

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ANÁLISIS COMPARATIVO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES
DE UNA MESA QUIRÚRGICA PARA CLÍNICAS Y HOSPITALES
CON EL USO DEL SOFTWARE POR ELEMENTOS FINITOS GID,
RAMSOLID Y RAMBSHELL**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

EDGAR ALEXANDER VALVERDE PAREDES

DIRECTOR: ING. IVÁN ZAMBRANO

Quito, Febrero 2008

DECLARACIÓN

Yo, Edgar Alexander Valverde Paredes, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional, y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a mi trabajo a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Edgar Alexander Valverde Paredes

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Edgar Alexander Valverde Paredes, bajo mi supervisión.

Ing. Iván Zambrano

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, que siempre estuvieron ahí.

DEDICATORIA

A mi esposa y mi hija, que contribuyeron a la inspiración y fuerza para culminar esta etapa.

CONTENIDO

PRESENTACIÓN.....	
...1	
CAPÍTULO 1	
INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	2
1.1 CONCEPTOS DE LA MECÁNICA DE SÓLIDOS.....	2
1.1.1 DEFORMACIONES Y DESPLAZAMIENTOS.....	2
1.1.2 ESFUERZOS.....	3
1.2 SOLUCIÓN DE MODELOS MATEMÁTICOS.....	5
1.2.1 MÉTODOS DE APROXIMACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS.....	6
1.2.1.1 Beneficios del diseño por el MEF.....	7
1.2.1.2 Sistemas discretos y continuos.....	7
1.2.1.3 Generación de mallas en el MEF.....	8
1.2.1.4 Estructura de un programa de elementos finitos.....	8
1.2.1.4.1 Tipos de análisis.....	8
1.2.1.5 Elasticidad bidimensional.....	9

1.3	SOLUCIÓN DE PROBLEMAS CON SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS.....	
		10
1.3.1	PROGRAMA DE PRE Y POSTPROCESO.....	10
1.3.2	PROGRAMAS DE CÁLCULO.....	11
1.3.3	OBJETIVOS Y ALCANCES DEL PROYECTO.....	13

CAPÍTULO 2

	ANTECEDENTES DE LA MESA QUIRÚRGICA PARA CLÍNICAS Y HOSPITALES.....	
		14
2.1	INTRODUCCIÓN.....	14
2.2	SELECCIÓN DE ELEMENTOS A SER ANALIZADOS.....	21
2.2.1	DISEÑO TRADICIONAL DE LOS ELEMENTOS SELECCIONADOS.....	22
2.2.1.1	móvil.....	22
2.2.1.2	C.....	24
2.2.1.3	B2.....	27
2.2.1.4	conector.....	30
2.2.1.5	CD2.....	32
2.2.1.6	Estructura de la mesa quirúrgica.....	36

CAPÍTULO 3

DISEÑO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES POR EL MEF
.....39

3.1 ANÁLISIS DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES SÓLIDOS USANDO
RAMSOLID.....
39

3.1.1 PALANCA MÓVIL
.....39

3.1.1.1 *Restricciones...*
.....39

3.1.1.2 *Generación e importación de la
geometría.....40*

3.1.1.3 *Condiciones de borde del elemento
.....41*

3.1.1.4 *Aplicación de cargas
.....42*

3.1.1.5 *Unidades, propiedades del material y tipo de análisis
.....42*

3.1.1.6 *Criterio de mallado y generación de la malla
.....45*

3.1.1.7 *Selección de resultados
.....46*

3.1.1.8 *Análisis de resultados
.....49*

3.1.2 PALANCA C
.....51

3.1.2.1 *Definición del problema
.....51*

3.1.2.2 *Condiciones de borde y aplicación de cargas
.....52*

3.1.2.3	Generación de la malla.....	53
3.1.2.4	Selección de resultados.....	53
3.1.2.5	Análisis de resultados.....	56
3.1.3	PALANCA B2.....	58
3.1.3.1	Definición del problema.....	58
3.1.3.2	Condiciones de borde y aplicación de cargas.....	59
3.1.3.3	Generación de la malla.....	60
3.1.3.4	Selección de resultados.....	61
3.1.3.6	Análisis de resultados.....	62
3.1.4	EJE CONECTOR.....	64
3.1.4.1	Definición del problema.....	64
3.1.4.2	Condiciones de borde del elemento y aplicación de cargas.....	64
3.1.4.3	Selección de resultados.....	65
3.1.4.4	Análisis de resultados.....	68
3.1.4.5	Rediseño del elemento.....	69
3.1.5	PLACA CD2.....	72

