatiga se utilizará ANSYS.

Además, mediante la introducción de determinadas condiciones de contorno, se intentará reproducir lo más aproximado posible al caso verídico en el que se basa este estudio. Para ello, se ha seleccionado el mismo tipo de acero utilizado para la fabricación de los eslabones de dicha cadena, cuyas condiciones se detallan en los posteriores apartados del proyecto.

Los análisis estáticos y análisis a fatiga a los que va a estar sometido el eslabón, se van a realizar en la sección crítica del mismo, donde serán mayores los esfuerzos producidos.

2.2. DISEÑO ESLABÓN

El objetivo principal de este trabajo es realizar el diseño del eslabón mediante el software Pro/engineer y el análisis mediante el software ANSYS, utilizando este último para el análisis estático del eslabón de cadena descrito anteriormente.

2.2.1 Herramientas a utilizar

En el presente apartado del proyecto que se estudia, se realiza una descripción inicial básica de las herramientas informáticas mencionadas para, posteriormente, explicar de manera clara y detallada las herramientas que se han usado para el análisis del eslabón de cadena. Dicha explicación se incluye en el anexo IV de la memoria.

2.2.1.1 ANSYS

ANSYS es un software de simulación ingenieril. Está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos. Más información sobre ANSYS puede verse en el anexo IV, “Herramientas a utilizar”.

2.2.1.2 Pro/ENGINEER.

Para el diseño se utilizará el software Pro/ENGINEER.

Pro/ENGINEER es un software de diseño paramétrico de potentes prestaciones integradas en diseño 3D, análisis y fabricación. Una de sus principales ventajas es que las aplicaciones integradas permiten desarrollar todo el proceso desde la concepción hasta la fabricación de una pieza o componente.

Pro/ENGINEER ofrece amplias prestaciones en diseño y análisis, con la finalidad de reducir los errores, ahorrar tiempo y reducir costes debidos al uso de distintas herramientas sin conexión entre sí.

Más información sobre Pro/ENGINEER puede verse en el anexo IV, “Herramientas a utilizar”.

2.2.2 Simplificaciones aplicadas.

Para los estudios comentados previamente, se han realizado las siguientes simplificaciones:

- Se supondrá una velocidad de avance constante de la cadena para el estudio de fatiga. De esta forma se desprecian los efectos de aceleración y frenado y también se desprecian los esfuerzos en la dirección del avance.
- No se considerará el efecto de la temperatura en el eslabón.
- El material utilizado para el estudio del eslabón es acero AISI/SAE 8642. Se trata de un tipo de acero utilizado en la fabricación de eslabones de cadena para sistemas de transporte.

- En cuanto al sistema de cargas empleado en los análisis, se ha realizado una adaptación del eslabón. Esto se debe a que cuando se analizaba el modelo completo, se aplicaban las restricciones en una pequeña porción del área de rodadura y unión con el trolley, sin embargo, si se desea analizar el eslabón individualmente resulta inviable, ya que habría que restringir en cierto grado los desplazamientos del eslabón en la zona de unión con el rodillo y el trolley. Por tanto se ha realizado una suposición en la que; las zonas de contacto entre eslabón-rodillo y eslabón-trolley, serán representadas por elementos genéricos, limitando los desplazamientos en las zonas de contacto de manera indirecta, ya que la restricción no se aplica en si al eslabón, sino a las representaciones de bulones, rodillos y trolleys. Además, el estado de cargas que se introducirá será un estado tensional lo más similar posible al obtenido previamente para el análisis estático del conjunto completo especialmente preciso en las zonas de estudio de fatiga.

2.2.3 Modelado de los elementos.

En el presente apartado se explica el desarrollo en Pro/ENGINEER del eslabón de cadena.

2.2.3.1. Modelado del eslabón de partida.

Primero, en el módulo Estándar, se realiza el perfil de extrusión. Se comienza realizando, mediante la función **esbozo**, la sección en el plano deseado que se quiere extrusionar. La siguiente figura muestra el esbozo de la sección del eslabón con sus correspondientes cotas.

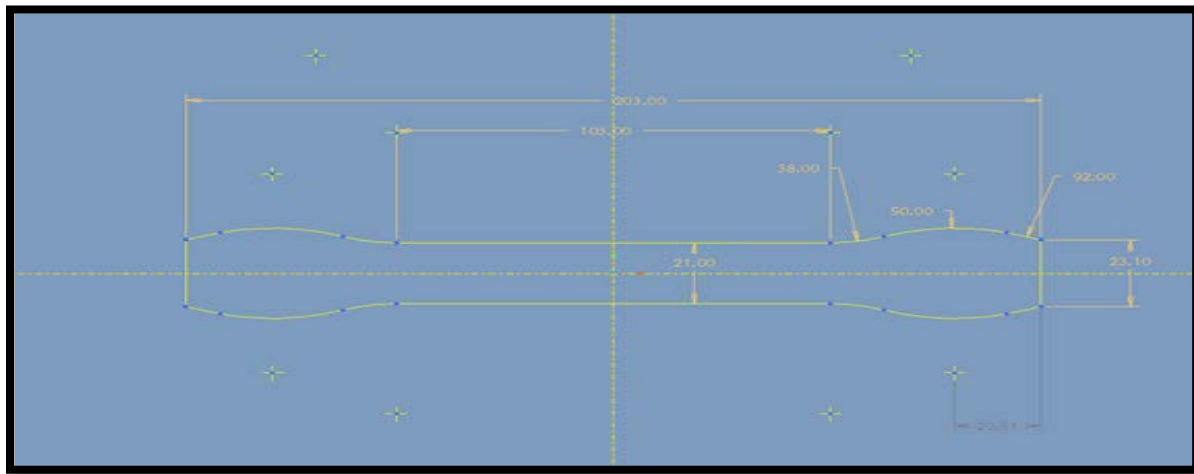


Imagen 4: Perfil de eslabón para extrusión

A continuación se realiza la extrusión de la pieza, dándole un valor de 51mm de profundidad (eje z).

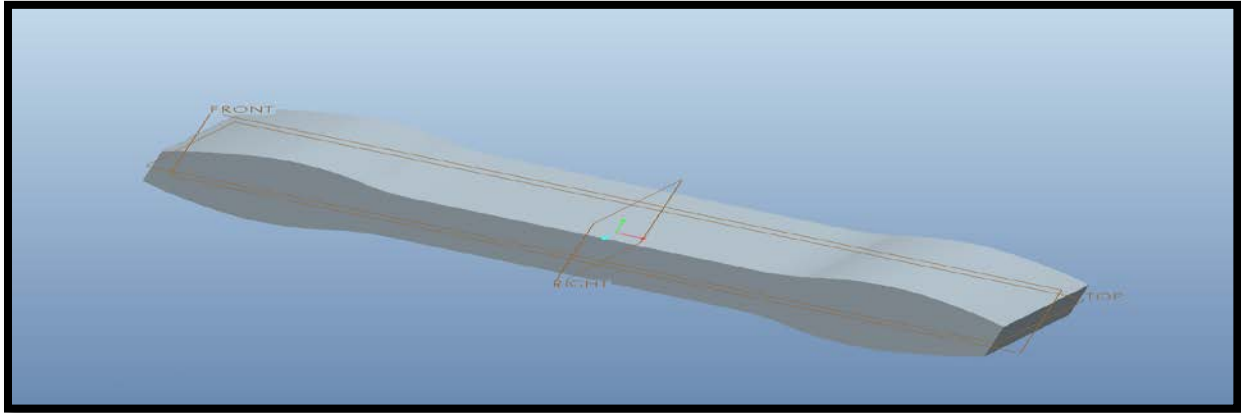


Imagen 5: Eslabón tras la extrusión inicial del perfil

Tras la primera extrusión, se realizan los esbozos y posteriores extrusiones de los agujeros interiores.

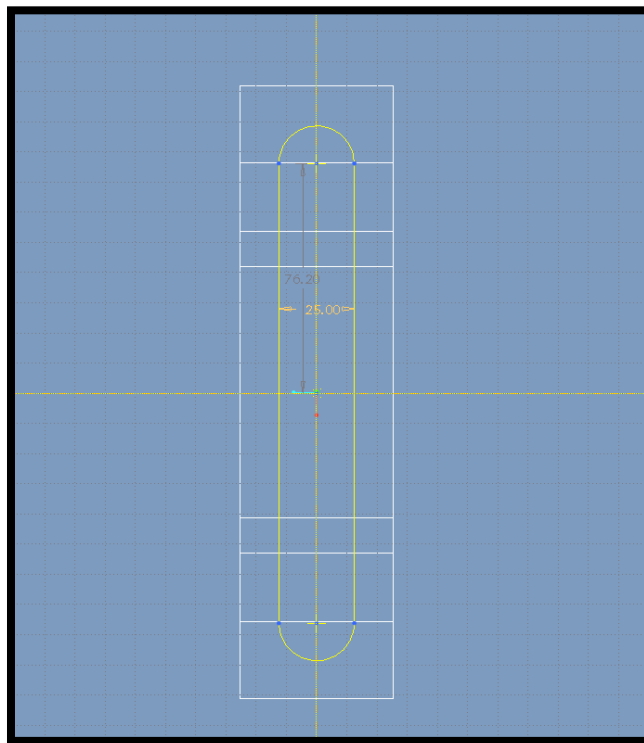


Imagen 6: Esbozo eslabón agujero interior

Se procede a una nueva extrusión, esta vez en el eje Y, de eliminación de material.

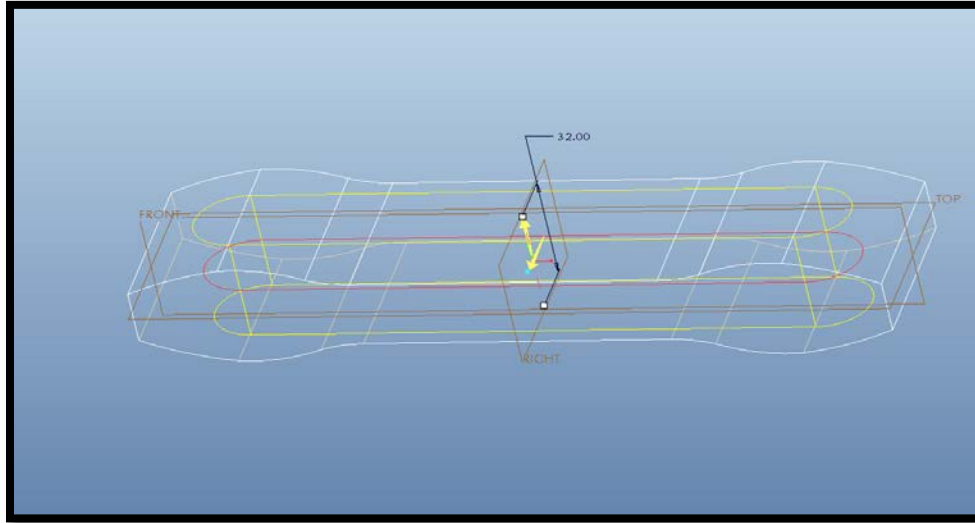


Imagen 7: Eslabón tras la 2ª extrusión del perfil

Después, realizamos el redondeo de los bordes exteriores del eslabón con un radio de 25,5mm, así como del redondeo de los dos bordes internos, (zonas de contacto con bulones) para que quede una correcta superficie de contacto.

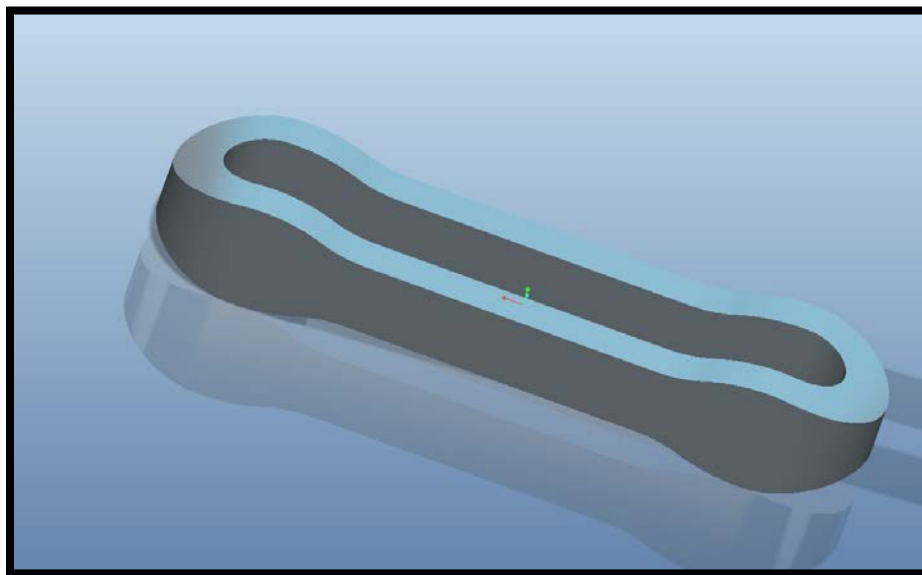


Imagen 8: Eslabón tras redondeo de bordes (vista 3D).

Todo este proceso se repetirá para el modelado del eslabón con codificación inscrita, con un paso extra en el que dicha codificación será añadida al eslabón.

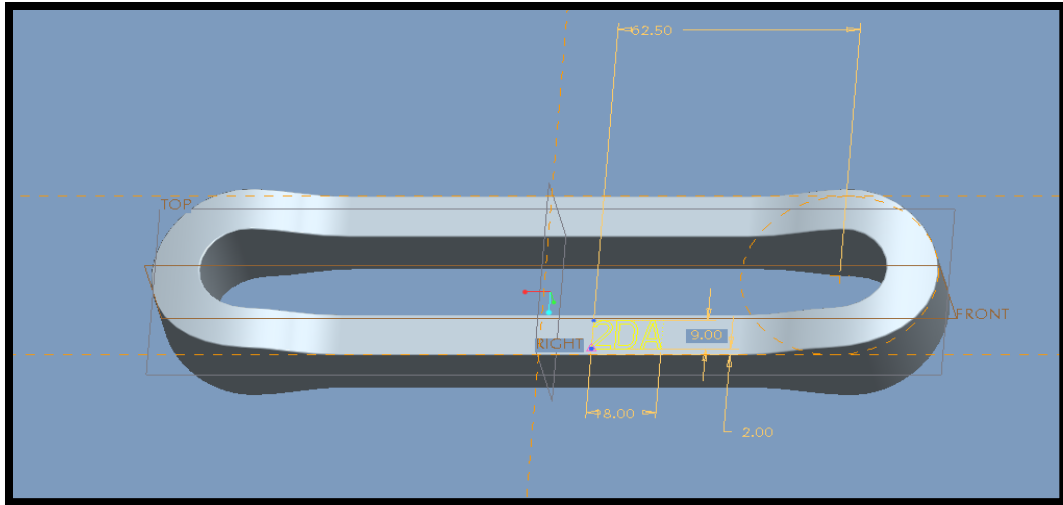
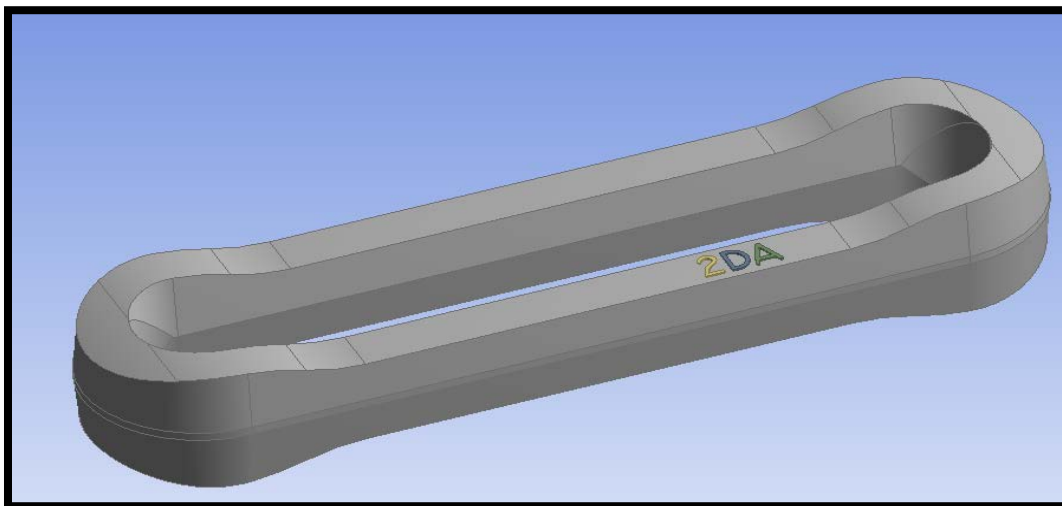


Imagen 9: Esbozo perfil eslabón con codificación.

En última instancia se aplicará un reborde alrededor de la pieza, tanto interior como exterior, de 2mm de altura y 0,8 mm del borde, ya que los eslabones originales también lo tenían.

Ambos modelos se representan a continuación:



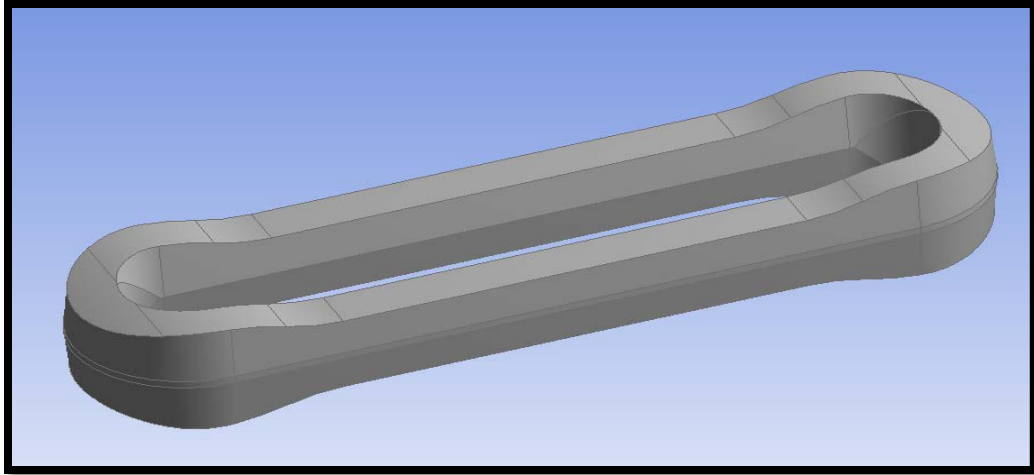


Imagen 10: Eslabón con y sin codificación (vista 3D)

2.3 CONDICIONES DE CONTORNO

Terminados los modelos del eslabón, procedemos a diseñar y representar el resto de elementos necesarios para los cálculos a realizar:

Para ambos modelos, se dibujan dos cilindros de diámetro 22mm en el borde interior del eslabón, los cuales representan los bulones sobre los que la carga es aplicada.

La carga solicitada al eslabón no se aplica directamente sobre él, sino que se transmite a través de dos bulones, los cuales forman parte del “trolley” (elemento de unión entre el eslabón y la guía).

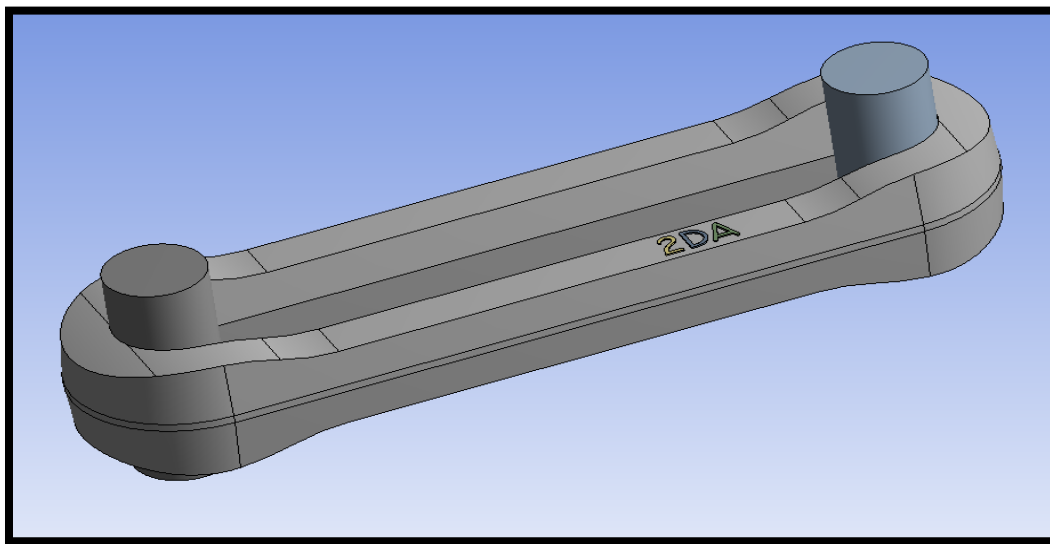


Imagen 11: Diseño de bulones.

Habrá que diferenciar a continuación entre curvas verticales y horizontales, ya que las condiciones de contorno varían entre ellas.

Para curvas horizontales, creamos un modelo en el cual se incluye un cilindro de diámetro 50mm, que represente un rodillo.

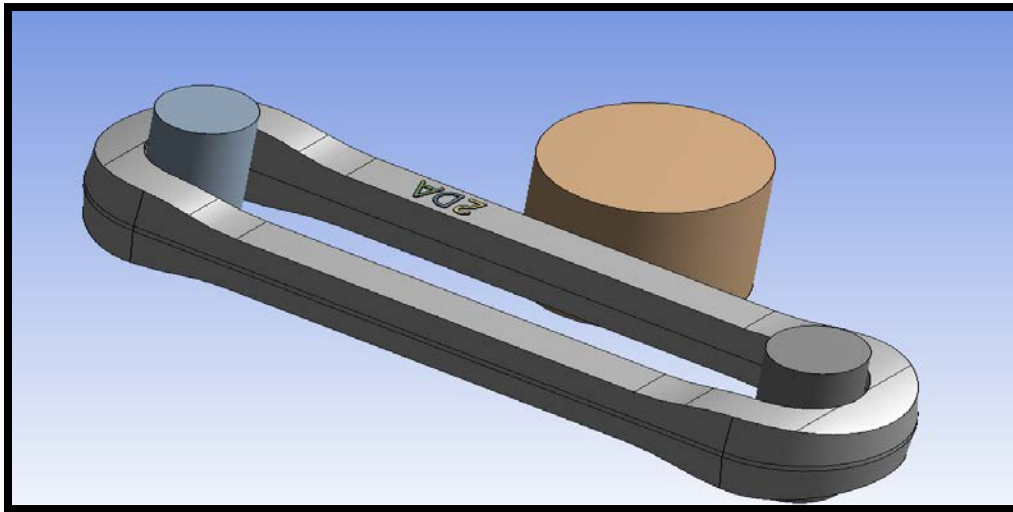


Imagen 12:Diseño rodillo curvas horizontales.

Para curvas verticales, representamos cuatro elementos, que actúen como los trolleys, de esa manera restringirán el desplazamiento del modelo.

Además, se aplicará un redondeo de 1,5mm a los bordes de las aristas de dichos rectángulos, para evitar un efecto de enclave en la pieza.

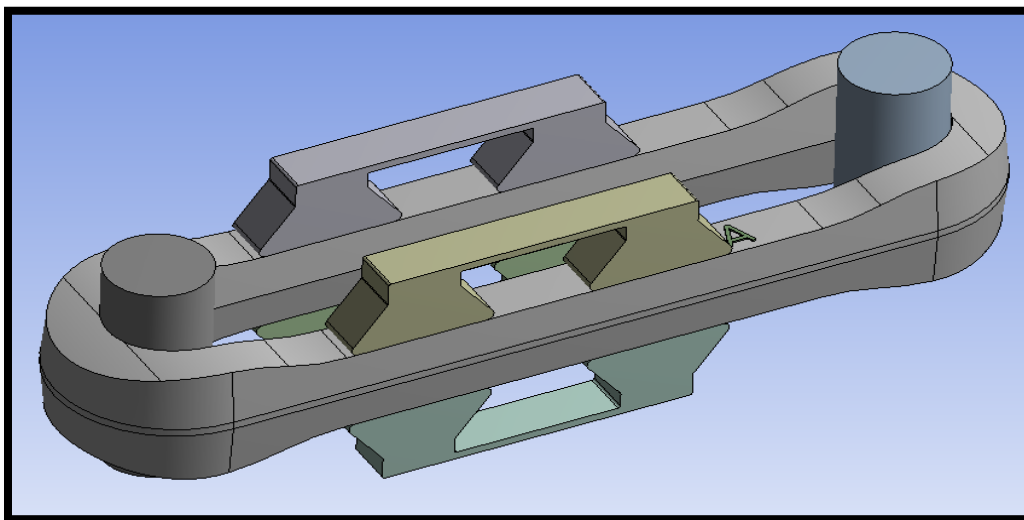


Imagen 13 : Diseño trolleys curvas verticales.

Todas las condiciones de contorno citadas anteriormente (rodillo, bulones, trolley) se diseñaran a una distancia de 0.001mm del eslabón, es decir, sin estar en contacto directamente, ya que si no se deja una distancia entre ellos, cuando se importe el modelo a ANSYS, producirá problemas de identificación y correlación, dando como resultado un análisis erróneo del eslabón. Además el modelo se guardará con formato IGES, reconocido por ANSYS.

Las condiciones de contorno establecidas permitirán una mayor adecuación y semejanza del modelo con el caso real, puesto que permitirán aplicar una serie de restricciones en el eslabón, necesarias a la hora de realizar los análisis estáticos sobre él.

2.4 CÁLCULO CARGA ACUMULADA EN CADENA

Previamente al cálculo estático, debemos calcular las cargas a las cuales se somete al eslabón. Dichas cargas se agruparán en una carga acumulada total, diferente en cada tramo y curva (ya sea vertical u horizontal) del recorrido de la cadena, la cual podrá ser calculada mediante las fórmulas y métodos dados por el fabricante de la cadena, WEBB-STILES.

Para su cálculo, se dividió el recorrido de la cadena en varias secciones enumeradas, y mediante las ya mencionadas fórmulas se fue calculando la fuerza acumulada.

Todos estos cálculos y valores quedan representados en el siguiente apartado.

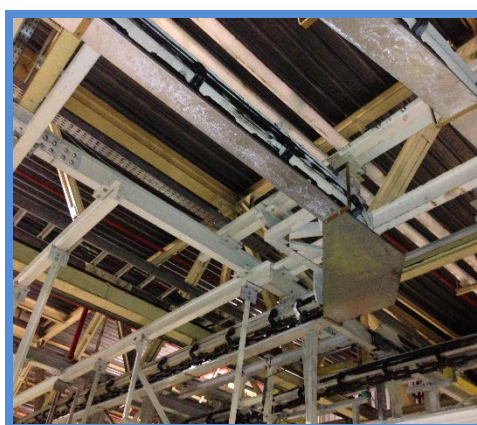
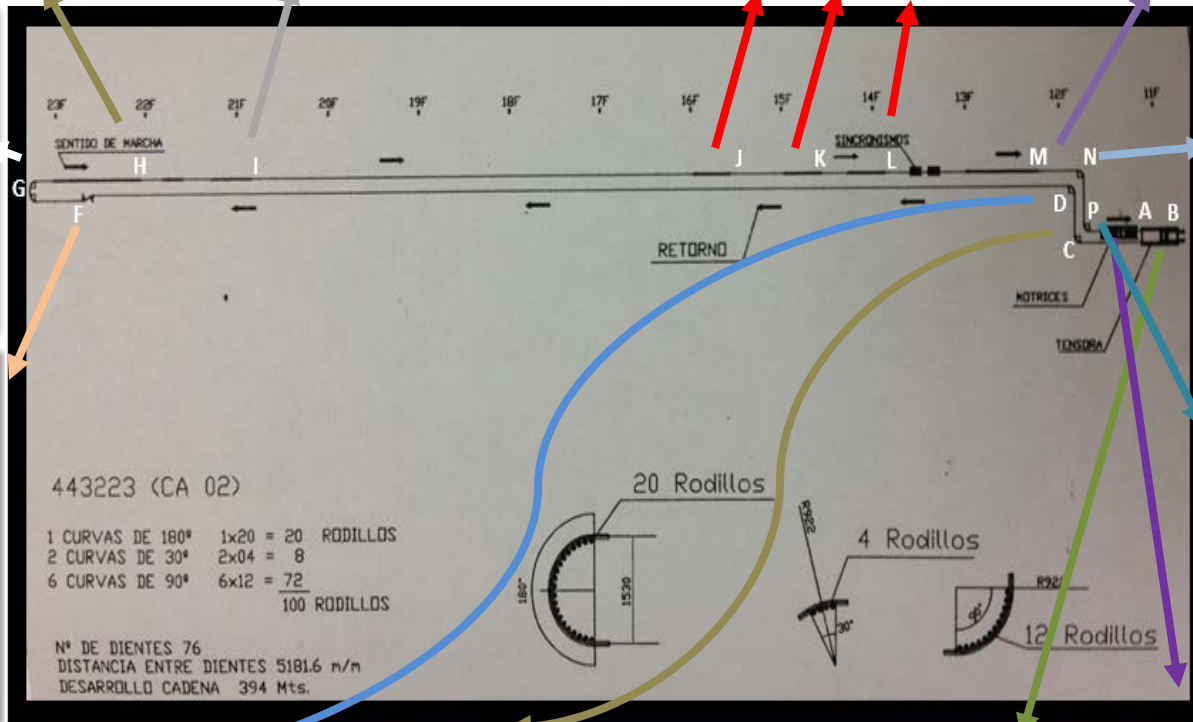
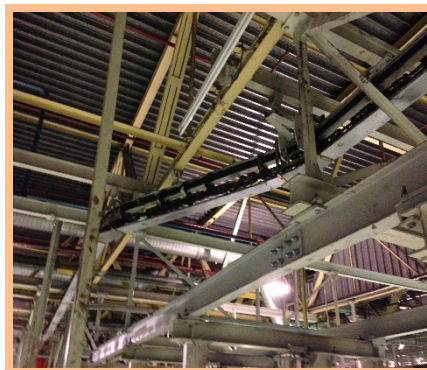
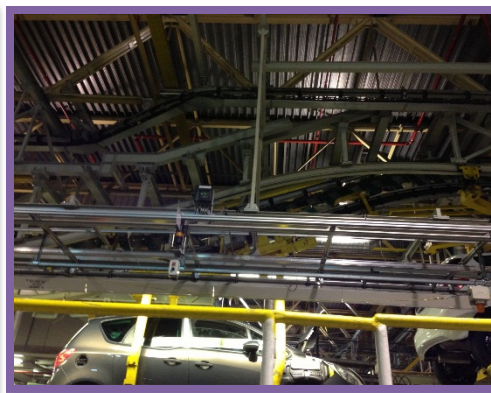
El cálculo de carga acumulada en cadena puede ser considerado una simulación empleada para conocer si es necesario el cambio de cadenas o la modificación de las empleadas en el momento.

Los cálculos matemáticos a realizar son cálculos de fricción de poca complejidad, siendo muy importante la labor del ingeniero que los realiza ya que el resultado depende de su la correcta aplicación de factores de fricción y otros datos por parte del ingeniero.

2.4.1 Enumeración de las secciones

El recorrido de la cadena es dividido en diferentes secciones, eligiendo los puntos de mayor relevancia, (véase página 21).

- Salida de cada curva horizontal
- Zonas de catenarias.
- Zonas donde el peso de la cadena varíe.
- Salida de curvas verticales.
- Salida y entrada del Caterpillar.



2.4.2 Cálculo de cargas

Para obtener el valor de la carga máxima acumulada, comenzamos calculando los diferentes valores de las cargas a soportar por la cadena.

Dichas cargas son:

- Peso del vehículo a transportar
- Peso del carrier o pulpo
- Peso propio de la cadena
- Peso rodillo del trolley

También habrá que restar al peso total el de las 4 ruedas, ya que la zona de la línea donde se realiza el estudio, el vehículo transportado no lleva montadas todavía las ruedas.

La siguiente tabla detalla los valores de cada una de las cargas.

PESOS					
	Lb	Kg	Peso total (Kg)	Peso total/Dist pulpos(Kg/m)	Pulpo vacío/Dist pulpos(Kg/m)
Meriva	3004,41-3757,17	1361-1702			
Pulpo	2645,56	1200			
Rueda meriva	55,12	25			
Rodillo	7,50	3,4			
Diente	0,50	0,2267			
Cadena X-678	6,50	9,672 (Kg/m)			
Peso total cadena	14,16	9,4	13,2987		
Peso total pulpo	6393,48	2902,00	2889,7748	521,62	216,606498
peso rodillo Kg/m		5,1			

Tabla 1 → Cargas a soportar por cadena de transporte

Obtenidos dichos valores se calcula el peso por longitud y pulpo de cadena.

Para ello, se divide el peso total a soportar por la distancia de paso (dist entre trolleys), de manera que obtenemos un valor de carga en Kg/m.

Peso pulpo (pulpo+cadena+rodillo+diente-ruedas)(Kg/m)
521,62
Peso cadena sin pulpo (retorno cadena)(Kg)
13,2987
Distancia entre pulpos (m)
5,54

Tabla 2 → Cargas por pulpo totales.

Con esos valores, comenzamos el cálculo por secciones de la carga máxima acumulada.

Serán necesarios los coeficientes de fricción específicos para cada sección, dependiendo de si se trata de una curva vertical, horizontal o línea recta, así como de la inclinación o radio de giro (curvas verticales y horizontales respectivamente).

Grados	Coef.fricción		Curvas horizontales
	Rectas	Curvas verticales	
0º	0,015	-	-
20º	-	0,02	-
30º	-	0,03	0,015
45º	-	0,05	0,02
90º	-	-	0,03
180º	-	-	0,05

Tabla 3→Coeficientes de fricción curvas (horizontales y verticales) y rectas

Como primer cálculo, se debe obtener la tensión tensora, que equivaldrá a la carga inicial a la que se encuentra la cadena solo debida al caterpillar. El caterpillar consta de dos cilindros, 1 por ramal, los cuales tienen un diámetro de 200mm y 50mm de vástago, trabajando a 4bar. Con estos datos obtenemos la tensión a la cual se encuentra la cadena al inicio del recorrido.

$$F = 4 \text{ bar} \times \frac{\pi(20^2 - 5^2)}{4} = 1178,1 \text{Kp}$$

Las cargas por inclinación en curvas verticales se obtendrán al multiplicar el peso del pulpo con carga por la diferencia de altura y dividiendo por la distancia entre pulpos. Aunque no se empleen directamente en el cálculo, servirán como comprobación de la compensación en la línea.

Curvas Verticales						
nº	Zona	Dif.altura(m)	Peso pulpo sin carga(Kg)	Peso pulpo-carga(Kg)	Dist. entre pulpos(m)	Carga levantar(Kg)
1	F-G	-1,662	1200	2802	5,54	-840,6
2	G-H	-1,4	1200	2802	5,54	-708,0866426
3	H-J	0,4	1200	2802	5,54	202,3104693
4	J-K	0,5	1200	2802	5,54	252,8880866
5	K-L	0,5	1200	2802	5,54	252,8880866
6	L-M	1,662	1200	2802	5,54	840,6

Tabla 4→Cálculo de cargas en curvas verticales

Una vez calculadas las cargas en curvas verticales, se procede al cálculo global de carga acumulada.

PUNTOS DE TRABAJO	Dist entre puntos (m)	Cálculo tensión cadena en operaciones individuales	Fuerza cadena operación ind	Tensión cadena final punto de trabajo ind	Tensión total acumulada cadena
A	0	Salida del Caterpillar	0	1178,1	1178,1
A-B	5,25	0,015 x 5,25 x 13,29	1,047272625	1,099636256	1179,199636
		Roller wheel 180° = 0,05*52,309	0,052363631		
B-C	14,579	0,015 x 14,579 x 13,29	2,90822621	38,37146208	1217,571098
		Roller wheel 90° = 0,03*(1179,199+2,9)	35,46323587		
C-D	6,947	0,015 x 6,947 x 13,29	1,385791034	37,95449771	1255,525596
		Roller wheel 90° = 0,03*(1217,571+1,38)	36,56870668		
D-F	162,444	0,015 x 162,444 x 13,29	32,40441034	71,04231053	1326,567907
		2x Roller wheel 30° = 0,015*(1255,52+32,4)	38,63790019		
F-G	14,969	0,015 x 14,969 x 13,29	2,986023605	69,46372011	1396,031627
		Roller wheel 180° = (1326,56+2,98)*(0,05)	66,47769651		
G-H	13,339	0,015 x 13,339 x 513,7	102,7836645	-721,0094297	675,022197
		Vertical bend 20° = 0,02*(1396,03+102,78)	29,97630582		
		Declining load = (-1,662*513,7)	-853,7694		
H-I	26,95	0,015 x 26,95 x 513,7	207,663225	-493,8630666	181,1591305
		Vertical bend 20° = 0,02*(207,66+675,022)	17,65370844		
		Declining load = (-1,4*513,7)	-719,18		
I-J	54,862	0,015 x 54,862 x 513,7	422,739141	640,2971064	821,4562369
		Vertical bend 20° = 0,02*(422,73+181,15)	12,07796543		
		Inclining load = 0,4*534,53	205,48		
J-K	16,953	0,015 x 16,953 x 513,7	130,6313415	406,5230931	1227,97933
		Vertical bend 20° = 0,02*(130,6+821,45)	19,04175157		
		Inclining load = 0,5*534,53	256,85		
K-L	20,651	0,015 x 20,651 x 513,7	159,1262805	443,7183927	1671,697723
		Vertical bend 20° = 0,02*(159,12+1227,97)	27,74211221		
		Inclining load = 0,5*534,53	256,85		
L-M	40,465	0,015 x 40,465 x 513,7	311,8030575	1205,242473	2876,940196
		Vertical bend 20° = 0,02*(311,8+1671,69)	39,6700156		
		Inclining load = 1,662*513,7	853,7694		
M-N	5,454	0,015 x 5,465 x 13,29	1,087966647	87,42881152	2964,369007
		Roller wheel 90° = 0,03*(1,08+2876,94)	86,34084487		
N-P	6,909	0,015 x 6,909 x 13,29	53,2372995	143,7654887	3108,134496
		Roller wheel 90° = 0,03*(53,23+2964,36)	90,5281892		
P-A	8,228	0,015 x 8,228 x 13,29	1,641325554	151,1078256	3259,242322
		Friction thru drive = 0,05 x (3108,13+1,64/2)	149,4665		
	398			Carga total acumulada cadena	3259,242322

Tabla 5 → Cálculo tensión total acumulada por secciones.

Los pasos a seguir para el cálculo de tensión acumulada son los siguientes:

- Se parte del caterpillar con la tensión tensora ya calculada (1178,1Kp).
- A continuación, se obtiene el primer valor de carga acumulada, multiplicando el coeficiente de fricción según la sección (recta en este caso) por la distancia entre pulpos y por la carga o peso del pulpo.
- En curvas horizontales, se multiplica el coeficiente de fricción por la carga acumulada en la sección anterior.
- En curvas verticales se multiplica el coeficiente de fricción por la carga acumulada total y la carga acumulada en la anterior sección. Además se le añade una carga por inclinación ya calculada previamente.
- Se continúa calculando la tensión acumulada en todas las secciones hasta la última.

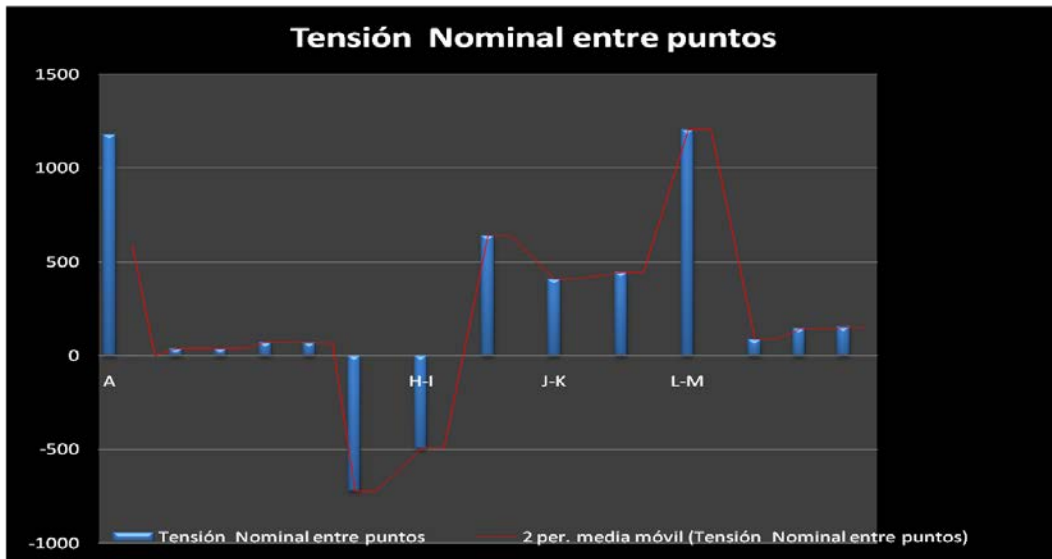
Tras los resultados obtenidos, se ve que la carga máxima soportada por la cadena es de 3259,24 Kp. Según las especificaciones del material SAE 8642 y del propio fabricante de la cadena, la resistencia a tracción última del material es:

$$\sigma_{ult} = 1000-1150\text{MPa, (calculado analíticamente)} \rightarrow 1097,53 \text{ MPa}$$

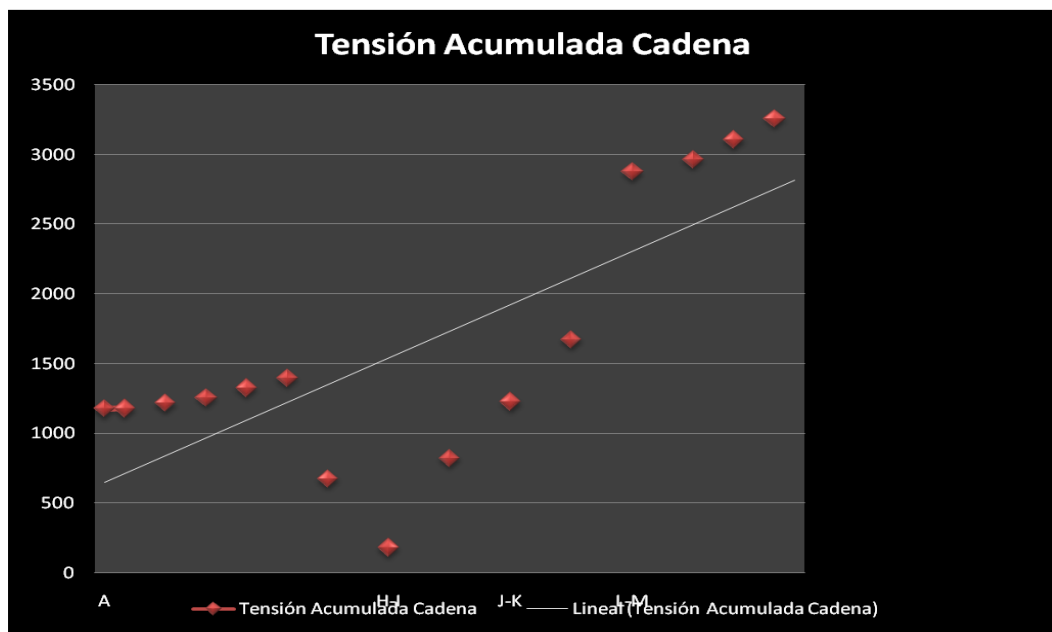
Por lo que al tener una carga máxima de 3259,24 Kp, se puede comprobar que la cadena se encuentra sobredimensionada a tracción con un coeficiente de seguridad muy elevado.

Aunque las mayores tensiones se den en secciones rectas, el estudio se centrará en las zonas de curvas verticales así como horizontales, ya que allí será donde se produzca una mayor flexión y esfuerzo en el eslabón, que pueda provocar un fallo a fatiga.

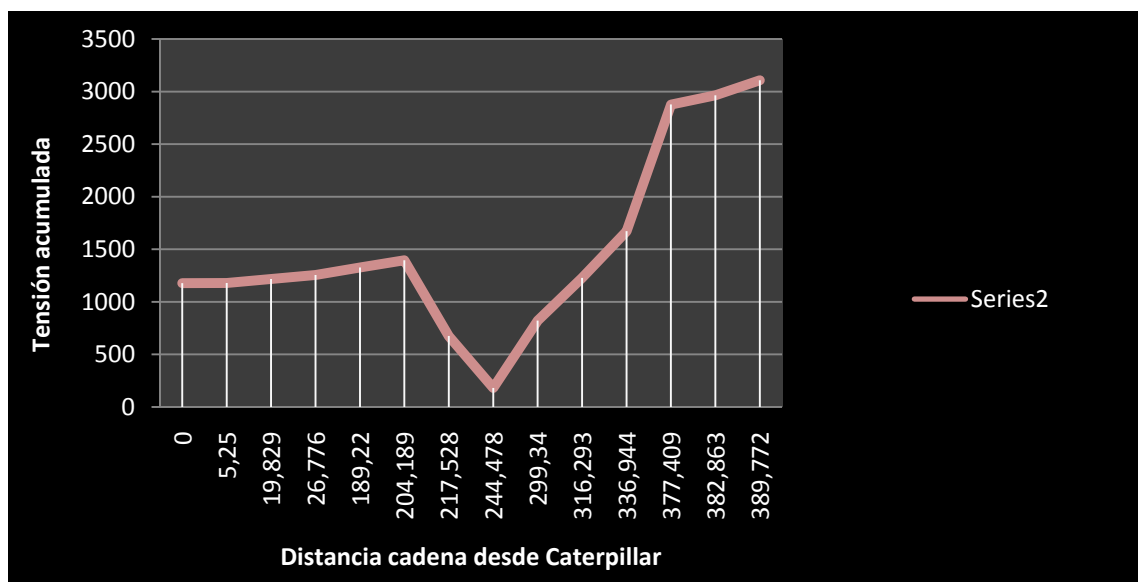
A continuación, las gráficas 1,2 y 3 representan las tensiones acumuladas por secciones o tramos y la tensión acumulada por distancia al Caterpillar. Con ellas se puede ver de manera más clara la evolución de las tensiones en el recorrido de la cadena, entre los diferentes puntos de control y en relación a la distancia del Caterpillar.



Gráfica 1 → Representación tensión nominal entre puntos



Gráfica 2 → Representación tensión acumulada en cadena por tramos



Gráfica 3 → Tensión acumulada cadena según distancia al Caterpillar.

2.4.3 Cálculo ángulo de aplicación

Una vez calculadas las cargas a soportar por el eslabón, se debe saber el ángulo con el cual son aplicadas sobre el eslabón en las distintas curvas de estudio.

Para su cálculo, se utilizaron la representación virtual para su cálculo y la medida del máximo ángulo real para su comprobación.

- Representación virtual: Mediante Pro/Engineer y AutoCad, se representó las diferentes curvas tanto verticales como horizontales, así como los eslabones unidos unos a otros, y se midió el ángulo sobre el bulón de unión.
- Medida real: Se escogieron un conjunto reducido de la cadena (eslabones, trolleys...) y se estableció la situación de mayor ángulo posible, para así poder compararlo con el obtenido en la representación virtual y poder confirmar el resultado.



Imagen 14: Piezas montaje para medida real.

Los resultados obtenidos así como un ejemplo de su representación virtual se incluyen a continuación.

➤ Curvas Horizontales:

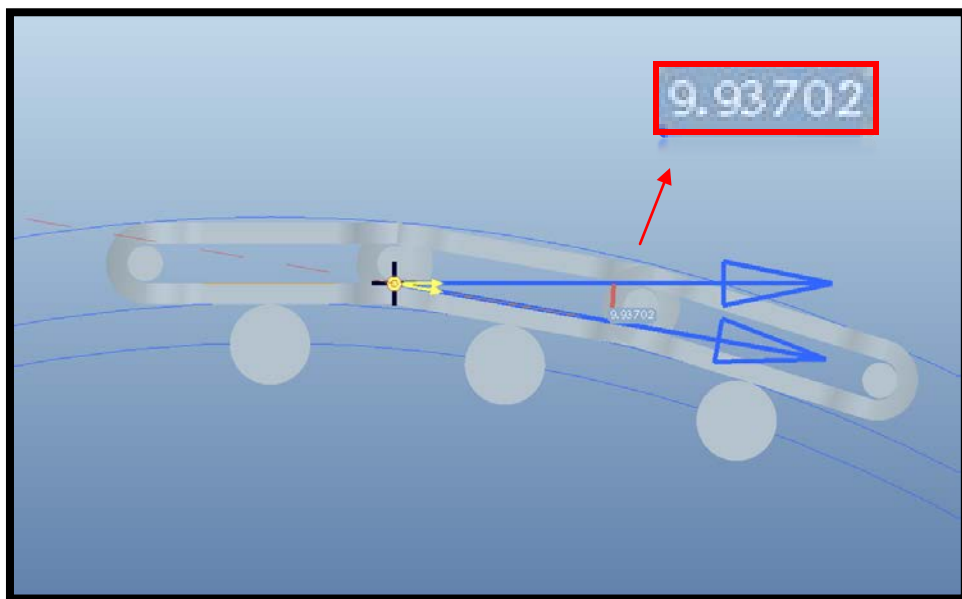


Imagen 15: Ejemplo cálculo ángulo de carga curva horizontal.

Radio de curva(º)	Ángulo de aplicación carga	Máximo ángulo posible
90	9,93	14
180	8,24	13
30	11	13

➤ Curvas verticales

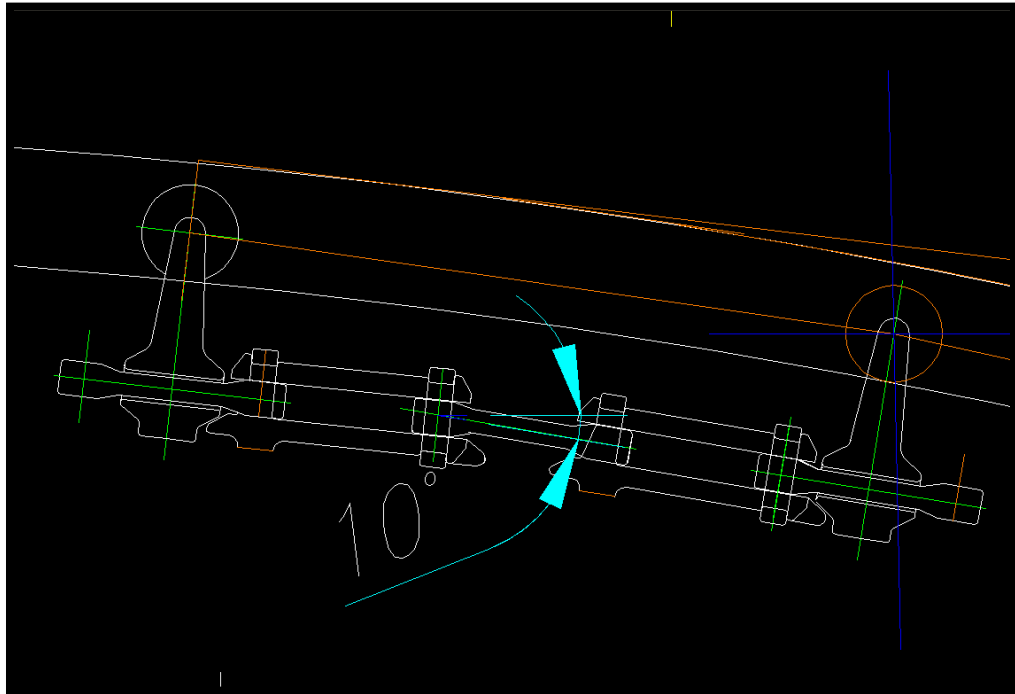


Imagen 16: Ejemplo cálculo ángulo de carga curva vertical.

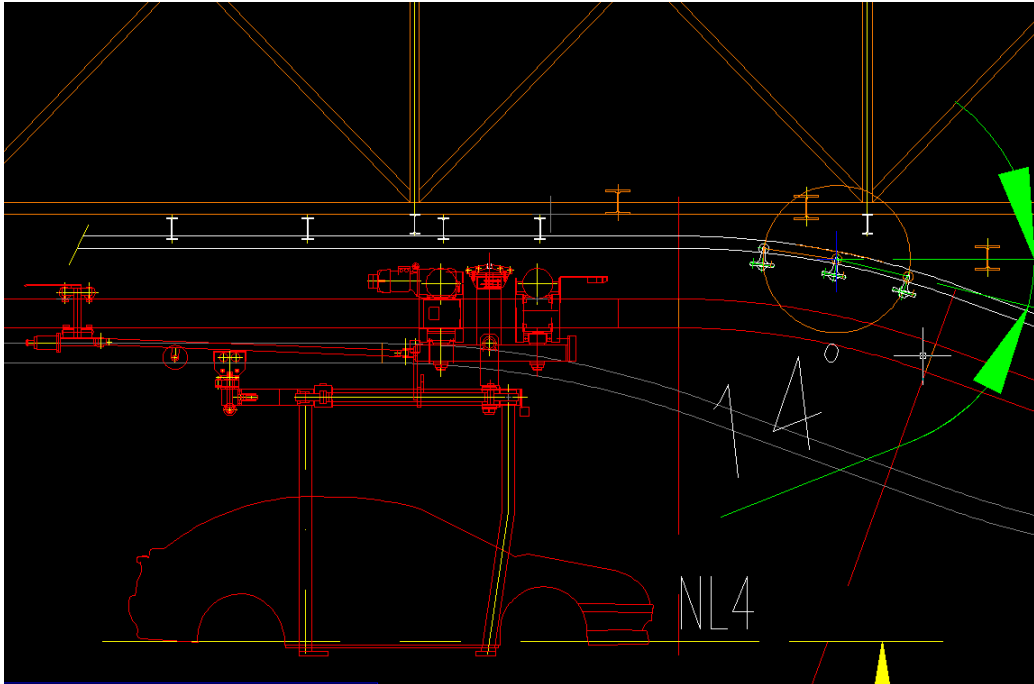


Imagen 17: Máximo ángulo de carga curva vertical.

Radio de curva(º)	Ángulo de aplicación carga	Máximo ángulo posible
20	9	15
16	10	14
15	10	14

2.5 ANÁLISIS ESTÁTICO DEL ESLABÓN

En el presente apartado se procederá a desarrollar el análisis estático del eslabón por medio del software ANSYS, en concreto mediante la aplicación de ANSYS Workbench, una herramienta eficaz e intuitiva la cual permite cumplir nuestro objetivo.

En primero lugar definiremos el tipo de material elegido así como el sistema de cargas diseñado al cual estará sometido el eslabón.

2.5.1 Definición del material.

Se decidió emplear el acero AISI/SAE 8642.

Resistencia a tracción última = 1097.53MPa.

Límite elástico = 986MPa.

Módulo de Young = 205 GPa.

Radio de Poisson = 0.29

Densidad = 7850 kg/m³

2.5.2 Importación del modelo a ANSYS

Una vez realizado el cálculo de la carga acumulada en cada sección del recorrido, y habiendo previamente llevado a cabo el diseño en Pro/Engineer del eslabón (ambos modelos), se procede a la importación del eslabón a ANSYS para su análisis estático. Para ello se deben seguir los siguientes pasos:

- Abrir Workbench y seleccionar nuevo modelo. A continuación se elige la opción de “staticstructural”, como muestra la imagen 18.

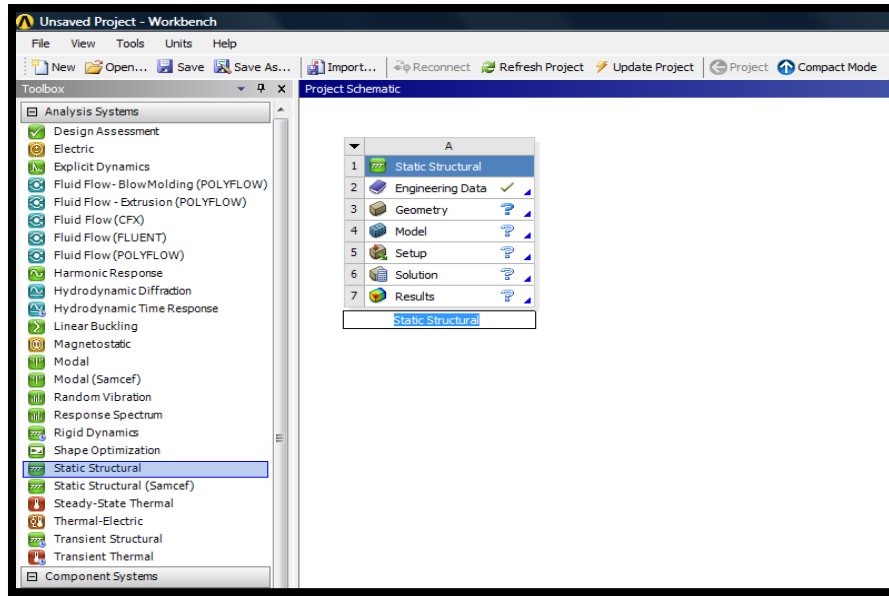


Imagen 18: Selección modelo static structural en ANSYS Workbench

- En la ventana desplegable, se importa la geometría de Pro/Engineer (imagen 19)

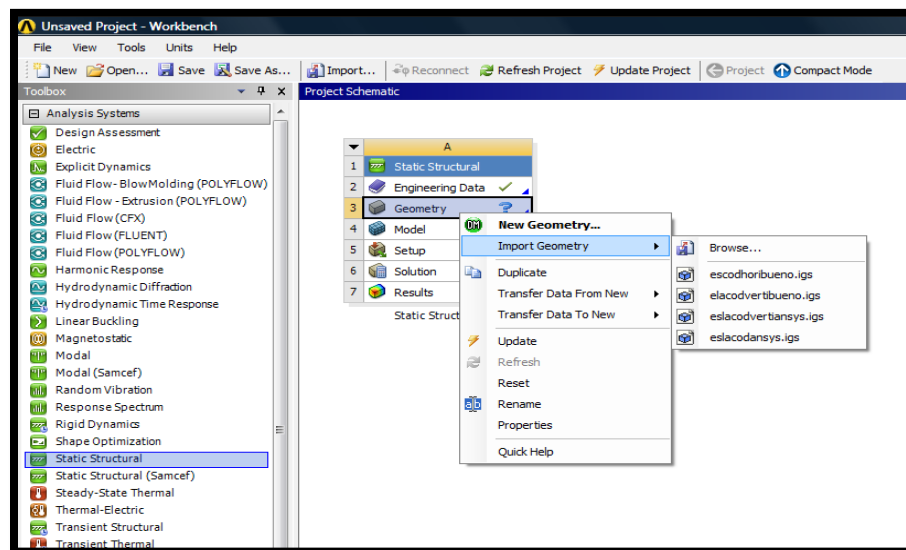


Imagen 19: Importación modelo de Pro/Engineer a ANSYS Workbench.

- En la pestaña de “Engineering Data” se especifican las propiedades del material seleccionado (véase imagen 20).

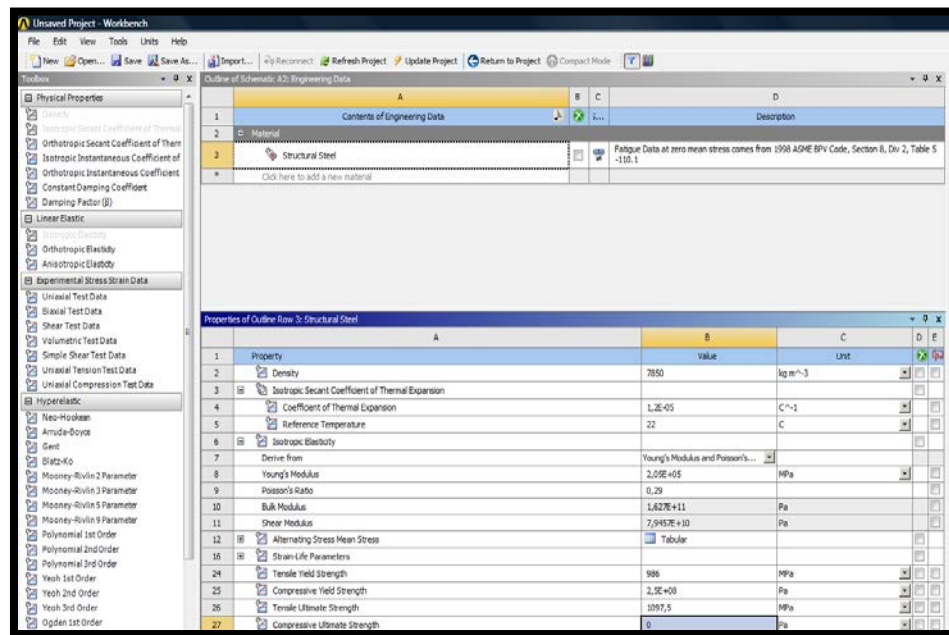


Imagen 20: Definición propiedades del material

- Por último, se selecciona editar modelo, que es donde se realizará el análisis estático.

2.5.3 Cargas y restricciones

Como se ha explicado anteriormente en el apartado “simplificaciones aplicadas”, se ha realizado una adaptación del eslabón para el sistema de cargas empleado en los análisis.

Por tanto se ha realizado una suposición en la que; las zonas de contacto entre eslabón-rodillo y eslabón-trolley, serán representadas por elementos genéricos, limitando los desplazamientos en las zonas de contacto de manera indirecta.

Para la aplicación y representación de cargas, se ha de tener en cuenta una serie de factores que se enumeran a continuación:

- 1- Ángulos de las curvas verticales y horizontales: Dependiendo del ángulo de la curva la carga acumulada se aplicara con un ángulo específico.
- 2- Si se trata de una curva vertical o de una horizontal.

A continuación se representan para cada caso (curva vertical o curva horizontal), las cargas y restricciones aplicadas.

Ambos casos son idénticos para los dos modelos de estudio (eslabón con y sin codificación).

2.5.3.1 Eslabón en curva horizontal

En una curva horizontal, las cargas y restricciones a tener en cuenta son:

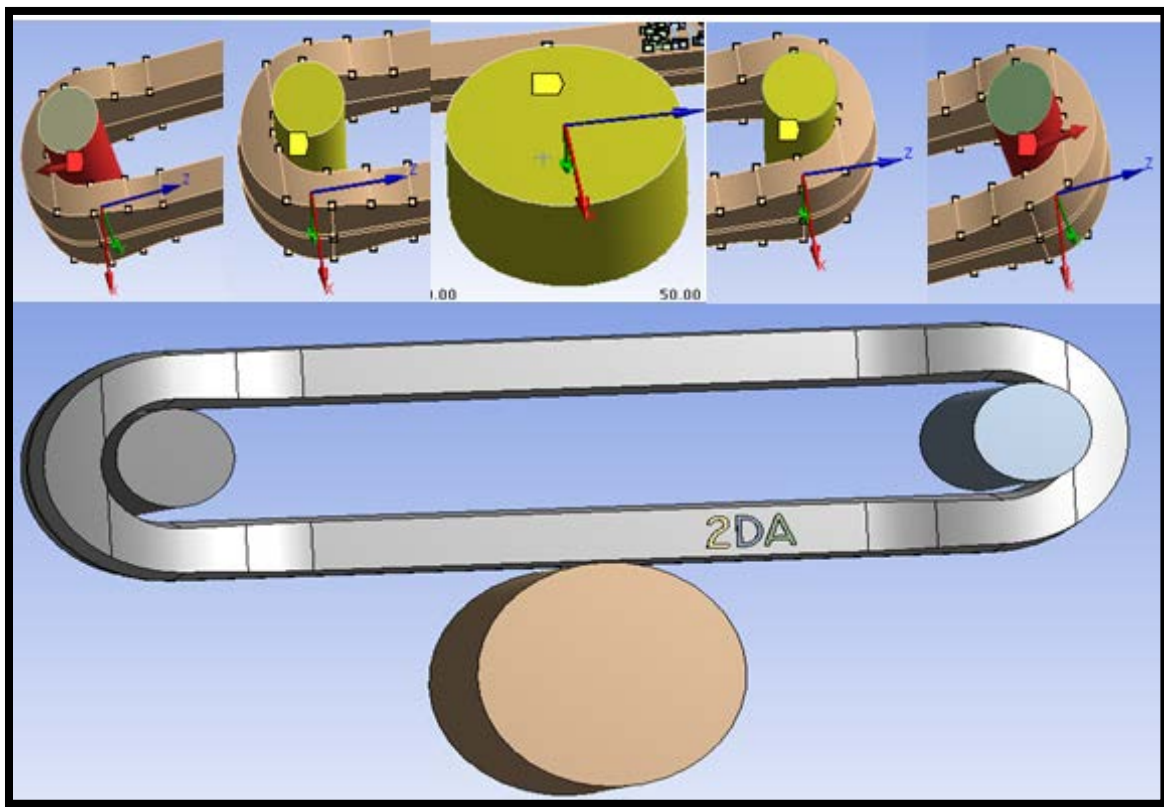


Imagen 21: Representación de cargas y restricciones eslabón curva horizontal

Carga 1: fuerza total acumulada en cadena por sección (en ambos bulones).

Carga 2: Restricción de movimiento por rodillo en zona central (limitados todos los desplazamientos y giros).

Carga 3: Restricción bulones, elementos sólidos con desplazamiento eje Y restringido y giros también restringidos.

2.5.3.2 Eslabón en curva vertical

En una curva vertical, las cargas y restricciones a tener en cuenta son:

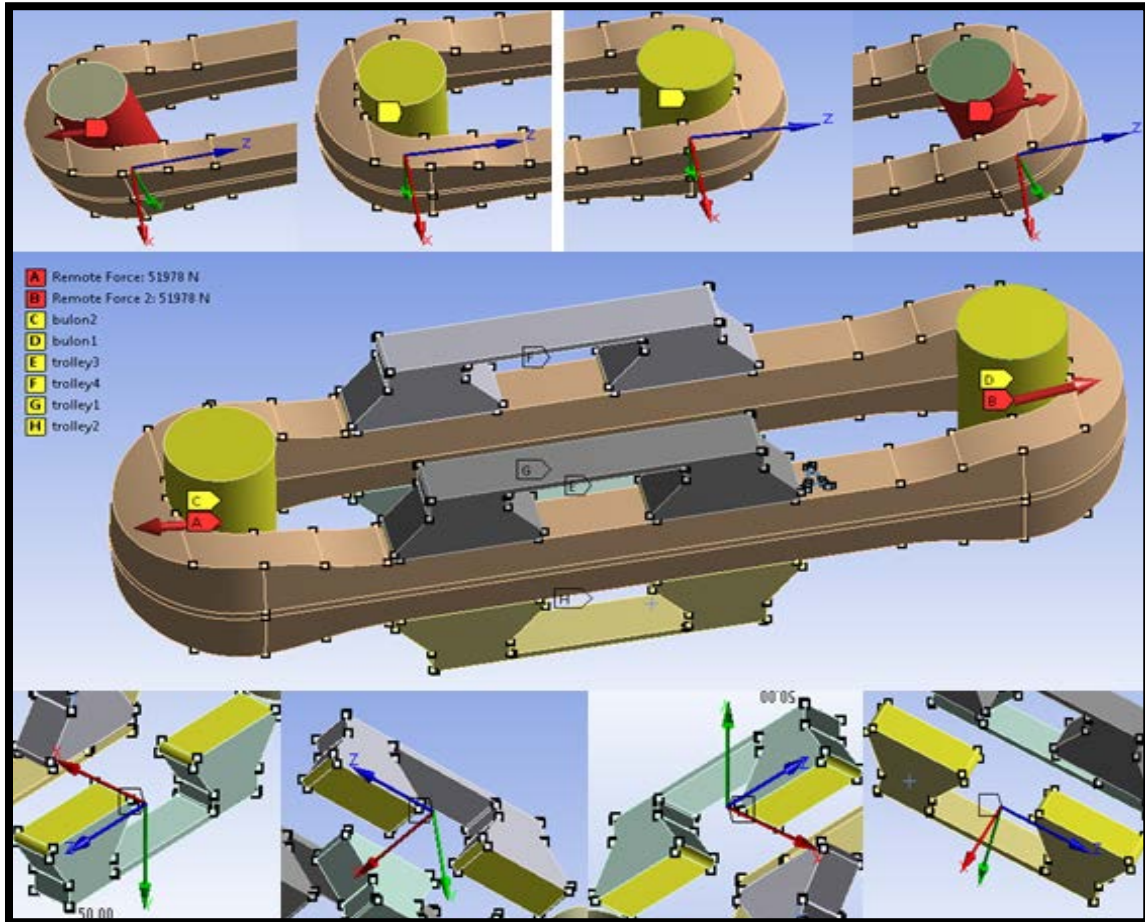


Imagen 22: Representación de cargas y restricciones eslabón curva vertical.

Carga 1: fuerza total acumulada en cadena por sección (en ambos bulones).

Carga 2: Restricción de movimiento por trolley en zona central (limitación de desplazamientos y giros en todos los ejes)

Carga 3: Restricción bulones, elementos sólidos con desplazamiento eje Y restringido y giros también restringidos.

Tanto en curvas verticales como horizontales, habrá que tener en cuenta el ángulo de inclinación y el ángulo o radio de giro, puesto que la aplicación de la carga no será la misma.

Dichos ángulos, son los explicados anteriormente y han sido obtenidos de los planos originales de la cadena Línea 1.

Los ángulos calculados son los siguientes:

- CURVAS HORIZONTALES:

Radio de curva(º)	Ángulo de aplicación carga	Máximo ángulo posible
90	9,93	14
180	8,24	13
30	11	13

- CURVAS VERTICALES:

Radio de curva(º)	Ángulo de aplicación carga	Máximo ángulo posible
20	9	15
16	10	14
15	10	14

Restricciones: Como ya se ha comentado, se llevarán a cabo una serie de restricciones, no sobre el eslabón en sí, sino sobre las representaciones de rodillos y bulones, los cuales serán objetos de carácter rígido, con desplazamientos y giros delimitados. A la hora de obtener resultados, hay que tener cuidado con lo que se denomina singularidades.

Se conocen como singularidades las zonas de tensión o flujos de temperatura teóricamente infinitos, siendo no deseables en el estudio, ya que pueden sesgar los resultados de los análisis.

En caso de existir singularidades, la solución de los análisis puede reflejar concentraciones de tensiones originadas por dichas cargas, lo que dificulta su capacidad para centrarse en los comportamientos de tensión en general, que a priori es de mayor interés.

2.5.3.3 Mallado y uniones entre elementos

A la hora de preparar el eslabón para su análisis, deberemos especificar una serie de parámetros para que dicho análisis pueda llevarse a cabo con la mayor precisión posible. Entre estos parámetros se encuentran el mallado, selección zona crítica, el tipo de unión entre elementos...

- El primer paso será definir la sección crítica del eslabón, la cual estudiaremos, y el nombre que se asignará a ella.

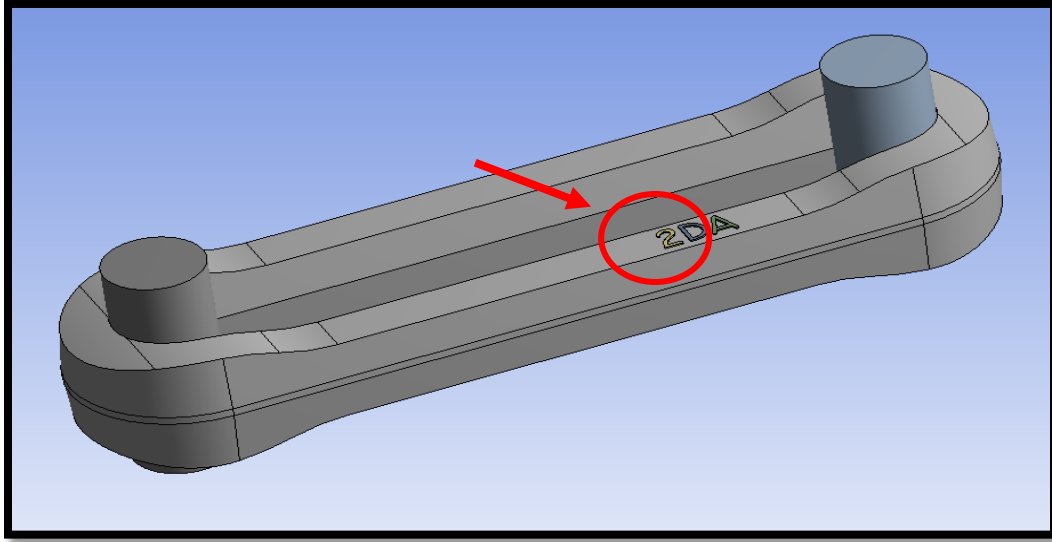


Imagen 23: Identificación zona crítica de estudio

- Refinamiento de malla: se realizará un refinamiento de malla en la sección crítica nombrada anteriormente y en los ramales del eslabón, por varias razones. Por un lado, se consigue un contorno más definido, ya que las secciones refinadas tienen un grado de detalle muy superior. Además los resultados obtenidos tras realizar el refinamiento de malla son superiores a los obtenidos si no se realizase tal refinamiento, como se puede apreciar en las siguientes ilustraciones:

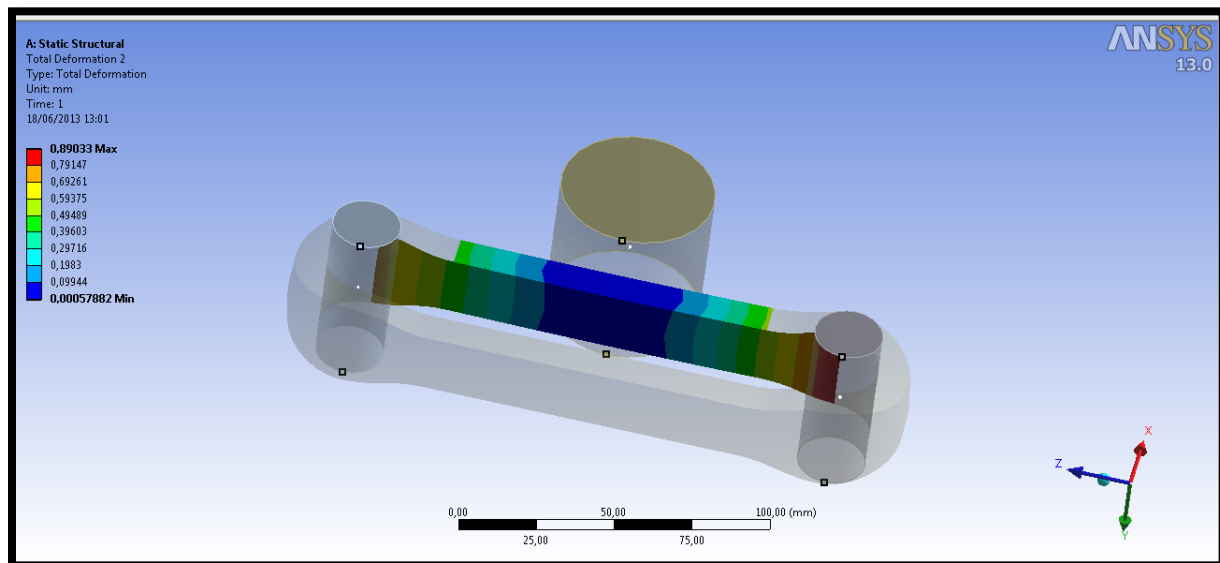
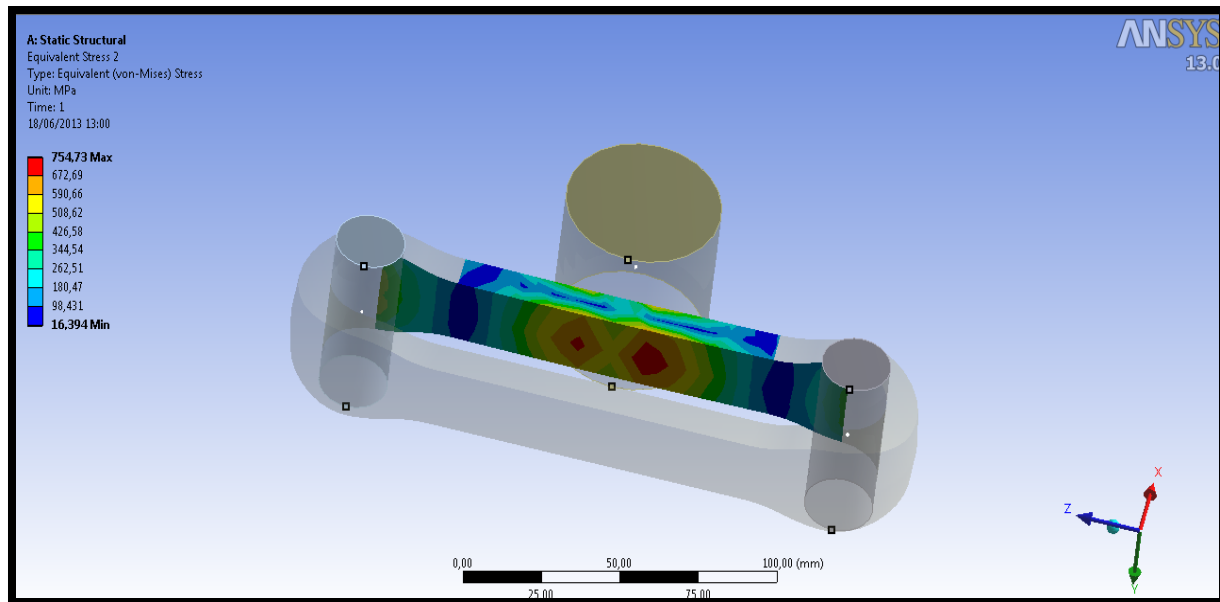


Imagen 24: Tensiones y desplazamientos sin refinamiento de malla.

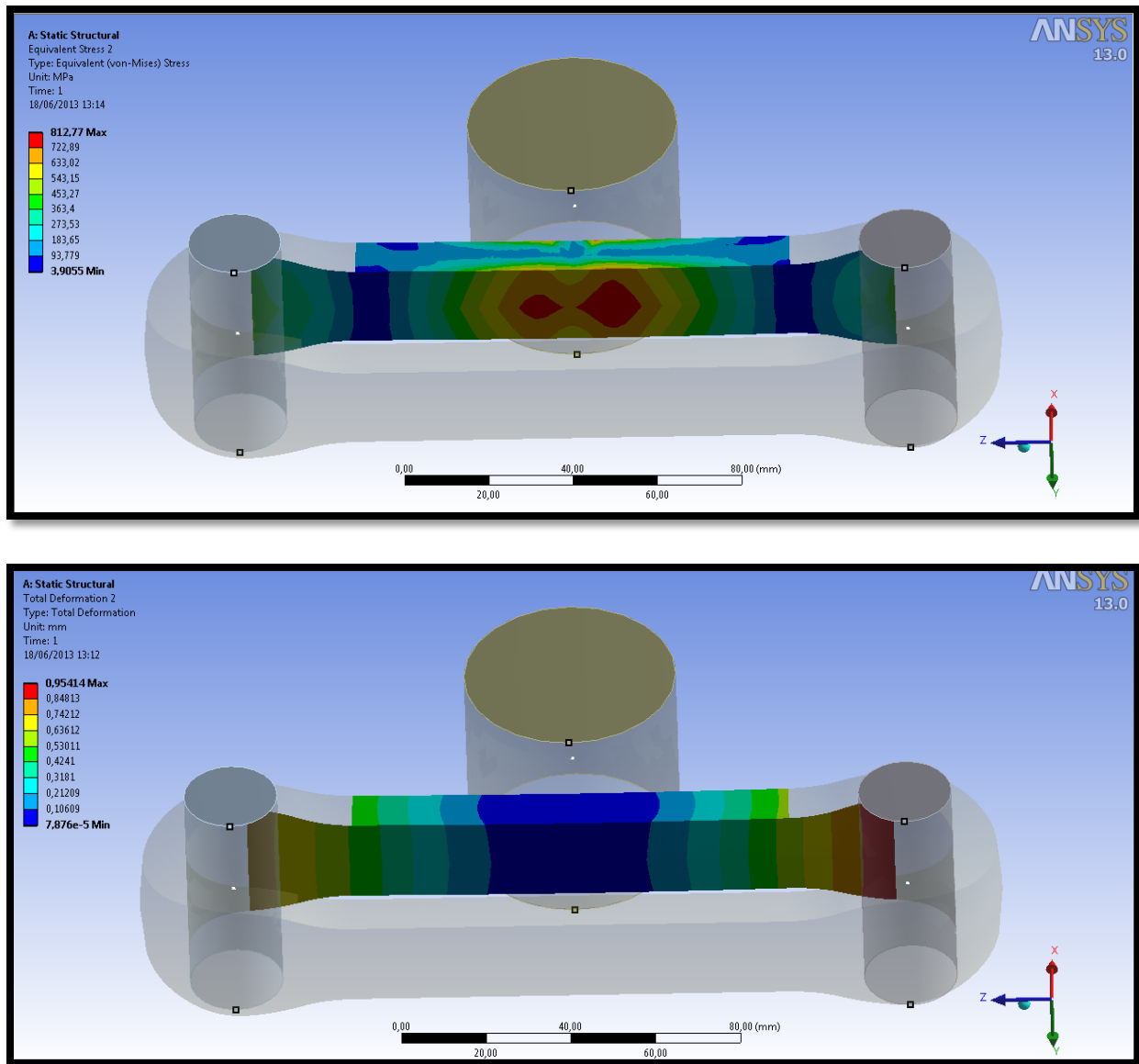


Imagen 25: Tensiones y desplazamientos con refinamiento de malla

En la imagen 24 se observan los resultados de tensiones y desplazamientos sin aplicar a la sección crítica la opción del refinamiento de malla, y en la imagen 25 se observan ahora los resultados de tensiones y deformaciones habiendo aplicado al eslabón un refinamiento de malla en la zona crítica y en el ramal donde se encuentra. Se observará como se produce un aumento en cuanto al valor de las tensiones y los desplazamientos.

Para realizar el refinado de malla en la sección más crítica, como se ha comentado antes, se debe utilizar la opción *Refinement*, dentro del módulo Mesh (mallado), y posteriormente habrá que hacer uso de la aplicación Control, con la cual se puede definir con más precisión la zona a refinar y el tamaño de elemento que se desea utilizar.

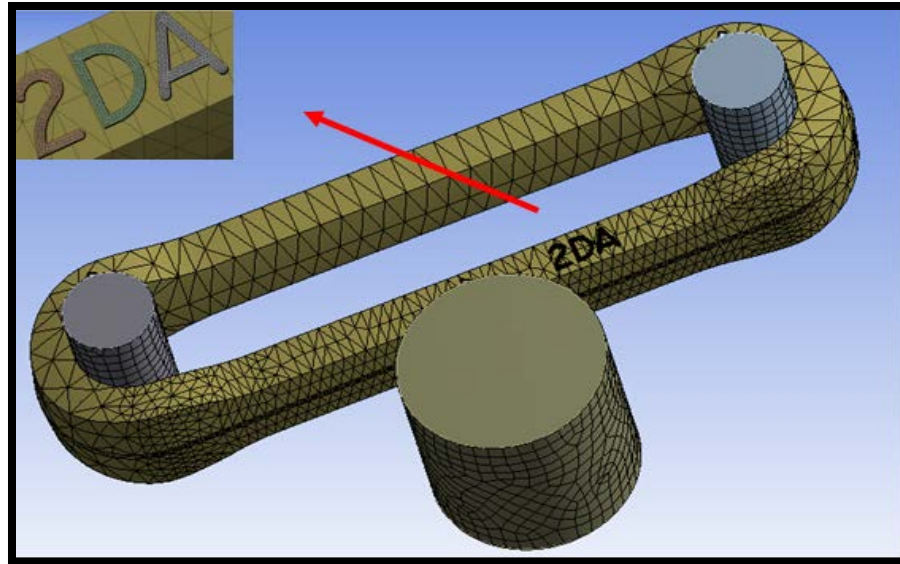


Imagen 26: Refinado de malla

Todas las características del mallado empleado (número y forma de los nodos y elementos, relevancia y nivel de detalle pueden verse en la imagen 27.

Details of "Mesh"	
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
<input checked="" type="checkbox"/> Relevance	3
Sizing	
Use Advanced Size Function	Off
Relevance Center	Medium
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Length	0,40 mm
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,272
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Advanced	
Shape Checking	Standard Mechanical
Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Extra Retries For Assembly	Yes
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Rigid Face Mesh Type	Quad/Tri
Mesh Morphing	Disabled
Defeaturing	
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
<input type="checkbox"/> Defeaturing Tolerance	Default
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	5301
<input type="checkbox"/> Elements	2597
Mesh Metric	None

Imagen 27: Refinado de malla (detalles).

Un resumen de los valores más importantes a destacar se expone a continuación:

- Relevancia del mallado → Media (+3)
- Nº de nodos → 5301
- Nº de elementos → 2597
- Forma elementos rígidos → Quad/Tri

Se optó por un mallado medio en vez de un mallado base debido a que los valores obtenidos eran más precisos (a costa de un aumento considerado del tiempo de cálculo y simulación) y del superior, porque este último tenía tiempos de cálculo y simulación excesivos.

➤ Uniones entre elementos:

Las uniones entre los distintos elementos con el eslabón (bulones, trolley, rodillo) han de definirse correctamente, puesto que cualquier diferencia con el modelo real puede dar como resultado un análisis erróneo.

En el caso de nuestro eslabón, las uniones entre elementos se han definido de la siguiente manera:

- Unión bulón-eslabón: la unión elegida es de tipo Frictional, con asimetría, flexible y coef. fricción 0,2.
- Unión rodillo-eslabón (curvas horizontales): Unión tipo frictionless, rígida y sin simetría.
- Unión trolley-eslabón (curvas verticales): Unión tipo frictionless, rígida y sin simetría.

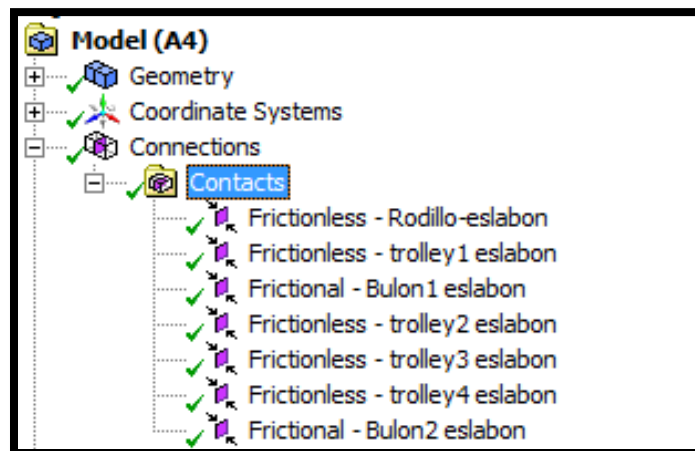


Imagen 28: Uniones entre elementos.

Otros parámetros que se variarán son:

- Vida deseada: Se deberá definir un valor de ciclos de vida para el análisis del eslabón. Según la norma EN 13260, las probetas ensayadas a fatiga deben soportar 10^7 ciclos sin que aparezcan fisuras en su superficie.

2.5.4 Cálculo estático

Una vez hemos definida la malla, los tipos de uniones, las cargas y las restricciones, procederemos al análisis estático del eslabón.

Como primer y principal análisis, se realizará un estudio acerca de la carga acumulada a lo largo del recorrido que la cadena debe recorrer, comenzando desde el Caterpillar, hasta volver a él.

Para este primer estudio, se realizarán análisis estáticos, en los puntos donde aparecerán mayores esfuerzos, es decir, curvas verticales y horizontales.

Por ello se llevarán a cabo dichos análisis en todas y cada una de las curvas verticales y horizontales del recorrido, para los dos modelos de estudio, eslabón con y sin codificación, variando la carga acumulada en cadena y anotando los valores de tensión y desplazamientos obtenidos.

Para curvas verticales, se representará de manera genérica el trolley, que establecerá una serie de restricciones y ayudara al cálculo realista de las tensiones y esfuerzos.

Para curvas horizontales, se representará un rodillo, que estará en contacto con el eslabón y será el que restrinja sus desplazamientos.

Para aproximar a la realidad el estudio realizado, a lo largo de la vida en servicio del eslabón la tensión irá incrementando su efecto en el eslabón. Por tanto, a medida que incrementa su influencia se irán realizando análisis y simulaciones, anotando el valor de tensión obtenido.

La principal zona donde se toma el valor es en la sección donde se encuentra la codificación, de esta manera se estudiará así la influencia de la codificación en los esfuerzos producidos en el eslabón. Como zona secundaria, se estudiará aquella donde aparecerán las máximas tensiones en curvas horizontales, aunque no se trate de la zona con codificación.

A continuación se mostrarán algunas imágenes de los resultados obtenidos tanto de tensiones como de desplazamientos, al realizar los análisis estáticos.