3.1.5.1	Definición del problema.....	72
3.1.5.2	Condiciones de borde del elemento.....	72
3.1.5.3	Aplicación de cargas.....	73
3.1.5.4	Generación de la malla ..	73
3.1.5.5	Selección de resultados.....	74
3.1.5.6	Análisis de resultados.....	77
3.2	ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DE LA MESA QUIRÚRGICA USANDO RAMBSHELL.....	78
3.2.1	DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	78
3.2.1.1	Tipo de problema.....	78
3.2.1.2	Tipos de carga.....	79
3.2.1.3	Restricciones.....	80
3.2.2	GENERACIÓN E IMPORTACIÓN DE GEOMETRÍA.....	80
3.2.3	Unidades.....	81
3.2.4	CRITERIO DE MALLADO.....	82
3.2.5	SELECCIÓN DE RESULTADOS.....	83

3.2.5.1	Resultados de desplazamientos.....	83
3.2.5.2	Resultados de momentos y fuerzas.....	84
3.2.6	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	88

CAPÍTULO 4.

CONCLUSIONES.....	92
-------------------	----

BIBLIOGRAFÍA.....	94
-------------------	----

ANEXOS.....	95
-------------	----

LISTA DE FIGURAS Y TABLAS

FIGURAS

CAPÍTULO 1

Fig. 1.1	Deformación longitudinal de una barra.....	2
Fig. 1.2	Esfuerzos en un elemento de área diferencial.....	3
Fig. 1.3	Esfuerzos en un elemento de área diferencial cortada por un plano inclinado.....	4
Fig. 1.4	Métodos de solución de ecuaciones.....	6

CAPÍTULO 2

Fig. 2.1	Mesa de cirugía universal semiautomática.....	15
-----------------	---	----

Fig. 2.2	Posiciones de funcionamiento de la mesa quirúrgica.....	17
Fig. 2.3	Vista frontal de la mesa quirúrgica.....	18
Fig. 2.4	Vista posterior de la mesa quirúrgica	18
Fig. 2.5	Vista superior de la estructura metálica del tablero de la mesa quirúrgica.....	19
Fig. 2.6	Vista lateral de la mesa quirúrgica.....	20
Fig. 2.7	Vistas de la palanca móvil.....	22
Fig. 2.8	Fuerzas y reacciones en la palanca móvil.....	23
Fig. 2.9	Palanca C renderizada.....	25
Fig. 2.10	Fuerzas aplicadas a la palanca C.....	25
Fig. 2.11	Diagrama de cuerpo libre (DCL) de la palanca C.....	26
Fig. 2.12	Vistas de la palanca B2.....	28
Fig. 2.13	Palanca B2 renderizada.....	28
Fig. 2.14	DCL de la palanca B2.....	29
Fig. 2.15	Vistas del eje conector.....	31
Fig. 2.16	DCL del eje conector.....	32
Fig. 2.17	Vistas de la placa CD2.....	33

Fig. 2.18	Cargas que actúan sobre la placa CD2.....	34
Fig. 2.19	Diagrama de momento flector de la mesa.....	35
Fig. 2.20	Estructura de la mesa quirúrgica.....	36
Fig. 2.21	Vista lateral de la estructura de la mesa quirúrgica.....	37
Fig. 2.22	Vista superior de la estructura de la mesa quirúrgica.....	37
Fig. 2.23	Vista posterior de la estructura de la mesa quirúrgica.....	37
Fig. 2.24	Carga concentrada de resucitación y peso del paciente.....	38
Fig. 2.25	Carga del peso propio de la estructura.....	38