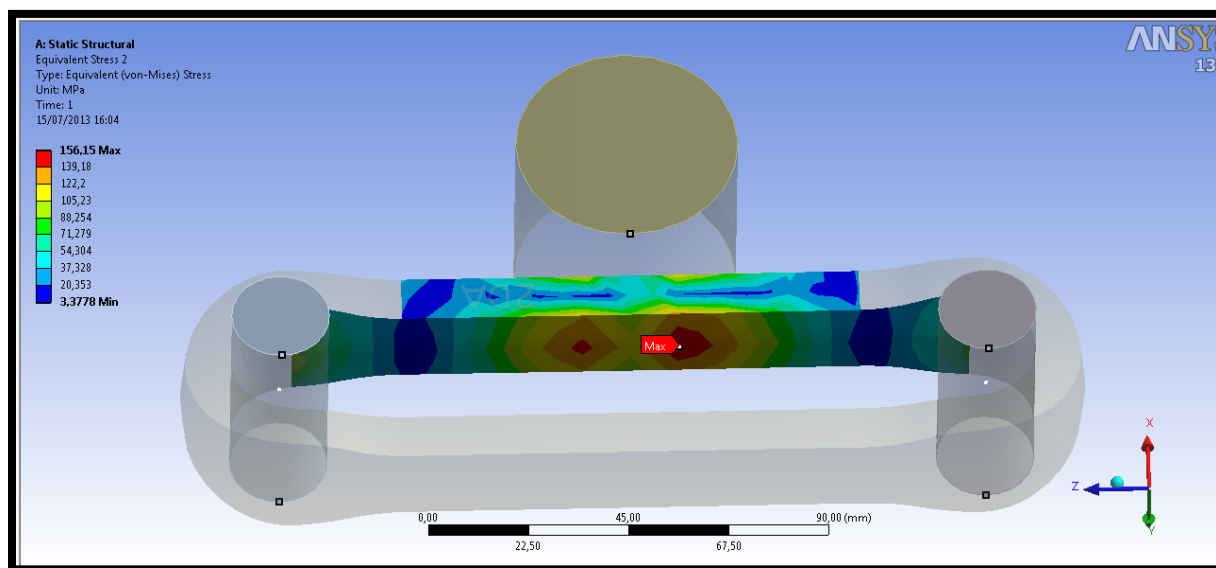
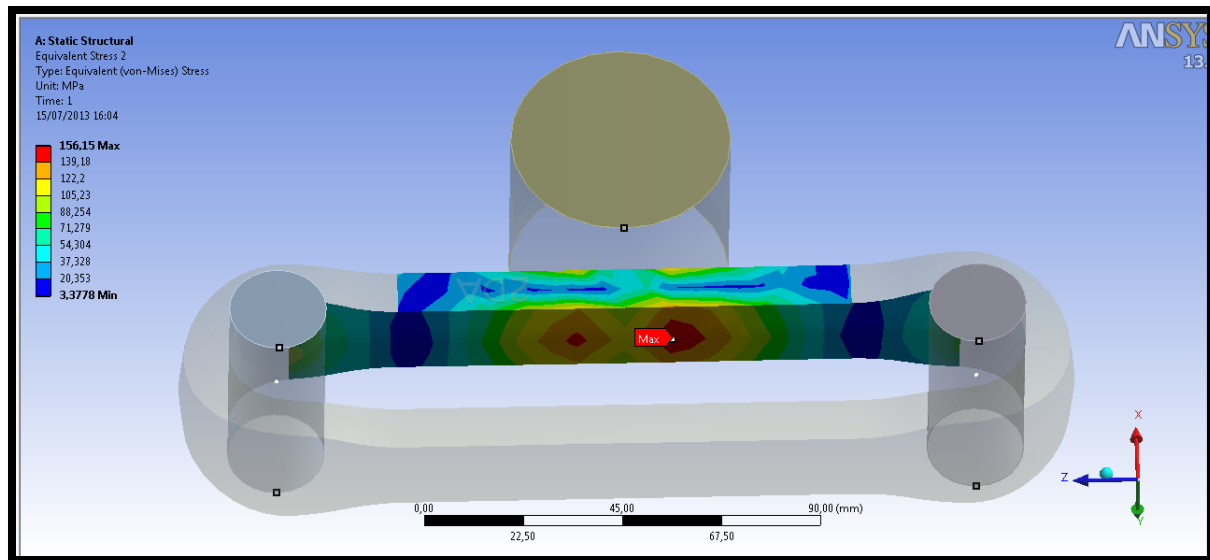


Imagen 29: Distribución de tensiones en curva horizontal 1, con y sin codificación en eslabón.

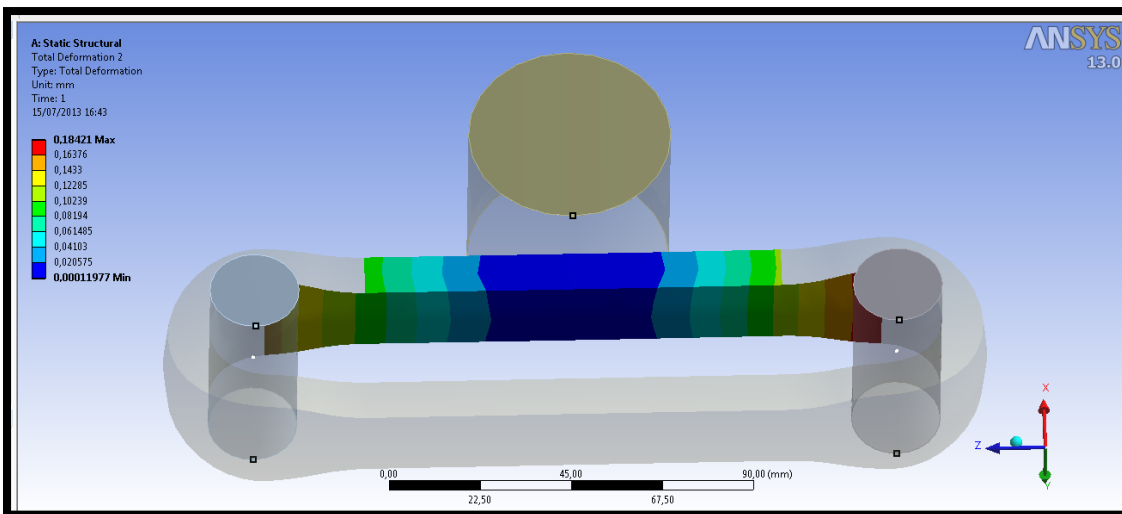
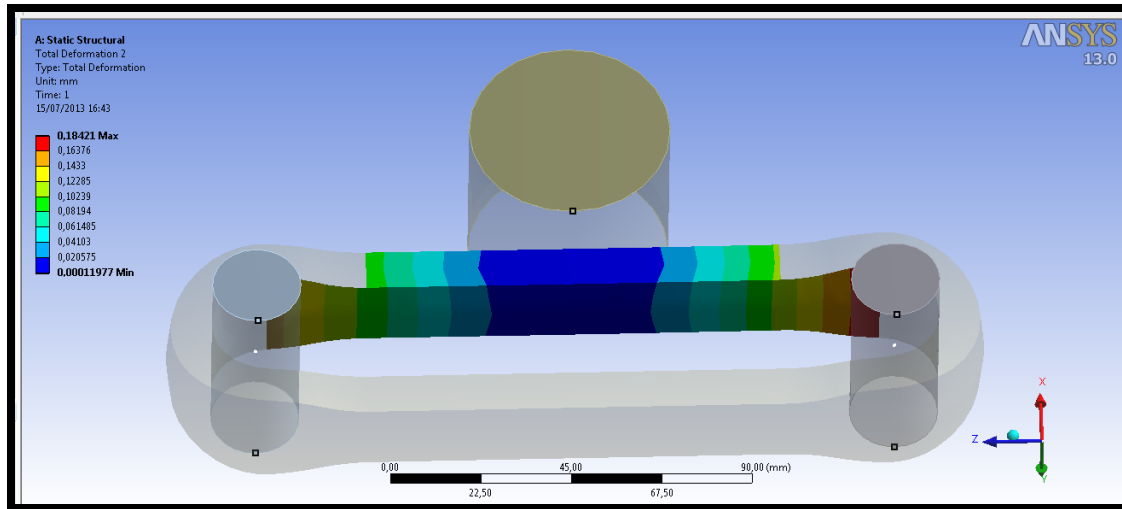


Imagen 30: Desplazamientos en curva horizontal 1, con y sin codificación en eslabón.

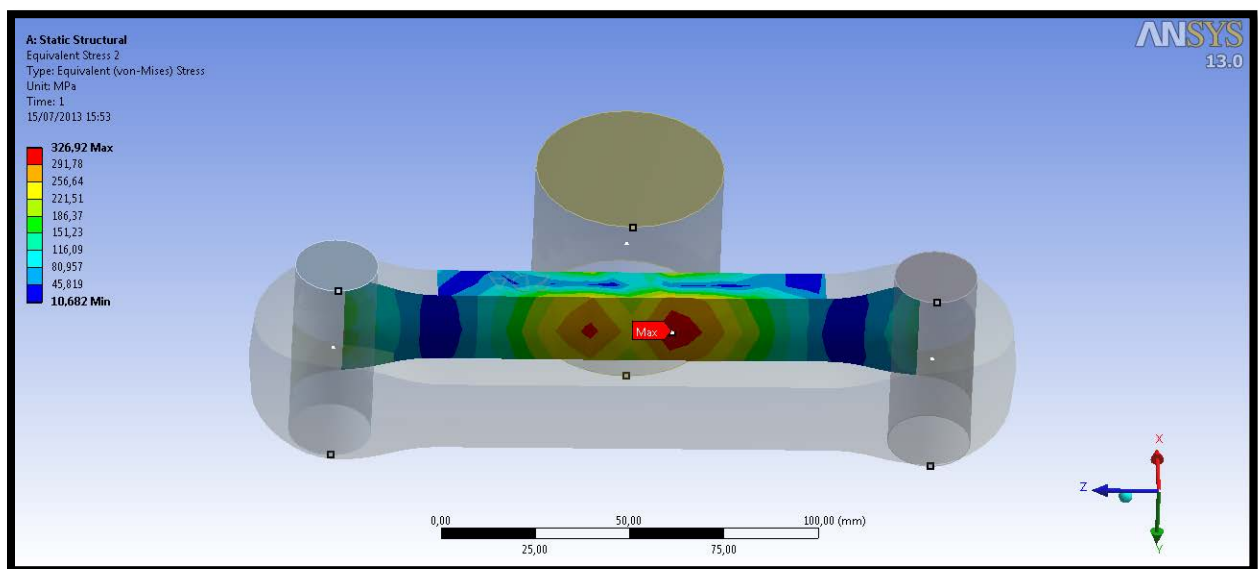
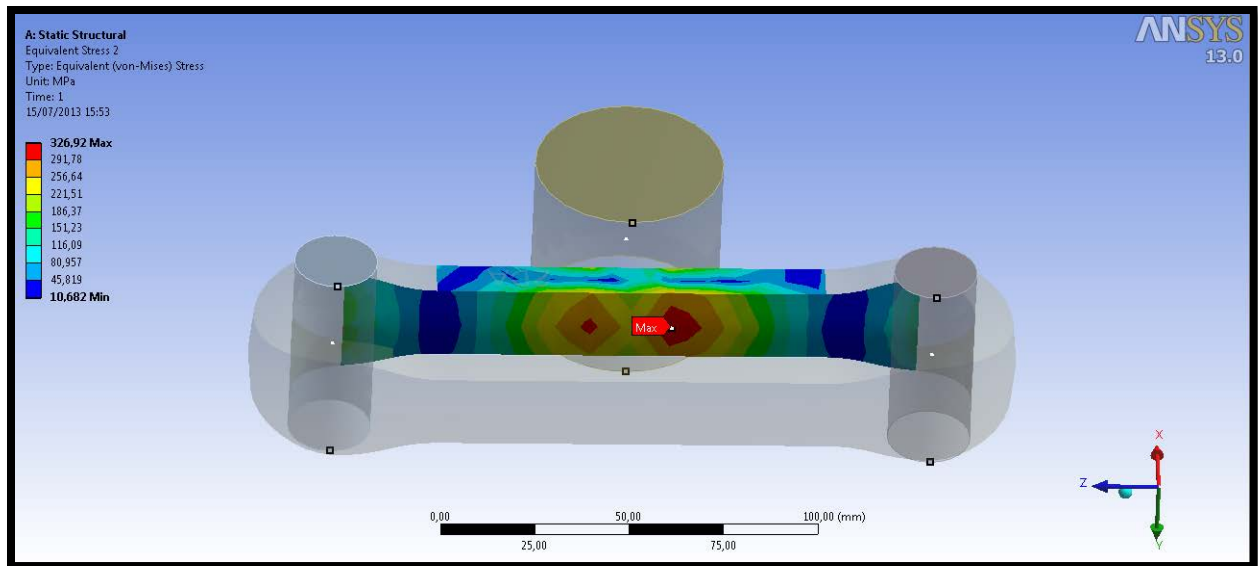


Imagen 31: Distribución de tensiones en curva horizontal 9, con y sin codificación en eslabón.

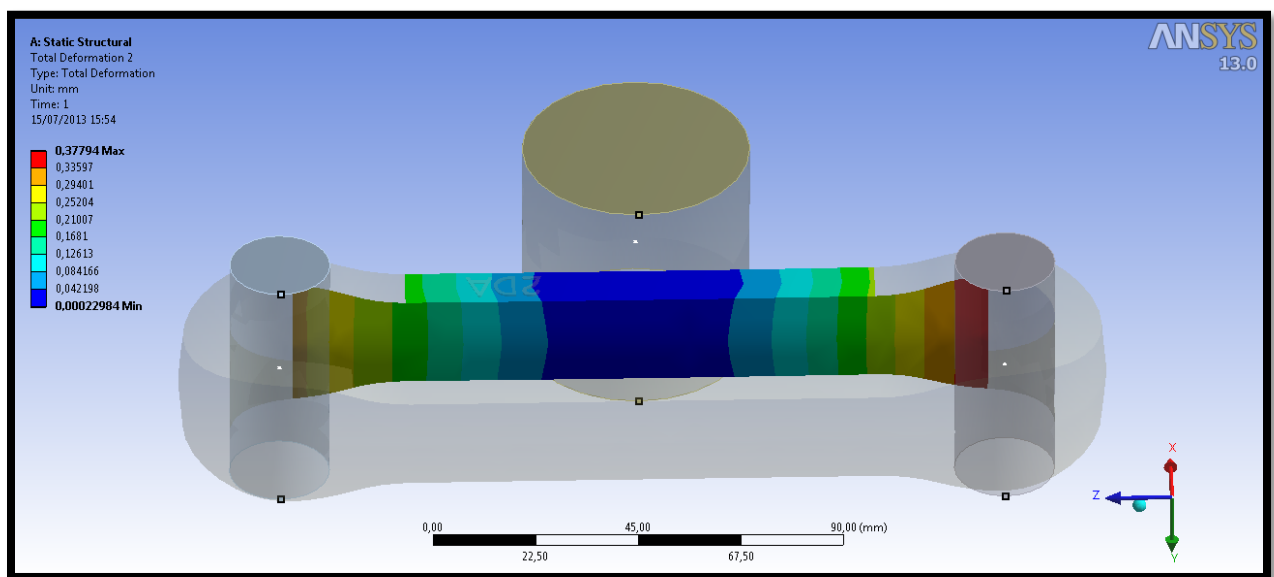
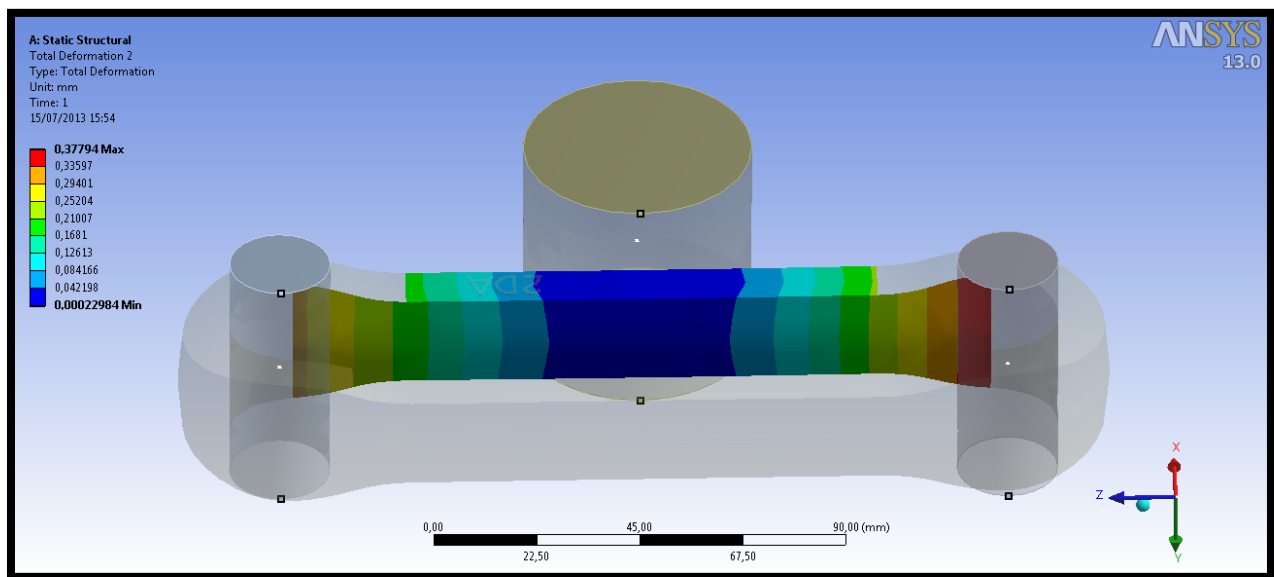


Imagen 32: Desplazamientos en curva horizontal 9, con y sin codificación en eslabón.

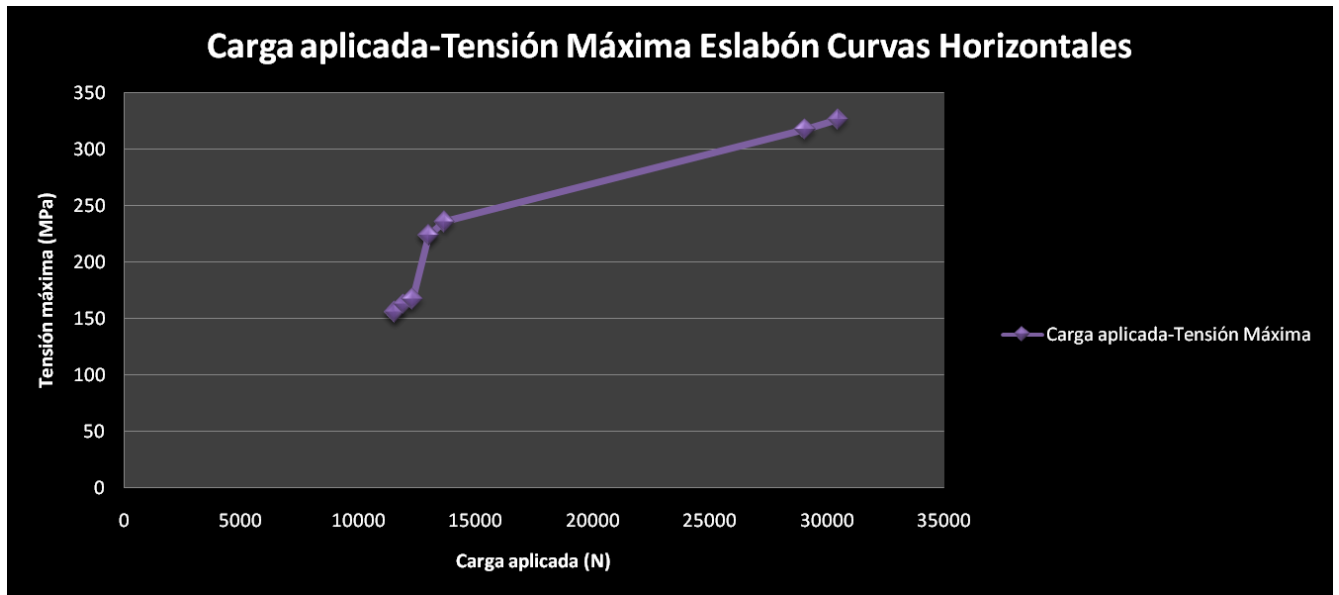
Tras los ejemplos mostrados, se puede apreciar que las tensiones soportadas por el eslabón en curvas horizontales no se ven afectadas en absoluto por la codificación. Se adjunta una tabla donde se reflejan las tensiones y desplazamientos máximos obtenidos mediante ANSYS en las diferentes curvas horizontales para los dos modelos estudiados.

2.5.4.1 Tabla tensiones-desplazamientos, Curvas horizontales

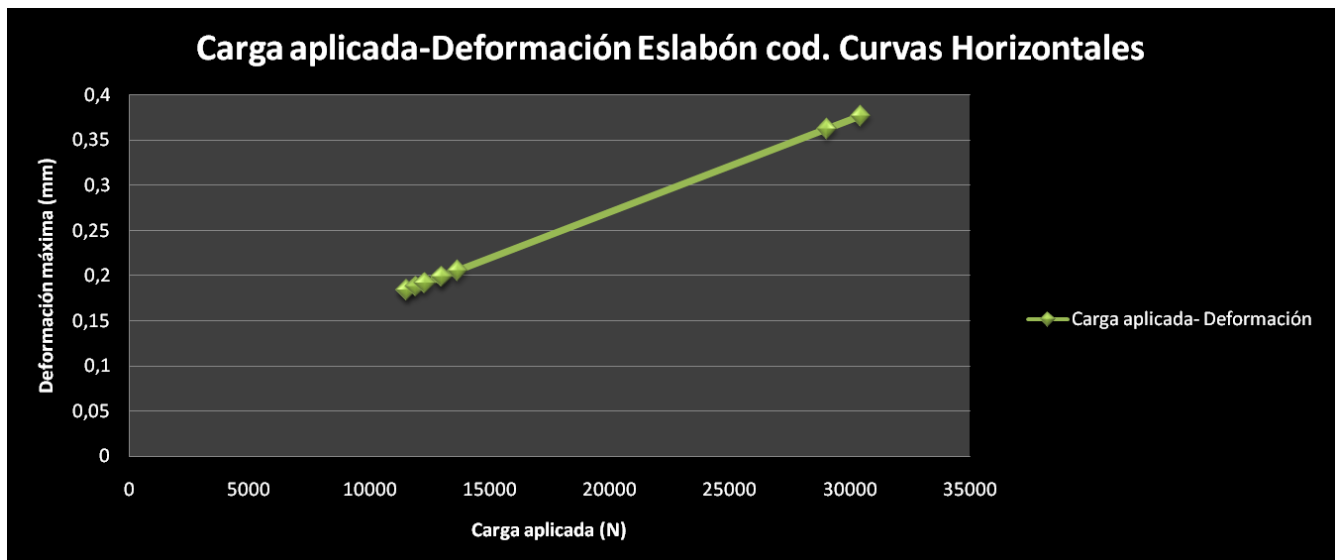
Nº CURVA	PUNTO DE TRAMO
1	B
2	B
3	C
4	D
5	F
6	F
7	G
8	N
9	P

ESLABÓN CON Y SIN CODIFICACIÓN				
Nº CURVA	CARGA ACUMULADA (N)		TENSIÓN MAX SECC CRIT (VON MISES)	DEFORMACIÓN- DESPLAZAMIENTO
	Z	X	MPa	mm
1	11436,8555	2006,84472	156,150	0,184
2	11436,8555	2006,84472	156,150	0,184
3	11752,7236	1710,12081	160,462	0,187839265
4	12119,0831	2126,01785	165,464	0,191636811
5	12761,5123	2246,31585	174,236	0,198744965
6	12761,5123	2246,31585	174,236	0,198744965
7	13539,8719	2610,47831	184,862	0,205695172
8	28613,8606	4163,55902	311,798	0,362615513
9	30001,571	3944,12223	326,920	0,377

Ahora se podrán ver las gráficas 4 Y 5 que se obtuvieron a partir de los resultados anteriores, las cuales representan la relación carga aplicada-tensión originada y carga aplicada- deformación producida.



Gráfica 4 → Gráfica carga aplicada frente a la máxima tensión que aparece, eslabón en curva horizontal.



Gráfica 5 → Gráfica carga aplicada frente a la máxima deformación que aparece, eslabón en curva horizontal.

Como se puede observar, la zona crítica en curvas horizontales no es la sección con codificación, sino la zona central de una de las mallas. Aun así, se llevará a cabo su estudio completo.

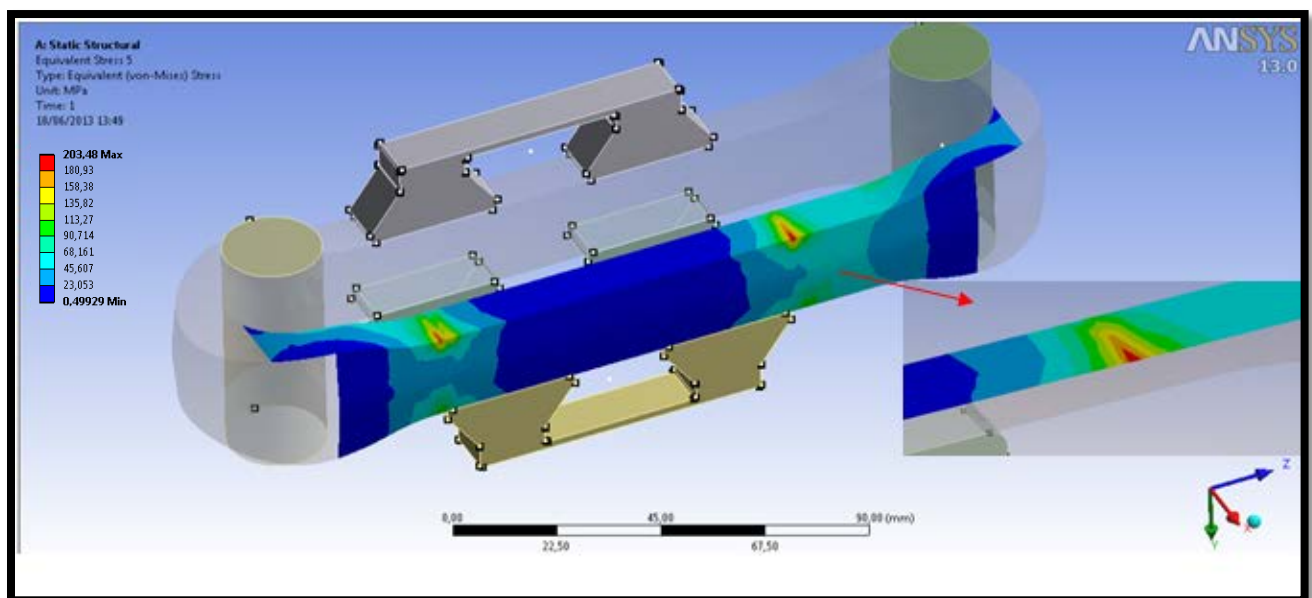
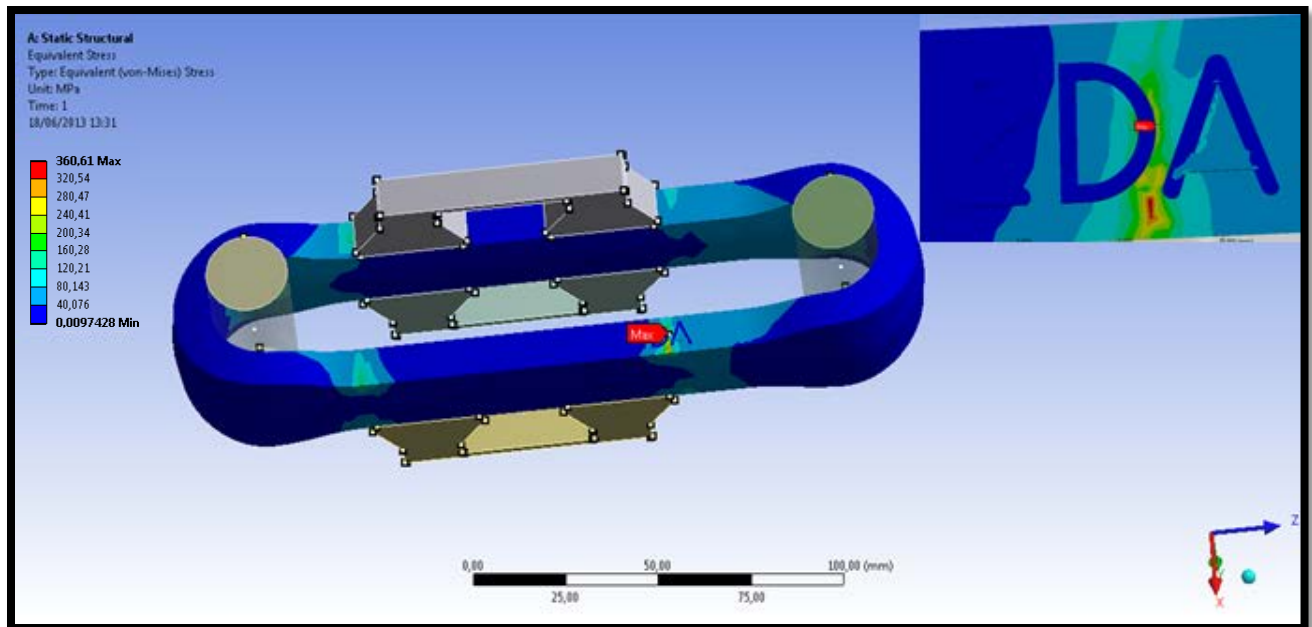


Imagen 33: Distribución de tensiones en curva vertical 6, con y sin codificación en eslabón.

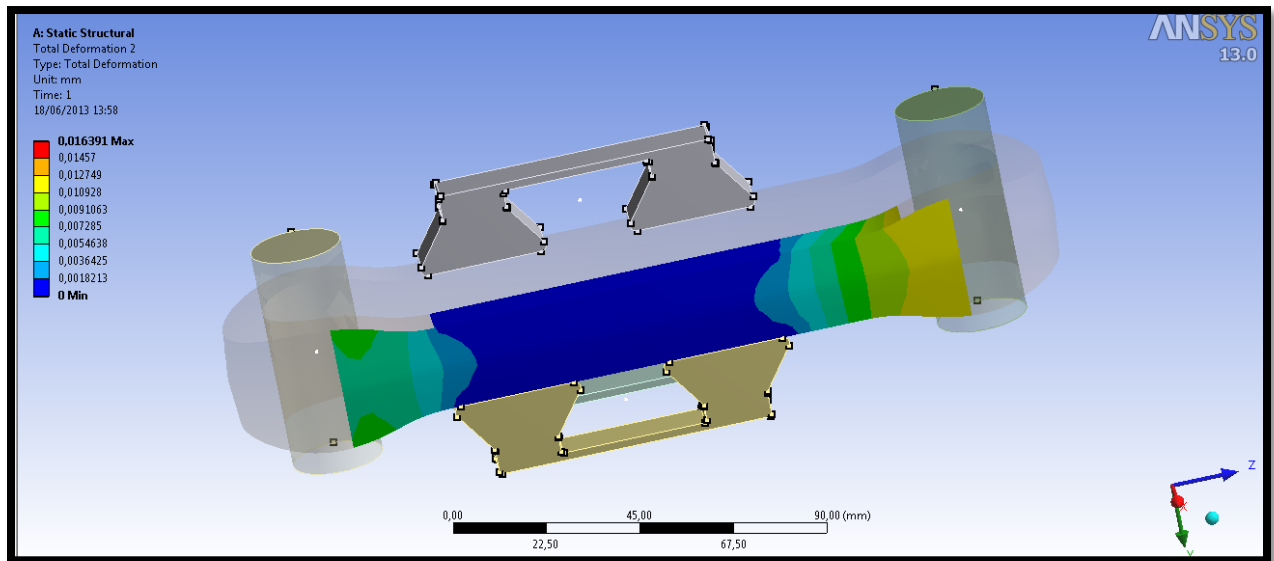
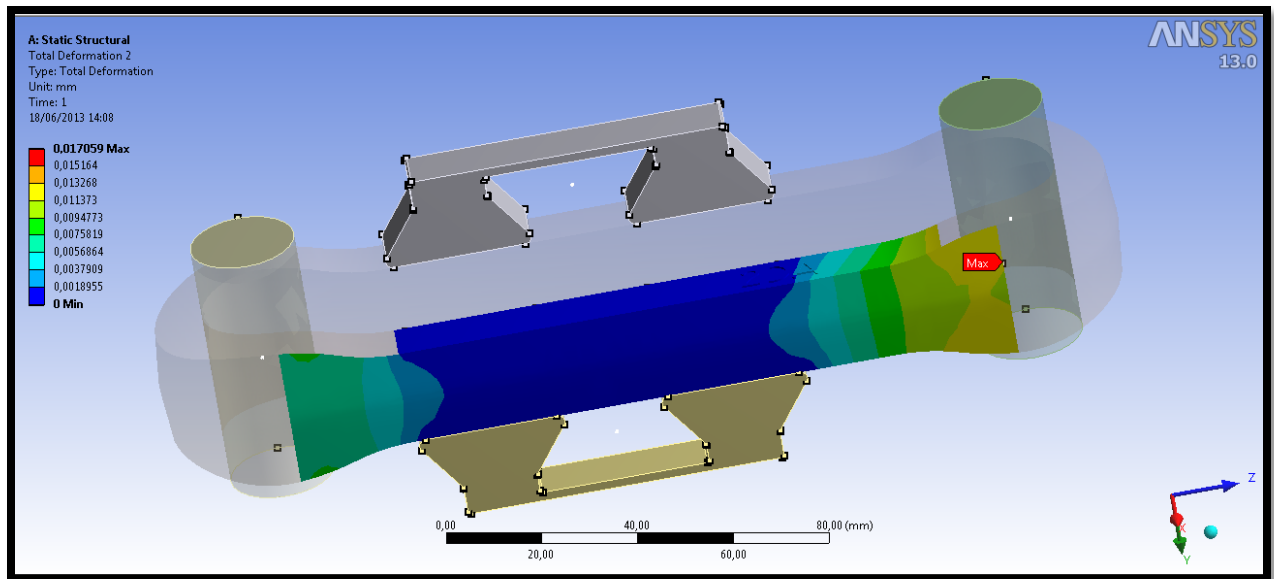


Imagen 34: Desplazamientos en curva vertical 6, con y sin codificación en eslabón.

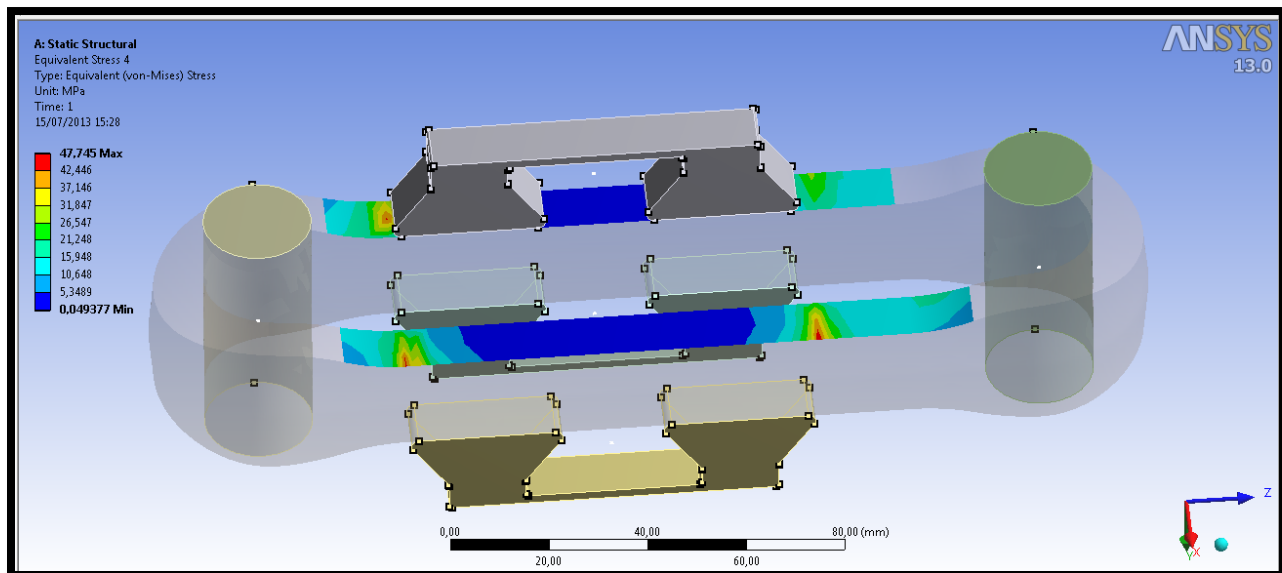
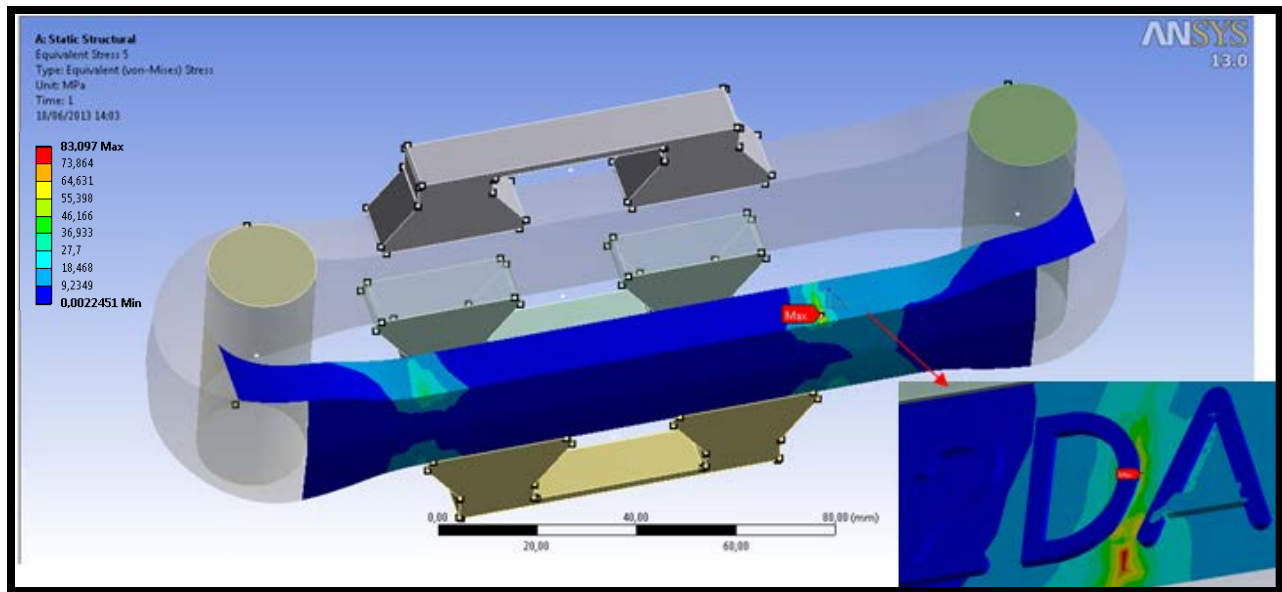


Imagen 35: Distribución de tensiones en curva vertical 1, con y sin codificación en eslabón.

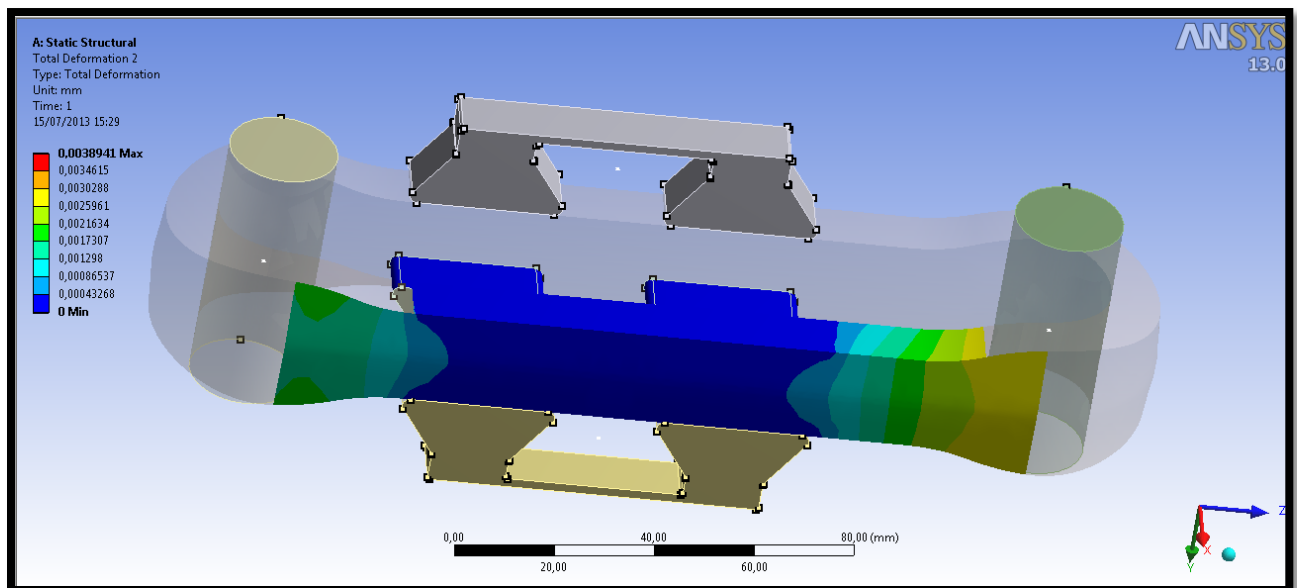
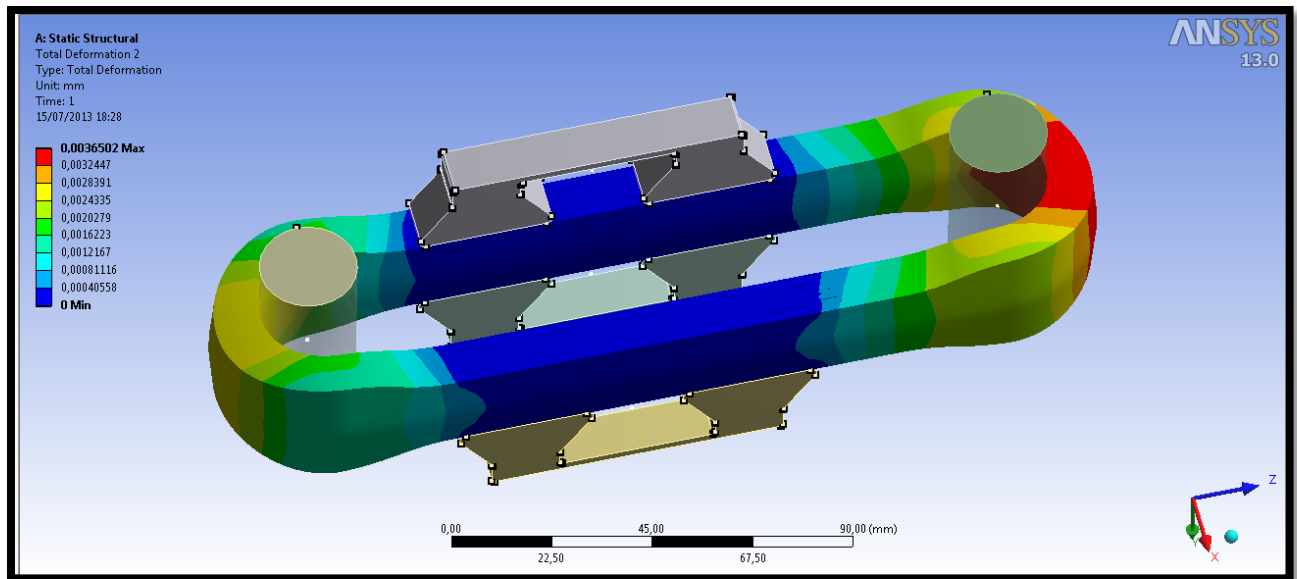


Imagen 36: Desplazamientos en curva vertical 1, con y sin codificación en eslabón.

Se adjunta una tabla donde se reflejan las tensiones y desplazamientos máximos obtenidos mediante ANSYS en las diferentes curvas verticales para los diferentes modelos estudiados.

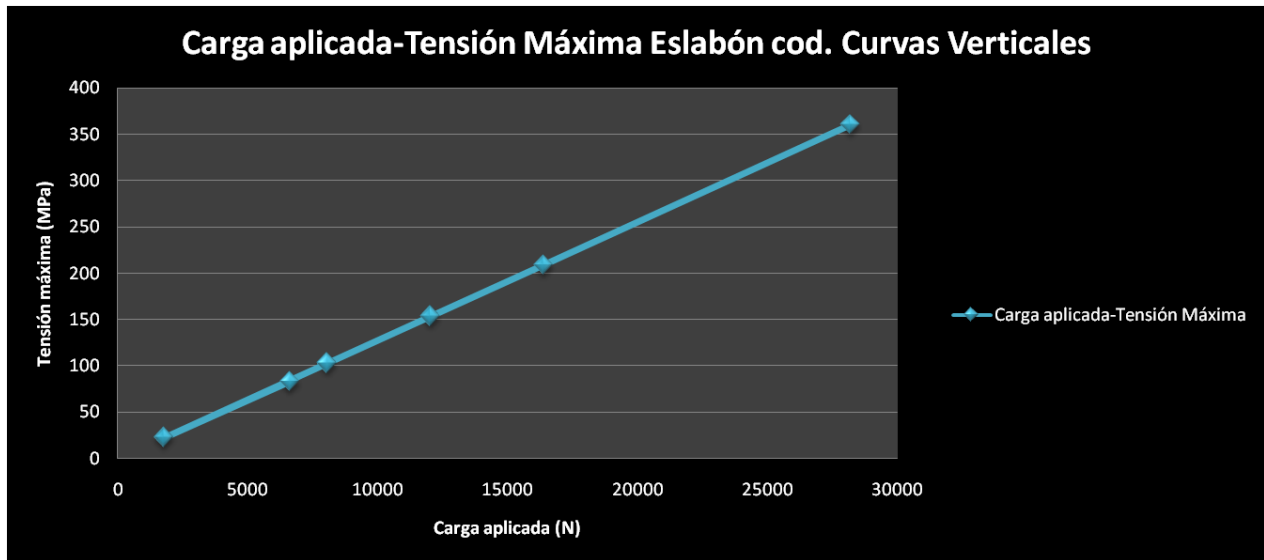
2.5.4.2 Tabla tensiones-desplazamientos, Curvas verticales

Nº CURVA	PUNTO DE TRAMO
1	H
2	I
3	J
4	K
5	L
6	M

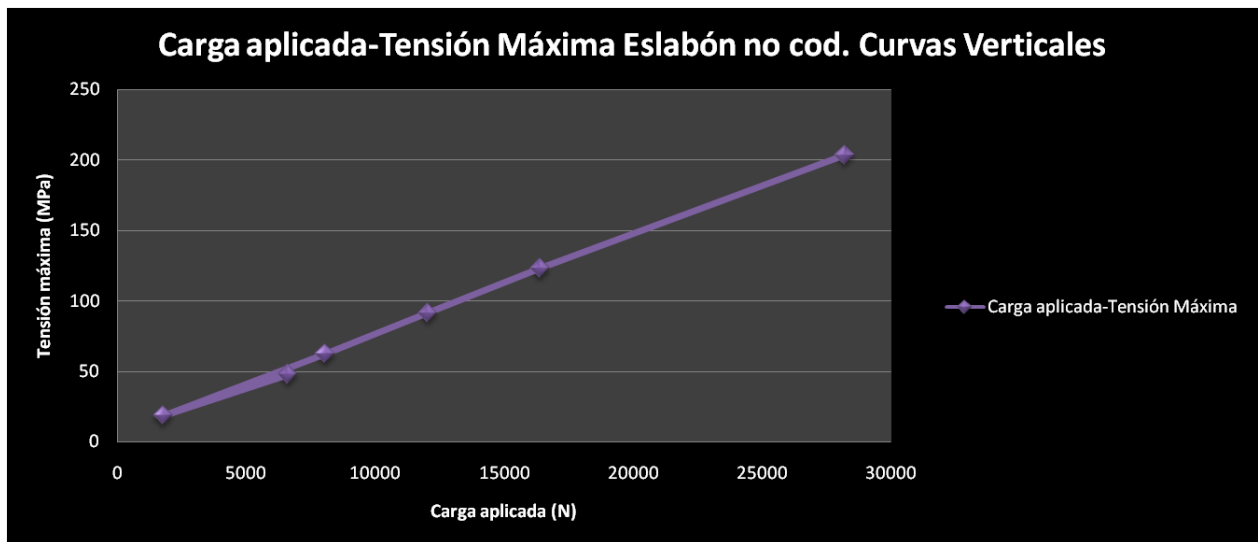
ESLABÓN SIN CODIFICACIÓN				
Nº CURVA	CARGA ACUMULADA(N)		TENSIÓN MAX SECC CRIT (VON MISES)	DEFORMACIÓN- DESPLAZAMIENTO
	Z	Y	MPa	mm
1	6533,773	1034,848	47,745	0,0038
2	1748,388	308,288	12,770	0,0010
3	7927,969	1397,915	57,930	0,0046
4	11851,371	2089,716	86,600	0,0069
5	16133,749	2844,815	117,896	0,0094
6	27846,899	4410,515	203,490	0,0162

ESLABÓN CON CODIFICACIÓN				
Nº CURVA	CARGA ACUMULADA (N)		TENSIÓN MAX SECC CRIT (VON MISES)	DEFORMACIÓN- DESPLAZAMIENTO
	Z	Y	MPa	mm
1	6533,773	1034,848	83,097	0,0036
2	1748,388	308,288	22,64116093	0,0010
3	7927,969	1397,915	102,6651144	0,0044
4	11851,371	2089,716	153,4721301	0,0066
5	16133,749	2844,815	208,9277922	0,0091
6	27846,899	4410,515	360,61	0,0171

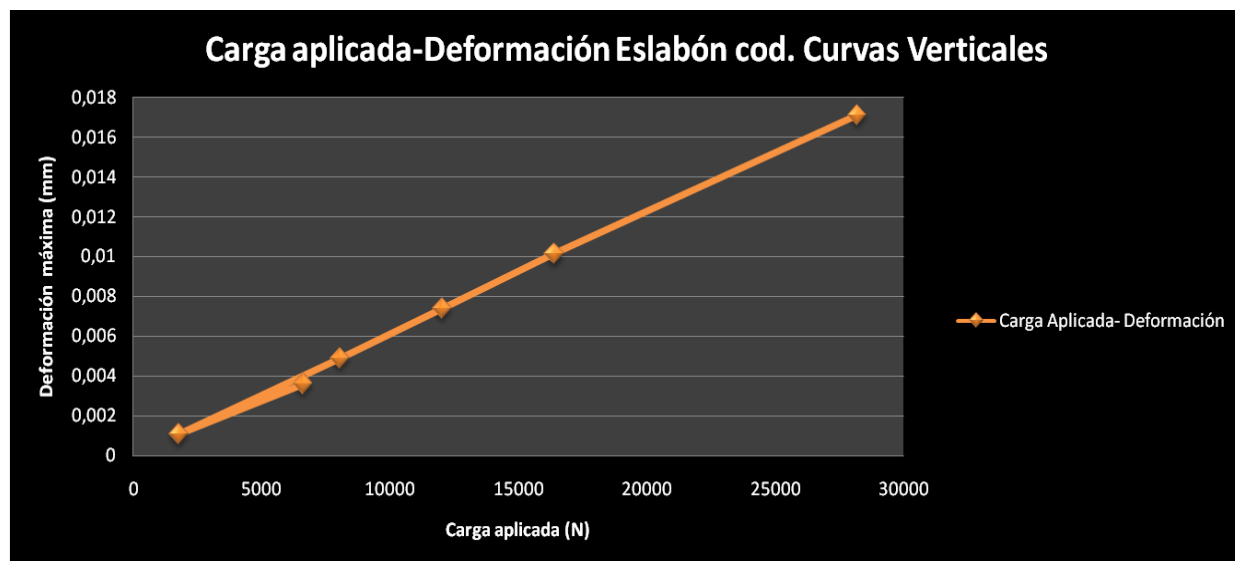
Ahora se podrán ver las gráficas 6,7,8 y 9 que se obtuvieron a partir de los resultados anteriores, las cuales representan la relación carga aplicada-tensión originada y carga aplicada- deformación producida.



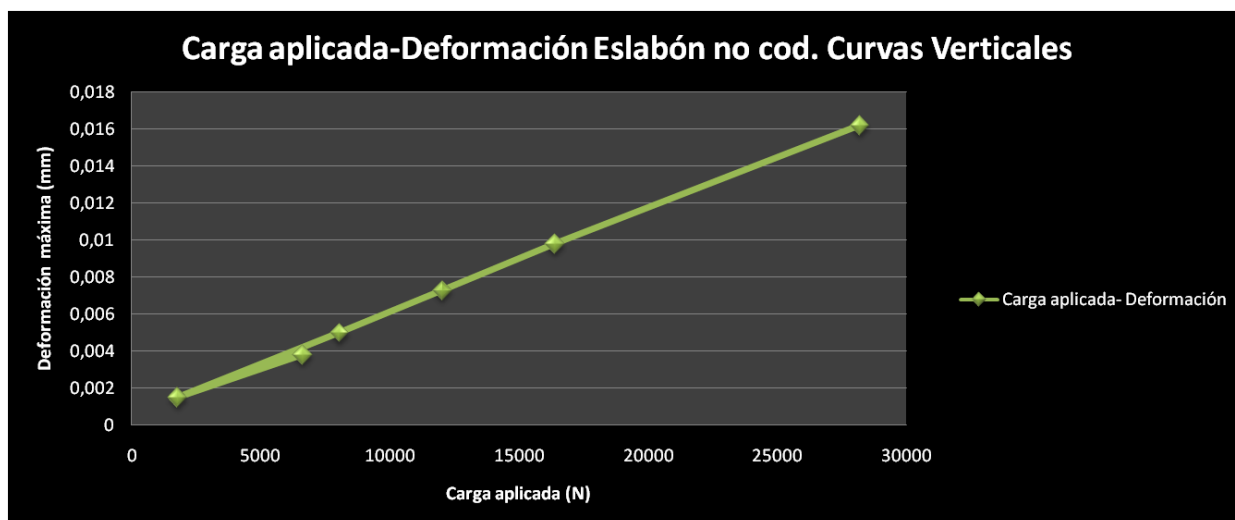
Gráfica 6→ Gráfica carga aplicada frente a la máxima tensión que aparece, eslabón codificado en curva vertical.



Gráfica 7→ Gráfica carga aplicada frente a la máxima tensión que aparece, eslabón no codificado en curva vertical.



Gráfica 8 → Gráfica carga aplicada frente a la máxima deformación que aparece, eslabón codificado en curva vertical.



Gráfica 9 → Gráfica carga aplicada frente a la máxima deformación que aparece, eslabón no codificado en curva vertical.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS Y CÁLCULO A FATIGA

3.1 INTRODUCCIÓN

3.2 HISTORIA DEL ANÁLISIS DE FATIGA

3.3 HISTORIA DEL ARTE

3.4 PLANTEAMIENTO

3.5 CÁLCULO LÍMITE A FATIGA INFINITO

3.6 CÁLCULO ANALÍTICO DE VIDA A FATIGA

3.1. INTRODUCCIÓN.

La mayoría de los sistemas mecánicos están sometidos durante su funcionamiento a cargas variables con el tiempo, con valores de tensión inferiores a los que suceden en casos de cargas de amplitud constante. La aplicación continuada de estas cargas puede llevar a la aparición de pequeñas grietas en el material, generalmente en la superficie, que progresan a través de él, reduciendo la capacidad portante del componente, pudiendo desembocar en su fractura. Dicho fenómeno se conoce como fallo por fatiga y es el responsable de más del 50% de los fallos en componentes mecánicos.

Por tanto, una de las consideraciones importantes en el diseño de tales componentes es la vida esperada a fatiga.

Es definido de una manera más general por las normativas ASTM como “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total tras un número de ciclos”.

Las roturas por fatiga son especialmente peligrosas porque no suelen presentar indicios de fallo inminente, sino que éste se produce de modo repentino y sin observar deformaciones plásticas de conjunto, además la rotura se produce bajo cargas que están aún dentro del período elástico del comportamiento del material, lo que a lo largo de la historia ha provocado importantes accidentes.

La fatiga estructural es un concepto prácticamente reducido a los metales, por lo que los primeros fallos debido a fatiga se encuentran en los primeros años de la revolución industrial, cuando los materiales metálicos comenzaron a ser utilizados de forma generalizada.

Toda la información aquí detallada puede encontrarse en multitud de libros y documentos especializados en el estudio de elementos finitos y elasticidad y resistencia de materiales.

Las fuentes del presente proyecto serán adecuadamente referenciadas en la bibliografía.

3.2. HISTORIA DEL ANÁLISIS DE FATIGA.

Debido a los accidentes que se producían, a finales del siglo XIX se comenzó a analizar sistemáticamente este aspecto del comportamiento de los materiales.

Los primeros trabajos relacionados con la fatiga se atribuyen al ingeniero de minas alemán W. Albert, quien en 1829 realizó ensayos sometiendo a cargas y descargas sucesivas eslabones de cadenas de elevadores. No obstante, el término fatiga para denominar el fallo de materiales debido a cargas repetidas fue introducido más tarde.

El interés en el estudio de este fenómeno comenzó a crecer con el aumento del uso de estructuras férreas, particularmente puentes de ferrocarril. El primer estudio en fatiga de metales se inició en 1842 a raíz de un accidente de ferrocarril ocurrido en Versalles (Francia) en el que murieron entre 1500 y 1800 personas.

Ya en 1843, W.J.M. Rankine, ingeniero y físico escocés que más tarde sería famoso por sus contribuciones a la ingeniería mecánica, reconoció las características distintivas de la fractura por fatiga e hizo notar el peligro de los concentradores de tensión en los componentes de máquinas. Esta teoría la formuló mientras trabajó con su padre en la Edinburgh & Dalkeith Railway.

Estas teorías sirvieron al ingeniero alemán August Wöhler, el que durante las décadas de 1850 y 1860 realizó la primera investigación sistemática del fenómeno de fatiga. Wöhler trabajó en la industria y realizó numerosos ensayos de laboratorio sometiendo probetas a esfuerzos alternativos. Con estos ensayos introdujo el concepto de límite de fatiga y el diagrama S-N, curva que se continúa llamando también curva de Wöhler en su honor.

En 1874, el ingeniero alemán H. Gerber comenzó a desarrollar métodos para el diseño a fatiga. Su contribución incluyó el desarrollo de métodos para el cálculo de la vida a fatiga para diferentes niveles medios de la tensión cíclica. Problemas similares fueron abordados por Goodman y Soderberg.

La idea de que el límite elástico de los metales con cargas cíclicas podía ser diferente a la observada en la deformación mono tónica fue popularizada por Bauschinger en 1886, quien confirmó muchos de los resultados anteriores de Wöhler.

Ya en 1903, Ewings y Humphrey observaron que si se supera el límite de proporcionalidad con carga estática, aparece deslizamiento en algunos planos cristalinos del material y por ello deformación. Pero también observaron que surgen líneas de deslizamiento para un valor del esfuerzo máximo muy por debajo del límite de proporcionalidad, y que al aumentar el esfuerzo, aumenta el número de líneas de deslizamiento y su tamaño hasta producirse la rotura de algunos cristales de los que se compone el material. Este proceso es el que conduce finalmente a la rotura del material.

Aun cuando la teoría de Ewings y Humphrey supone un notable avance respecto a lo que hasta entonces se conocía sobre la fatiga, presenta algunas lagunas. Por ejemplo la falta de explicación de la ausencia de rotura de las probetas y piezas por debajo de un cierto umbral de tensión, como observó Wöhler.

Durante la primera mitad del siglo XX se obtuvieron gran cantidad de datos experimentales relacionando la resistencia a fatiga con factores tales como la geometría y tamaño de las piezas, condiciones ambientales, acabado superficial, estructura metalográfica, etc. Las investigaciones en este periodo permitieron el desarrollo de los modelos de daño acumulado para predecir el fallo por fatiga. Es importante destacar a Palmgren y a Miner.

Por el año 1957 Irwin mostró en sus estudios que la amplitud de la singularidad en tensiones delante de una grieta podía ser expresada en términos de una cantidad conocida como factor de intensidad de tensiones, K . Con el desarrollo de la mecánica de la fractura elástica lineal se intentó caracterizar el crecimiento de las grietas de fatiga también en términos del factor de intensidad de tensiones.

Paris y Erdogan, fueron los primeros en sugerir que el incremento de longitud de grieta por ciclo, da/dN , podía relacionarse con el rango del factor de intensidad de tensiones, K , bajo cargas de amplitud constante.

Con la aplicación de los conceptos de mecánica de fractura al fallo por fatiga, tomaron un interés creciente el estudio de los mecanismos de crecimiento subcrítico de grieta. Modelos conceptuales y cuantitativos fueron desarrollados para obtener la resistencia de los materiales al crecimiento de grietas. Junto con estos estudios, creció el interés por comprender el proceso por el que el factor de intensidad de tensiones podía verse alterado con el avance de la grieta.

En este aspecto, cabe destacar a Elber, quien en 1970, mostró que la grieta puede permanecer cerrada incluso cuando está sometida a tensiones cíclicas de tracción debido a la plastificación producida en el borde de la grieta.

En las últimas décadas, con el desarrollo y creación de máquinas más sofisticadas, comienza la realización de ensayos con cargas complejas (amplitud variable).

Durante el crecimiento de una grieta con cargas de amplitud variable se produce lo que se denomina efecto de secuencia o de interacción debido a la irregularidad de la carga, el cual fue puesto de manifiesto en la década de los 60.

Por tanto, se puede concluir que, a pesar del enorme esfuerzo invertido durante los últimos 180 años, la disponibilidad de máquinas cada vez más complejas, de técnicas de medición y detección de grietas cada vez más pequeñas y procedimientos de cálculo más avanzados, aún no se posee un conocimiento completo del fenómeno de la fatiga de los metales.

Sin embargo, a pesar no poseer el conocimiento completo sobre el fenómeno, se puede afirmar que se ha conseguido obtener un gran desarrollo en el cálculo de la vida a fatiga de elementos mecánicos y un aumento de la fiabilidad de los mismos.

3.3. ESTADO DEL ARTE.

En transportes de componentes materiales, la cadena es un componente crítico en cuanto a seguridad se refiere. Es uno de los primeros elementos sujetos a alto número de ciclos de carga repetitiva, sometido a estados de tracción de elevada magnitud.

Los fallos debido a fatiga en eslabones de este tipo de cadenas son muy poco comunes.

A pesar de que los eslabones de la cadena son muy seguros estadísticamente, se inspeccionan a frecuencias regulares usando métodos de inspección no destructiva, tales como inspección por ultrasonidos o partículas magnéticas.

Las inspecciones por ultrasonidos se emplean con relativa frecuencia y esto implica pasar una onda de ultrasonidos por el eslabón y después medir las reflexiones. Los resultados se comparan con una norma de reflexión estándar de un eslabón en plenas condiciones y se evalúan las desviaciones.

El procedimiento a seguir para determinar la frecuencia de inspección implica calcular el tiempo que transcurre desde que se detecta una posible fisura hasta que crece y se produce el fallo del componente. El intervalo de inspección debe ser menor que éste y usualmente suele ser una fracción de este tiempo que permite detectar la fisura en la siguiente inspección, la cual podría haber sido omitida previamente. La probabilidad de que en un lote de eslabones exista, aunque sólo sea un eslabón defectuoso, es bastante baja, debido a la naturaleza del problema. Los operadores de los equipos de detección presentan un gran número de eslabones examinados con un porcentaje muy bajo de defectos.

Existen factores humanos añadidos que deben tenerse en cuenta y que ponen en duda la seguridad de las inspecciones de ultrasonidos. Estos factores cobran un interés especial cuando se trata de determinar los intervalos de inspección.

Debido a todo esto, el beneficio de la seguridad de las inspecciones de ultrasonidos puede ser contrarrestado por el riesgo adicional introducido por los procedimientos explicados durante la inspección. Las inspecciones más sensibles se realizan mediante partículas magnéticas.

Actualmente en GM, la inspección de rotura de eslabón se realiza principalmente mediante inspección visual y el uso de un sensor automatizado, encargado de revisar constantemente que no se produce rotura en ningún eslabón.

Dicho sensor funciona de la siguiente manera: El sensor se sitúa en puntos de tensión acumulada máxima, como en curvas verticales y horizontales, a una distancia del eslabón de aproximadamente 10cm. Midiendo la distancia hasta el eslabón, puede saber si algún punto de este se encuentra a menor o mayor distancia de la mencionada, lo que indicaría una rotura del eslabón (ver imagen 9).

Como resumen, se puede concretar, que debido a que los eslabones de cadena tienen un carácter crítico en la seguridad, se ha desarrollado una considerable experiencia durante los años en el diseño, gestión y operación de cadenas. A pesar de la alta fiabilidad que se ha obtenido en las cadenas, sigue existiendo un continuo aunque pequeño número de fallos, por tanto es necesario comprender bien los factores que afectan a la probabilidad de fallo de la cadena.



Imagen 37 : Sistema detección rotura cadena (GM Opel, línea 1)

3.4 PLANTEAMIENTO ANÁLISIS A FATIGA

Una vez realizado el cálculo en ANSYS, se lleva a cabo el cálculo analítico de la vida del eslabón (nº de ciclos). Dicho cálculo se dividirá en dos sub-conjuntos, curvas horizontales y curvas verticales. Previamente al cálculo de los ciclos de vida del eslabón realizaremos los cálculos del límite a fatiga infinito.

Aunque el valor del factor de concentración de tensiones se obtiene directamente mediante ANSYS, se hará un estudio analítico sobre él, obteniendo su valor por medio de diagramas y funciones.

3.5 CÁLCULO LÍMITE DE FATIGA INFINITO

Definida la sección crítica a tener en cuenta, se realizará el cálculo del factor de concentración de tensiones teórico, (K_t), para los dos casos de estudio del proyecto: eslabón con y sin codificación.

Dichos valores los obtendremos por medio del software ANSYS, pero también los obtendremos mediante gráficas, aproximando a una geometría rectangular, en la cual la codificación equivaldrá a una ranura de radio 0,4 mm. Dichas gráficas se exponen en el anexo I, “Mecánica de la fractura y la fatiga”. Para el caso del eslabón sin codificación, al no tener ningún elemento que actúe como concentrador de tensiones, K_t tendrá como valor 1, al igual que K_e .

En cuanto al eslabón codificado, para curvas horizontales también tendrá valor unidad, puesto que la zona crítica no será aquella con codificación, sino una diferente.

En el caso de curvas verticales con eslabón codificado, si que obtendremos un valor de K_t diferente a la unidad. Para su aproximación analítica emplearemos el siguiente diagrama:

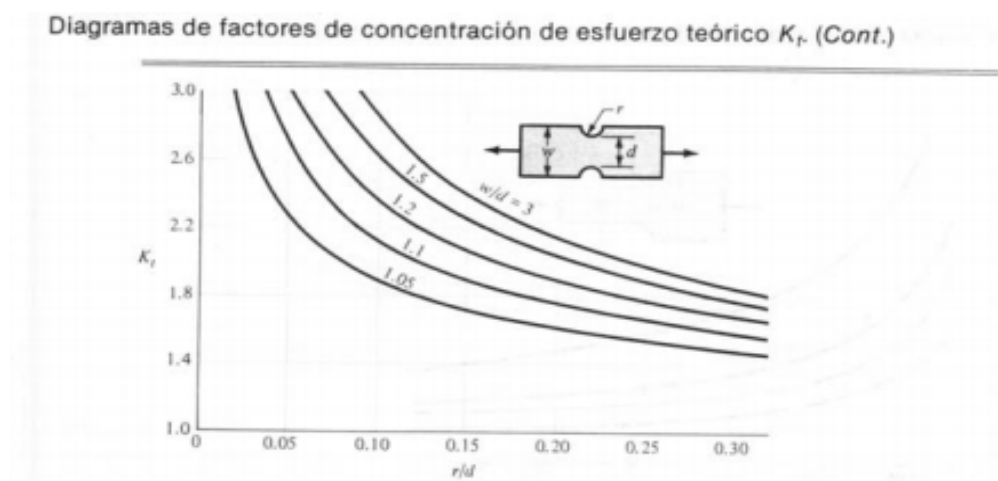


Imagen 38: Diagrama factor de concentración K_t .

La codificación se representara como una ranura de 0.4mm de profundidad.

Siendo:

- $w/d = 1,02$
- $r/d = 0,019$

Por tanto obtendremos un valor de $K_t = 3,34$ (aproximación mediante ampliación de la gráfica)

Una vez obtenido el factor de concentrador de tensiones, se procederá a calcular el factor de sensibilidad a las ranuras (q) (pag.244, Mischke) entrando en la gráfica de la siguiente figura con los valores de la tensión última a tracción y con los radios de las ranuras.

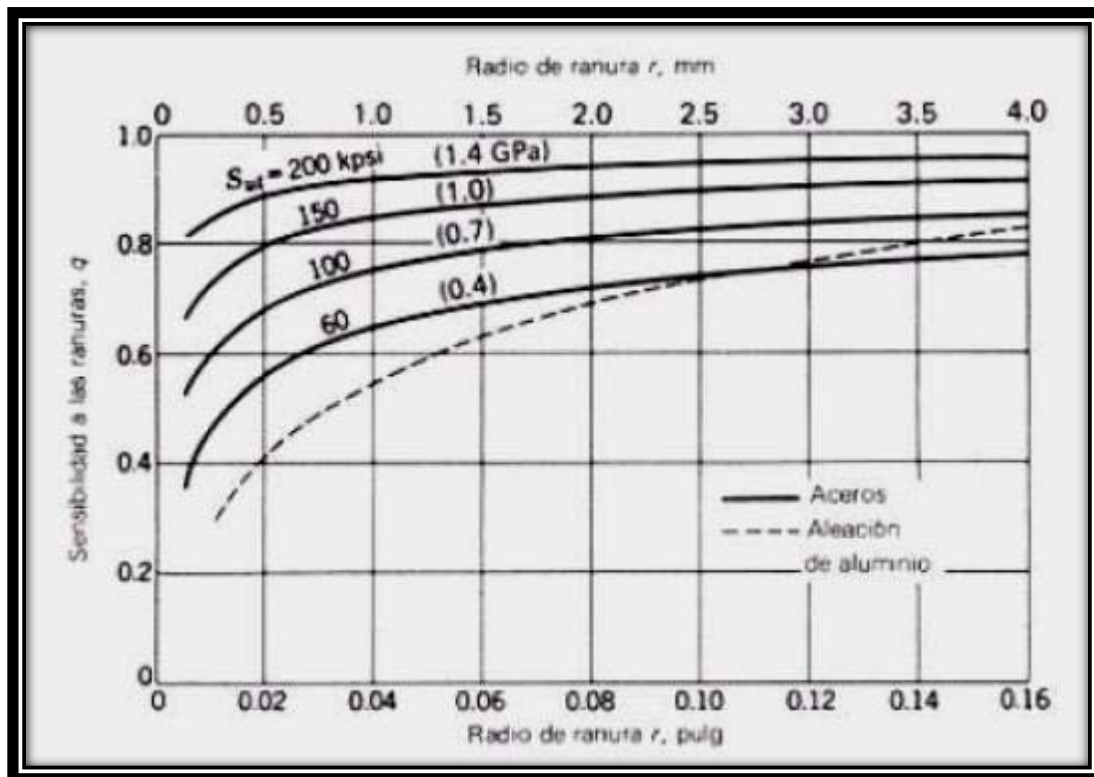
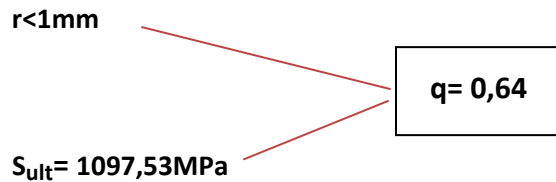


Imagen 39: Diagrama para el cálculo del factor de sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.

Dado que el radio de la sección es menor a 1 mm, el factor de sensibilidad a las ranuras será el mismo, como se puede observar en la gráfica.



A continuación se calculará el factor de la resistencia a fatiga para la sección mediante la ecuación:

$$K_f = q(K_t - 1) + 1$$

- Para eslabón sin codificar:

$$K_{f1} = 0,64(1-1) + 1 = 1$$

- Para eslabón codificado curvas horizontales:

$$K_{f2} = 0,64(1-1) + 1 = 1$$

- Para eslabón codificado curvas horizontales:

$$K_{f2} = 0,64(1-1) + 1 = 1$$

- Para eslabón codificado curvas verticales:

$$K_{f3} = 0,64(3,34 - 1) + 1 = 2,17$$

Finalmente, como el factor de concentración de tensiones K_e , se define como la inversa de K_f , tenemos que el factor de concentraciones para el eslabón codificado en curvas verticales es:

$$K_e = 0,4608$$

Este factor, junto con los factores unidad, serán empleados para realizar los análisis de fatiga, cada uno para su modelo de eslabón correspondiente.

El factor de acabado superficial K_a , se define también en las propiedades del material, sin tener la opción de introducir directamente el valor, pero con la posibilidad de variar el tipo de acabado, por tanto variando así su valor de manera indirecta. Nuestro modelo es forjado.

Su valor calculado analíticamente es:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Para forjado $\rightarrow K_a = 272 \cdot 1097,53^{-0,995} = \mathbf{0,256}$

Existen otros factores como puede ser el factor de confiabilidad K_c , el cual definiremos como 1. Esto indica que el 50% de las pruebas realizadas bajo las mismas condiciones de modelo definidas, tendrán vidas superiores a la que el programa predice.

Además de estos coeficientes, que junto con el resto de teoría sobre la fatiga y la fractura se encuentran detallados en su correspondiente anexo I, “mecánica de la fatiga y la fractura”, hay otros factores que también afectan de manera destacable al límite de fatiga de un componente. Estos pueden ser el tratamiento superficial, la existencia de cambios de sección o muescas y el tamaño del propio componente.

El factor de tamaño (K_b) lo calcularemos según la siguiente fórmula:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} \quad 2,79 \leq d \leq 51\text{mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad 52 \leq d \leq 250\text{mm}$$

Esta fórmula es empleada para casos de torsión o flexión.

$$K_b = \frac{0,808(21 \cdot 13)^{-0,1133}}{2a} = \mathbf{0,938} \text{ (Simplificado a área rectangular)}$$

El factor de temperatura (K_d), será despreciado puesto que una de las simplificaciones aplicadas era el no tener en cuenta la temperatura.

A continuación se obtiene el límite de fatiga corregido (S_e), que se define como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento.

Para nuestro caso, la ecuación para el cálculo de S_e es:

$$S_e = 0,504 \times \sigma_{ult}$$

Siendo:

- $\sigma_{ult} = 1097,53 \text{ MPa}$
- $S_e = 0,504 \times 1097,53 = \mathbf{553,155 \text{ MPa}}$

Este resultado nos confirma que el eslabón supera el límite de fatiga corregido, por lo que tendrá una vida determinada de ciclos de vida menor a $1e06$ ciclos.

En resumen los valores obtenidos son:

- $K_a = 0,256$
- $K_b = 0,938$
- $K_c = 1$
- $K_{e1} = 1$
- $K_{e2} = 1$
- $K_{e3} = 0,4608$
- $K_{t1} = 1$
- $K_{t2} = 1$
- $K_{t3} = 3,34$
- $K_{f1} = 1$
- $K_{f2} = 1$
- $K_{f3} = 2,16$
- $q = 0,64$
- $S_e = 553,155 \text{ MPa}$

Una vez obtenidos todos estos valores, se calcula S'_e , (límite de resistencia a la fatiga), mediante la ecuación:

$$S'_e = S_e \times K_a \times K_b \times K_c \times K_e$$

Obtenemos unos valores de S'_e para los diferentes casos estudiados.

- Eslabón sin codificación curvas horizontales → 132,828 MPa
- Eslabón sin codificación curvas verticales → 132,828 MPa
- Eslabón con codificación curvas horizontales → 132,828 MPa
- Eslabón con codificación curvas verticales → 61,207 MPa

Con estos resultados se puede afirmar que la vida del eslabón no será infinita y será menor de $1e06$ ciclos.

ANSYS ya toma en cuenta el valor de K_e a la hora de dar los resultados, por lo cual en el caso del eslabón codificado en curvas verticales, habrá dos formas de actuación:

Si tenemos en cuenta el factor K_e para el cálculo de S_e y posteriormente para el cálculo de a y b , debemos emplear las tensiones sin tener en cuenta su factor de concentración de tensiones.

Si elegimos emplear las tensiones obtenidas con el valor de concentración de tensiones, entonces no se aplicara K_e en el cálculo de a y b .

En el siguiente apartado se procederá al cálculo del número de ciclos de vida para cada modelo del estudio.

3.6 CÁLCULO DE VIDA A FATIGA, N° DE CICLOS

Para el cálculo de número de ciclos, se ha estudiado y aplicado los modelos y estudios de Basquin.

Las fórmulas aplicadas se detallan a continuación:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

Dónde:

$$a = \frac{(0,9\sigma_{ult})^2}{S'_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(0,9\sigma_{ult})}{S'_e}$$

$\sigma_a \rightarrow$ Tensión equivalente alternante

Con los valores obtenidos previamente, sustituimos y obtenemos **a** y **b**.

$$a_1 = \frac{(0,9\sigma_{ult})^2}{S'_e} = \frac{(0,9 \times 1097,53)^2}{132,828} = 7346,057$$

$$a_2 = \frac{(0,9\sigma_{ult})^2}{S'_e} = \frac{(0,9 \times 1097,53)^2}{61,207} = 15940,7822$$

$$b_1 = -\frac{1}{3} \log \frac{(0,9\sigma_{ult})}{S'_e} = -\frac{1}{3} \log \frac{(0,9 \times 1097,53)}{132,828} = -0,2904$$

$$b_2 = -\frac{1}{3} \log \frac{(0,9\sigma_{ult})}{S'_e} = -\frac{1}{3} \log \frac{(0,9 \times 1097,53)}{61,207} = -0,405$$

- a_1 y b_1 se emplearán en los casos de eslabón sin codificación y eslabón codificado en curvas horizontales y a_2 y b_2 para los casos de codificación, en curvas verticales.

3.6.1 N° ciclos de vida, curvas verticales

Cada ciclo o vuelta que la cadena completa, ésta pasa 1 vez por cada curva de las 6 verticales. Ya que ANSYS tiene en cuenta el factor K_e a la hora de darnos los resultados, obviaremos dicho factor en el cálculo de S'_e , para obtener los valores reales de vida de los eslabones (solo en caso de curvas verticales con eslabón codificado).

3.6.1.1 Eslabón sin codificar.

Curva.V₁:

$$N_1 = \left(\frac{84,61}{7346,057} \right)^{-\frac{1}{0,29}} = 4738513,975 \text{ ciclos}$$

CurvaV₂:

$$N_2 = \left(\frac{22,641}{7346,057} \right)^{-\frac{1}{0,29}} = 443751783,2 \text{ ciclos}$$

CurvaV₃:

$$N_3 = \left(\frac{102,665}{7346,057} \right)^{-\frac{1}{0,29}} = 2434343,353 \text{ ciclos}$$

CurvaV₄:

$$N_4 = \left(\frac{153,472}{7346,057} \right)^{-\frac{1}{0,29}} = 609704,429 \text{ ciclos}$$

CurvaV₅:

$$N_5 = \left(\frac{208,927}{7346,057} \right)^{-\frac{1}{0,29}} = 210766,475 \text{ ciclos}$$

Curva V_6 :

$$N_6 = \left(\frac{360,61}{7346,057} \right)^{-\frac{1}{0,29}} = 32176,792 \text{ ciclos}$$

A continuación y una vez calculados los ciclos de vida, aplicamos Palmgreen-Miner para calcular la fatiga acumulada

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = 1$$

En este caso, $n_1=n_2=n_3=\dots=n_6=n$

Por ello despejamos de la ecuación “n” y vemos que se verifica para el valor de 26255,605

Siendo:

- Velocidad de cadena de 52m/min (63 coches/hora) \rightarrow 312m/h.
- 7h el turno

$$\frac{312 \left(\frac{m}{h} \right) \times 7(h)}{398(m \text{ cadena})} = 5,487 \text{ vueltas/turno}$$

- 2 turnos al día

$$5,487 \frac{\text{vueltas}}{\text{turno}} \times 2 \text{ turnos} = 10,974 \text{ vueltas/día}$$

- 220 días/año laborales

$$10,974 \frac{\text{vueltas}}{\text{día}} \times 220 \text{ días/año} = 2414,28 \text{ vueltas/año}$$

$$\frac{26255,605}{2414,28 \text{ vueltas/año}} = \mathbf{10,875 \text{ años}}$$

Como resultado obtenemos la vida a fatiga que tendrá este eslabón teniendo en cuenta las curvas verticales del recorrido.

3.6.1.2 Eslabón codificado.

Curva V'_1 :

$$N_1 = \left(\frac{83,097}{15940,782} \right)^{-\frac{1}{0,405}} = 433361,256 \text{ ciclos}$$

Curva V'_2 :

$$N_2 = \left(\frac{22,641}{15940,782} \right)^{-\frac{1}{0,405}} = 10743310,171 \text{ ciclos}$$

Curva V'_3 :

$$N_3 = \left(\frac{102,665}{15940,782} \right)^{-\frac{1}{0,405}} = 257093,263 \text{ ciclos}$$

Curva V'_4 :

$$N_4 = \left(\frac{153,472}{15940,782} \right)^{-\frac{1}{0,405}} = 95271,549 \text{ ciclos}$$

Curva V'_5 :

$$N_5 = \left(\frac{208,927}{15940,782} \right)^{-\frac{1}{0,405}} = 44481,688 \text{ ciclos}$$

Curva V'_6 :

$$N_6 = \left(\frac{360,61}{15940,782} \right)^{-\frac{1}{0,405}} = 11558,287 \text{ ciclos}$$

A continuación y una vez calculados los ciclos de vida, aplicamos Palmgreen-Miner para calcular la fatiga acumulada

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = 1$$

En este caso, $n_1=n_2=n_3=\dots=n_6=n$

Por ello despejamos de la ecuación “n” y vemos que se verifica para el valor de 7950,026 ciclos.

Siendo:

- Velocidad de cadena de 52m/min (63 coches/hora) → 312m/h.
- 7h el turno

$$\frac{312 \left(\frac{m}{h} \right) \times 7(h)}{398(m \text{ cadena})} = 5,487 \text{ vueltas/turno}$$

- 2 turnos al día

$$5,487 \frac{\text{vueltas}}{\text{turno}} \times 2 \text{ turnos} = 10,974 \text{ vueltas/día}$$

- 220 días/año laborales

$$10,974 \frac{\text{vueltas}}{\text{día}} \times 220 \text{ días/año} = 2414,28 \text{ vueltas/año}$$

$$\frac{7950,026}{2414,28 \text{ vueltas/año}} = \mathbf{3,292 \text{ Años}}$$

Como resultado obtenemos la vida a fatiga que tendrá este eslabón teniendo en cuenta las curvas verticales del recorrido.

3.6.2 N° ciclos de vida, curvas horizontales.

Para el cálculo de vida del eslabón en curvas horizontales se realizó el mismo cálculo que en las curvas verticales, detallándose los resultados a continuación de manera resumida.

3.6.2.1 Eslabón sin codificar.

Nº Curva	Tensión	Nº ciclos	vuelatas/año	Vida del eslabón
1	156,15	574447,006	2414,28	7,899
2	156,15	574447,006		
3	160,4626195	523005,855		
4	165,4646092	470543,822		
5	174,2358407	393870,63		
6	174,2358407	393870,63		
7	184,8629628	321227,137		
8	311,7984492	53094,4344		
9	326,92	45104,943		

3.6.2.2 Eslabón codificado.

Nº Curva	Tensión	Nº ciclos	vuelatas/año	Vida del eslabón
1	156,15	574447,006	2414,28	7,899
2	156,15	574447,006		
3	160,4626195	523005,855		
4	165,4646092	470543,822		
5	174,2358407	393870,63		
6	174,2358407	393870,63		
7	184,8629628	321227,137		
8	311,7984492	53094,4344		
9	326,92	45104,943		

Como resultado obtenemos la vida a fatiga que tendrá este eslabón teniendo en cuenta las curvas horizontales del recorrido.

Una tabla resumen de la vida del eslabón para los diferentes casos de estudio se expone a continuación.

VIDA DEL ESLABÓN (Años)		
	Eslabón codificado	Eslabón sin codificar
Curvas Horizontales	7,899	7,899
Curvas verticales	3,292	10,875

Tras los cálculos realizados podemos ver:

- La gran diferencia que existe entre la vida de un eslabón con y sin codificación, en cuanto a curvas verticales, en las mismas condiciones de trabajo, siendo el único aspecto diferente dicha codificación.
- Como en curvas horizontales dicha codificación no afecta de ninguna manera a la vida del eslabón.
- Eliminando la codificación en el eslabón, obtendremos una vida de la cadena de 7.899 años, lo cual se asemeja a la realidad en GM.

CAPÍTULO 4

CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

4.1 CONCLUSIONES

4.2 PROPUESTAS DE MEJORA Y TRABAJOS FUTUROS

4.3 PRESUPUESTO

4.1 CONCLUSIONES

Llegados al final de este proyecto de fin de carrera, se puede afirmar que el objetivo principal de analizar la influencia que supone la codificación en un eslabón de cadena como factor de concentración de tensiones y en los ciclos de vida del mismo, se ha cumplido con plena satisfacción.

Cabe señalar que este proyecto de fin de carrera se ha centrado sólo en el comportamiento del eslabón con y sin codificación frente a las cargas aplicadas, desde un estado inicial, considerado el normal, hasta el estado donde se produciría el fallo a fatiga, es decir, la aparición de una fractura o grieta. El estudio desde la aparición de una grieta y su desarrollo así como el comportamiento de ambos modelos frente a esa progresión no se ha tratado en este proyecto de fin de carrera.

Tras los estudios realizados se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- Del estudio de las tensiones sufridas por el eslabón se vio que las tensiones sufridas iban aumentando conforme aumentaba el recorrido de la cadena.
- Cabe destacar que dependiendo del tipo de curva, vertical u horizontal, se producía un cambio en la distribución y magnitud de las tensiones sufridas por el eslabón.
- Se observa que la influencia de la codificación en el eslabón no es significativa en curvas horizontales, al contrario que en curvas verticales, donde actúa como factor de concentrador de tensiones de valor $K_e = 0,4608$.
- En el caso de curvas verticales, dicho factor de concentración de tensiones, provocaba una reducción de la vida de la cadena de un 69,72% respecto al eslabón sin codificación.
- La codificación suponía una reducción de un 40,56% de la vida del eslabón.

Observando todos los resultados, comparándolos con la literatura empleada para la realización de los estudios y discutiendo los mismos con el personal especializado en la materia, se puede concluir que los resultados obtenidos en este proyecto de fin de carrera se asemejan a los registrados en condiciones reales (caso verídico ocurrido en GM). Por tanto, los resultados son aceptables.

Con esto se puede decir que se ha conseguido el objetivo principal de manera muy satisfactoria. Se ha conseguido estudiar por medio del software ANSYS, bajo condiciones reales de operación, la evolución sufrida en el eslabón por las tensiones sufridas frente a un cambio entre un eslabón con y sin codificación en él.

4.2 PROPUESTAS DE MEJORA Y TRABAJOS FUTUROS.

Como sucede en la mayoría de los casos, todo puede ser mejorado, algo que se tiene presente y que se demuestra con una serie de mejoras para el modelo estudiado.

Una de las propuestas que se formula es intentar realizar un estudio más detallado respecto a las restricciones establecidas, representando de manera adecuada los demás elementos en contacto con el eslabón (trolleys, rodillos...) para que los resultados sean más precisos.

Otra propuesta para futuros proyectos es la profundización en la fatiga acumulada, ya que en este proyecto, se ha realizado por primera vez esta teoría de análisis y se trata de un factor muy importante en el estudio de eslabones de cadena, el conocer la fatiga acumulada del eslabón para saber si está cerca de que se produzca una fisura o de que falle el componente. Por ello, se recomienda que se profundice acerca de esta teoría en futuros proyectos y ensayos.

Se propone para futuros proyectos que se tenga especial cuidado al refinar la malla, y que se busque el menor tamaño del elemento para poder refinarlo, ya que así se podrán obtener mejores resultados en los análisis.

Visto el sobredimensionamiento de la cadena para esfuerzos a tracción, podría realizarse un estudio sobre ello y ver si bastaría con un modelo de cadena inferior al empleado actualmente, aunque esta propuesta no es probable que se llevara a cabo por el gran impacto económico que supondría, ya que la inversión inicial sería muy elevada, por ello otra propuesta sería realizar un estudio de costes y beneficios sobre la implantación de dicho modelo.

Como última modificación se propone tener en cuenta otros factores a la hora de realizar el estudio, como pueden ser factor medioambiental, factores varios como son operarios, herramientas empleadas en posibles reparaciones, adecuado engrase de la cadena, posibles cambios en el recorrido de la cadena, variación de ángulos en curvas tanto horizontales como verticales...

4.3. PRESUPUESTO GENERAL.

La realización y consecución del presente proyecto ha transcurrido durante un proceso cronológico de 12 semanas (3 meses), parte del tiempo que ha durado mi periodo de prácticas en la empresa General Motors. En dicho proceso, se han seguido las siguientes etapas explicadas en apartados anteriores.

1. Planteamiento de los objetivos del Proyecto.
2. Estudio de la teoría y manuales relacionados con los objetivos del Proyecto.
3. Estudio y aprendizaje del software de diseño Pro/ENGINEER y ANSYS.
4. Modelado del eslabón.
5. Diseño de la metodología de los análisis.
6. Realización de las simulaciones con el software ANSYS.
7. Interpretación de los resultados.
8. Realización de la memoria teórica.

4.3.1 Costes imputables.

A este proyecto se le imputan unos costes económicos. Para ello se calcularán las horas empleadas en las etapas descritas y, posteriormente, se les aplicará un coste por hora.

Todos los costes están exentos de IVA, el cual se aplicara al final del presupuesto.

También se considerará el coste anual del software ANSYS, la cual es de 7500€/año y el coste anual de la licencia del software Pro/ENGINEER que asciende a 6000€/año.

En cuanto el coste del software de diseño mecánico Pro/ENGINEER y ANSYS, se tendrá en cuenta que la amortización en este caso es 1/6, por tanto el coste imputable será para la licencia:

(Coste Imputable) Pro/Engineer $\rightarrow 6000[\text{€}] \times (1/6) [1/\text{año}] = 1000\text{€}$

(Coste Imputable) ANSYS V.13 $\rightarrow 7500[\text{€}] \times (1/6) [1/\text{año}] = 1250\text{€}$

A continuación, se detallan los costes correspondientes a los trabajos realizados para la consecución del presente proyecto

Tabla 7 → Presupuesto general para la realización del proyecto

PERSONAL			
Descripción	Horas (h)	Coste por hora (€)	Coste imputable(€)
Documentación	20	25	500
Modelado de elementos	20	50	1000
Ingeniería: Simulación y análisis	60	80	4800
Redacción de la memoria	20	25	500
SOFTWARE			
Descripción		Coste (€)	Coste imputable(€)
Licencia Pro/ Engineer		6000	1000
Licencia ANSYS		7500	1250
OTROS CONCEPTOS			
Descripción			Coste imputable(€)
Gastos de impresión, encuadernación...			100
Gasto transportes (desplazamientos...)			200
TOTAL (SIN IVA)			9.350 €
PORCENTAJE DE IVA			21%
TOTAL GENERAL (CON IVA)			11.313,50 €

ANEXO I

MECÁNICA DE LA FATIGA Y LA FRACTURA

1.1 FUNDAMENTOS DE LA FRACTURA

1.2 DEFECTOS Y CONCENTRACIÓN DE TENSIONES

1.3 MECÁNICA DE LA FRACTURA

1.4 FUNDAMENTOS DE LA FATIGA

1.5 DIAGRAMA DE FATIGA S-N

1.6 COEF. MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA O COEF. DE MARIN

1.7 ESFUERZOS FLUCTUANTES

1.8 DAÑO ACUMULATIVO

1.9 INFLUENCIA DEL MEDIO AMBIENTE EN LA FATIGA

1.1 FUNDAMENTOS DE LA FRACTURA.

1.1.1. Introducción.

La rotura de un material, en las condiciones más simples, es la separación de un cuerpo en dos o más partes en respuesta a una tensión máxima aplicada (es decir, constante o cambiando ligeramente con el tiempo) y a temperaturas que son relativamente bajas en comparación con la temperatura de fusión del material. La forma más sencilla de tensión aplicada sería una tracción uniaxial y uniforme.