CAPÍTULO 3

Fig. 3.1	Funcionamiento de la palanca móvil.....	40
Fig. 3.2	DCL de la palanca móvil.....	40
Fig. 3.3	Restricciones de la palanca móvil.....	41
Fig. 3.4	Superficie de aplicación de cargas sobre la palanca móvil.....	42
Fig. 3.5	Determinación de propiedades del material de la palanca móvil....	44
Fig. 3.6	Determinación de unidades de la malla y unidades de resultados..	44
Fig. 3.7	Determinación del tipo de análisis del problema.....	44

Fig. 3.8	Determinación de la concentración de las divisiones.....	45
Fig. 3.9	Desplazamientos en los ejes coordenados de la palanca móvil.....	46
Fig. 3.10	Esfuerzos cortantes en la palanca móvil.....	47
Fig. 3.11	Esfuerzos de Von Mises en la palanca móvil.....	48
Fig. 3.12	Deformaciones y desplazamientos totales en la palanca móvil deformada.....	48
Fig. 3.13	Funcionamiento de la palanca C.....	51
Fig. 3.14	Fuerzas y reacciones de la palanca C.....	52
Fig. 3.15	Restricciones y cargas sobre la palanca C.....	53
Fig. 3.16	Generación de malla en la palanca C.....	53
Fig. 3.17	Desplazamientos de la palanca C en los ejes coordenados.....	54
Fig. 3.18	Esfuerzos cortantes en la palanca C.....	55
Fig. 3.19	Esfuerzos de Von Mises en la palanca C.....	56
Fig. 3.20	Deformaciones y desplazamientos totales en la palanca C.....	56
Fig. 3.21	Funcionamiento de la palanca B2.....	58
Fig. 3.22	DCL de la palanca B2.....	59
Fig. 3.23	Restricciones y cargas sobre la palanca B2.....	59

Fig. 3.24	Convergencia de resultados para la palanca B2.....	60
Fig. 3.25	Generación de malla en la palanca B2.....	60
Fig. 3.26	Desplazamientos totales en la palanca B2.....	61
Fig. 3.27	Esfuerzos cortantes en la palanca B2.....	62
Fig. 3.28	Esfuerzos de Von Mises en la palanca B2.....	62
Fig. 3.29	Funcionamiento del eje conector.....	64
Fig. 3.30	Restricciones y cargas sobre el eje conector.....	65
Fig. 3.31	Desplazamientos del eje conector en los ejes coordenados.....	66
Fig. 3.32	Esfuerzos cortantes en el eje conector.....	67
Fig. 3.33	Esfuerzos de Von Mises en el eje conector.....	67
Fig. 3.34	Deformaciones y desplazamientos sobre el eje conector	68
Fig. 3.35	Esfuerzos de Von Mises de eje conector con diámetro de 25.4 mm.....	70
Fig. 3.36	Esfuerzos de Von Mises de eje conector con diámetro de 30 mm.....	70
Fig. 3.37	Restricciones y apoyos de la placa CD2.....	72
Fig. 3.38	Carga distribuida del peso del paciente y carga concentrada de resucitación sobre la placa CD2.....	73

Fig. 3.39	Generación de malla en la placa CD2.....	74
Fig. 3.40	Desplazamientos en los ejes coordenados en la placa CD2.....	75
Fig. 3.41	Esfuerzos cortantes en la placa CD2.....	76
Fig. 3.42	Esfuerzos de Von Mises en la placa CD2.....	76
Fig. 3.43	Desplazamientos y deformaciones en la placa CD2	77
Fig. 3.44	Carga de resucitación y distribuida del peso del paciente sobre placa base.....	79
Fig. 3.45	Carga de peso propio de elementos estructurales de la mesa.....	80
Fig. 3.46	Restricciones en la mesa quirúrgica.....	80
Fig. 3.47	Determinación de unidades de la malla y unidades de resultados..	82
Fig. 3.48	Desplazamientos en la mesa quirúrgica.....	84
Fig. 3.49	Desplazamientos totales.....	84
Fig. 3.50	Momento M_x	85
Fig. 3.51	Momento M_y	85
Fig. 3.52	Momento M_{xy}	86
Fig. 3.53	Fuerza cortante Q_x	87
Fig. 3.54	Fuerza cortante Q_y	87