La fractura se inicia siempre en defectos presentes en el material. Dichos defectos pueden ser de dimensiones y formas muy diferentes de un material a otro.

1.1.2. Análisis de fallos.

El análisis de fallos en servicio tiene gran importancia, ya que permite alcanzar un conocimiento real de las posibilidades que presenta cada material para alcanzar determinadas aplicaciones. Analizar los fallos en servicio es muy complejo, pues en muchos casos las circunstancias por las que se producen son ajenas al componente en el que ha tenido lugar el fallo.

1.1.3. Clasificación de fallos.

Existe una amplia gama de clasificaciones de fallo, de manera que todos entren dentro de algún grupo y eso ayude a analizarlos correctamente. A continuación se presentan los que tienen que ver con los distintos tipos de sollicitaciones mecánicas que se dan durante el tiempo en servicio y con el tipo de fractura que se observa en el componente.

1.1.3.1. Según la sollicitación.

Los fallos se pueden clasificar según el modo de aplicación de la carga y el tipo de sollicitación que los provocan. La carga puede ser estática o variable principalmente:

- En caso de carga estática, el componente puede encontrarse bajo tracción, torsión, cizalladura o cualquiera de las posibles combinaciones entre ellas. Las fracturas que se producen con este tipo de cargas también son estáticas, viéndose muy afectadas por la temperatura alcanzada y por el tiempo de servicio.
No podrá estar sometido a compresión puesto que la cadena nunca trabaja de dicha forma.
- En el caso de carga variable, si además esta se repite cíclicamente, la fractura será dinámica y se medirá el número de ciclos en el que varían las cargas. Si se combinan de manera necesaria la carga, el tiempo y la temperatura, se puede llegar a producir la fluencia del material.

1.1.3.2. Según el tipo de fractura.

Otra posible clasificación corresponde al tipo de fractura, que puede presentar órdenes de magnitud diferentes: nivel atómico, nivel microscópico y nivel macroscópico.

- A nivel microscópico, las fracturas se pueden clasificar en dos grandes grupos: transcristalinas e intercristalinas. La fractura intercristalina consiste básicamente en la descohesión entre granos a través de sus bordes; previamente a la fractura, además, los granos pueden experimentar microdeformación plástica en sus superficies. Las fracturas transcristalinas, por su parte, se pueden dividir en una serie de grupos que dependen de los distintos mecanismos de fractura o del aspecto morfológico que presenta la propia superficie de rotura que, a su vez, también depende del tipo de esfuerzos experimentados o de las características intrínsecas del material.
- Finalmente, a nivel macroscópico, se pueden distinguir los siguientes grupos de fracturas:
 - Dúctil por carga estática: Este tipo de fractura implica deformación plástica por deslizamiento, produciéndose gran absorción de energía y elevado alargamiento. En función del tipo de carga puede ser de tracción, de flexión, de cizalladura o de torsión.
 - Frágil por carga estática: Se produce por el crecimiento de grietas en planos normales a la dirección de la carga caracterizándose por presentar escasa deformación plástica.
 - Frágil por carga estática mantenida: Se distingue entre corrosión-tensión, fragilización por hidrógeno, fragilización por metal líquido y fragilización por irradiación neutrónica.
 - Fatiga: Se dividen en alto y bajo número de ciclos cuando sólo se tiene en cuenta el efecto mecánico; y en fatiga-corrosión y fatiga-temperatura, cuando se combinan esfuerzos mecánicos que tienen lugar por fatiga con la corrosión o temperatura.

1.1.4. Tipos de fractura.

Según la capacidad del material para deformarse plásticamente antes de romperse, las roturas se clasifican en dos categorías: dúctiles y frágiles. Los materiales dúctiles exhiben normalmente una deformación plástica sustancial antes de la fractura. Por el contrario, en la rotura frágil no existe apenas deformación plástica durante el proceso de rotura. Las partes resultantes después de la rotura frágil pueden juntarse de nuevo y reproducir completamente la geometría inicial de la probeta. Esto no es posible cuando la rotura es dúctil.

1.1.4.1. Fractura dúctil.

La fractura dúctil de un material tiene lugar después de una intensa deformación plástica.

Si consideramos una probeta redonda y se aplica un esfuerzo a la probeta tal que exceda su resistencia máxima a la tensión, y se mantiene suficiente tiempo, la probeta se fracturará. La fractura dúctil comienza con la formación de un cuello y la formación de cavidades dentro de la zona de estrangulamiento. Luego las cavidades se fusionan en una grieta en el centro de la muestra y se propaga hacia la superficie en dirección perpendicular a la tensión aplicada. Cuando se acerca a la superficie, la grieta cambia su dirección a 45° con respecto al eje de tensión y resulta una fractura de cono y embudo.

En la práctica, las fracturas dúctiles son menos frecuentes que las frágiles, y su principal causa es el exceso de carga aplicado a la pieza, que puede ocurrir como resultado de un diseño erróneo, una fabricación inadecuada o un abuso (someter a la pieza a niveles de carga por encima del soportado).

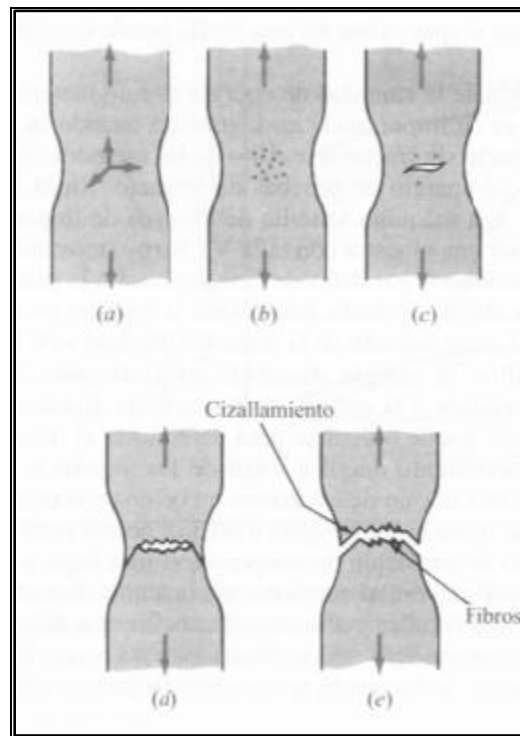


Imagen 40: Fractura Dúctil

1.1.4.2. Fractura frágil.

La fractura frágil ocurre sin deformación plástica apreciable y por propagación rápida de una grieta. La dirección del movimiento de la grieta es perpendicular a la dirección de la tensión aplicada y produce una superficie de fractura relativamente plana.

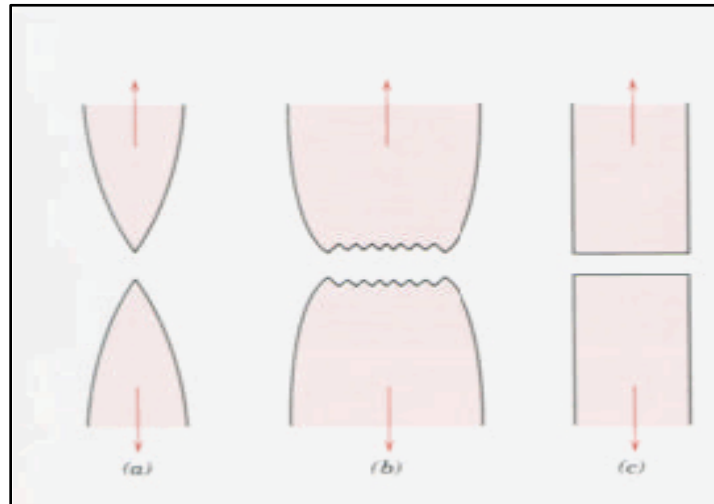


Imagen 41: Superficies dejadas por diferentes tipos de fractura. a) Fractura dúctil, b) Fractura moderadamente dúctil, c) Fractura frágil sin deformación plástica

En la mayoría de los materiales cristalinos frágiles, la propagación de la grieta se debe a la rotura sucesiva de enlaces atómicos a lo largo de planos cristalográficos, proceso que se denomina descohesión o clivaje. Este tipo de fractura se dice que es transgranular o transcristalina, debido a que las fisuras pasan a través de los granos. El proceso de clivaje implica fracturas transgranulares a lo largo de planos cristalográficos específicos.

En algunos materiales, la propagación de la grieta ocurre a lo largo de los bordes de grano. Esta fractura se denomina intergranular, y se produce normalmente como consecuencia de algún fenómeno que ha debilitado o fragilizado los bordes de grano, tal como:

- La precipitación de una fase frágil a lo largo de los bordes de grano.
- La fragilización por hidrógeno.
- La fragilización por metal líquido.
- La fisuración asistida por el medio ambiente.
- La corrosión intergranular
- La cavitación y fisuración a lo largo de límites de grano a altas temperaturas. A temperaturas elevadas, uno de los mecanismos de deformación es el deslizamiento de los bordes de grano, en los cuales se forman cavidades.

1.1.5. Grietas por fatiga.

1.15.1. Iniciación de grietas por fatiga.

Una grieta de fatiga se puede iniciar en cualquier lugar de un componente donde el esfuerzo y la deformación sean lo suficientemente altos para causar un deslizamiento alterno continuo, luego sigue un período de propagación, también por deslizamiento alterno, hasta cuando la grieta alcanza un tamaño crítico; en consecuencia, la vida de fatiga de un componente estructural por iniciación y propagación de una grieta es igual a la suma de la fase de iniciación y de la fase de propagación. Cuando un componente contiene una imperfección tipo grieta se reduce o elimina la vida de la fase de iniciación de grieta.

La presencia de una grieta altera el campo de esfuerzos en un componente. Hasta cuando una grieta no tiene un tamaño lo suficientemente grande para perturbar el campo de esfuerzo se emplea los esfuerzos y las deformaciones en el sitio donde se va a desarrollar una grieta para estimar la vida de iniciación. Esto se hace con base en el historial de carga, geometría del componente y comportamiento de fatiga del material.

Frecuentemente una grieta de fatiga se inicia en una discontinuidad geométrica (entalla) que causa un aumento local de esfuerzo y deformación, de modo que se tiene un sitio donde ocurre deformación plástica el cual actúa como un núcleo de iniciación de una grieta por fatiga. Neuber y Topper han establecido.

$$K_f^2 \Delta S \Delta e = \Delta \sigma \Delta \epsilon$$

Donde,

- K_f es el factor de entalla en fatiga, el cual se define como:

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo sin entalla}}{\text{esfuerzo con entalla}}$$

- ΔS y Δe son respectivamente el intervalo de esfuerzo y de deformación nominal en un ciclo de carga.
- $\Delta \sigma$ y $\Delta \epsilon$ son respectivamente el intervalo de esfuerzo y de deformación local en un ciclo de carga en la raíz de una entalla.

El valor de K_f depende de la geometría del material, del acabado superficial y gradiente de esfuerzo en entalla.

1.1.5.2. Propagación de grietas por fatiga.

Para que una grieta avance de forma estable y continua bajo condiciones de deformación plana, se precisa de una inyección de dislocaciones que permitan acomodamientos en los desplazamientos cortantes en el frente de grieta, a $\pm 45^\circ$ del plano de la grieta, dando lugar a la formación de estriaciones, entendiendo por tales las marcas regulares que pueden observarse en la superficie de fractura por fatiga, generalmente paralelas al frente de grieta y que representan las posiciones sucesivas del frente de grieta durante la propagación de la misma.

Uno de los modelos de crecimiento, relacionados por Tomkins, permite realizar las siguientes consideraciones:

- Suponiendo que el inicio de la grieta ya ha tenido lugar y partiendo de un estado de compresión, la aplicación de una pequeña tensión de tracción origina la formación de bandas de flujo plástico localizada a $\pm 45^\circ$ del plano de la grieta.
- Con el incremento de la apertura del frente de la grieta se forma una nueva superficie por descohesión cortante, que a su vez contribuye a la mencionada apertura de la grieta. Al mismo tiempo, se incrementa el ancho de las bandas de flujo, propagándose la deformación por los flancos de la grieta.
- Al disminuir la carga aplicada tiene lugar un proceso de flujo plástico inverso y como consecuencia de que los cambios geométricos del frente de la grieta no son totalmente reversibles, se forma una inestabilidad local de compresión, seguida de una estriación. Este mecanismo se produce durante el proceso de cierre de la grieta, incluso aunque la tensión nominal continúe siendo de tracción.
- En el caso de aperturas grandes de la grieta, se pueden formar nuevas bandas de flujo plástico. Igualmente, se pueden formar estriaciones múltiples, que a veces están organizadas en forma de pequeñas estriaciones contenidas dentro de otras mayores.

Cuando las aperturas de la grieta son pequeñas, pueden ser precisos varios ciclos de carga para crear una nueva superficie del frente y que se produzca la inestabilidad. Por lo tanto, el espaciado de las estriaciones refleja la apertura del frente de la grieta y la velocidad de crecimiento, o sea, el incremento de la superficie de la grieta durante cada ciclo, es una fracción de dicha apertura. En los procesos de análisis cuantitativo de fallos hay que tener en cuenta los siguientes hechos:

- Las estriaciones son manifestaciones de deformación plástica localizada en el frente de la grieta y por lo tanto no representan necesariamente el avance por ciclo de grieta.
- Las estriaciones no siempre son indicativas de la aplicación de un ciclo simple de fatiga.

Si los materiales son de alta resistencia, su capacidad limitada de deformación puede originar agrietamientos secundarios en las bandas de flujo plástico y, en el caso de materiales con resistencia dispersa, lograda con una importante fracción en volumen de partículas de segunda fase, es habitual encontrar contribuciones importantes a la velocidad de crecimiento que estén originadas por la coalescencia de cavidades alrededor de estas partículas. En estos casos, la velocidad de crecimiento puede verse afectada por modos estáticos de fractura.

La contribución de diferentes micro-mecanismos a la propagación de las grietas por fatiga muestra tres regiones de diferentes características.

- Región A: es una región umbral, de comportamiento no continuo, altamente influenciada por la microestructura, por la tensión media y por las condiciones ambientales.
- Región B: es una región que representa un comportamiento estable y continuo de la propagación de grietas por fatiga, escasamente influenciado por la microestructura, tensión media y espesor, y con una influencia variable del medio ambiente. Esta región se caracteriza por el hecho de que las cargas son lo suficientemente grandes como para producir una zona plástica en el frente de grieta que incluye muchos granos.
- Región C: es una región con un comportamiento casi continuo en la propagación de la grieta por fatiga, pero influenciado en cierta medida por modos estáticos de fractura. La influencia de la microestructura, tensión media y espesor es muy grande, mientras que la influencia ambiental es escasa.

Teoría del avance de grieta por fatiga.

Existen dos utilizaciones diferentes de las teorías de propagación de grietas: las leyes de predicción y las teorías de predicción basadas en un modelo de propagación.

Entre las leyes de predicción, la más conocida y utilizada es la de Paris-Erdogan, según la cual la tasa de propagación por ciclo, da/dN viene dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{da}{dN} = C \Delta K^m$$

Donde C y m son constantes del material, ΔK es el incremento del factor de intensidad de tensiones, que depende del tamaño de la grieta y del rango de tensiones aplicado. Suponiendo que el tamaño de la grieta crece de forma continua, el valor de ΔK decrecerá también de forma continua.

Casi todos los datos disponibles de propagación de grietas por fatiga, para una gran cantidad de materiales ya temperaturas bajas, intermedias y en algunos casos altas, se representan en gráficos que utilizan una doble escala logarítmica, con lo que la ley de Paris-Erdogan se convierte en una línea recta.

La ley no es válida por encima o por debajo de ciertos valores de ΔK , por ejemplo, la grieta no se propaga por debajo de un valor umbral del rango del factor de intensificación de tensiones. Del mismo modo, el crecimiento se acelera cuando esta próxima la fractura final, que ocurre cuando se alcanza un valor crítico ΔK_c .

Las teorías de predicción pueden clasificarse en los siguientes grupos:

- Teorías basadas en la acumulación de daños o de deformación en el frente de grieta.
- Teorías que establecen una apertura-desplazamiento cíclica del frente de grieta como parámetro de avance.
- Teorías que establecen el criterio de avance en función de un equilibrio de energía en el frente de grieta.

De acuerdo con el primero de estos grupos, el avance de la grieta se produce cuando el daño acumulado delante de la grieta alcanza una condición de fallo. Han surgido así diferentes teorías, basadas en diferentes modelos; todas ellas llevan casi invariablemente a valores de $M = 4$. Las teorías basadas en la apertura-desplazamiento del frente de la grieta modelizan los cambios de geometría que ocurren en el frente de la grieta, identificando la parte de la nueva superficie de grieta, creada en cada ciclo, como irreversible. Estas teorías llevan a un valor de $m = 2$ para condiciones de deformación plana. El tercer y más reciente grupo de teorías de la propagación de grietas por fatiga se basa en los criterios de equilibrio de energía, desarrollados a partir de la teoría de Griffiths. Estas teorías llevan a expresiones complejas que, en forma simplificada, dan como resultado valores de $m = 4$ y a veces de $m = 2$.

1.2. DEFECTOS Y CONCENTRACIÓN DE TENSIONES.

La fractura frágil de materiales normalmente dúctiles, ha puesto de manifiesto la necesidad de un mejor conocimiento de la Mecánica de la Fractura.

El conocimiento adquirido permite la cuantificación de la relación entre las propiedades de los materiales, los niveles de tensión, la presencia de defectos que producen grietas y los mecanismos de propagación de éstas.

1.2.1. Concentración de tensiones.

La resistencia a la fractura experimental de la mayoría de los materiales de ingeniería es normalmente entre 10 y 100 veces menor que el valor teórico.

En la década de los años veinte, A. A. Griffith propuso que esta discrepancia entre la resistencia cohesiva teórica y experimental podía ser explicada por la presencia de grietas microscópicas.

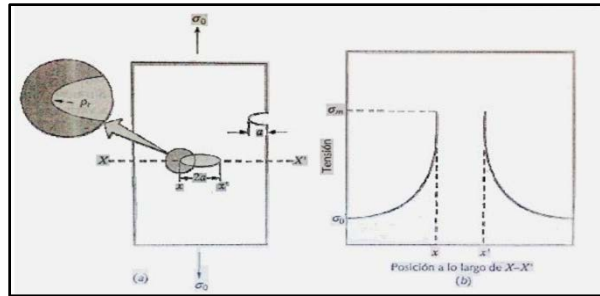


Imagen 42: (a) Geometría de grietas superficiales (b) Perfil esquemático de la tensión a lo largo de la línea $X-X'$.

Estos defectos afectan a la resistencia a la fractura debido a que una tensión aplicada puede ser amplificada o centrada en la punta del defecto, en un grado que depende de la orientación de la grieta y de la geometría. Este fenómeno se aprecia en la ilustración anterior, donde se muestra el perfil de tensiones a través de la sección que contiene una grieta. Tal como se ilustra, la magnitud de la tensión localizada disminuye con la distancia a la punta de la grieta.

Si se supone que la grieta tiene una forma elíptica y está orientada con su eje mayor perpendicular a la tensión aplicada (σ_0), la tensión máxima en el extremo de la grieta, σ_m , puede ser aproximada mediante la ecuación:

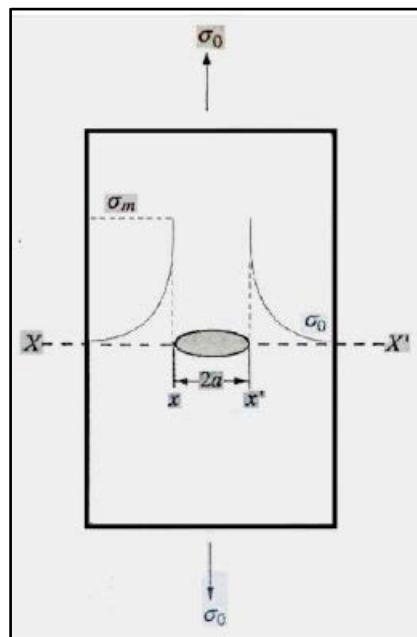


Imagen 43: Localización de la tensión máxima en la grieta.

$$\sigma_m = 2 \cdot \sigma_0 \cdot \left(\frac{a}{\rho_t} \right)^{1/2}$$

Donde ρ_t es el radio de la punta de la grieta, y “a” representa la longitud de una grieta superficial, o bien la mitad del grado con de la longitud de una grieta interna.

A menudo el cociente σ_m/σ_0 se denomina factor de concentración de tensiones, K_t , el cual es simplemente una medida del grado con que una tensión externa es amplificada en el extremo de una grieta pequeña.

$$K_t = \frac{\sigma_m}{\sigma_0}$$

1.3. MECÁNICA DE LA FRACTURA.

Se puede definir la Fractura como la culminación del proceso de deformación plástica. En general, se manifiesta como la separación o fragmentación de un cuerpo sólido en dos o más partes bajo la acción de un estado de cargas.

Las razones por las que se produce esta fragmentación son, fundamentalmente, diseños defectuosos y elecciones equivocadas de los materiales, además de efectos producidos por procesos de fabricación inadecuados, tratamientos deficientes, montajes imperfectos o condiciones de servicio diferentes a las proyectadas.

1.3.1. Criterios de diseño.

En el caso del estudio de componentes sin defectos, el criterio convencional dice que un componente resistirá a las cargas aplicadas siempre que la tensión aplicada, sea menor que la resistencia del material.

1.3.1.1. Criterio convencional de diseño en un componente sin defectos.

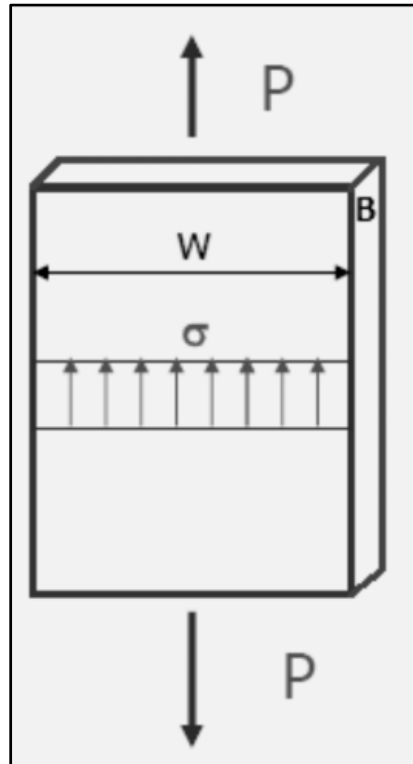


Imagen 44: Criterio de diseño en un componente sin defectos.

Tensión media aplicada:

$$\sigma = \frac{P}{(W - a) \cdot B}$$

Criterio de diseño:

$$\sigma < \sigma_R$$

Sin embargo, ésta hipótesis no tiene validez en un componente fisurado, puesto que estos fallan bajo la aplicación de cargas inferiores a la tensión de rotura del material.

1.3.1.2 Criterio convencional de diseño en un componente fisurado.

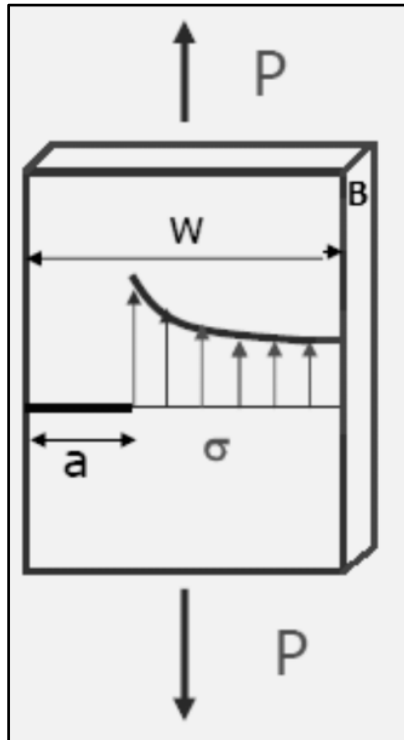


Imagen 45: Criterio de diseño en un componente fisurado.

Tensión media aplicada:

$$\sigma = \frac{P}{(W - a) \cdot B}$$

Criterio de diseño:

$$K > K_c$$

Este fenómeno obliga a buscar alternativas a los criterios convencionales de diseño desarrollándose los criterios de fractura.

1.3.2. Criterio de falla por fractura bajo conceptos de mecánica de fractura elástica lineal.

Cuando en un componente estructural se encuentra una grieta sometida a una carga, de manera que las superficies de la grieta se desplazan directamente una respecto a la otra, y si en el frente de grieta sólo se tiene una pequeña deformación plástica rodeada de un campo de esfuerzos elásticos, determinado por el factor de intensidad de esfuerzo, entonces como criterio de falla se considera que ocurre una falla por fractura por crecimiento inestable de una grieta cuando:

$$K_t[a, D, S] = K_c \left[T, \frac{dS}{dt}, B \right]$$

Donde K_I es el factor de intensidad de esfuerzo, el cual por lo general depende del tamaño de grieta, las dimensiones del componente y del esfuerzo nominal aplicado. Como se vio anteriormente, por lo general, K_I se expresa como: $K_I = \beta S \sqrt{\pi a}$, donde el factor de configuración β usualmente se ve afectado por el tipo de carga y por el tamaño de grieta en relación con determinadas dimensiones del componente.

Además, la orientación de la grieta juega un papel importante en el factor de intensidad de esfuerzo:

Grieta longitudinal:

$$K_I = pD / \sqrt{4dh} \sqrt{\pi a} \left[1 + 3,22 a^2 / Dh \right]^{1/2}$$

Grieta circunferencial:

$$K_I = pD / \sqrt{4dh} \sqrt{\pi a} \left[1 + 1,12 a / \sqrt{Dh} \left(1 - \exp(-1,54 a / Dh) \right) \right]$$

Donde “a” es la semilongitud de la grieta, p la presión interna, D el diámetro y h el espesor de la pared del recipiente.

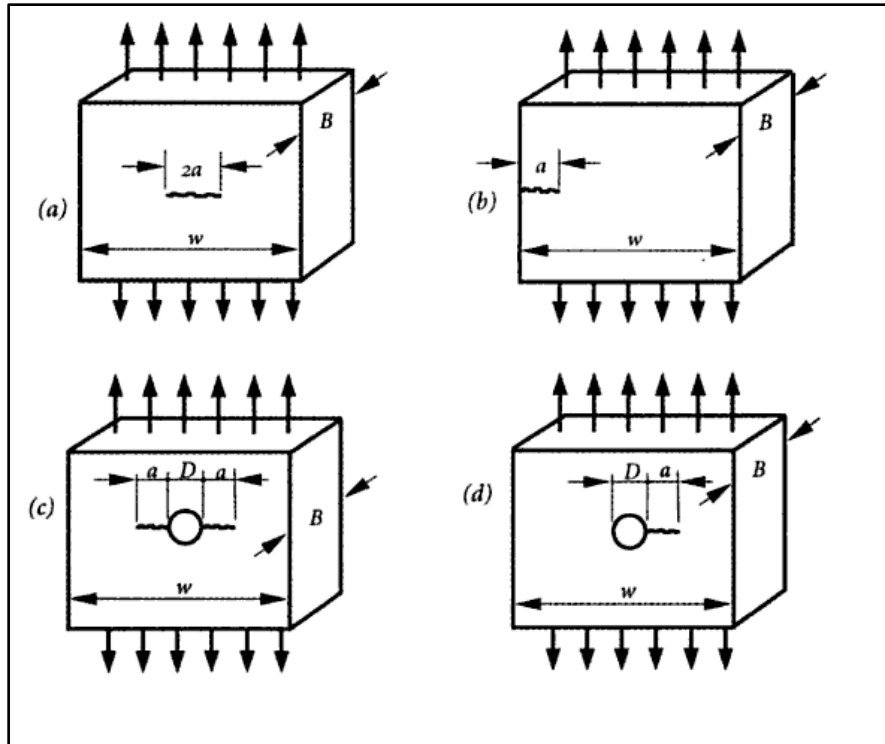


Imagen 46: Tipos de geometría de las grietas.

1.3.3. Modos de fractura.

La propagación de fisuras puede producirse de tres modos diferentes.

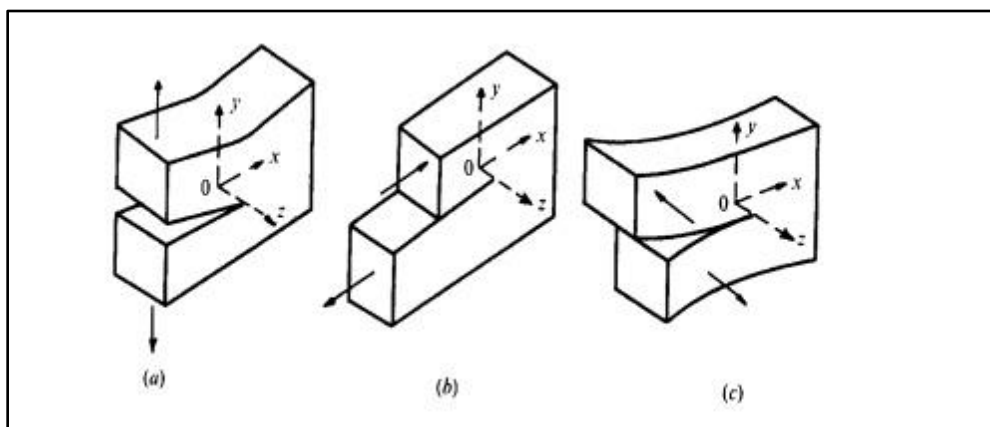


Imagen 47: Modos de propagación de grieta: (a) Modo I, (b) Modo II, (c) Modo III.

- Modo I: Los flancos de la grieta se separan uno respecto del otro. También llamado modo de tracción.
- Modo II: También llamado modo de deslizamiento tangencial en el plano. Las caras de la grieta deslizan perpendicularmente al borde de la misma.
- Modo III: También llamado modo de deslizamiento tangencial fuera del plano. Los flancos de la grieta deslizan paralelamente al frente de la grieta.

Para cualquiera de estos modos, el campo de tensiones próximo al frente de la grieta presenta una singularidad justo en el vértice de ésta. Dicha singularidad es caracterizada mediante un escalar, que recibe el nombre de Factor de Intensidad de Tensiones, el cual es función de la carga aplicada, la longitud de la grieta y la geometría de la pieza.

1.4. FUNDAMENTOS DE LA FATIGA.

Cuando un componente mecánico o estructural está sometido a cargas de tensiones variables con el tiempo, existe la posibilidad de que se fracture a tensiones de valores mucho menores que aquellas que podría soportar bajo la aplicación de una carga estática.

Como los elementos de cualquier máquina están normalmente sometidos a este tipo de solicitaciones, cuyo efecto es por lo general más perjudicial que en el caso de solicitaciones estáticas, el análisis del fenómeno de fatiga es de una gran importancia para el diseño mecánico.

1.4.1. Características de la rotura por fatiga.

El origen de la rotura por fatiga siempre es un punto de concentración de tensiones en la superficie del componente.

Debido a lo anterior, la apariencia externa del elemento fracturado, es decir, la superficie por donde se fractura, aporta muchas veces información sobre las condiciones de trabajo y de la rotura del mismo. Si se examina, se podrán observar zonas más o menos claramente diferenciadas.

Dependiendo de la forma como actúen las tensiones alternantes sobre un determinado componente mecánico, la falla por fatiga puede darse en las siguientes formas:

- Esfuerzos pulsantes tensión- tensión o bien esfuerzos tensión- compresión
- Flexión unidireccional
- Flexión invertida
- Torsión

Para mejor comprensión, estos estados de tensiones alternantes se muestran en la imagen 48.

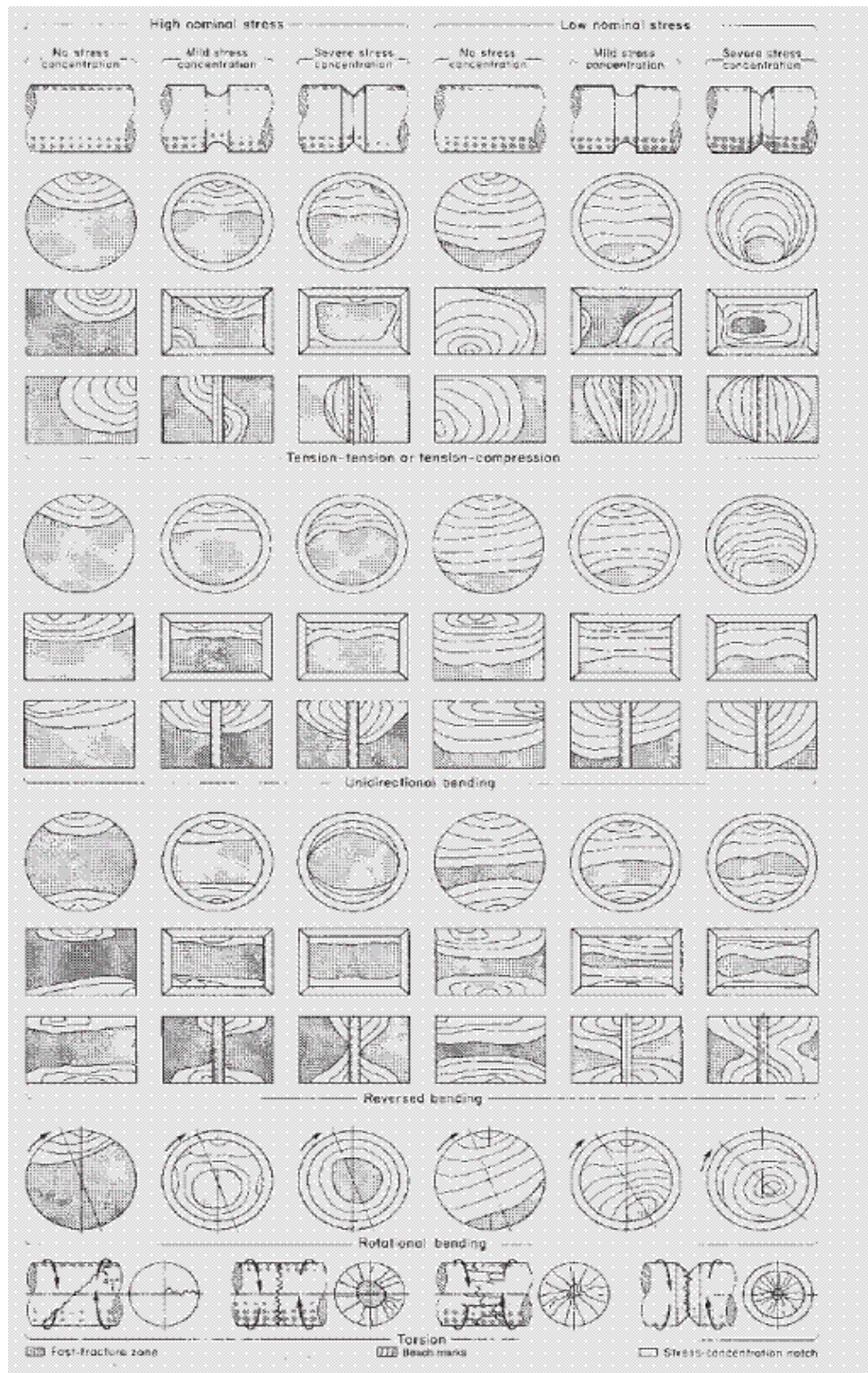


Imagen 48: Representación de los estados de tensiones alternantes que producen las fallas a fatiga correspondientes

En esta imagen están representados los planos de fractura por fatiga para condiciones de alto y bajo ciclo. Nótese como la geometría de la pieza influye notablemente en la rotura por fatiga; esto se debe al efecto concentrador de tensiones. También se observa cómo las marcas de playa aparecen en menor número para un alto nivel de amplitud de tensiones mientras que se da el caso contrario cuando dicho nivel es bajo.

1.4.2. Estadios de fatiga.

Una grieta que se desarrolla en un componente sometido a fatiga tiene típicamente tres etapas o estadios: una etapa de iniciación de la grieta, una de propagación estable, y por último una de propagación acelerada que conduce al fallo del componente.

➤ **Estadio I: Iniciación de la grieta**

Como norma general, en la superficie de los componentes se pueden localizar zonas con altas cargas alternadas que producen deformaciones plásticas en los granos más próximos a la superficie. Esta deformación se localiza en bandas persistentes de deslizamiento.

Cuando un grano situado en la superficie deforma, se genera un escalón en la superficie que inmediatamente se oxida, y una vez que se oxida, resulta imposible invertir la deformación en ese plano.

La deformación en otro plano deberá ocurrir en otro plano, que formará otro escalón que también se oxidará y que suprimirá la deformación en este nuevo plano.

La repetición de este ciclo de deformación, oxidación y bloqueo termina por formar unos entrantes en la superficie original del sólido, que provocan concentración de tensiones.

La superficie acaba agravándose y aparece una grieta a partir de estos defectos superficiales que se propaga a lo largo de las bandas persistentes de deslizamiento.

En este estadio la grieta encuentra grandes dificultades para atravesar los bordes de grano, y a menudo la microgrieta sólo consigue progresar en un grano y ahí se detiene.

En caso de que la carga sea de un valor más elevado, o con un número de ciclos suficiente, reiniciará la propagación en el grano adjunto.

➤ **Estadio II: Propagación estable**

El estadio II o región II es la que tiene mayor interés en los estudios de fatiga.

A medida que crece la grieta, pronto descubre que su dirección de crecimiento no es óptima y que su propagación requiere un menor trabajo si se orienta perpendicular al campo tractivo

(modo I). Habitualmente la reorientación de la grieta ocurre cuando la microgrieta ha atravesado unos pocos granos en el material.

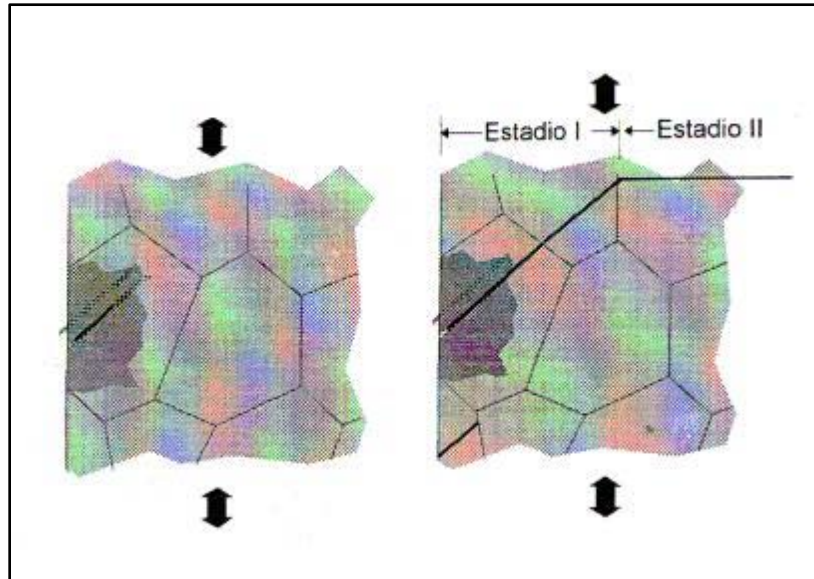


Imagen 49: Reorientación de la grieta en el estadio II de fatiga según el modo I.

A partir de ese momento, su propagación se vuelve estable y se ajusta a una ley potencial de intensidad de tensiones, de acuerdo con la ley empírica que propusieron Paris y Erdogan en 1960.

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K_I^m$$

Siendo “a” el tamaño de la grieta, “N” el número de ciclos, y “C” y “m” son constantes que dependen del material ΔK_I y del medio ambiente.

Según esta ley, a medida que crece el tamaño de grieta, si las tensiones alternantes con constantes, aumentará y como consecuencia su velocidad de crecimiento da/dN .

➤ **Estadio III: Propagación acelerada**

Cuando la fisura alcanza un valor determinado conocido como tamaño crítico de fisura o K_{IC} , la propagación se convierte en catastrófica. La pieza rompe debido a que tiende a dividirse en capas paralelas o por coalescencia de materiales.

El estadio III de fatiga carece de interés, por lo general, ya que la velocidad de crecimiento de grieta es tan elevada que el número de ciclos consumidos en esta etapa apenas cuenta en la vida de la pieza, comparado con las otras dos etapas.

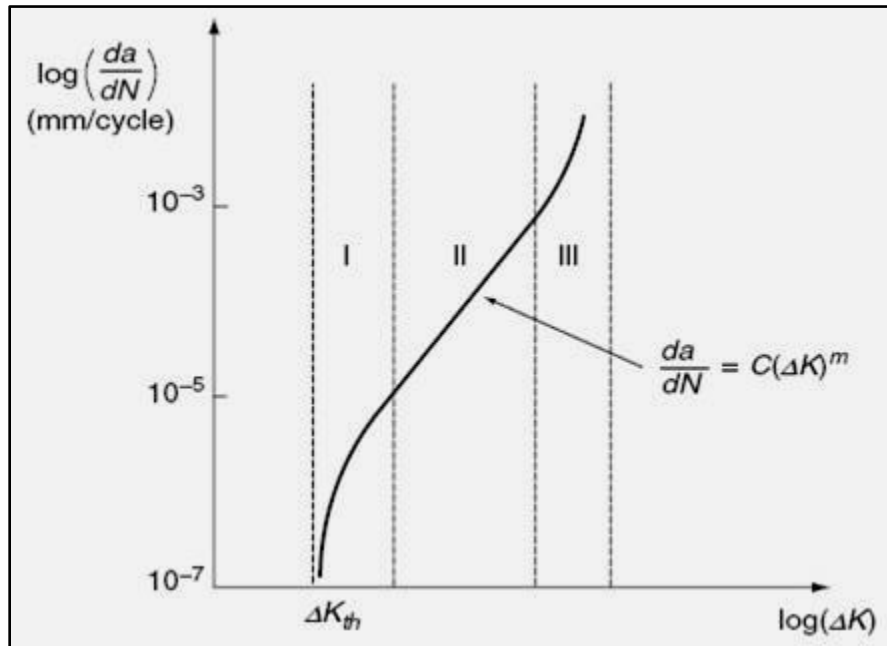


Imagen 50: Representación a escala logarítmica de la relación entre la velocidad y la propagación de la grieta a fatiga (da/dN) y la amplitud del factor de intensidad de tensiones (ΔK).

1.5. CURVA S – N (STRESS – NUMBER OF CYCLES).

La influencia de la geometría, la forma y la magnitud de las cargas y el material usado se plasma en la curva S-N (Stress – Number of cycles), empleada por primera vez por August Wöhler al publicar los resultados de sus ensayos. La curva obtenida se llama curva S-N o curva de Wöhler. Analíticamente se expresa por la ecuación de Basquin:

$$S_a = S'_f \times (2N_f)^b$$

En donde:

- S_a : Amplitud de tensiones
- S'_f : Coeficiente de resistencia a la fatiga
- N_f : Número de ciclos de variación de la tensión hasta la falla del espécimen.
- b : Exponente cuyo valor oscila entre -0.05 y -0.12 en la mayoría de los metales.

El exponente negativo vuelve a indicar la relación inversa entre la amplitud de tensiones y el número de ciclos de variación de tensión, concordando con lo expresado en párrafos anteriores.

Estas curvas representan la duración de la probeta, expresada en número de ciclos hasta rotura (N), para la máxima tensión invertida aplicada (S). Dicho de otra manera, representan cuantos ciclos son necesarios para que, en una probeta sometida a un esfuerzo determinado, se origine la aparición de una grieta a fatiga.

Las curvas S-N se obtienen mediante multitud de ensayos realizados sobre probetas representativas del material con entallas para representar las concentraciones de esfuerzos debidas a las diferentes geometrías que se pueden presentar. Estas probetas se someten a diferentes ciclos de fatiga hasta su rotura.

La representación de las curvas S-N puede verse en la imagen 51.

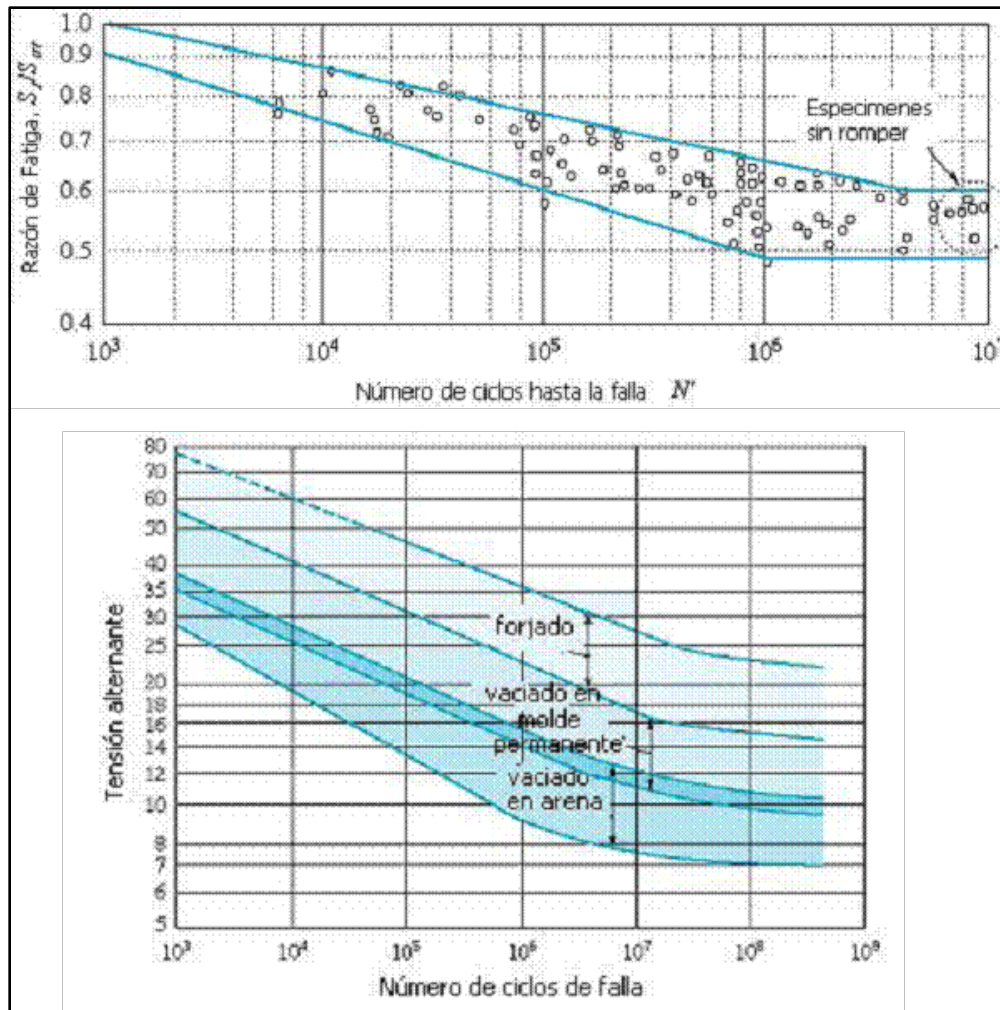


Imagen 51: Curvas S/N.

En esta imagen se observa cómo se representa el campo de tensiones contra ciclos de alternabilidad hasta la falla; puede verse que la escala de tensiones se expresa de dos maneras: como una relación entre el esfuerzo de falla y la resistencia a la tracción (S_{ut}) o bien, con los valores nominales de esfuerzo, sin dividir entre el valor de la resistencia a la tracción. La curva de la parte superior muestra el comportamiento a fatiga para metales ferrosos; se indica claramente que a partir del millón de ciclos (10^6), la resistencia a la fatiga S'' se mantiene constante y su valor es aproximadamente la mitad del valor de la resistencia a la tracción S_{ut} . Dicha zona, a partir del millón de ciclos, se le conoce como zona de vida infinita, que es una de las zonas del diagrama S-N de metales ferrosos. En la figura 5 se muestra este tipo de diagrama con sus zonas específicas.

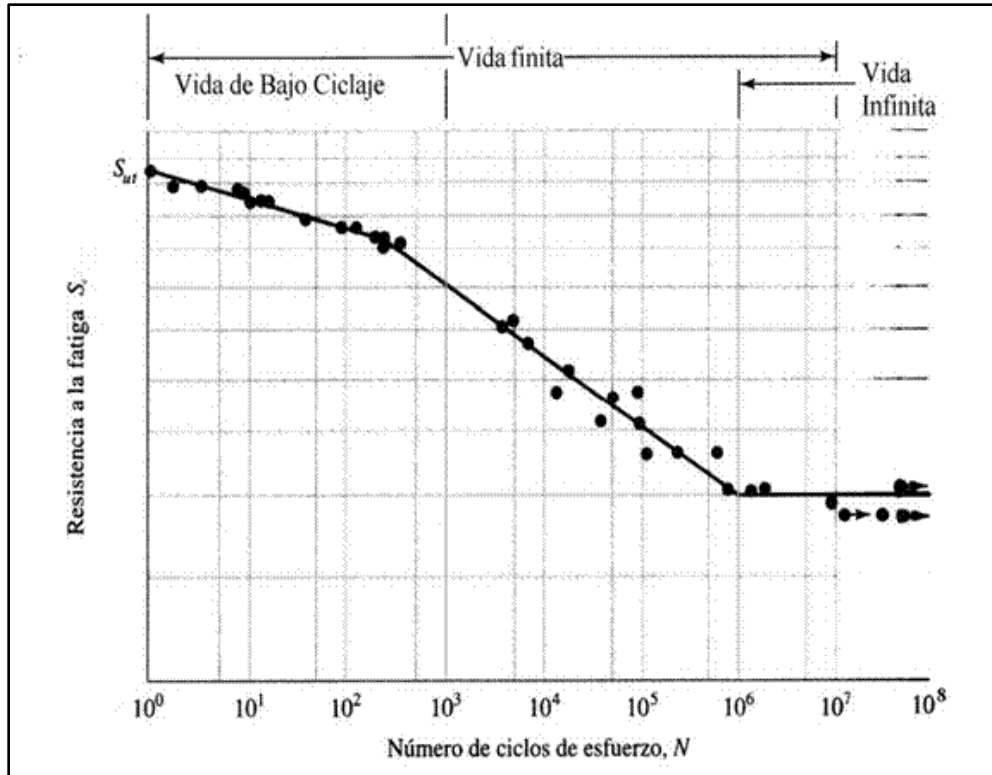


Imagen 52: Zonas del diagrama S/N

Para la zona de bajo ciclaje se cumple que $S''e = 0,9 S_{ut}$

Para la zona de vida infinita se cumple que $S''e = 0,5 S_{ut}$

En ambos casos, el estado de tensiones es de flexión.

Los metales no ferrosos no presentan zona de vida infinita, estos sí poseen un período de vida finito.

Un ejemplo de curva de vida finita se puede observar en la imagen 53:

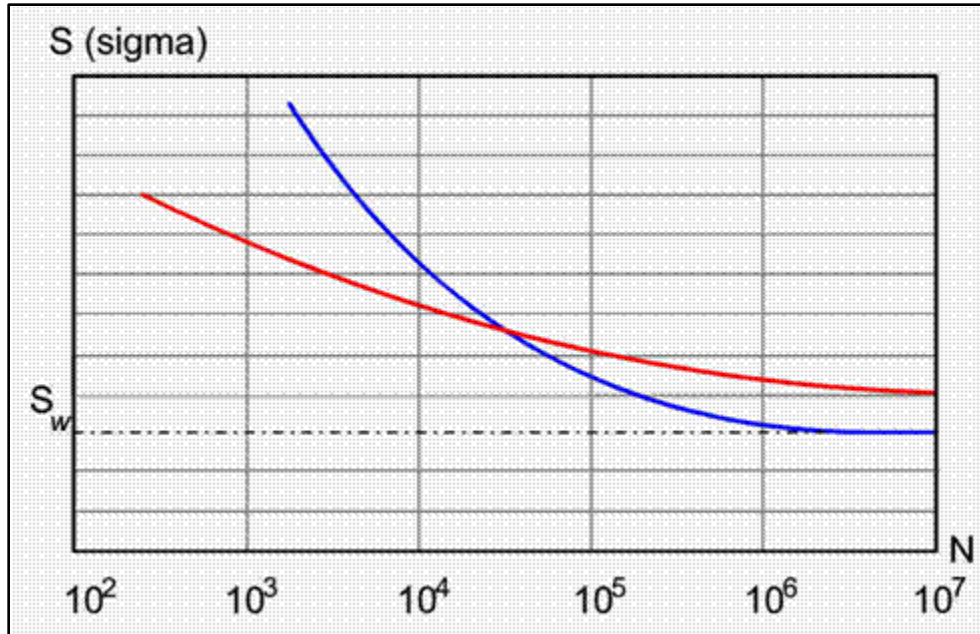


Imagen 53: Curvas S/N. La curva roja representa el comportamiento a fatiga de un material no ferroso.

Dependiendo del material, se pueden admitir las siguientes aproximaciones:

- | | | |
|-----------------------------|--|--|
| • Hierros y aceros forjados | $\begin{cases} S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} \\ S_e' = 700 \text{ MPa} \end{cases}$ | $\begin{cases} S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \end{cases}$ |
| • Aceros colados | $\begin{cases} S_e' = 0.45 \cdot S_{ut} \\ S_e' = 700 \text{ MPa} \end{cases}$ | $\begin{cases} S_{ut} \leq 600 \text{ MPa} \\ S_{ut} \leq 600 \text{ MPa} \end{cases}$ |

1.5.1. Curvas S – N para distintos tipos de esfuerzos.

Para los distintos tipos de esfuerzos, las curvas S-N son distintas. En la siguiente ilustración se muestran las distintas variaciones en función del tipo de sollicitación.

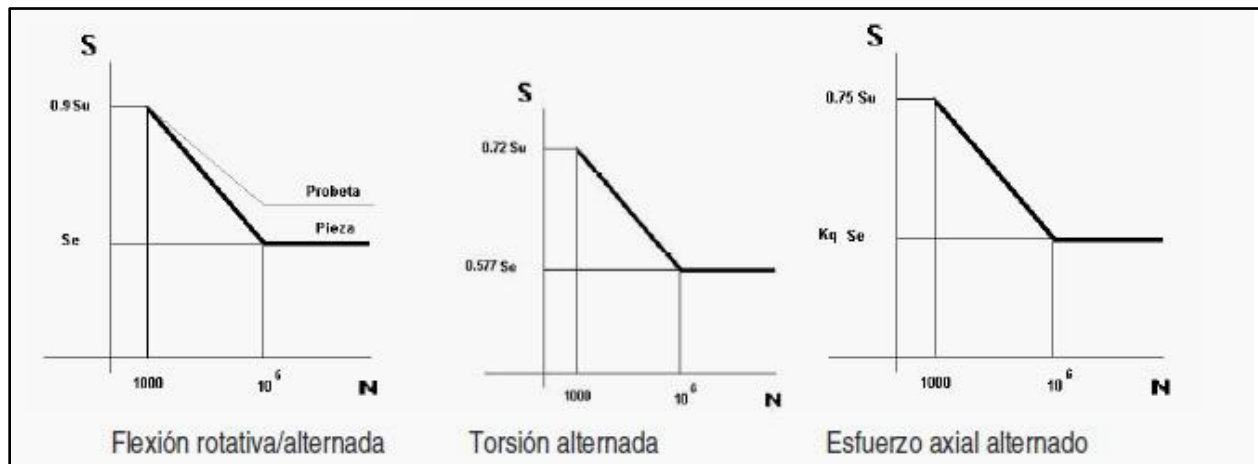


Imagen 54: Gráficas S-N para los distintos tipos de esfuerzos.

1.6 COEFICIENTES MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA O COEFICIENTES DE MARIN.

Los valores comentados anteriormente que hacen referencia al límite de fatiga y a la resistencia a fatiga, se aplican en condiciones de ensayos normalizados, para los que, se escogen probetas de tamaño reducido, cuidadosamente construidas, pulidas y montadas en la máquina de ensayos.

En estos ensayos, las condiciones ambientales están también controladas y, además, se controla especialmente que no se introduzcan efectos de carga no deseados, talos como los efectos provocados por vibraciones inducidas por el motor de arrastre o del soporte etc.

No obstante, el tipo de construcción de los componentes de las máquinas guarda poca similitud con las condiciones de la probeta. Por esta razón, en la práctica se utilizan coeficientes modificativos con el objetivo de adaptar los valores del comportamiento a fatiga de las probetas a los de cada componente.

Con esta modificación, se obtiene el límite de fatiga corregido (S_e), que se define como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento.

La ecuación que permite relacionar el límite de resistencia a fatiga a partir del ensayo de viga rotatoria (S_e'), con el límite de fatiga corregido (S_e) y los factores modificativos del límite de fatiga (K_i) se denomina Ecuación de Marín.

$$S_e = \prod_i K_i \cdot S_e'$$

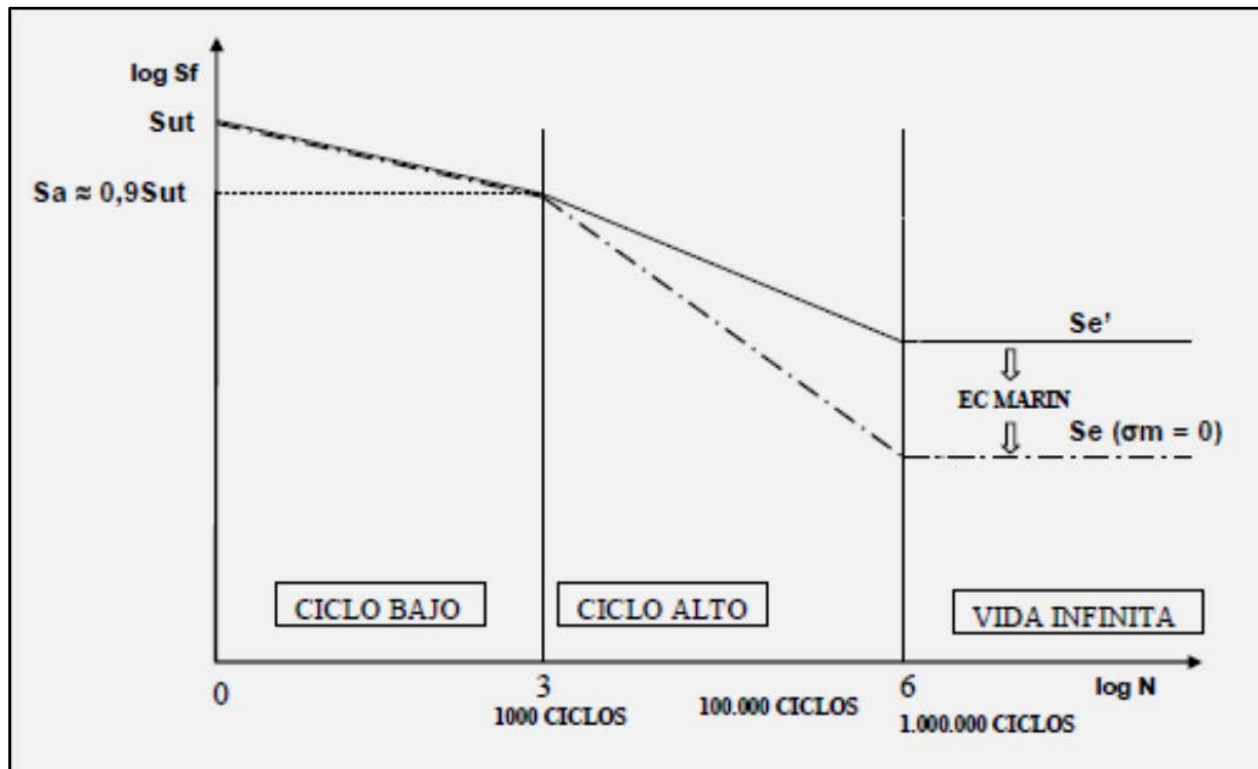


Imagen 55: Diagrama de fatiga que representa el límite de fatiga corregido.

Los coeficientes K_i obtenidos experimentalmente son los mostrados a continuación:

- K_a : factor de acabado superficial
- K_b : factor de tamaño
- K_c : factor de confiabilidad
- K_d : factor de temperatura
- K_e : factor de concentración de tensiones
- K_f : factor de efectos diversos

Para escoger valores apropiados de cada uno de los coeficientes, en caso de no tener experiencia acerca del tema, existen tablas que aconsejan sobre los mismos, para ya una vez en la fase de prototipos y en la observación del comportamiento de las piezas en servicio, comprobar si la elección ha sido adecuada o no.

A continuación se desarrollan cada uno de estos factores.

1.6.1 Factor de acabado superficial

Una probeta empleada en el ensayo de viga rotatoria posee una superficie muy pulida, a la que además se le da otro pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial que pudiera existir. Este factor dependerá de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

La explicación de la reducción del límite de fatiga debido al acabado superficial es que debido a la existencia de una mayor rugosidad en la superficie de la probeta se producen concentración de tensiones en la misma.

El valor de este factor se obtiene de la siguiente relación:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

En la cual, tanto “a” como “b” se obtienen de la siguiente tabla:

Tabla 8: Coeficientes a y b según el acabado superficial.

<i>Acabado superficial</i>	<i>Coeficiente a (MPa)</i>	<i>Exponente b</i>
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

1.6.2 Factor de tamaño K_b

Las probetas normalizadas tienen diámetros muy pequeños en comparación con los ejes que se quieren estudiar, dándose así la tendencia general de que cuanto mayor es el diámetro menor es el límite de fatiga.

Para calcular este factor hay que seguir unos pasos y tener en cuenta ciertas consideraciones.

a) En caso de carga axial, $K_b = 1$ para cualquier diámetro según algunos autores. Sin embargo para otros:

$K_b = 1$	$\text{si } d < 10\text{mm}$
$K_b = 0.6 - 0.7 \cdot d$	$\text{si } d \leq 10\text{mm}$

b) En caso de que exista torsión o flexión en la probeta, el factor de tamaño se calcula por medio de las siguientes ecuaciones, en función del diámetro.

$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133}$	$2.79 \leq d \leq 51\text{mm}$
$K_b = 1.189 \cdot d^{-0.097}$	$52 \leq d \leq 250\text{mm}$

c) El último caso que se puede dar es que el componente mecánico a estudiar no tenga sección circular. Por tanto se procederá a calcular el diámetro efectivo.

Este diámetro efectivo se calcula a partir del $A_{0.95}$, que se define como: el área limitada por los puntos de la sección que en algún momento están sometidos a una tensión mayor o igual que el 95% del máximo absoluto.

Si la sección de la pieza fuera rectangular, el área se correspondería con la parte coloreada de la pieza.

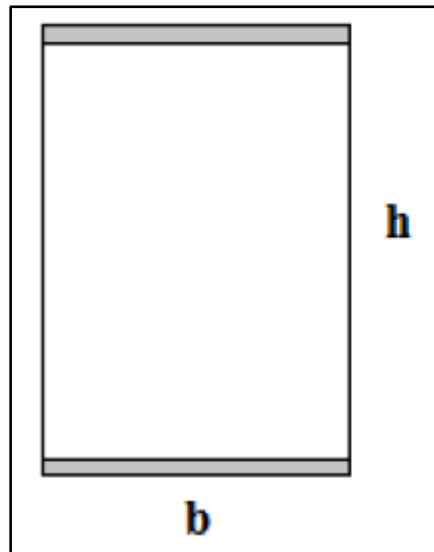


Imagen 56: Pieza de sección rectangular.

$$A_{0.95} = 0.5 \cdot h \cdot b$$

Se debe tener en cuenta que el 95% del esfuerzo de una sección circular de diámetro d_e sometida a flexión rotatoria, se define:

$$A_{0.95} = \frac{\pi}{4} [d_e^2 - (0.95 \cdot d_e)^2] = 0.0766 \cdot d_e^2$$

Igualando las dos expresiones se obtiene el diámetro efectivo:

$$d_e = \sqrt{\frac{0.05}{0.076}} \cdot h \cdot b = 0.0808 \sqrt{h \cdot b}$$

Cuando esto se ha calculado, se podrá calcular el factor de tamaño con las correlaciones antes mostradas.

1.6.3 Factor de confiabilidad K_C

La probabilidad es un factor muy importante en los ensayos realizados para obtener las curvas S-N, por esta razón existe el factor de confiabilidad, que permite cuantificar de forma analítica esta probabilidad de fallo.

Los valores de K_C en función de la confiabilidad se muestran en la tabla inferior.

Tabla 9: Factor de confiabilidad K_C .

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_a
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

1.6.4 Factor de temperatura K_d

La temperatura es un factor importante a la hora de estudiar la fatiga, ya que modifica las propiedades mecánicas de los materiales, variando además la resistencia última, a fatiga y a fluencia.

Aquí se facilitan unas correlaciones bastante acertadas, pero se recomienda realizar estudios específicos en el laboratorio para conseguir valores más apropiados, ya que la obtención de K_d es una operación muy compleja.

$K_d = 1 \quad T \leq 450^\circ \text{C}$
$K_d = 1 - 5.8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450) \quad 450^\circ \text{C} \leq T \leq 550^\circ \text{C}$

1.6.5 Factor de concentración de tensiones K_e .

Los agujeros, las chavetas, las ranuras y otras discontinuidades son muy comunes en componentes mecánicos, y éstas alteran la distribución del esfuerzo. La posible influencia sobre los componentes se evalúa mediante el denominado factor de concentración de tensiones K_e .

Existen grandes diferencias en función de la naturaleza del material, es decir, no es igual la influencia sobre un material dúctil que sobre uno frágil.

Un material perfectamente dúctil bajo cargas dinámicas, aunque sea capaz de deformarse plásticamente, no dispone del tiempo necesario para hacerlo, y por ello es necesario considerar el efecto de la concentración de tensiones. Sin embargo si se tratara de cargas estáticas, el efecto de la concentración de tensiones en elementos dúctiles se consideraría nulo.

En caso de tratarse de un material frágil, alrededor de la entalla la concentración de tensiones será muy elevada. El tipo de rotura es frágil y no va precedida de una deformación plástica, con lo que es muy peligrosa. Para este caso habrá que considerar el efecto de concentración de tensiones tanto en cargas estáticas como dinámicas.

Los pasos a seguir para la evaluación de K_e se muestran a continuación.

1. Cálculo del factor de concentración de tensiones teóricas K_t en función de su configuración geométrica.

Las siguientes gráficas son algunas de las empleadas para barras de sección circular a modo de ejemplo, pero las gráficas variarán dependiendo de la geometría de la pieza a estudiar (sección circular, rectangular).

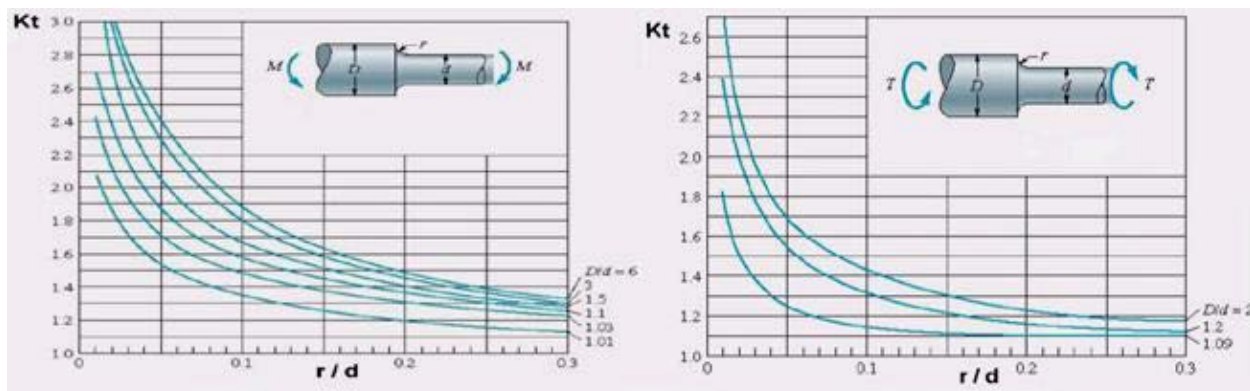


Imagen 57: Gráficas empleadas para el cálculo de concentración de tensiones teóricas en función de los cambios de geometría.

También variará dependiendo del tipo de discontinuidad (agujeros transversales, muescas, estrechamientos de sección) y del tipo de esfuerzo al que se someterá a la pieza (tracción, flexión o torsión).

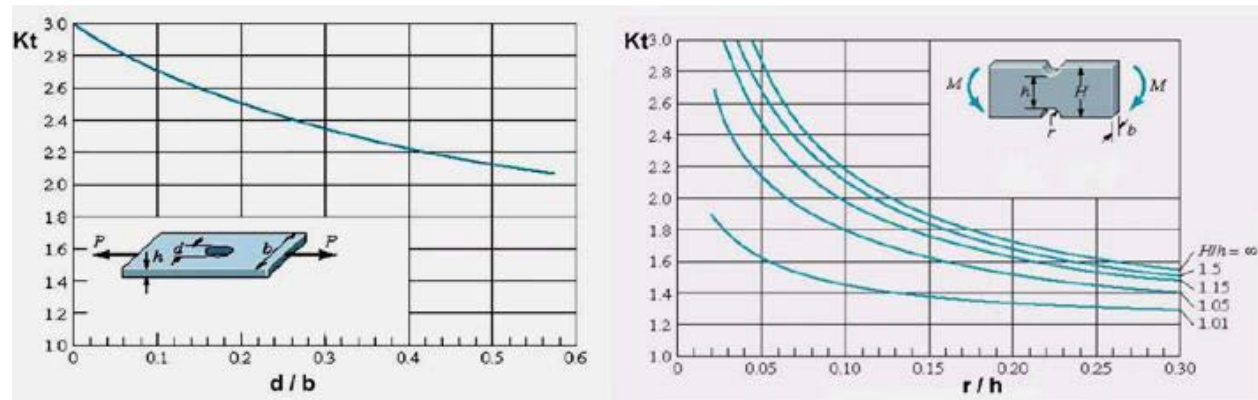


Imagen 58: gráficas empleadas para el cálculo del factor de concentración de tensiones teóricas en función del tipo de discontinuidad.

2. Especificando el material se obtiene q , el factor de sensibilidad a las ranuras, empleando las gráficas mostradas debajo. Variará en función de la naturaleza de las cargas que se están sometiendo al elemento mecánico.

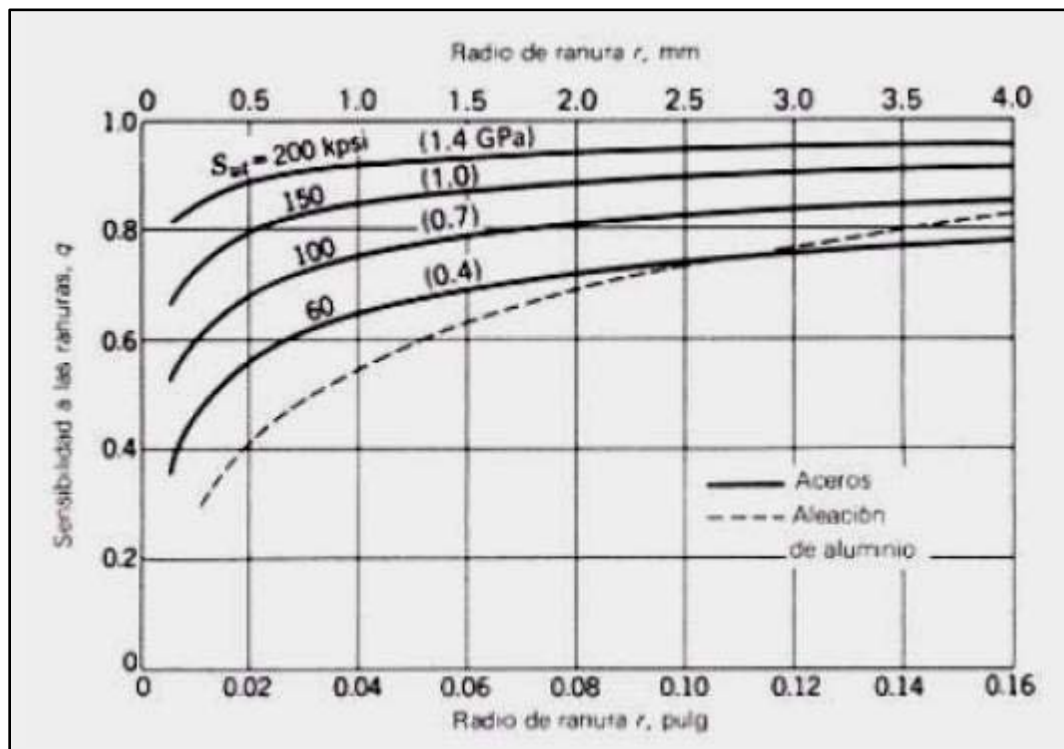


Imagen 59: Gráfica para el cálculo del factor de sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.

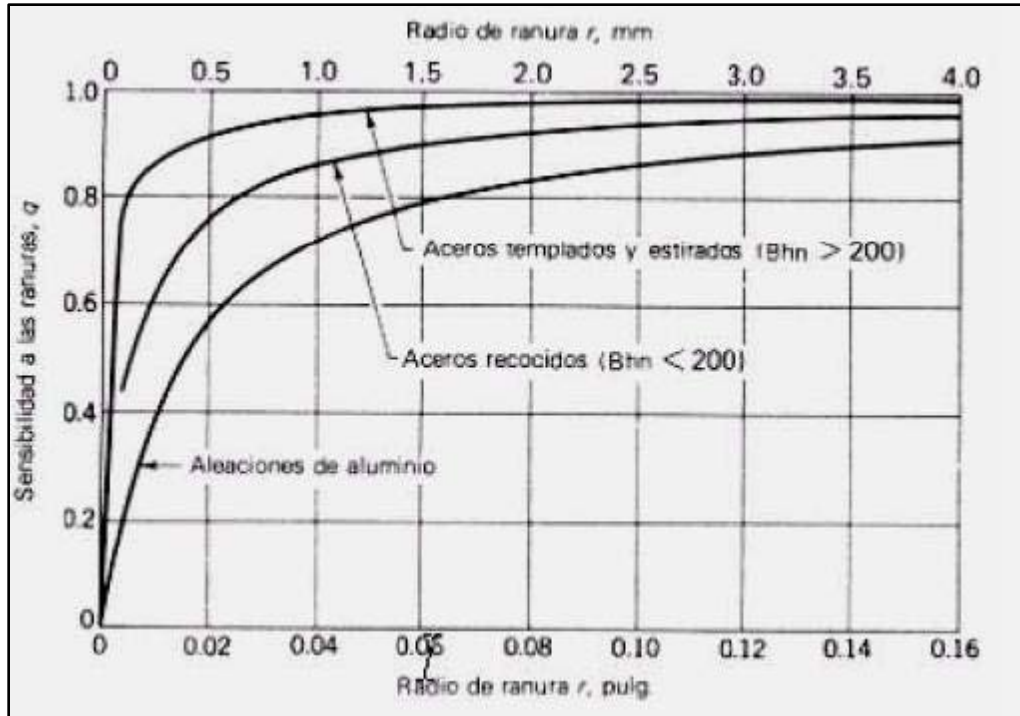


Imagen 60: Gráfica para el cálculo del factor de sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes.

3. Se procede a obtener R_f , que se define como el factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga, ayudándonos de la siguiente expresión.

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}$$

4. Finalmente se obtiene el factor de concentración de tensiones K_e como la inversa de R_f :

$$K_e = \frac{1}{R_f}$$

1.6.6 Factor de efectos diversos K_f

Este factor se utiliza para modificar el límite de fatiga en función de otros aspectos que no se han considerado anteriormente. Como normal general suele ser necesario realizar experimentos para cuantificarlo. A continuación se explican algunos de los más importantes.

- Efectos residuales o remanentes:

Son esfuerzos que permanecen en el material en ausencia de carga, y pueden aumentar el límite de fatiga cuando son de compresión o disminuirlos si son de tracción. Existen operaciones como el bombardeo con perdigones o el martillado que mejoran el límite a fatiga al introducir tensiones residuales de compresión.

- Efectos del temple superficial:

Debido a los diferentes valores de los límites de fatiga del núcleo de un elemento con temple superficial y de la capa templada, puede suceder que supere este valor en la zona de unión del temple al núcleo.

En la figura inferior se muestra la distribución de tensiones que existe normalmente en una barra sometida a torsión o flexión.

La línea gruesa indica los límites de resistencia a la fatiga para la capa superficial y para el núcleo.

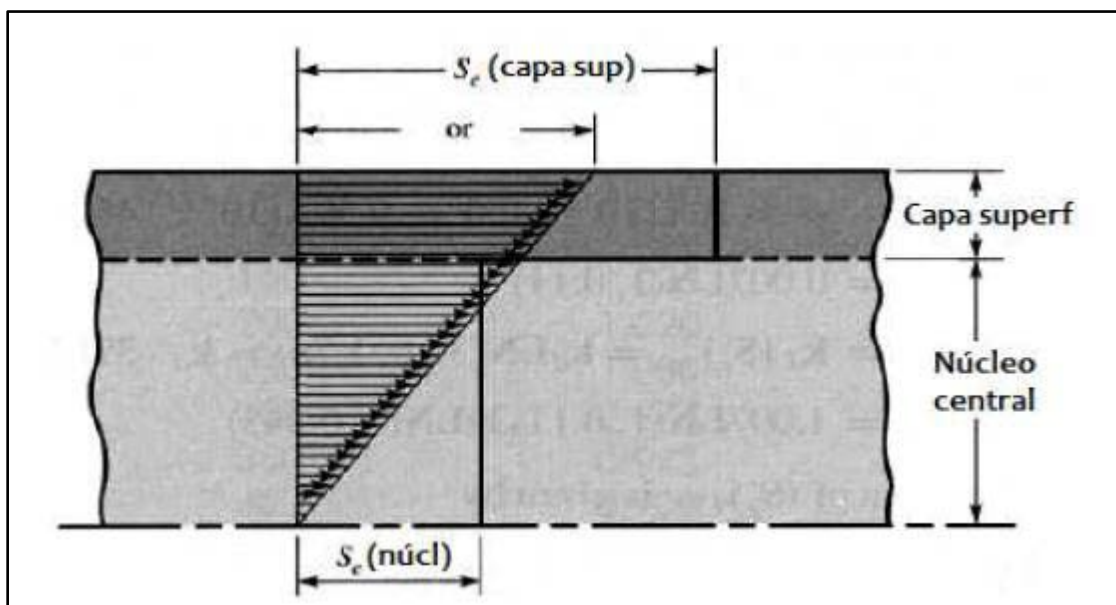


Imagen 61: Pieza con temple superficial en flexión o torsión.

- Corrosión por apriete:

Esto se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas, como juntas atornilladas. La reducción en la resistencia a fatiga puede ser de hasta el 70%, y su existencia se reconoce por el posible cambio de color en la superficie o por picaduras.

- Recubrimientos electrolíticos:

Los recubrimientos electrolíticos normalmente producen disminución de los límites de fatiga. En procesos como galvanizado no afecta, pero en otros como cromado, niquelado o cadmiado, se puede producir una reducción del límite de fatiga de un 50%.

Características direccionales operacionales:

En piezas fabricadas por laminado, estirado o forjado, el límite de fatiga se puede ver reducido por la direccionalidad de la operación, ya que el material podría comportarse de forma anisótropa. Debido a esto, la resistencia a fatiga puede ser un de hasta un 20% menor en dirección transversal que en dirección longitudinal.

- Efectos de corrosión:

La fatiga por corrosión cobra gran importancia en procesos en los que existen ambientes agresivos, a la intemperie o por ejemplo en zonas bajo la influencia de la sal y el ambiente del mar.

La corrosión disminuye la resistencia a la fatiga debido a que se crean puntos de concentración de esfuerzos que favorecen la creación y posterior propagación de fisuras por procesos de fatiga.

1.7 ESFUERZOS FLUCTUANTES.

En los componentes mecánicos aparecen esfuerzos fluctuantes que en algunas ocasiones, debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias, adoptan la forma de un patrón sinusoidal. Para conocer este patrón, es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas.

Tomando $F_{m\acute{a}x}$ como la mayor fuerza y $F_{m\acute{i}n}$ como la menor, se definen las fuerzas medias (F_m) las alternantes (F_a) de la siguiente forma:

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right|$$

Las componentes del esfuerzo se definen:

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = Tensión máxima

$\sigma_{m\acute{i}n}$ = Tensión mínima

σ_a = Tensión alternante (amplitud de tensión)

Las componentes del esfuerzo se definen:

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = Tensión máxima

$\sigma_{m\acute{i}n}$ = Tensión mínima

σ_a = Tensión alternante (amplitud de tensión)

El procedimiento a seguir se basa en descomponer la carga en sus componentes de tensión media y alternante.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right|$$

Se supone el estado tensional resultante como la superposición de un estado de carga constante y otro de carga alternante.

Se buscará una relación entre la componente alternante de tensión y la duración esperada del elemento, pero con la salvedad de que la presencia de la tensión media supondrá una disminución de los valores de la resistencia.

1.7.1 Métodos de análisis de fatiga con esfuerzo medio no nulo.

El caso en el que los componentes mecánicos poseen esfuerzos y tensiones fluctuantes medias no nulas es el más habitual. Sin embargo en otras ocasiones no se puede contar con información experimental que no sea la correspondiente a los ensayos de flexión rotativa, en la que $\sigma_m=0$, por tanto la influencia de la tensión media no nula ha de calcularse mediante varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero.

Los criterios expuestos a continuación son los más famosos:

1.7.1.1 Criterio de Goodman.

Este criterio nos dice que la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los puntos $(0, S_f)$ y $(S_{ut}, 0)$. Esto quiere decir que el valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es S_f , y para la tensión alternante nula, la resistencia media o valor de tensión media para alcanzar el fallo es S_{ut} .

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

Esta teoría es una de las más utilizadas en la práctica ya que se aproxima mucho a la realidad y al expresarse de forma lineal presenta una gran ventaja.

1.7.1.2 Criterio de Soderberg.

Al igual que la de Goodman, este criterio también sigue una recta, y predice que en ausencia de tensión media, la rotura se produce cuando $\sigma_a = S_f$, pero que para tensión alternante nula y materiales dúctiles, el fallo se produce para $\sigma_m = S_{yt}$.

Para tensiones medias la variación sigue una recta. Así la condición de fallo a N ciclos se establece así:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$$

Esta teoría es la menos empleada ya que normalmente suele presentar resultados excesivamente conservadores.

1.7.1.3. Criterio de Gerber.

De las tres que se muestran en este apartado, es la única que no es lineal. Supone que la variación de σ_a con σ_m se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto $(0, S_f)$, su eje es el de ordenadas y pasa por el punto $(S_{ut}, 0)$. Así la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \left(\frac{S_m}{S_{yt}} \right)^2 = 1$$

A continuación se mostrarán las diferencias entre los criterios.

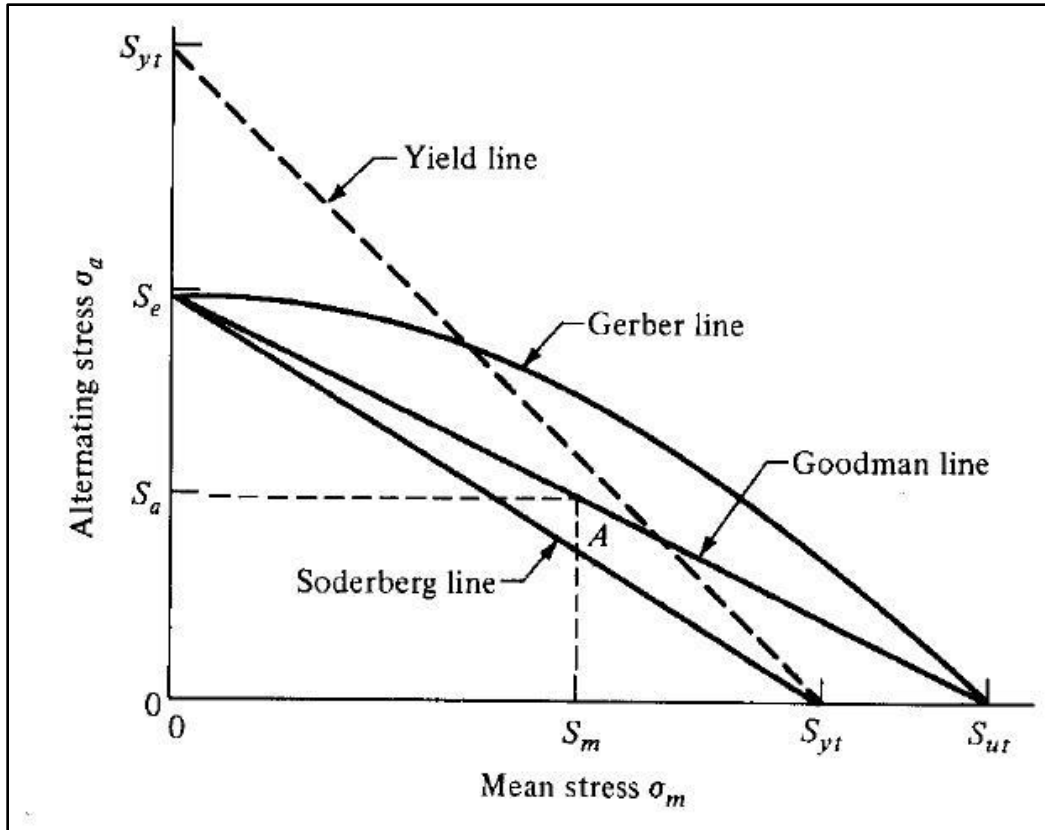


Imagen 62: Diagrama de fatiga de los diferentes criterios.

1.7.2. Línea de carga.

En la mayoría de los sistemas mecánicos, las propias características de funcionamiento hacen que las variaciones de la tensión alternante sólo puedan presentarse acompañadas de variaciones de la tensión media.

Imaginemos el caso de un elemento mecánico, como pudiera ser un diente de un engranaje, sometido a unos esfuerzos fluctuantes entre un valor determinado y cero. En la zona donde se lleva a cabo el engrane, el diente estará sometido a un esfuerzo de flexión mientras que el diente estará libre de esfuerzos en la zona donde no engrane. Esto indicará que las tensiones medias y alternantes serán igual a la mitad de la tensión máxima y en caso de existir una sobrecarga, la tensión alternante aumentaría, pero también lo haría la tensión media.

Se denomina línea de carga a la representación de un diagrama σ_m - σ_a de los posibles estados tensionales del sistema a estudiar, cuando la carga externa experimenta variaciones de acuerdo con la naturaleza del sistema.

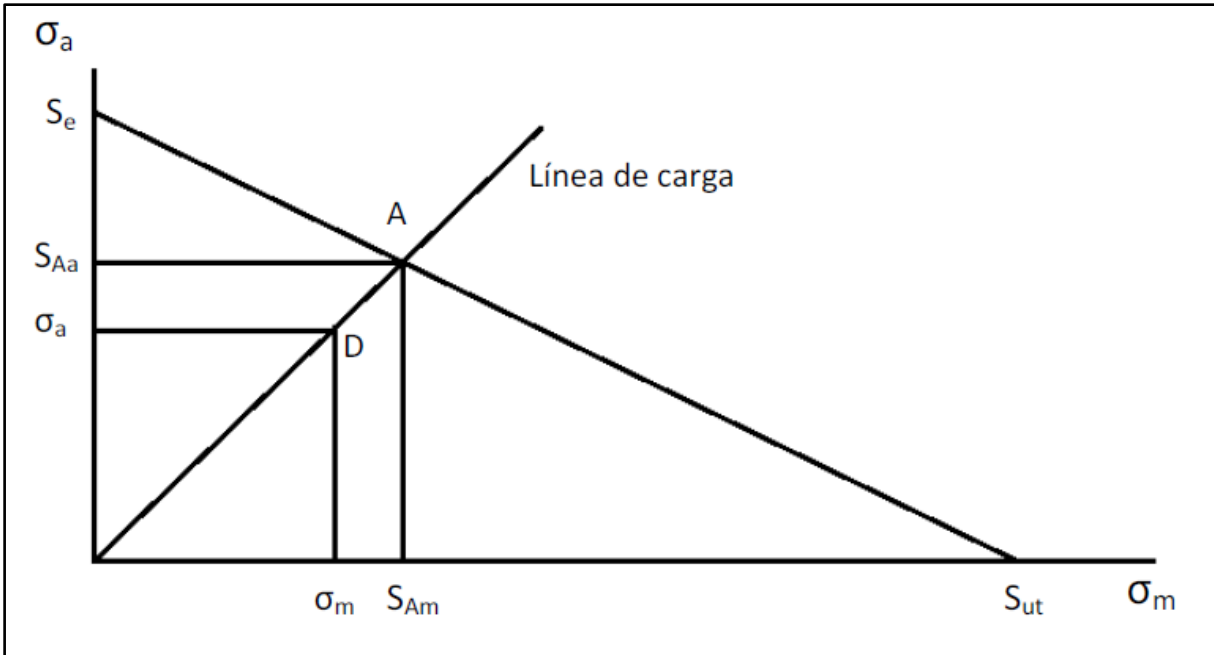


Imagen 63: Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita.

En caso de desear vida infinita, el punto A indicaría dónde se produciría el fallo.

Si el factor de seguridad se considera como factor de aplicación de la carga, se intentaría buscar el número por el que se ha de multiplicar la carga, y por tanto las tensiones a las que afecta, hasta que la media y la alternante fueran las que correspondieran al punto A.

Dado que el punto A verifica la ecuación de Goodman:

$$\frac{S_{Aa}}{S_e} + \frac{S_{Am}}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{S_{Aa}}{S_e} + \frac{S_{Am}}{S_{ut}} = 1$$

Si la carga externa se multiplica por un factor “n” para llegar a la situación límite, las tensiones medias y alternantes de diseño también se multiplicarán por el mismo factor.

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

Finalmente se obtiene el coeficiente de seguridad “n”:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

1.8. DAÑO ACUMULATIVO.

El principal problema que presenta la fatiga es la acumulación de daño en la estructura del material del componente. Debido a que muchas solicitaciones reales no son tan exactas como para responder a los patrones comentados hasta ahora, es necesario establecer un patrón de análisis que permita evaluar el proceso de daño ante solicitaciones como pudiera ser una secuencia de tensiones con amplitudes y componentes medias variables.

Hay varios modelos para predecir la vida a fatiga de los componentes en servicio sometidos a solicitaciones de amplitud variable. Entre ellos, el más simple y conocido es el de Palmgren-Miner. Sin embargo este modelo tiene unas limitaciones, ya que no tiene en cuenta el efecto ejercido por el orden de aplicación de los ciclos, lo cual puede conducir a importantes errores a la hora de calcular la vida en servicio de un equipo.

Con el fin de superar estas limitaciones se han desarrollado otros métodos que sí tienen en cuenta el efecto ejercido por el orden de aplicación de los ciclos sobre el daño acumulado. A continuación se explican los métodos más utilizados y con mayor grado de precisión, además de la mejora que supone respecto al método de Palmgren-Miner.