Fig. 3.55	Desplazamiento barras.....	88	en
Fig. 3.56	Estructura deformada.....	88	
Fig. 3.57	Diagrama de momentos distribuidos y fuerza cortante.....	89	

TABLAS

CAPÍTULO 3

Tabla 3.1	Unidades de los resultados para el programa RAMSOLID.....	43
Tabla 3.2	Resultados obtenidos con el software de elementos finitos RAMSOLID para la palanca móvil.....	49
Tabla 3.3	Valores de resistencias de un acero A36.....	49
Tabla 3.4	Factores de seguridad calculados palanca móvil.....	50
Tabla 3.5	Resultados obtenidos con el software de elementos finitos RAMSOLID para la palanca C.....	57
Tabla 3.6	Factores de seguridad calculados palanca C.....	57
Tabla 3.7	Resultados obtenidos con el Software de elementos finitos RAMSOLID para la palanca B2.....	62
Tabla 3.8	Factores de seguridad calculados para la palanca B2.....	63
Tabla 3.9	Resultados obtenidos con el software de elementos finitos RAMSOLID para el eje conector.....	68

Tabla 3.10	Factores de seguridad calculados para el eje conector.....	69
Tabla 3.11	Factores de seguridad calculados eje conector con diferentes diámetros con un acero A-36.....	71
Tabla 3.12	Factores de seguridad calculados con acero AISI 1060.....	71
Tabla 3.13	Resultados obtenidos con el software de elementos finitos RAMSOLID para la placa CD2.....	77
Tabla 3.14	Factores de seguridad calculados para la placa CD2.....	78
Tabla 3.15	Unidades de resultados para el programa RAMBSHELL.....	81

RESUMEN

En este proyecto se realiza un análisis comparativo de los resultados obtenidos en el diseño de elementos mecánicos de una mesa quirúrgica para clínicas y hospitales, por el método tradicional de cálculo versus los conseguidos con el uso de los programas computaciones que emplean el Método de Elementos Finitos (MEF) GID, RAMSOLID y RAMBSHELL.

Se genera la geometría de las piezas a ser analizadas en un programa externo CAD, en el que se crea un archivo con una extensión compatible para la importación desde el GID. Las piezas analizadas son seleccionadas en base a la complejidad en la geometría del elemento, su importancia funcional y la dificultad

en su análisis por el método tradicional si se considera parámetros básicos de su forma.

Para el análisis de los elementos sólidos se emplea el software RAMSOLID y para la estructura de la mesa RAMBSHELL. Para comparar los resultados de esfuerzos obtenidos con RAMSOLID se aplica la teoría de la distorsión, que considera los esfuerzos de Von Mises y que toma en consideración solicitaciones mecánicas combinadas. Con los valores máximos de esfuerzos y la resistencia del material del elemento se determina un factor de seguridad, el cual es comparado con el utilizado en el diseño por el método tradicional. En el análisis los factores de seguridad calculados con el software son más altos que los usados en el diseño tradicional, mostrando las zonas donde el elemento se encuentra sobredimensionado.

En el análisis con el software de elementos finitos se obtiene la distribución de la sollicitación mecánica en el elemento, permitiendo optimizar la distribución de material de acuerdo al requerimiento en cada zona, o la elección de un material con una resistencia acorde con la exigencia mecánica. Además se analiza el efecto de los desplazamientos generados en el elemento con sus piezas conjugadas. Para el análisis de la mesa se determina los esfuerzos a partir de los momentos flectores y momentos cortantes y se determina un factor de confiabilidad.

Con el análisis comparativo se determina una geometría sobredimensionada de los elementos analizados, para lo cual se busca alternativas de optimización con la utilización de materiales de menor resistencia mecánica o se sugiere la modificación de la geometría, con el propósito de disminuir el material utilizado.

PRESENTACIÓN

Este trabajo tiene como objetivo realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos en el diseño de elementos mecánicos de una mesa quirúrgica para clínicas y hospitales, por el método tradicional de cálculo versus el método de elementos finitos (MEF). En este proyecto se desarrolla un estudio y aplicación de un software de elementos finitos a geometrías complejas basadas en sistemas mecánicos ya diseñados.