1.8.1. Modelos de acumulación de daños de fatiga.

1.8.1.1 Modelos de acumulación lineal de daño

El modelo más empleado en la predicción de daño acumulado de manera lineal, debido en gran medida a su sencillez de cálculo, es el de Palmgren-Miner.

Este modelo parte de dos supuestos:

1. La aplicación de n_i ciclos consume una fracción de vida igual al cociente n_i/N_i . Donde N_i es el número de ciclos a rotura en un ensayo de amplitud constante, efectuando en las mismas condiciones de tensión media y amplitud de tensión.

$$d_i = \frac{n_i}{N_i}$$

2. El fallo del componente se producirá cuando la suma de todas estas fracciones de vida alcance la unidad.

$$D = \sum d_i = \sum \frac{n_i}{N_i} \geq 1$$

No obstante, este modelo presenta una desventaja importante, y es que como no se tiene en cuenta el efecto ejercido por la secuencia de aplicación de los ciclos, esto puede conducir a predicciones erróneas.

La facilidad de cálculo del método lo hace ser muy utilizado, pero se han de introducir algunas mejoras para reducir el error y alcanzar así una mayor precisión.

Se han propuesto varios métodos para no cuestionar la acumulación lineal de daño, aunque intentar introducir el efecto ejercido sobre la vida a fatiga por la secuencia de aplicación de las cargas de diversas formas.

Cabe destacar por ejemplo, que se ha establecido un valor de la suma de las fracciones de vida distinto de la unidad, que el efecto de daño de fatiga se considere como el provocado por una entalla que se hubiera introducido en el material o que, dado que los ciclos de mayor amplitud generan unas tensiones residuales en el fondo de la grieta, afectando a su posterior progresión bajo los ciclos menores, el número de ciclos a rotura a utilizar en el cálculo no sea el obtenido en ensayos de amplitud constante sino en los efectuados sobre probetas a las que se ha aplicado una precarga de un nivel igual a la tensión máxima de la secuencia real de ciclos, de forma que induzca una tensión residual similar.

1.8.1.2. Modelos de acumulación no lineal de daño

Así como es lógico pensar que un modelo de acumulación lineal de daño sigue una recta, cualquier modelo que proponga una acumulación no lineal de daño, estará expresado por una ley con forma de curva.

El modelo con una mayor aceptación muy posiblemente fue la formulada en 1981 por Manson y Halford.

El concepto de curva de daño establece que la acumulación del mismo se produce acorde a la curva asociada con el nivel de vida correspondiente.

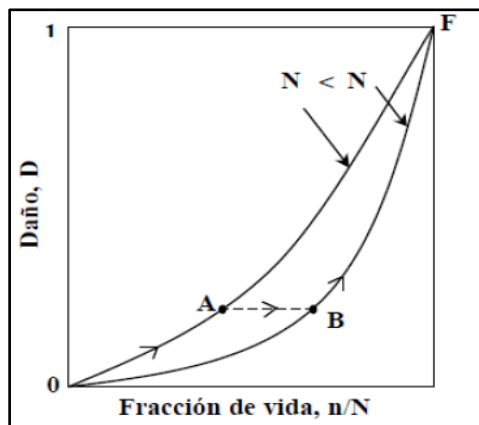


Imagen 64: Curvas de daño correspondientes a dos niveles de tensión aplicada.

Observando la figura mostrada, se puede suponer que si el primer bloque de ciclos de amplitud constante incrementa el daño desde cero hasta el nivel correspondiente al punto A, cualquier daño que se produzca en diferentes condiciones de tensión deberá partir desde este mismo nivel (B), y seguir la curva obtenida para la nueva tensión.

En caso de variarse de nuevo el nivel de tensión de los ciclos de fatiga, el proceso continúa de manera similar hasta el momento en que se produce la rotura, el cual sería el nivel de daño 1.

Esta curva representa esquemáticamente el proceso de acumulación del daño de fatiga y en ella se observa el efecto ejercido por el orden de aplicación de ciclos.

Si el primer bloque de ciclos se aplica a un nivel de tensión elevado, se llega hasta el punto A, y si en ese punto se reduce el nivel de la tensión, se pasa del punto A al punto B, para seguir en esta nueva curva hasta llegar a la rotura. En este caso, la suma de las relaciones entre el número de ciclos aplicados y aquellos que conducen a la rotura en fatiga de amplitud constante, omite el tramo AB, y será inferior a la unidad.

Pero en caso de aplicar los ciclos en orden inverso, el tramo AB se incluirá dos veces, por lo que la suma total de las fracciones de vida será mayor que uno.

1.9. INFLUENCIA DEL MEDIO AMBIENTE EN LA FATIGA.

1. Influencia ambiental sobre la resistencia local

- Por lo general, las aleaciones de aluminio, los aceros inoxidables y otras aleaciones no férricas presentan mayor duración en vacío que en el aire, tanto a temperatura ambiente como especialmente a temperaturas elevadas.
- Los aceros poseen mayor resistencia a la fatiga en agua pura que en agua contaminada con cloruros.
- Los aceros y las aleaciones de aluminio, titanio y magnesio tienen mayor resistencia a la fatiga si no hay vapor de agua en el aire.
- Los efectos de la temperatura y de la frecuencia utilizada en los ensayos, observados habitualmente en los efectuados en aire, desaparecen o se reducen de forma drástica cuando se realizan en vacío.
- Otros ambientes con baja presión parcial de oxígeno, como el sodio o el helio, incrementan la vida de fatiga de los aceros, en comparación con los resultados en aire.

2. Influencia ambiental sobre la propagación de grietas

- El crecimiento de grietas es mayor en el aire que en el vacío.
- En el caso de aceros y aleaciones de aluminio y titanio la velocidad de crecimiento de grieta aumenta en presencia de agua con soluciones de cloruros o carbonatos, en comparación a los resultados obtenidos en aire.
- La mayor influencia medioambiental en la propagación de la grieta tiene lugar en la fase inicial de crecimiento de la misma.
- a existencia de vapor de agua en el aire incrementa la velocidad de crecimiento de la grieta en aleaciones no férricas, aceros de baja aleación, y especialmente en aceros de alta resistencia.
-

ANEXO II

TÉCNICAS DE DIAGNÓSTICO, INSPECCIÓN NO DESTRUCTIVA

2.1 INTRODUCCIÓN

2.2 ENSAYOS DE MATERIALES

2.3 INSPECCIÓN NO DESTRUCTIVA EN MATERIALES

2.4 PRINCIPALES MÉTODOS DE INSPECCIÓN NO DESTRUCTIVA.

2.5 SELECCIÓN DEL MÉTODO DE ANÁLISIS

2.1. INTRODUCCIÓN.

Se denomina ensayo no destructivo a cualquier tipo de prueba practicada a un material que no altere de forma permanente sus propiedades físicas, químicas, mecánicas o dimensionales. Los ensayos no destructivos implican un daño imperceptible o nulo. Los ensayos no destructivos se basan en la aplicación de fenómenos físicos tales como ondas electromagnéticas, acústicas, elásticas, emisión de partículas subatómicas, capilaridad, absorción y cualquier tipo de prueba que no implique daño considerable a la muestra examinada.

La inspección no destructiva es una herramienta muy empleada en la detección, caracterización y evaluación de fallos, pues permite mantener la integridad de las piezas y con ello la posibilidad de realizar análisis posteriores.

A partir de la descripción que se realizará a continuación, se pretende realizar un acercamiento a las diferentes técnicas de inspección no destructivas, todo ello con la finalidad de aprender qué es la inspección no destructiva de materiales.

2.2. ENSAYOS DE MATERIALES.

Los ensayos de materiales son procedimientos, generalmente normalizados, destinados a determinar las propiedades y características de los materiales, así como su comportamiento en servicio.

Mediante el ensayo de materiales se deben determinar sus valores de resistencia, verificar sus propiedades y establecer el comportamiento de aquellos bajo la acción de influencias externas. Existen diferentes tipos de ensayos en los que se determinan características distintas en cada uno de ellos. Así pues, en los ensayos físicos se suelen determinar las dimensiones de los cuerpos, la forma, el peso etc, y en los ensayos mecánicos la resistencia, elasticidad y plasticidad, ductilidad, tenacidad y fragilidad, etc.

Las funciones principales de los ensayos de materiales son:

- Caracterización de materiales
- Control de calidad desde la fase inicial hasta la fase final del proceso.
- Previsión de fallos en servicio, haciendo posible analizar las causas de dichos fallos.
- Las diferentes pruebas y ensayos se pueden clasificar en:
- Pruebas destructivas: mediante las pruebas destructivas, se pretendía determinar cuantitativamente el valor de ciertas propiedades como por ejemplo la resistencia mecánica, la tenacidad o la dureza, y también para comprobar si las características de un material cumplen con lo especificado durante el diseño. Se tratan de ensayos muy sencillos de llevar a cabo y que proporcionan abundante información sobre la pieza o el material de ensayo. Además, este ensayo alterando de forma permanente las propiedades del componente sujeto a inspección.

- Pruebas no destructivas: con el desarrollo de nuevas tecnologías y la optimización de los productos o los requisitos de seguridad, se impusieron también nuevas condiciones de inspección, en las cuales se estableció la necesidad de verificar hasta en un 100 % los componentes críticos. Esto resultó ser una dificultad para los departamentos de calidad, hasta que iniciaron el empleo de otras técnicas de inspección, con las que se podía medir la integridad de componentes sin destruirlos. Con ello, se inició la aplicación de las pruebas no destructivas.

2.3. INSPECCIÓN NO DESTRUCTIVA EN MATERIALES.

Los ensayos no destructivos (en adelante, END) juegan un papel importante y crítico a la hora de verificar que los componentes, estructuras y sistemas cumplen con la función para la que fueron diseñados. Gracias a los END, es posible determinar el estado de los materiales y prever la posibilidad de fallo de elementos estructurales que podrían causar, por ejemplo, que un tren descarrilara.

La inspección no destructiva, es basa en la aplicación de métodos físicos con la finalidad de comprobar el estado de las piezas examinadas sin alterar de forma permanente las propiedades de los materiales examinados.

Entre los múltiples usos de los END, encontramos:

- Detección y evaluación de defectos y discontinuidades (tanto internas como superficiales).
- Detección de fugas y filtraciones.
- Medidas dimensionales.
- Caracterización de estructuras y microestructuras.
- Estimación de propiedades físicas y mecánicas.
- Medidas de tensión y respuesta dinámica.
- Determinación del tipo de material y composición química.

Debido a su campo de aplicación, no resulta inusual que los END sean usados en alguna etapa de la producción o ciclo de vida de muchos componentes. Algunas de estas aplicaciones son:

- Como parte del desarrollo de nuevos productos.
- Para observar o clasificar nuevos materiales.
- Para mejorar y controlar procesos productivos.
- Para verificar que las diferentes etapas de dichos procesos se realizan de forma correcta.
- Para verificar que el montaje se realiza de forma correcta.
- Para inspeccionar posibles daños de elementos en servicio.

2.4. PRINCIPALES MÉTODOS DE INSPECCIÓN NO DESTRUCTIVA.

Existe un número muy amplio de métodos y ensayos no destructivos. Además, gracias a la investigación, se continúa encontrando nuevos métodos de inspección no destructivos y nuevas formas de mejorar los existentes.

En cuanto a la aplicación del ensayo, los END se dividen en:

- Técnicas de inspección superficial.
- Técnicas de inspección volumétrica.
- Otras técnicas de inspección no destructiva.

2.4.1. Técnicas de inspección superficial.

Estas pruebas informan acerca del estado superficial de los materiales inspeccionados. En esta técnica encontramos la inspección visual (IV), líquidos penetrantes (LP) y partículas magnéticas.

2.4.1.1 Inspección visual.

Se trata de la detección, por medio del ojo humano o por un sistema de inspección visual, de los cambios sucedidos, en las superficies de los elementos, de las propiedades de la luz.

En general, las inspecciones visuales son utilizadas para dos propósitos.

- La inspección de superficies expuestas o accesibles de objetos opacos, incluyendo la mayoría de ensambles parciales o productos terminados.
- La inspección del interior de objetos transparentes tales como vidrio, cuarzo, algunos plásticos, líquidos o gases.

Se trata del método más antiguo y común de la inspección no destructiva empleado por el hombre. Hoy en día, la inspección visual se encuentra entre los principales procedimientos de inspección para detectar y evaluar discontinuidades.

Para facilitar la inspección visual se pueden utilizar accesorios ópticos, los cuales son capaces de ayudar a realizar inspecciones visuales. Podemos encontrar los siguientes accesorios ópticos:

- Espejos.
- Lentes.
- Microscopios.
- Amplificadores de imagen, como lupas o instrumentos similares.
- Boroscopios.

Existen distintos tipos de métodos de inspección en función de si es necesario o no el uso de elementos auxiliares. Esos tipos de métodos de inspección son los siguientes:

- Examen visual directo: puede hacerse cuando el acceso es suficiente para colocar el ojo dentro de 600 mm de la superficie que será examinada y a un ángulo no menor de 30° de la superficie que será examinada. Se pueden utilizar espejos para mejorar el ángulo de visión y también los dispositivos auxiliares como lentes amplificadoras para ayudar en los exámenes.
- Examen visual remoto: cuando se da una observación en la que el ojo se encuentra a una distancia mayor de 610 mm y un ángulo menor de 30°, se trata de un examen visual remoto. En este examen visual es posible usar dispositivos auxiliares visuales como espejos, telescopios, boroscopios, fibra óptica, etc.

La inspección visual es el primer paso de cualquier evaluación. Para muchos objetos, la inspección visual es utilizada para determinar:

- ✓ Cantidad.
- ✓ Tamaño.
- ✓ Forma o configuración.
- ✓ Acabado superficial.
- ✓ Reflectividad (reflexión).
- ✓ Características de color.
- ✓ Ajuste.
- ✓ Características funcionales.
- ✓ La presencia de discontinuidades superficiales.

Antes de realizar cualquier inspección, es necesario realizar una preparación superficial en la que se debe eliminar toda suciedad u óxidos que puedan enmascarar los defectos. Además, se debe utilizar una fuente de luz con la potencia suficiente para obtener diferentes ángulos de incidencia.

El ensayo de inspección visual debe ser realizado por personal con un cierto grado de conocimiento sobre los materiales que están siendo inspeccionados, así como también, del tipo de irregularidades o discontinuidades a destacar en los mismos.

2.4.1.2. Inspección por líquidos penetrantes.

La inspección por líquidos penetrantes puede ser definida como un procedimiento de inspección no destructiva diseñado para detectar y exponer discontinuidades superficiales en materiales de ingeniería.

Este método se emplea sobre todos los materiales no porosos, o no excesivamente rugosos, como metales, cerámicos, vidrios, plásticos, etc. Las grietas en este tipo de materiales actúan como capilares favoreciendo la penetración de fluidos que tengan una reducida tensión superficial.

El principio en el cual se basa esta técnica no destructiva es la capacidad de que un líquido pueda penetrar por capilaridad y ser retenido en las discontinuidades abiertas a la superficie como pueden ser fisuras y poros.

La inspección por líquidos penetrantes es uno de los métodos de inspección no destructiva más antiguo. Basado en el viejo proceso conocido como el aceite y el blanqueador. Sus principios se originan en los talleres de mantenimiento de ferrocarriles. A finales del siglo XIX la parte a inspeccionar era sumergida en aceite usado, después de unos pocos minutos de penetración la parte era limpiada hasta eliminar el exceso de penetrante y entonces la parte se cubría con una mezcla de talco y alcohol. Donde existían grietas, el aceite atrapado era exudado, haciéndolas visibles.

Unos años más tarde, el método fue reemplazado por partículas magnéticas en materiales ferromagnéticos, especialmente en la industria aeronáutica, era necesario contar con un método de inspección más fiable y sofisticada que el método del aceite y blanqueador. Por ello, el método fue refinado.

El proceso de inspección por líquidos penetrantes es el siguiente:

1. Preparación y limpieza: consiste en limpiar perfectamente la zona de interés que se va a inspeccionar. Para la realización de una limpieza adecuada debe determinarse el tipo de contaminante que existe en la superficie. Esto no es una tarea fácil, ya que a veces resulta difícil identificar los constituyentes de un contaminante. Una vez realizada la identificación se a la limpieza del elemento en la superficie a inspeccionar, el cual depende de los contaminantes existentes en la superficie a inspeccionar.
2. Secado después de la limpieza: es esencial que las superficies de las piezas se encuentren completamente secas después de la limpieza, ya que cualquier líquido residual puede impedir la entrada del penetrante.
3. Aplicación del penetrante y tiempo de penetración: en este paso el penetrante es aplicado sobre la superficie que será inspeccionada hasta que toda la pieza o el área bajo la inspección esté completamente cubierta por él. El penetrante puede ser aplicado por inmersión, aerosol (aspersión) o por brocha.
4. Remoción del exceso de penetrante: al transcurrir el tiempo suficiente para permitir que el penetrante sea atrapado por las discontinuidades abiertas a la superficie, el exceso de penetrante sobre la superficie inspeccionada debe ser removido. La remoción resulta ser un paso crítico en el ensayo, ya que una remoción errónea puede producir malas interpretaciones o resultados incorrectos. Si no se elimina la cantidad de penetrante correcta, puede formarse un efecto de fondo visible o fluorescente que reduce el contraste, pudiendo ocultar indicaciones de discontinuidades significativas o que puede interferir en la inspección. Con una buena remoción del exceso de penetrante, las indicaciones aparecerán claramente con un color intenso o un contraste brillante y pueden ser fácilmente vistas.

5. Secado: el secado después de la remoción del exceso de penetrante depende del método de remoción y del revelador que será usado. El secado después de la remoción depende del tipo de proceso de remoción que se haya utilizado.

6. Aplicación del revelador: sobre la superficie ya preparada se coloca el revelador de forma seca o finamente pulverizado en una suspensión acuosa o alcohólica, ya que una vez evaporada, deja una fina capa de polvo. Los reveladores actúan de muchas formas, todas ellas aumentando la visibilidad, por lo que puede considerarse que son los encargados de hacer visibles las indicaciones.

7. Inspección: se trata de una parte crítica del proceso de inspección por líquidos penetrantes. Se requiere una iluminación adecuada para asegurar que no exista pérdida en la sensibilidad durante la inspección. Existen distintos modos de inspección:

- Inspección de penetrantes visibles: pueden ser examinadas con luz de día o con luz blanca o artificial, mediante el empleo de focos o lámparas. Las indicaciones son de color rojo sobre fondo blanco.
- Inspección de penetrantes fluorescentes: son examinadas con luz negra y en área oscurecida. La intensidad de la fluorescencia es asociada con el volumen y la concentración de penetrante retenido en la discontinuidad.

8. Interpretar y evaluar: se tratan de dos pasos completamente distintos ya que, al interpretar determinamos qué condición está causando las indicaciones obtenidas, además del hecho de decidir si las indicaciones obtenidas son falsas, no relevantes o relevantes. Cuando la indicación se toma como verdadera, hay que aceptarla o rechazarla. De esto se encarga la evaluación de indicaciones.

La evaluación se realiza basándose en un criterio de aceptación y rechazo, el cual se considera el efecto de que la discontinuidad tendrá en el servicio o funcionamiento del componente. Si una indicación relevante se rechaza tras la evaluación, pasará a ser considerada como defecto.

9. Registro: una vez realizada la interpretación de las indicaciones, hemos de proceder a su registro. En muchas ocasiones, es conveniente registrar las indicaciones. Los métodos de registros que pueden ser utilizados son:

- Dibujos o croquis.
- Técnicas para recoger indicaciones.
- Fotografía.

10. Limpieza posterior: consiste en la eliminación de los agentes químicos utilizados en los materiales ensayados con el propósito de prevenir posteriores ataques. Este proceso no suele ser necesario si ha sido usado un revelador seco. En cambio, los reveladores acuosos no deben ser removidos. Cuando el revelador resulta difícil de remover, puede ser restregado con una brocha o cepillo y detergente.

La siguiente ilustración representa gráficamente el proceso descrito.

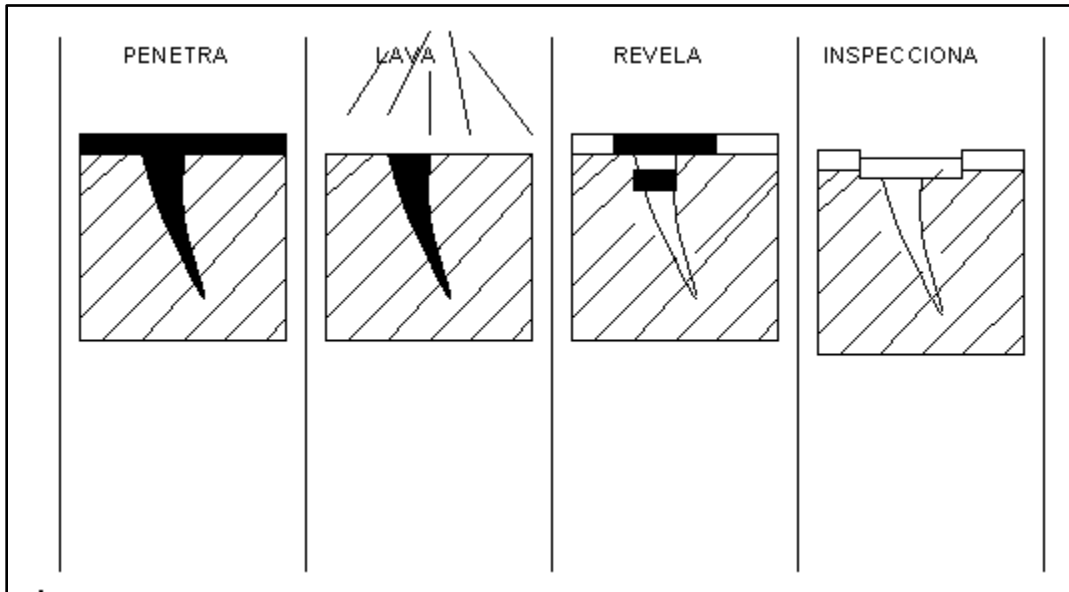


Imagen 65: Fases del análisis por líquidos penetrantes.

Las aplicaciones del método de inspección por líquidos penetrantes se engloban fundamentalmente en el trabajo de los metales como la fundición, la soldadura, la forja, etc. En este tipo de trabajos los metales cambian su estructura cristalina y pueden desarrollar efectos en los que se pueden dar la formación de defectos. Este tipo de defectos está relacionado al tipo de metal y a los métodos de trabajo.

La fundición, forjado, soldadura, tratamiento térmico, maquinado y formado pueden producir discontinuidades que son características del metal, la forma de la parte, el medio ambiente de uso y el tipo de cargas.

A continuación explicamos la relación entre el procesado del metal y el desarrollo de discontinuidades.

- **Soldaduras:** las soldaduras son similares a las fundiciones. Por tanto, entre las discontinuidades que encontramos algunas son similares a las de la fundición. Dichas discontinuidades son la porosidad, falta de penetración en la raíz, grietas, inclusiones de escorias, grietas de cráter o estrella, faltas de fusión y grietas en la zona afectada por el calor. Las soldaduras son normalmente inspeccionadas con un penetrante visible usando el método removible con solvente. También se utiliza el método de penetrantes fluorescentes lavables con agua en las soldaduras realizadas en recipientes a presión o estructuras grandes. No obstante, por la capacidad de detectar algunas discontinuidades subsuperficiales, en ocasiones se prefiere la inspección por partículas magnéticas.
- **Forjas:** las forjas son originalmente fundiciones, las cuales son trabajadas con martillos o prensas para cambiar la estructura cristalina de la fundición, para formar una estructura de grano fino

direccional en el metal. Este trabajo del metal también aplanar discontinuidades globulares tales como inclusiones, porosidad y contracciones. Además, en el proceso de forjado se desarrollan discontinuidades características como son los reventones, las grietas, hojuelas o escamas y los traslapes y costuras.

- Inspección de campo y en servicio: la inspección de campo y en servicio incluye aplicaciones de mantenimiento y reparación. La inspección por líquidos penetrantes es especialmente importante en el mantenimiento de aviones porque muchos de los metales usados son no magnéticos. La preparación puede ser considerada como la parte más difícil e importante de la inspección por líquidos penetrantes en servicio. Esto se debe a que si existen grietas por fatiga frecuentemente están contaminadas con aceite u otros contaminantes. Si las grietas son causadas por esfuerzos de corrosión son muy finas y se encuentran contaminadas con productos de corrosión.

2.4.1.3 Partículas magnéticas.

Este tipo de END es aplicado con la finalidad de detectar discontinuidades superficiales y sub-superficiales en una pieza de material ferromagnético.

Consiste en someter a la pieza a inspeccionar a una magnetización adecuada y espolvorear sobre la misma finas partículas de material ferromagnético. Esto último es lo que hace posible la detección de las discontinuidades.

Cuando un material ferromagnético se magnetiza, aplicando a dos partes cualesquiera del mismo los polos de un imán, se convierte en otro imán, con sus polos situados antagónicamente respecto del imán original. La formación del imán en la pieza a ensayar implica la creación en su interior de unas líneas de fuerza que van desde el polo del imán inductor al otro, pasando por una zona inerte denominada línea neutra. Estas líneas de fuerza forman un flujo magnético uniforme, si el material es uniforme.

Sin embargo, cuando existe alguna alteración en el interior del material, las líneas de fuerza se deforman o se producen polos secundarios. Estas distorsiones o polos atraen a las partículas magnéticas que se aplican en forma de polvo o suspensión en la superficie a inspeccionar y que por acumulación producen las indicaciones que se observan visualmente de manera directa o bajo luz ultravioleta.

Este método tiene la ventaja de ser un ensayo que permite una mayor sensibilidad para detectar pequeñas discontinuidades, mayor comodidad de utilización al existir la opción de utilizar equipos portátiles y en la mayoría de los casos con un bajo precio.

Los ensayos por métodos magnéticos, se basan en determinar las variaciones que introducen las perturbaciones estructurales del material sobre alguna de las propiedades magnéticas del mismo.

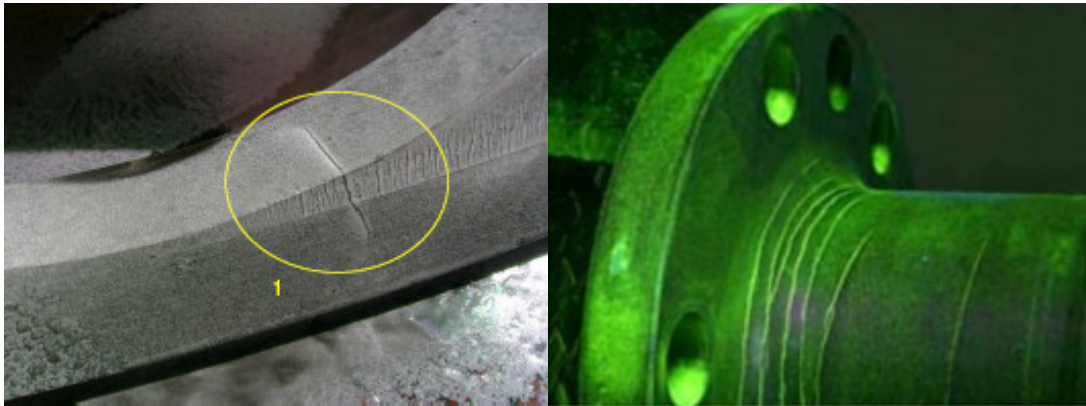


Imagen 66: Defectos obtenidos mediante partículas magnéticas.

La secuencia de operaciones para la realización del ensayo de partículas magnéticas es el siguiente:

1. Adecuación de la superficie de la pieza a ensayar: consiste en la limpieza de la superficie a inspeccionar de forma que se eliminen las impurezas perjudiciales para el ensayo, permitiendo la interacción de las partículas con los campos de fuga, proporcionando un buen contraste entre partículas y superficie. Los métodos más empleados son:

- Granalla de acero.
- Cepillo de acero.
- Disolvente.
- Limpieza química.

2. Magnetización de la pieza.

3. Aplicación de las partículas magnéticas.

4. Observación, interpretación y evaluación de las indicaciones, con el objetivo de la obtención de registros.

5. Limpieza final.

6. Desmagnetización de la pieza, si procede.

El método de partículas magnéticas se utiliza para la detección de discontinuidades superficiales y sub-superficiales en materiales ferromagnéticos tales como hierro, níquel, cobalto, etc.

Uno de los objetivos de este tipo de ensayo es la detección, lo antes posible, de discontinuidades dentro de las distintas secuencias de los procesos de fabricación, evitando que entren en servicio piezas que posteriormente serían rechazadas.

Es un método que se puede aplicar tanto a materias primas tales como perfiles y barras, como durante los procesos de conformación, mecanizado, tratamientos térmicos y electroerosión. También se puede aplicar en piezas terminadas, pero considerando que el origen de las discontinuidades se encuentra en los procesos de fabricación y durante el servicio de las piezas.

Los ensayos por partículas magnéticas se pueden categorizar como:

- Producción y elaboración primaria.
- Ensayos de fabricación y elaboración secundaria.
- Ensayos en servicio: se emplean para detectar heterogeneidades como grietas de fatiga y de sobretensión en piezas puestas ya en servicio.

Con el método de inspección por partículas se pueden detectar tres tipos de defectos:

- Defecto longitudinal.
- Defecto superficial.
- Defecto bajo la superficie o sub-superficial.

No obstante, a pesar de que el ensayo no destructivo por partículas magnéticas se realiza durante y entre operaciones de elaboración generalmente se realiza un ensayo final para asegurar que el producto terminado no tiene discontinuidades perjudiciales.

2.4.1.4 Ensayo no destructivo por vibraciones.

Como ya sabemos, las vibraciones son resultado de la transmisión de fuerzas lo que provoca el desgaste y deterioro de las máquinas. Las vibraciones pueden salir al exterior, mediante apoyos, uniones, etc. De este modo, si las fuerzas de excitación se mantienen constantes entre unos límites, el nivel de vibración medido se mantiene dentro de los mismos límites proporcionalmente.

Cuando los defectos comienzan a aparecer, los procesos dinámicos de la máquina son alterados, alterándose las fuerzas que, como resultado, darán una modificación al espectro de vibración.

El principal objetivo del mantenimiento es garantizar que la máquina opere en perfectas condiciones. La misión consiste en detectar posibles problemas antes de que ocurran grandes averías.

Los ensayos de vibración, son uno de los ensayos más solicitados especialmente en industrias como electrónica, automoción, aeronáutica, aeroespacial y aplicaciones militares dado que en todos estos campos es habitual que el producto esté sometido a vibraciones durante su vida útil.

Los principios en lo que se basan este tipo de análisis son los siguientes:

- Toda máquina en su correcto estado de funcionamiento, tiene vibraciones debido a las imperfecciones que esta presenta de fábrica. Este nivel de vibraciones puede considerarse como nivel de referencia de su funcionamiento satisfactorio.
- Cualquier defecto en la máquina supone un incremento en la vibración perfectamente detectable.
- Cada defecto, lleva asociado, cambios específicos en las vibraciones con lo que se puede identificar el tipo de fallo.

2.5 SELECCIÓN DEL MÉTODO DE ANÁLISIS.

La selección del método de ensayo que se va a emplear en cada caso es fundamental, ya que una elección correcta permitirá detectar de una forma segura, rápida, eficaz y a un coste razonable los posibles defectos de un componente o pieza.

La selección del método de ensayo depende de la finalidad que se busque, por lo que será necesario seleccionar entre ellos, el que mejor se adapte para cada caso, aplicando el procedimiento más adecuado.

De forma general, podremos decidir que método emplear en función de donde se encuentren los defectos, si en el o en el exterior:

- Métodos para obtener información de la superficie o cerca de ella: ensayo visual, ensayo de líquidos penetrantes, ensayo de partículas magnéticas.
- Métodos para obtener información en el interior de los objetos: ensayo por vibraciones.

ANEXO III

SISTEMAS DE TRANSPORTE POR CADENA Y SUS COMPONENTES

3.1 INTRODUCCIÓN

3.2 PRINCIPALES COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSPORTE POR CADENA

3.1. INTRODUCCIÓN.

Los sistemas de transporte por cadena son muy empleados en la industria hoy en día, en sectores como el del automóvil, alimentación...

Por ello y puesto que el presente proyecto se centra en la cadena (uno de los principales componentes de dicho sistema), a continuación se darán unas nociones básicas sobre los sistemas de transporte por cadena, así como de los componentes que los componen, particularizando en el modelo de cadena y sistema en el cual está basado este proyecto.

3.2 PRINCIPALES COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSPORTE POR CADENA:

3.2.1 Cadena.

Los componentes de la cadena son forjados mediante un acero de alta resistencia, con gran precisión y acabado, haciéndolos un 20% más fuertes que los componentes o partes de cadenas hechas con acero al carbón estándar.

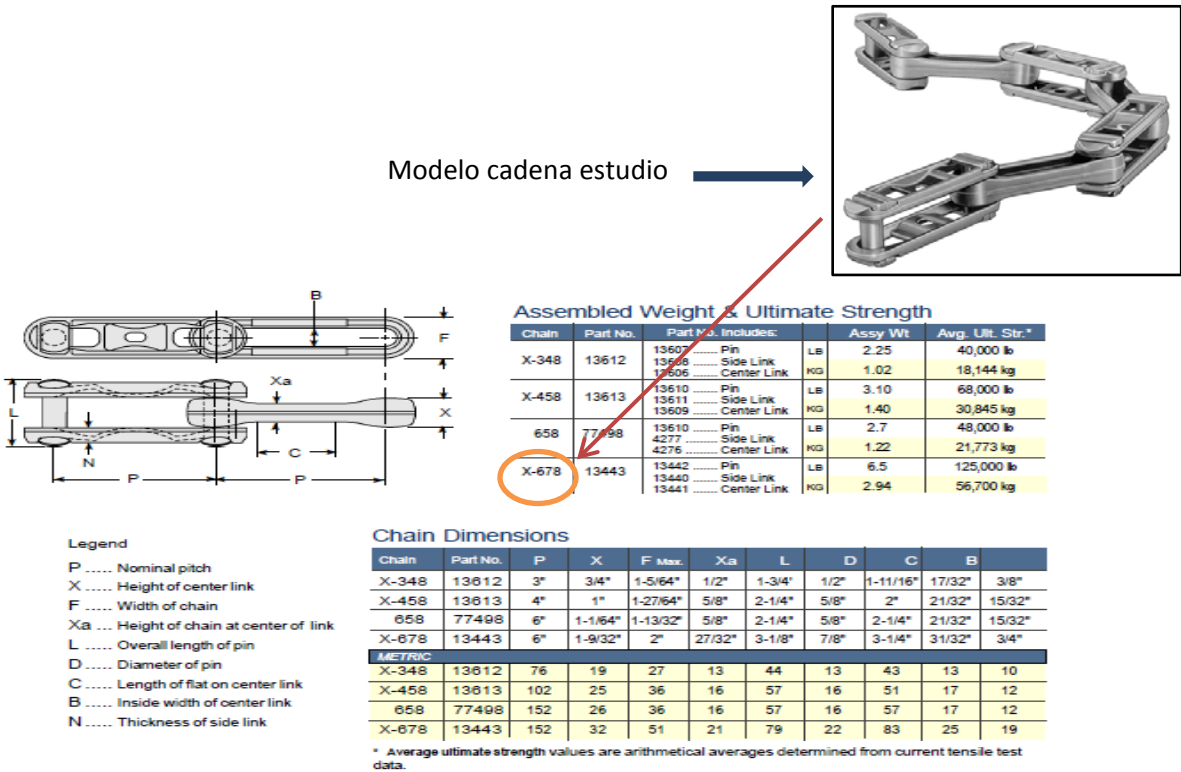
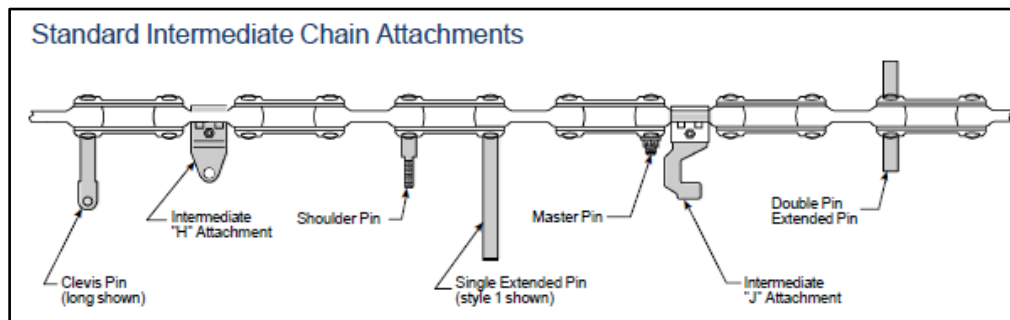


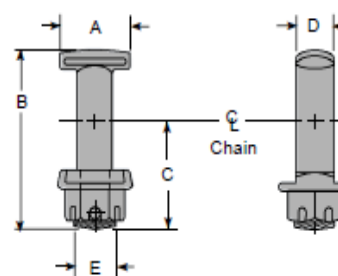
Imagen 67: peso y medidas de la cadena.

- Uniones intermedias de cadena (pernos).
Empleadas para unir los eslabones de la cadena unos con otros.
El material del que se fabrican es el mismo que el de la cadena.



Master Pin

Chain	Part No.	A	B	C	D	E	Weight
X-348	3362	1"	2-5/16"	1-7/16"	1/2"	3/8"	.20 lb
X-458	15443	1-7/32"	2-25/32"	1-11/16"	5/8"	1/2"	.25 lb
X-678	3896	1-7/8"	3-15/16"	2-7/16"	7/8"	5/8"	.90 lb
X-678	13244*	1-7/8"	3-15/16"	2-7/16"	7/8"	5/8"	.90 lb
METRIC							
X-348	3362	25	59	36	13	9	.09 kg
X-458	15443	31	71	43	16	13	.11 kg
X-678	3896	48	100	61	22	16	.41 kg
X-678	13244*	48	100	61	22	16	.41 kg



3362 set includes:
1- # 4284 ... Master Pin
1- # 4285 ... Washer
1- # 58549 . Hex. Nut
1- # 58054 . Cotter Pin

15443 set includes:
1- # 4273 ... Master Pin
1- # 4274 ... Washer
1- # 58550 . Hex. Nut
1- # 58055 . Cotter Pin

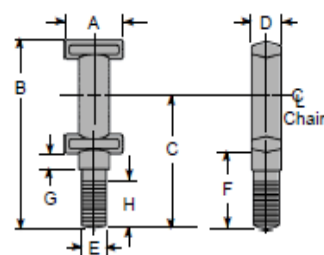
3896 set includes:
1- # 4256 ... Master Pin
1- # 4257 ... Washer
1- # 58603 . Hex. Nut
1- # 58065 . Cotter Pin

* 8642 Alloy
13244 set includes:
1- # 13244 . Master Pin
1- # 4257 ... Washer
1- # 58603 . Hex. Nut
1- # 58065 . Cotter Pin

Single Extended Shoulder Pin

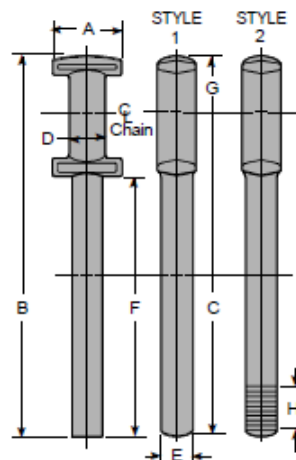
Chain	Part No.	A	B	C	D	E	F	G	H	Weight
X-458	8837	1-1/4"	3-3/4"	2-5/8"	5/8"	1/2"	1-1/2"	3/8"	7/8"	.33 lb
	6784	1-7/8"	4-3/4"	3-1/4"	7/8"	5/8"	1-3/4"	1/2"	7/8"	.81 lb
X-678	6785	1-7/8"	5-1/8"	3-5/8"	7/8"	5/8"	2-1/8"	1/2"	1"	.86 lb
	13215*	1-7/8"	4-3/4**	3-1/4"	7/8"	5/8"	1-3/4"	1/2"	7/8"	.81 lb
	13218*	1-7/8"	5-1/8"	3-5/8"	7/8"	5/8"	2-1/8"	1/2"	1"	.86 lb
METRIC										
X-458	8837	32	95	67	16	13	38	9	22	.15 kg
	6784	48	121	83	22	16	44	13	22	.37 kg
X-678	6785	48	130	92	22	16	54	13	25	.39 kg
	13215*	48	121	83	22	16	44	13	22	.37 kg
	13218*	48	130	92	22	16	54	13	25	.39 kg

* 8642 Alloy



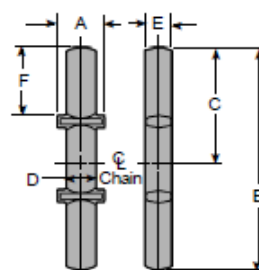
Single Extended Pin

Chain	Part No.	Style	A	B	C	D	E	F	G	H
X-348	4282	1	31/32"	3-7/8"	3"	1/2"	1/2"	2-1/8"	7/8"	- .16 lb
	15588	1	31/32"	5-7/8"	5"	1/2"	1/2"	4-1/8"	7/8"	- .34 lb
	4075	2	1-1/4"	3-1/2"	2-3/8"	5/8"	1/2"	1-1/4"	1-1/8"	7/8" .32 lb
X-458	15585	1	1-7/32"	5-23/32"	4-5/8"	5/8"	5/8"	3-1/2"	1-3/32"	- .55 lb
	8137	2	1-7/32"	4-15/32"	3-3/8"	5/8"	5/8"	2-1/4"	1-3/32"	3/4" .50 lb
	4267	1	1-1/4"	4-25/32"	3-11/16"	5/8"	1/2"	2-1/2"	1-3/32"	- .30 lb
	15586	2	1-7/32"	3-23/32"	2-5/8"	5/8"	1/2"	1-1/2"	1-3/32"	15/16" .30 lb
	7687	1	1-7/32"	7-3/32"	6"	5/8"	1/2"	4-7/8"	1-3/32"	- .52 lb
X-678	4255	2	1-7/8"	5-1/4"	3-23/32"	7/8"	7/8"	2-1/4"	1-17/32"	2" 1.04 lb
METRIC										
X-348	4282	1	24.6	98.4	76.2	12.7	12.7	54.0	22.2	- .07 kg
	15588	1	24.6	149.2	127.0	12.7	12.7	104.8	22.2	- .15 kg
	4075	2	31.8	88.9	60.3	15.9	12.7	31.8	28.6	22.2 .15 kg
X-458	15585	1	31.0	145.3	117.5	15.9	15.9	88.9	27.8	- .25 kg
	8137	2	31.0	113.5	85.7	15.9	15.9	57.2	27.8	19.1 .23 kg
	4267	1	31.8	121.4	93.7	15.9	12.7	65.1	27.8	- .14 kg
	15586	2	31.0	94.5	66.7	15.9	12.7	38.1	27.8	23.8 .14 kg
	7687	1	31.0	180.2	152.4	15.9	12.7	123.8	27.8	- .24 kg
X-678	4255	2	47.6	133.4	94.5	22.2	22.2	57.2	38.9	50.8 .47 kg



Double Extended Pin - Style 1

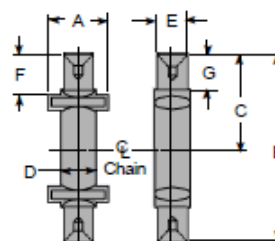
Chain	Part No.	Style	A	B	C	D	E	F	G
X-458	4268	1	1-7/32"	5-15/32"	2-3/4"	5/8"	5/8"	1-5/8"	- .53 lb
METRIC									
X-458	4268	1	31.0	138.9	69.9	15.9	15.9	41.3	- .24kg



Style 1

Double Extended Pin - Style 2

Chain	Part No.	Style	A	B	C	D	E	F	G
X-458	4852	2	1-7/32"	3-7/8"	1-15/16"	5/8"	1/2"	13/16"	23/32" .40 lb
METRIC									
X-458	4852	2	31.0	98.4	49.2	15.9	12.7	20.6	18.3 .18 kg

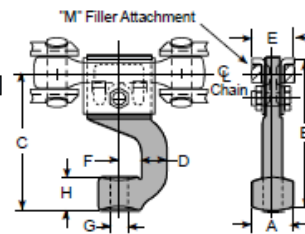


Style 2

Intermediate "J" Attachment

Chain	Part No.	A	B	C	D	E	F	G	H
X-458	15277	1-1/4"	4-3/4"	4-5/16"	3/4"	1-1/4"	3/4"	9/16 to 11/16	1.0 1.31 lb
METRIC									
X-458	15277	31.8	120.7	109.5	19.1	31.2	19.1	14.3 to 17.5	25.4 .59 kg

15277 set includes:
 1- #129241 ... Int. "J" Attachment
 2- #4226 "M" Filler
 1- #11979 Bolt
 1- #56494 Nut

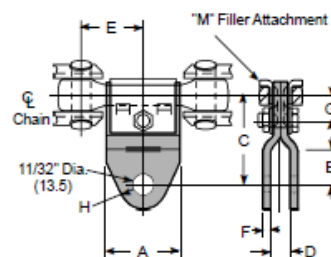


Intermediate "H" Attachment

Chain	Part No.	A	B	C	D	E	F	G	H
X-348	15802	1-5/8"	1"	3-1/8"	9/16"	1-1/2"	1/8"	7/8	17/32 .60 lb
X-458	15276	2-1/4"	1"	2-7/8"	11/16"	2"	3/16"	13/16"	17/32 1.09 lb
METRIC									
X-348	15802	41.3	25.4	79.4	14.3	38.1	3.2	22.2	13.5 27 kg
X-458	15276	57.1	25.4	83.0	17.4	50.8	4.7	20.6	13.5 .49 kg

15802 set includes:
 2- #15573 Int. "H" Attachment
 2- #5443 "M" Filler
 1- #13434 Bolt
 1- #57212 Nut

15276 set includes:
 2- #15577 Int. "H" Attachment
 2- #4226 "M" Filler
 1- #11979 Bolt
 1- #56494 Nut



Clevis Pin

Chain	Part No.	A	B	C	D	E	F	G	H
X-348	4281	1-3/16"	3-7/8"	2-1/2"	1/2"	25/64"	9/16"	7/8	3/4 .40 lb
X-458	4269	1-3/16"	5-19/32"	4"	5/8"	25/64"	9/16"	1-3/32"	3/4 .60 lb
	4270	1-3/16"	4-19/32"	3"	5/8"	25/64"	9/16"	1-3/32"	3/4 .51 lb
METRIC									
X-348	4281	30.2	98.4	63.5	12.7	9.9	14.3	22.2	19.0 .18 kg
X-458	4269	30.2	142.1	101.6	15.9	9.9	14.3	27.8	19.0 .27 kg
	4270	30.2	116.7	76.2	15.9	9.9	14.3	27.8	19.0 .23 kg

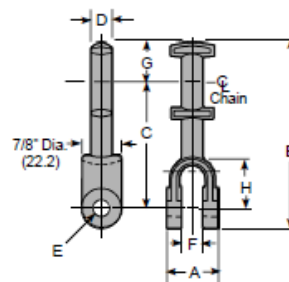


Imagen 68: peso y medidas elementos de unión (pernos) de la cadena.