Se realiza una introducción a conceptos de la mecánica de sólidos, determinando parámetros que serán utilizados para el análisis comparativo de los resultados logrados entre el método tradicional y el MEF. Se determina criterios de la estructura de un programa computacional basado en el método de elementos finitos.

En el segundo capítulo se elige los elementos que serán analizados con el software de elementos finitos tomando como consideraciones la dificultad en su diseño por un método tradicional, la complejidad de su geometría y su importancia funcional. Se procede con el diseño de los elementos por el método tradicional, dimensionándolos y determinando el material más apropiado.

En el tercer capítulo se realiza el análisis comparativo de los resultados obtenidos con el software de elementos finitos GID, RAMSOLID y RAMBSHELL. Se analizan los esfuerzos en el elemento y los desplazamientos que se generan, para lo cual se determinan factores de seguridad y son comparados con los usados en el diseño tradicional en el segundo capítulo. Los criterios para el análisis de los esfuerzos, son la teoría de la distorsión en la que se consideran los esfuerzos combinados, y son analizados con los esfuerzos de Von Mises; y la consideración de los esfuerzos a corte. Finalmente en el cuarto capítulo, se presentan las principales conclusiones extraídas del trabajo.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

1.1 CONCEPTOS DE LA MECÁNICA DE SÓLIDOS

1.1.1 DEFORMACIONES Y DESPLAZAMIENTOS

La relación entre deformaciones y desplazamientos está íntimamente relacionada con el análisis de problemas de esfuerzos por el método de elementos finitos (MEF). En la Fig. 1.1 se considera una barra de longitud l_0 que es sometida a un estiramiento uniforme Δl en su extremo hasta alcanzar una longitud l_f .

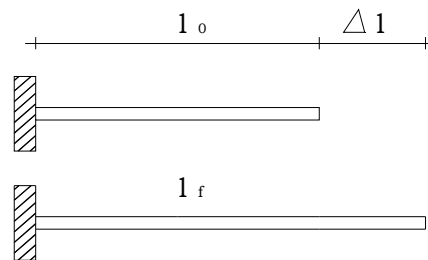


Fig. 1.5 Deformación longitudinal de una barra.

Se puede definir a la deformación longitudinal ε de una barra de sección transversal constante como el cociente entre el estiramiento y la longitud original, esto es:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{l_f - l_0}{l_0}$$

Además de las deformaciones longitudinales en un elemento de área existen también deformaciones angulares o por corte. La deformación por corte γ_{xy} es definida como la variación angular de un ángulo inicialmente recto. La deformación por corte es:

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$$

Donde u es el desplazamiento de un punto en la dirección del eje x , y v el desplazamiento en la dirección del eje y .

1.1.2 ESFUERZOS

Las deformaciones en el interior de los cuerpos generan esfuerzos; si se toma un elemento de volumen diferencial se tiene en sus caras los siguientes esfuerzos.

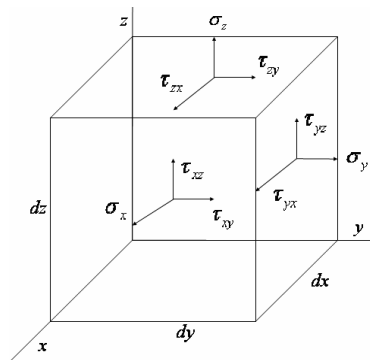


Fig. 1.6 Esfuerzos en un elemento de área diferencial.

En la Fig. 1.2 se tiene un elemento en estado de esfuerzos tridimensional y se muestra los tres esfuerzos normales $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ todos positivos y seis esfuerzos cortantes $\tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}, \tau_{zx}, \tau_{xz}$, también positivos. El elemento está en equilibrio estático y por lo tanto se tiene que, $\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}, \tau_{zx} = \tau_{xz}$.