3.2.2 Dientes de empuje (conocidos como “patos”).

Uniones que permiten transmitir fuerza de la cadena de alimentación a los carriers o pulpos:

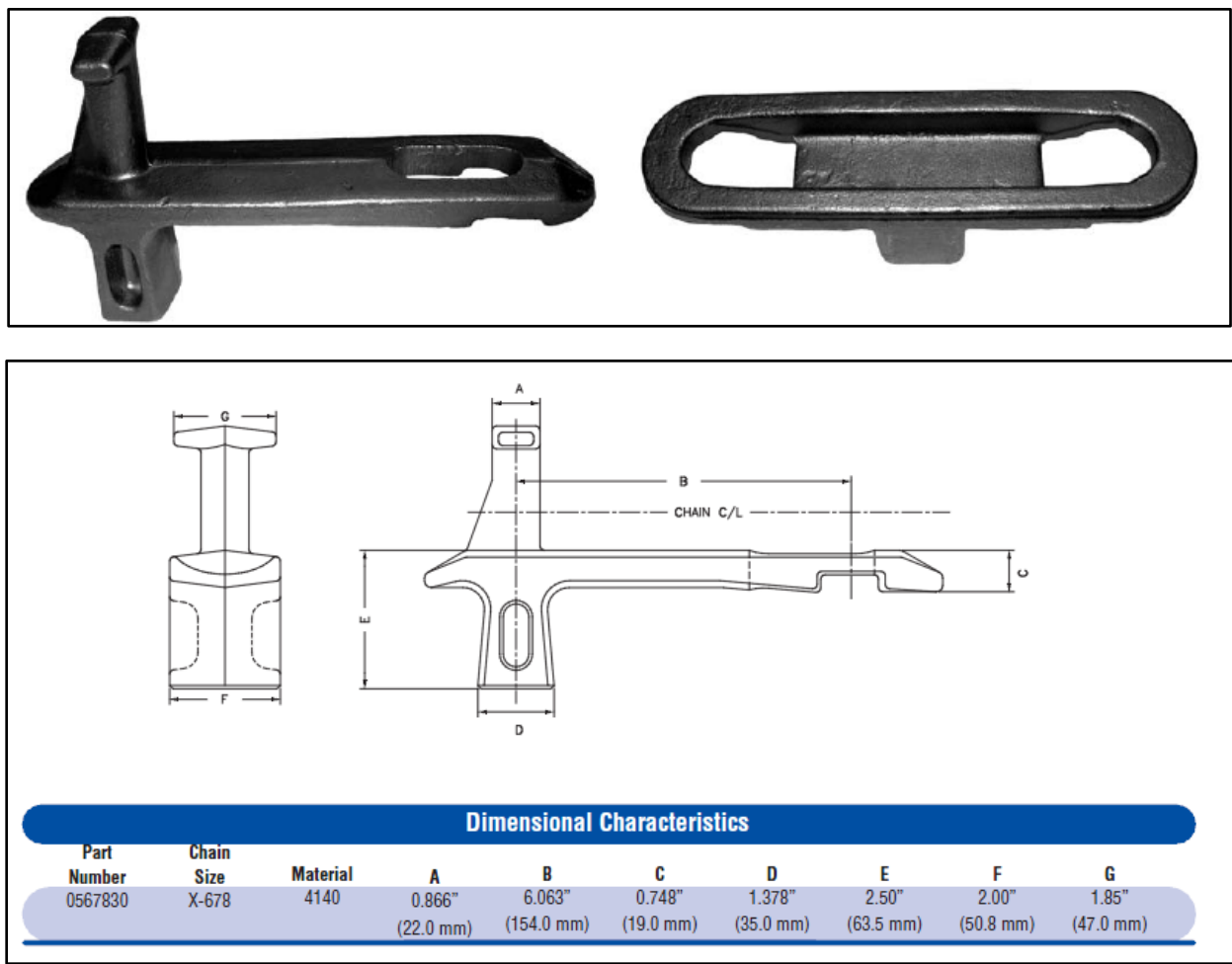


Imagen 69: Pato de unión entre cadena y carriers.

3.2.3 Ruedas de carro (TrolleyWheels).

Mecanismo unido al carrier o “pulpo”, que lo transporta por la guía.

Consta de un rodamiento interno de bolas, el cual es un tipo de cojinete, que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

Dicho rodamiento puede ser de dos modelos (para el caso que nos concierne):

-Rodamiento de retención:

Se han desarrollado específicamente para su aplicación en sistemas de transporte exigentes.

La rueda contiene una sola fila de rodamientos de precisión en acero o anillo de retención compuesto de componentes y espacios libres diseñado para las aplicaciones de transporte más adversas.

Esta rueda tiene la menor fricción y mayor capacidad de carga posible que un cojinete de bolas de este tamaño y estilo, lo que garantiza una mayor vida útil y menor mantenimiento en todas las condiciones.

Este rodamiento tiene una temperatura máxima de 93,3 ° C.

-Rodamiento de tipo complemento:

Tienen un 41% más capacidad de carga que el estilo de retención. Esto se refleja en la mayor vida del rodamiento. Debido a que este rodamiento no contiene ningún anillo de retención o conservación en su conjunto, se ha convertido en la rueda del trole preferida para su uso en aplicaciones donde los componentes mecánicos están sometidos a la suciedad, polvo, humedad, etc. Con él se disminuye la probabilidad de "congelamiento" debido a la afluencia de contaminantes.

Este rodamiento tiene una temperatura máxima de 232,2 ° C.



Imagen 70: Rueda de carro.



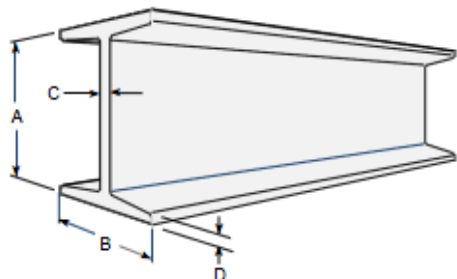
Imagen 71: Modelos de rodamiento, retención y de complemento.

3.2.4 Vigas guía.

Las guías presentan mayor resistencia y poseen mejor calidad que otras guías hechas de acero aleado.

Con altas tolerancias a la cortadura en bordes y de correctas dimensiones, aseguran el correcto movimiento de las ruedas carro (trolleys) por la guía.

Total Load Limit Equals:

$$\frac{\text{Carrier Weight} + \text{load}}{\text{X the number of carriers in a specified span}} = \text{Load in a specified span of I-beam track.}$$


Track Dimensions

Part Number	A	B	C	D	Weight
18264	3"	2.33	.17	.17	5.7 lb per ft
18266	4"	2.66	.19	.19	7.7 lb per ft
13842*	4"	2.66	.19	.19	7.7 lb per ft
18268	6"	3.33	.23	.23	12.5 lb per ft
METRIC					
18264	76.2	59.2	4.3	4.3	8.48 kg per m
18266	101.6	67.6	4.8	4.8	11.46 kg per m
13842*	101.6	67.6	4.8	4.8	11.46 kg per m
18268	152.4	84.6	5.8	5.8	18.60 kg per m

***WebbAlloy Track**

Imagen 72: Viga guía y dimensiones.

3.2.5 Juntas expansión.

Un sistema de transporte de cualquier longitud requiere normalmente de juntas de expansión en los puntos de enganche para compensar las “bolsas” (faltas de tensión en la cadena) o posibles estiramientos.

También son empleadas para compensar expansiones de calor en hornos.

Cualquier sistema de transporte que pase a través de un horno debe tener juntas de expansión.

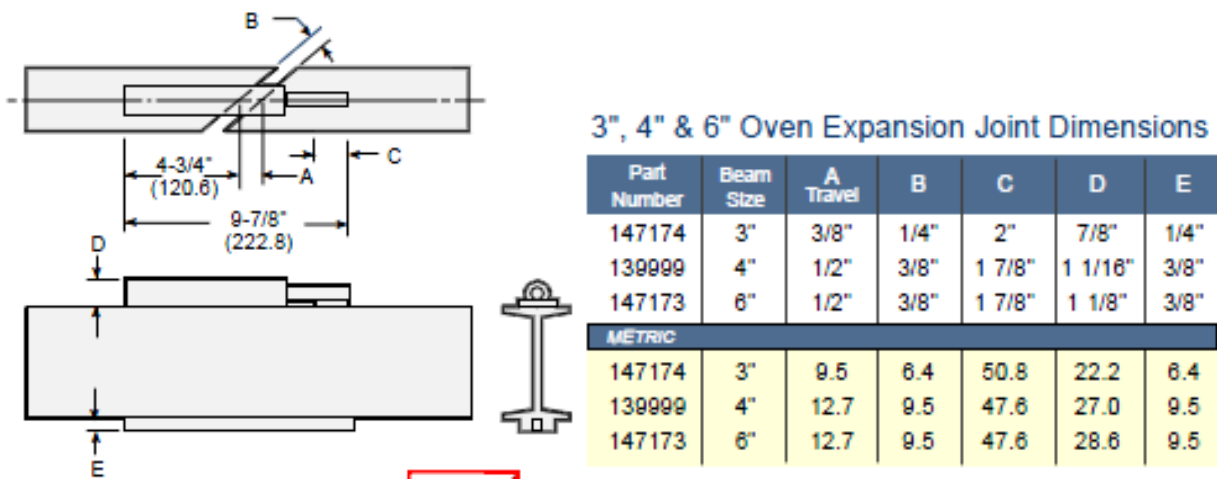


Imagen 73: Juntas de expansión y dimensiones.

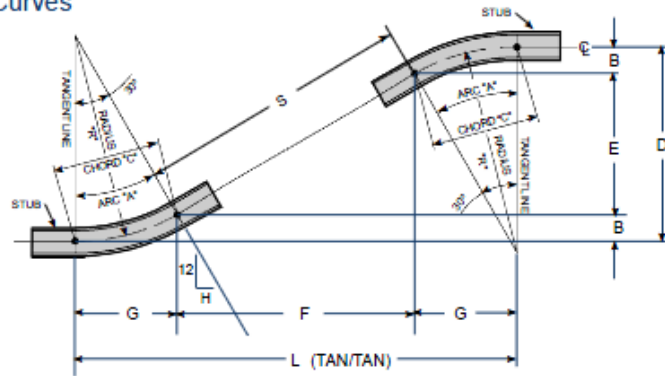
3.2.6 Curvas verticales.

Estas curvas consisten en dos curvas individuales y su respectiva unión para llevar a cabo un cambio en la elevación.

Las fórmulas para el cálculo de sus dimensiones son las mostradas en la siguiente imagen.

Compound Vertical Curves

These curves consist of two single vertical curves and the necessary connecting straight track assembled to accomplish a change in elevation.



Recommended Vertical Curves Based on Trolley Spacing

Trolley Spacing	3" System Min	3" System Max	4" System Min	4" System Max	6" System Min	6" System Max
8"	-	-	3'-6"	6'-0"	-	-
12"	4'-0"	5'-0"	-	-	6'-0"	12'-0"
16"	-	-	5'-6"	8'-0"	-	-
18"	5'-0"	6'-6"	-	-	-	-
24"	6'-6"	8'-0"	7'-0"	10'-0"	11'-0"	15'-0"
30"	7'-8"	10'-0"	-	-	-	-
32"	-	-	9'-0"	12'-0"	-	-
36"	9'-0"	12'-0"	-	-	16'-0"	20'-0"
METRIC						
8"	-	-	1066.8	1828.8	-	-
12"	1219.2	1524.0	-	-	1828.8	3657.6
16"	-	-	1676.4	2438.4	-	-
18"	1524.0	1981.2	-	-	-	-
24"	1981.2	2438.4	2133.6	3048.0	3352.8	4572.0
30"	2336.8	3048.0	-	-	-	-
32"	-	-	2743.2	3657.6	-	-
36"	2743.2	3657.6	-	-	4876.8	6096.0

D (Drop) - Overall change in elevation of vertical curve assembly.

L (Length) - Overall length of vertical curve assembly - tangent to tangent.

A (Arc) - True length of any single bend at centerline of track.

C (Chord) - Straight length across any single bend at centerline - workpoint to workpoint.

B (Rise) - Height or vertical change in elevation of any single bend.

G (Run) - Horizontal length of any single bend.

H (Bevel) - Run length of curve angle.

S (Straight Section) - Section of track connecting two single bends to create a compound vertical curve.

E (Drop Remainder) - Height or vertical change in elevation of straight section.

F (Length Remainder) - Horizontal length of straight section.

To calculate compound vertical curve dimensions, the radius and drop or radius and angle are required.

$$D = (2 \times B) + E \quad L = (2 \times G) + F$$

$$A = \frac{\pi \times \text{Radius} \times \text{Angle}}{180}$$

$$\text{Angle} = \frac{180 \times A}{\pi \times \text{Radius}}$$

$$H = 12 \times \tan (\text{Angle})$$

$$C = 2 \times \text{Radius} \times \sin \left(\frac{\text{Angle}}{2} \right)$$

$$TL = (2 \times A) + S$$

$$S = \frac{E}{\sin (\text{ANGLE})}$$

$$\sin (\text{Angle}) = \frac{G}{\text{Radius}}$$

$$B = \frac{(D - E)}{2} \quad \text{or...}$$

$$G = \text{Radius} \times \sin (\text{Angle})$$

$$B = 2 \times \text{Radius} \times [1 - \cos (\text{Angle})]$$

$$\text{or...} \quad G = \sqrt{\text{Radius}^2 - (\text{Radius} - B)^2}$$

$$F = \frac{E}{\tan (\text{Angle})}$$

$$E = D - (2 \times B)$$

5.3

Imagen 74: Curvas verticales, dimensiones y fórmulas de cálculo.

3.2.7 Sistema o dispositivo anti-backup.

El sistema de anti-backup previene que los trolleys rueden hacia atrás en pendientes inclinadas.

Los brazos de detención del sistema anti-retroceso son levantados automáticamente por el trolley al pasar por la zona de inclinación vertical.

Si se produjera un fallo en la potencia de la cadena, los brazos del anti-retorno detendrían los trolleys.

Los brazos de detención están equipados con almohadillas para reducir el ruido que puedan provocar.

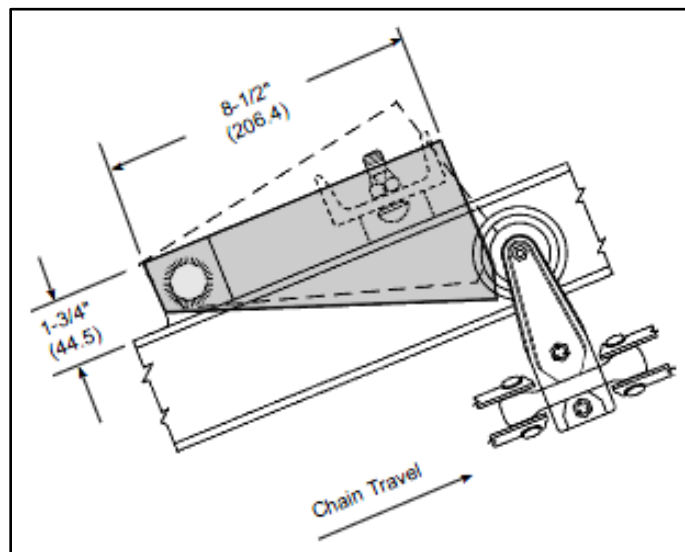


Imagen 75: Sistema o dispositivo anti-backup.

3.2.8 Sistemas o dispositivos “Anti-Runaway”.

Los dispositivos o sistemas anti-runaway son instalados en las zonas de descenso de una curva vertical.

A la velocidad normal del sistema de transporte, el contrapeso diseñado para el brazo e detención permite que los trolleys circulen sin ningún problema.

Un aumento en la velocidad de la cadena debida a un fallo provocara que el trolley golpee el brazo de detención con suficiente fuerza para que lo haga rotar 180 grados a la posición de actuación, deteniendo el siguiente trolley de inmediato.

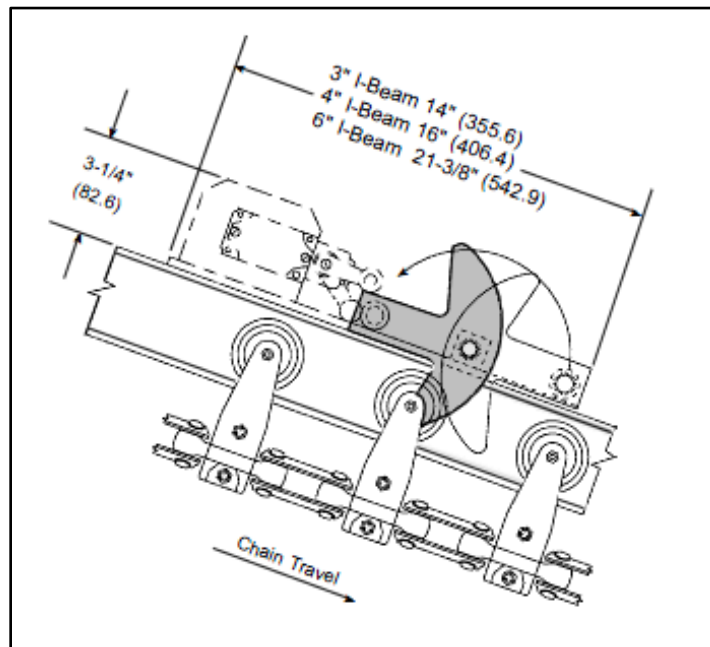


Imagen 76: Sistema o dispositivo anti-runaway.

3.2.9 Curvas de tracción a ruedas “Traction Wheel Turn”.

Este tipo de giro o curva está diseñado para mantener la cadena de transmisión y los trolleys en su correcto alineamiento en curvas horizontales.

Están disponibles en incrementos de 30°, 45°, 90° y 180°.

Todas las curvas de tracción con rueda están fabricadas de estructuras montadas separadas.

Aunque las ruedas de tracción son más caras que los giros de rodillos, estas requieren menos mantenimiento, realizando operaciones más fluidas a mayores velocidades, reduciendo el empuje de cadena (menores tensiones) y reduciendo el desgaste de la cadena.

Solo poseen un punto de lubricación para un sencillo mantenimiento, además de ser las más indicadas para aplicaciones de mayor suciedad, altas temperaturas o ambientes corrosivos.

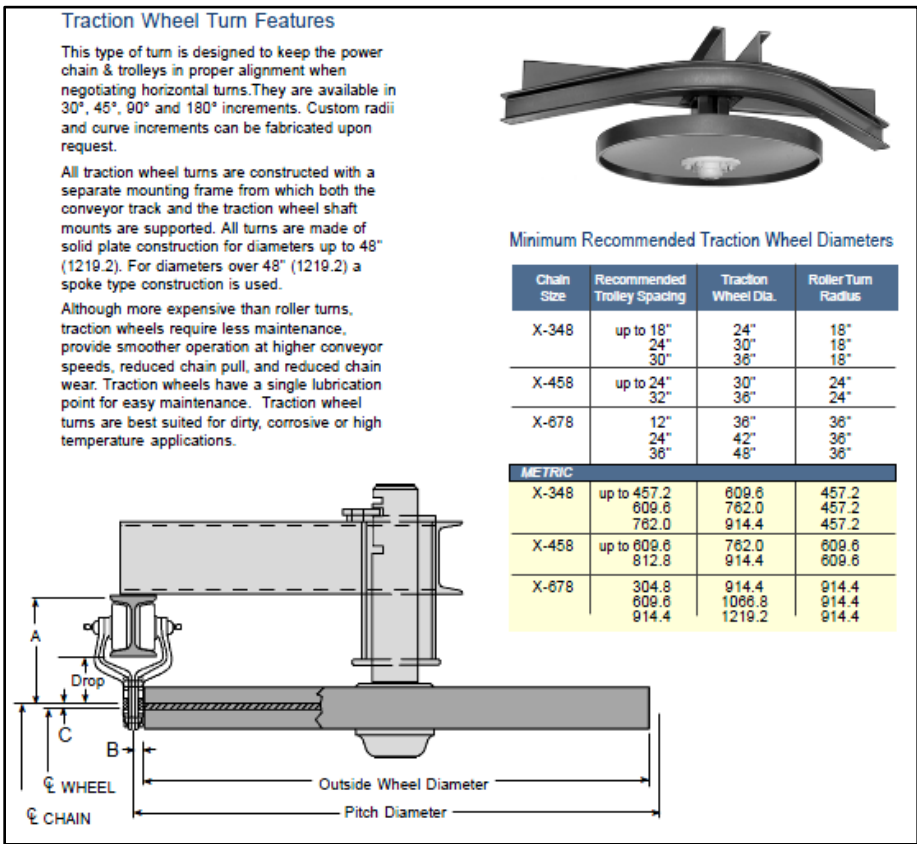


Imagen 77: Giros de rueda a tracción.

3.2.10 Rodillos de giro.

Están diseñados para mantener la cadena de alimentación y trolleys en la alineación adecuada en giros horizontales. Están disponibles en 30 °, 45 °, 90 ° y 180 °.

Un conjunto de rodillo a su vez consta de un bastidor, un conjunto de barra de segmento y los rodillos. El marco está fabricado de acero soldado diseñado para minimizar la deflexión de tracción de la cadena. El segmento de rodillo conjunto de barra está atornillado a la estructura. Esta característica permite una fácil sustitución de cualquiera de las partes, el conjunto de los rodillos o rodillos individuales.

Los rodillos están disponibles con bolas o rodamientos de rodillos cónicos. Además, cuanto más grande se vuelve los radios de los rodillos, más se consigue reducir la fricción y el desgaste. Se recomiendan para sistemas en los que esté presente tiro de cadena pesada.

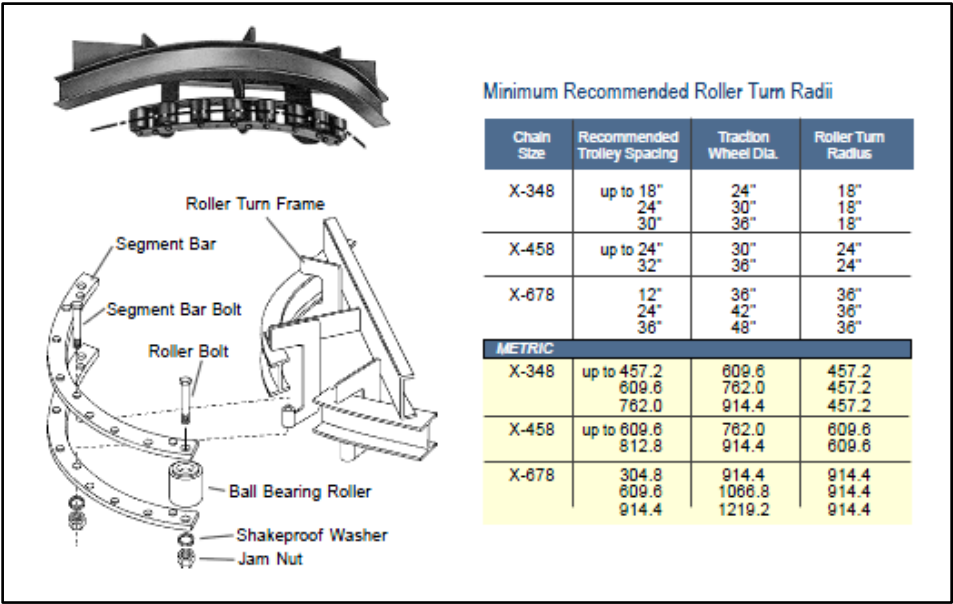


Imagen 78: Rodillos de giro.

3.2.11 Caterpillar.

El componente más importante de un sistema transportador es la unidad motora. La producción depende de la fiabilidad del motor.

Una unidad “Caterpillar” transmite su fuerza motriz para el transportador por medio de una cadena de oruga hecha de rodillos de acero de precisión con perros de conducción que enlazan con los eslabones de la cadena del transportador. La Caterpillar se instala a lo largo de cualquier recorrido horizontal y recto. Los motores están disponibles tanto en diseños de velocidad constante y velocidad variable.

Las Caterpillar están montadas sobre un marco de flotador interior que pivota alrededor del eje de salida del reductor, actuando como un brazo de torsión contra el marco exterior fijo.

Resortes de bobina compacta contrarrestan el tiro normal de la cadena y controlan el movimiento del marco de flotación.

El aumento de tensión de la cadena debido a la carga más pesada comprime los resortes, que entonces cambia la posición relativa de la trama flotante a la fijo marco. Si la carga excesiva debe ocurrir, la flotación cuadro se moverá a su punto de saturación, el disparo de un límite interruptor que detiene el motor de accionamiento, evitando daños en el sistema.

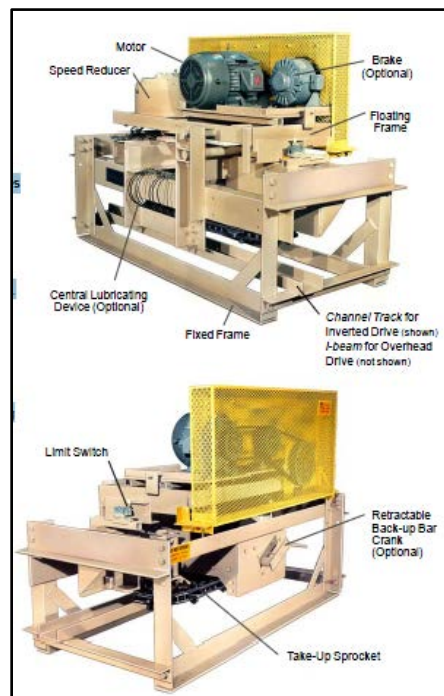


Imagen 79: Modelo de Caterpillar.

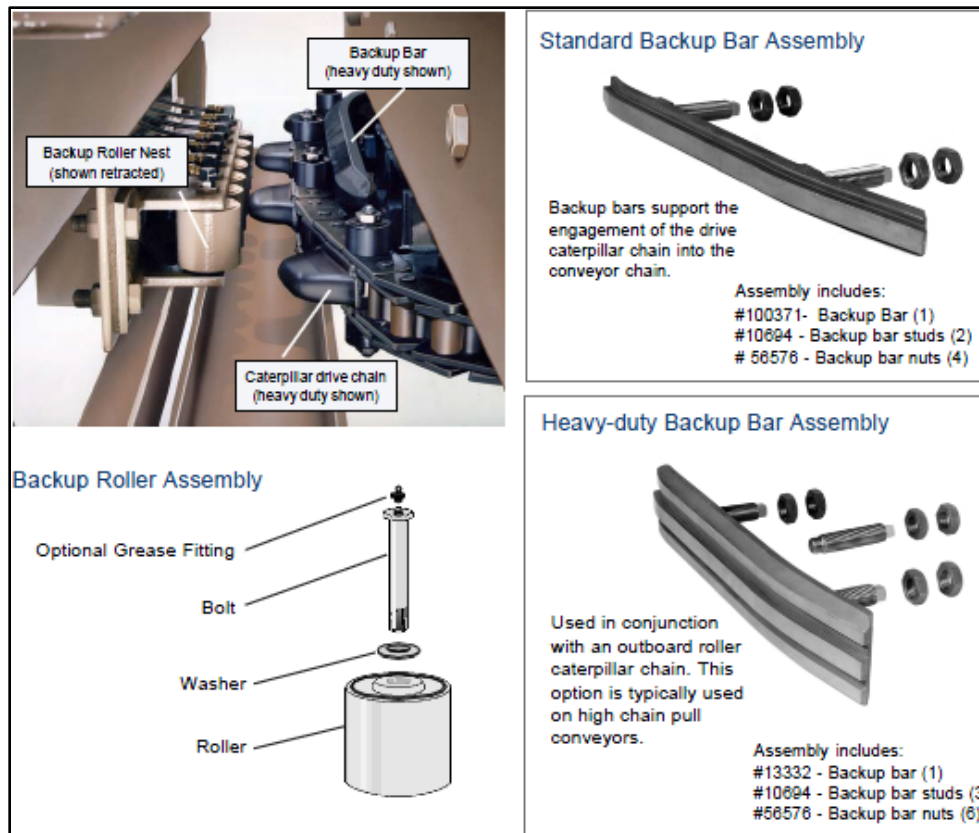


Imagen 80: Componentes de una Caterpillar.

ANEXO IV

HERREMIENTAS UTILIZADAS

ANSYS-PRO/ENGINEER

4.1 ANSYS

4.2 PRO/ENGINEER

4. HERRAMIENTAS UTILIZADAS, ANSYS y Pro/engineer

Toda la información referente a Ansys y Pro/Engineer se ha obtenido de diversos manuales y tutoriales en la red, los cuales, junto con varios ejemplos y ejercicios prácticos, han ayudado a la comprensión de dichos software.

4.1 ANSYS

ANSYS es un software de simulación ingenieril. Está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos.

ANSYS está dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesador (creación de geometría y mallado), procesador y post-procesador. Tanto el pre-procesador como el post-procesador están previstos de una interfaz gráfica. Este procesador de elemento finito para la solución de problemas mecánicos incluye: análisis de estructuras dinámicas y estáticas (ambas para problemas lineales y no-lineales), análisis de transferencia de calor y fluidodinámica, y también problemas de acústicas y de electromagnetismo. Usualmente el uso de estas herramientas se utiliza simultáneamente logrando mezclar problemas de estructuras junto a problemas de transferencia de calor como un todo. Este software es usado también en ingeniería civil y eléctrica, física y química.

- Diseño: ANSYS ofrece una amplia variedad de herramientas que hacen posible la generación de una representación digital completa del producto que está siendo diseñado. Entre las prestaciones completas de geometría también se incluye el modelado de sólidos, chapa y conjuntos, creación de superficies técnicas y de forma libre, piezas soldadas, estructuras metálicas y mecanismos.
- Análisis: Ansys permite un análisis Estructural, Térmico, Electromagnético. de fluidos y de campos acoplados. Dentro del análisis estructural permite dos aspectos muy importantes:
 - Análisis estático Estructural (lineal y no lineal)
 - Pandeo
 - Anisotropía
 - Contactos y superficies de contacto no lineales
 - No linealidades geométricas
 - Materiales no lineales: Plasticidad con endurecimiento, Visco elasticidad....
 - Análisis dinámico

 - Análisis Modal: Simetría axial, sim. cíclica
 - Análisis Sísmico: Espectral, PSD, Acelerogramas
 - Análisis Armónicos: Bancadas, cargas armónicas
 - Análisis transitorios lineales o no lineales: Explosiones, Impactos, choques, impulsos.

4.1.1. Desventajas de ANSYS

La mayoría de los errores y desventajas de ANSYS, más que basarse en el programa mismo, se basan en el elemento finito utilizado por el programa para realizar los análisis.

1.La solución otorgada por el programa es una compleja mezcla de cálculos discretos. Y los esfuerzos, temperaturas y otras propiedades representan parámetros continuos. Dicho esto, los resultados arrojados por ANSYS son aproximaciones que dependerán del número de elementos utilizados.

2.La geometría del objeto que se deseé analizar, puede generar errores en la solución debido a que si el mallado realizado no mantiene ciertos parámetros en rango predeterminados como son los ángulos de las aristas, así como las relaciones de tamaño en las aristas, el método puede fallar en un punto lo cual afecta la convergencia del sistema.

3.La densidad de elementos utilizados se debe ingresar de manera manual. Es decir el usuario debe realizar simulaciones de ANSYS aumentando consecutivamente la cantidad de elementos utilizados hasta conseguir una convergencia que varíe menos que el criterio de parada utilizado. Esto genera gran costo computacional y de tiempo por parte del usuario.

4. Debido a la utilización de un rango discreto en cuanto a las propiedades de la materia, se debe aumentar la cantidad de puntos en el mallado del objeto en los puntos en que el gradiente de la propiedad analizada sea muy grande para obtener resultados más precisos.

5.El tipo de elemento, así como algunas propiedades son ingresadas de forma manual por el usuario. Esto puede generar errores de tipo humano en la utilización de ANSYS, que en ocasiones el programa muestra una alerta sobre los rangos normalmente utilizados.

4.1.2. Proceso de realización de un cálculo.

1. Pre-proceso

Establecimiento del modelo, se construye la geometría del problema, creando líneas, áreas o volúmenes. Sobre este modelo se establecerá la malla de elementos. Esta parte del pre-proceso es opcional, dado que la ubicación de los elementos de la maya puede provenir de otras aplicaciones de diseño.

Se definen los materiales a ser usados en base a sus constantes. Todo elemento debe tener asignado un material particular.

Generación de la malla, realizando una aproximación discreta del problema en base a puntos o nodos. Estos nodos se conectan para formar elementos finitos que juntos forman el volumen del

material. La maya puede generarse a mano o usando las herramientas de generación automática o controlada de mallas.

2. Proceso

Aplicación de cargas, Se aplican condiciones de borde en los nodos y elementos, se puede manejar valores de fuerza, tracción, desplazamiento, momento o rotación.

Obtención de la solución, que se obtiene una vez que todos los valores del problema son ya conocidos.

3. post-proceso

Visualización de resultados, por ejemplo como dibujo de la geometría deformada del problema.

Listado de resultados, igualmente como datos en una tabla.

4.2 PRO/ENGINEER.

Para el diseño del eslabón de cadena se utilizará el software Pro/ENGINEER.

Pro/ENGINEER es un software de diseño paramétrico de potentes prestaciones integradas en diseño 3D, análisis y fabricación. Una de sus principales ventajas es que las aplicaciones integradas permiten desarrollar todo el proceso desde la concepción hasta la fabricación de una pieza o componente.

Pro/ENGINEER ofrece amplias prestaciones en diseño y análisis, con la finalidad de reducir los errores, ahorrar tiempo y reducir costes debidos al uso de distintas herramientas sin conexión entre sí.

4.2.1. Características de Pro/ENGINEER

Pro/ENGINEER es un software que pertenece a la categoría de CAD/CAM/CAE, y sus capacidades y sus características se pueden dividir principalmente en tres bloques que se explican a continuación.

- **Diseño:** Pro/ENGINEER ofrece una amplia variedad de herramientas que hacen posible la generación de una representación digital completa del producto que está siendo diseñado. Entre las prestaciones completas de geometría también se incluye el modelado de sólidos, chapa y conjuntos, creación de superficies técnicas y de forma libre, piezas soldadas, estructuras metálicas y mecanismos.
- **Análisis:** los posibles análisis que el software es capaz de realizar son muy extensos, pudiéndose realizar análisis térmicos, estáticos, dinámicos y de fatiga. Además, Pro/ENGINEER ofrece la oportunidad de aplicar a los análisis, mediante el uso de herramientas para ayudar al desarrollo

del producto, factores adicionales como pueden ser, factores humanos, tolerancias de fabricación o flujo de molde.

- **Manufactura:** esta característica que ofrece Pro/ENGINEER reside en las soluciones de Control Numérico, permitiendo a los fabricantes crear herramientas, trayectorias de herramientas de CN y programas de inspección mientras se realiza el trabajo de diseño de productos.

4.2.2. Ventajas de Pro/ENGINEER

El paquete Pro/ENGINEER simplifica las complejidades del entorno de desarrollo de productos actual con herramientas intuitivas y fáciles de usar que funcionan conjuntamente sin dificultades para llevar a cabo el trabajo.

- Permite que los equipos trabajen simultáneamente en los mismos diseños de productos.
- Fomenta un mayor grado de reutilización de los diseños mientras se mejoran los estándares de calidad.
- Da lugar a un proceso estándar y automatizado de cambios de ingeniería que permite:
 1. Recopilar los cambios relacionados.
 2. Realizar análisis sencillos y precisos en todas las piezas afectadas.
 3. Proporcionar distribución y notificación de los cambios a los equipos de productos

4.2.3. Funciones y especificaciones.

- **Prestaciones CAD 3D de Pro/ENGINEER:**
 - Permite crear rápidamente productos de gran calidad con una amplia gama de funciones básicas de modelado, creación de planos 2D y 3D, chapa, soldadura y modelado de superficies entre otros.
 - Permite aumentar la calidad de los modelos, fomentar la reutilización de piezas y reducción de los errores en los modelos.
 - Reduce los costes disminuyendo la proliferación de nuevos números de pieza.
 - Responde a las necesidades de creación de superficies complejas.
 - Permite crear formas innovadoras imposibles de obtener con otras herramientas CAD 3D de menor calidad.

- Posibilita la conexión con la información y los recursos existentes en Internet para conseguir un proceso de desarrollo de productos con un alto nivel de eficiencia.
- Pro/ENGINEER Advanced Assembly:
 - Presenta la opción de compartir y gestionar datos de diseño de conjuntos con mayor eficiencia utilizando interfaces predefinidas de modelos de esqueleto.
 - Define y automatiza la aplicación de reglas de diseño para que sólo se creen las relaciones adecuadas en el contexto de los diseños, lo que hará que éstos puedan ser modificados y reutilizados con facilidad.
 - Desarrolla pasos secuenciales exclusivos para generar modelos, vistas y listas LDM independientes en cada paso del proceso del conjunto.
 - Permite proteger la propiedad intelectual con la tecnología Shrinkwrap™ technology.
- Pro/ENGINEER Interactive Surface Design:
 - Presenta la posibilidad de utilizar esbozos de conceptos 2D como referencia visual “aproximada” en la creación de los modelos 3D. Conceptualmente se comienza por el desarrollo de la geometría desde cero o a partir de un esbozo, de conjuntos de escaneado o de otros datos de referencia y a continuación, se desarrollan gradualmente los conceptos hasta obtener un modelo de producción.
 - Incorpora la posibilidad de trabajar con una ventana de modelado única con cuatro cuadrantes que permite crear, manipular y controlar directamente las curvas, las superficies y las conexiones.
 - Pueden crearse y modificarse superficies complejas arrastrando los puntos de control de las curvas sin perder la continuidad G2.
- Pro/ENGINEER Mechanism Dynamics:
 - Obtención de datos precisos del análisis dinámico de muelles, levas, amortiguadores o impactos mediante la incorporación de las masas de inercia reales de los componentes y las fuerzas que actúan sobre y entre ellos.
 - Crea animaciones de mecanismos en acción y pudiéndose visualizar cómo las fuerzas dinámicas, la aceleración y la velocidad afectan al modelo del producto digital con la ayuda de flechas de vectores codificadas con colores.
 - Lleva a cabo diversos tipos de análisis, entre los que se incluyen el de estado estático o estable (reposo), el dinámico (cálculo de la fuerza frente al tiempo) y el de equilibrio de fuerzas (determinación de la fuerza requerida para mantener la configuración deseada del mecanismo).

- Pro/ENGINEER Piping and Cabling:
 - Creación de todos los diagramas 2D y 3D de cableado y tuberías en una única solución.
 - Cálculo de las propiedades de masa y generación automática de listas de hilos, mazos aplanados y LDM personalizables.
 - Evaluación de las posibilidades de mecanizado y las interferencias de las tuberías.
- Pro/ENGINEER Behavioral Modeling:
 - Evalúe la sensibilidad del modelo para conocer los efectos de los cambios en los objetivos de diseño.
 - Genere automáticamente un conjunto de soluciones viables para problemas de diseño con varios objetivos.
 - Integre los resultados con el software de simulación de Pro/ENGINEER o con otras aplicaciones externas.
- Sistema de prototipo rápido:

Otra de las características más interesantes que posee este software, es la posibilidad de reproducir modelos y prototipos directamente a partir del modelo sólido en 3D, generando archivos en formato STL. Este formato aproxima el modelo sólido por pequeños triángulos o facetas, y el sistema de prototipo rápido genera la pieza a partir de la unión aditiva de líquidos, capa por capa, a partir de secciones transversales de la pieza obtenidas del modelo 3D.
- Compatibilidad de los datos:
 - Soporte del Kernel para ACIS™, Parasolid™ y Granite®.
 - Compatibilidad de AssociativeTopology Bus™ para Pro/ENGINEER.
 - Conversores directos para CADDs y DWG de AutoCAD®.
 - Conversores estándar: DXF de AutoCAD®, IGES, STEP, SET, VDA, ECAD, CGM, COSMOS/M, PATRAN® y ficheros de geometría SUPERTAB™, SLA, JPEG, TIFF, RENDER, VRML.
- Reparación de datos importados:
 - Reduce el tiempo y el esfuerzo necesario para limpiar los datos de diseños importados o antiguos.
 - Contrae la geometría importada para controlar mejor las superficies con el gestor de restricciones.

- WindchillProjectLink:
 - Espacios de trabajo de proyectos en línea basados en Web y seguros donde los clientes, los proveedores y los integrantes de equipos globalmente dispersos pueden trabajar de manera conjunta en los proyectos.
 - Gestión de proyectos en línea que permite hacer un seguimiento de los hitos, los elementos subsecuentes, los programas y los recursos de los proyectos.
 - Almacén central para toda la información relacionada con el proyecto.
 - Visualización incorporada con presentación y anotación de múltiples formatos de CAD y PDF.
 - Automatización de procesos gobernada por plantillas de procesos empresariales clave como NPI y Seis Sigma.
 - Diseñado para trabajar con herramientas cotidianas y familiares, como diversos paquetes CAD, Microsoft Office y Microsoft Project.
- WindchillPDMLink:
 - Creación de una fuente única, segura y basada en Web de datos del producto para toda la empresa, con reasignación, revisión, gestión de la estructura, búsqueda y gestión del ciclo de vida.
 - Visualización incorporada a través de Product View Lite para ver y anotar múltiples formatos de CAD y PDF.
 - Gestión de datos robusta para Pro/ENGINEER, así como múltiples herramientas CAD mecánicas y eléctricas, código fuente de software y documentos.
 - Gestión de cambios de vía completa y rápida lista para usar.
 - Gestión de la configuración que proporciona todas las vistas requeridas de la información del producto.
 - Integración robusta con ERP y otros sistemas empresariales, con el módulo opcional Windchill Enterprise SystemsIntegration (ESI).
- Pro/INTRALINK:
 - Proporciona una gestión de datos de Pro/ENGINEER completa, avanzada y fiable sobre una moderna arquitectura Windchill.
 - Admite la ingeniería simultánea.

- Proporciona herramientas de reasignación (archivo, extracción y líneas base) y herramientas de creación de informes.
- Ofrece soporte continuado para implementaciones en varios sitios con las herramientas de replicación de Pro/INTRALINK.
- Como subconjunto de Windchill PDMLink, ofrece una ruta de ampliación a prestaciones más completas de gestión de datos y control de procesos.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA.

[1] SHIGLEY, Joseph E. & MISCHEKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 6ª Edición. Editorial Mc Graw Hill.

[2] Documentación de la asignatura Diseño de Máquinas. Departamento de Ingeniería Mecánica. 3º de Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica. Universidad de Zaragoza. Curso 2011/2012.

[3] Manual: Introducción a Pro Engineer Wildfire 5.0. 2010.

[4] Documentación de la asignatura Elasticidad y resistencia de materiales. Departamento de ingeniería mecánica. 2º de Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica. Universidad de Zaragoza. Curso 2010/2011.

[6] Manual: Introducción a Ansys v.13.

[7] Curso para el cálculo en sistemas de transporte por cadena y datos de carácter ingenieril para el diseño de sistemas mecánicos. Grupo CCRW.

[8] Catálogo Frost de productos para sistemas de transporte por cadena.

[9] Manual para el cálculo de tensiones acumuladas en cadena para sistemas de transporte por cadena. Grupo WEBB-STILES.

[10] Manual: Introducción a Ansys Workbench v.13.

[11] B.J. Hamrock, B. Jacobson y S.R. Schmid, "Elementos de Máquinas", McGraw Hill 2000

[12] Igor Varfolomeev, Michael Luke, Sergii Moroz Experimental and numerical investigations of fatigue crack growth in various specimen geometries p.1832 2010

[13] Norton, "Diseño de Máquinas" p.234

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS.

1. Empresa de pruebas no destructivas: Llogsa
[www.llogsa.com/nueva web/tutoriales/](http://www.llogsa.com/nueva_web/tutoriales/) (Ya deshabilitada)
2. Página oficial Opel España
<http://www.opel.es>
3. Base de datos materiales y sus propiedades
<http://www.matweb.com>
4. Tipo de fracturas mecánicas en los materiales
<http://www.monografias.com/trabajos46/fracturas-mecanicas/fracturas-mecanicas2.shtml>
- 5.