Los esfuerzos normales dirigidos hacia afuera del elemento se consideran positivos y son de tracción. Los cortantes son positivos si actúan en la dirección positiva de un eje de referencia. El primer subíndice de una componente de esfuerzo cortante indica el eje coordenado que es perpendicular a la cara del elemento, el segundo indica el eje de coordenadas paralelo a dicha componente. Las caras negativas del

elemento tendrán esfuerzos cortantes que actúan en dirección opuesta, pero también se les considera positivos.

El sentido de las componentes de un esfuerzo cortante se especifica, por convención, de acuerdo con el sentido en que giran las manecillas del reloj.

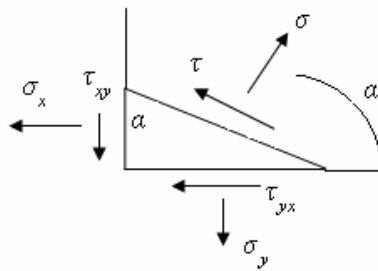


Fig. 1.7 Esfuerzos en un elemento de área diferencial cortada por un plano inclinado.

Se supondrá que el elemento de la Fig. 1.2, se corta con un plano inclinado, el cual forma un ángulo α con el eje x , tal como se muestra en la Fig. 1.3; al sumar las fuerzas correspondientes a todas las componentes de esfuerzo e igualarlas a cero, los esfuerzos σ y τ son ^[1]:

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha + \tau_{xy} \operatorname{sen} 2\alpha$$

$$\tau = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \operatorname{sen} 2\alpha + \tau_{xy} \cos 2\alpha$$

Derivando la primera ecuación con respecto a α e igualando a cero el resultado, se obtiene que:

$$\tan 2\alpha = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$$

Esta ecuación determina dos valores particulares del ángulo 2α , uno de los cuales define el esfuerzo normal máximo S_1 , y el otro, el esfuerzo normal mínimo S_{ii} . A estos dos esfuerzos se les da el nombre de *esfuerzos principales*

^[1] SHIGLEY, J. Manual de Diseño Mecánico. México, McGraw-Hill, 1989, pp. 33.

y a sus direcciones correspondientes se les llama *direcciones principales*. El ángulo α entre estas últimas es de 90° . Luego de varios reemplazos se puede llegar a las siguientes ecuaciones generales de esfuerzos principales ^[2].

$$S_i, S_{ii} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación (1.1)}$$

Los esfuerzos de Von Mises (σ_{VM}) tienen un valor escalar y asignan un significado al valor de todas las fuerzas en un punto dado de un elemento. Este puede ser comparado con el máximo aceptable de fuerzas para ese material y está expresado por:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(S_i - S_{ii})^2 + (S_{ii} - S_{iii})^2 + (S_{iii} - S_i)^2}{2}} \quad \text{Ecuación (1.2)}$$

1.2 SOLUCIÓN DE MODELOS MATEMÁTICOS

La descripción de los fenómenos físicos se realiza tratando de enmarcarlos dentro de modelos matemáticos, exactos o aproximados. Esto ha traído la nueva necesidad de resolverlos mediante métodos que conlleven a una solución de igual forma, exacta o aproximada, dependiendo de la complejidad del modelo.

Debido a la complejidad del análisis de ciertos modelos matemáticos, la simulación se ha vuelto una herramienta necesaria y en algunos casos casi indispensable para la solución de estos. El objetivo de la simulación numérica es la reproducción de la realidad, mediante la solución de las ecuaciones matemáticas en las que están enmarcados los fenómenos físicos; esta solución se la realiza con la ayuda de un ordenador. La exactitud de la simulación está dada por la capacidad del ordenador y de que tan exactas fueron las ecuaciones de partida.

^[2] SHIGLEY, J. Manual de Diseño Mecánico. México, McGraw-Hill, 1989, pp. 35, 249.

La simulación numérica permite una amplia gama de análisis; desde generar sólidos, cuyos aspectos son los de las condiciones reales de trabajo, hasta analizar el comportamiento de grupos de sólidos en condiciones de servicio. Esto conlleva a estar cada vez más cerca de diseños totalmente eficientes y eficaces en los resultados y generar bajos costos de fabricación.

En la Fig. 1.4 se muestra algunos de los métodos de solución para las ecuaciones que describen los fenómenos físicos.

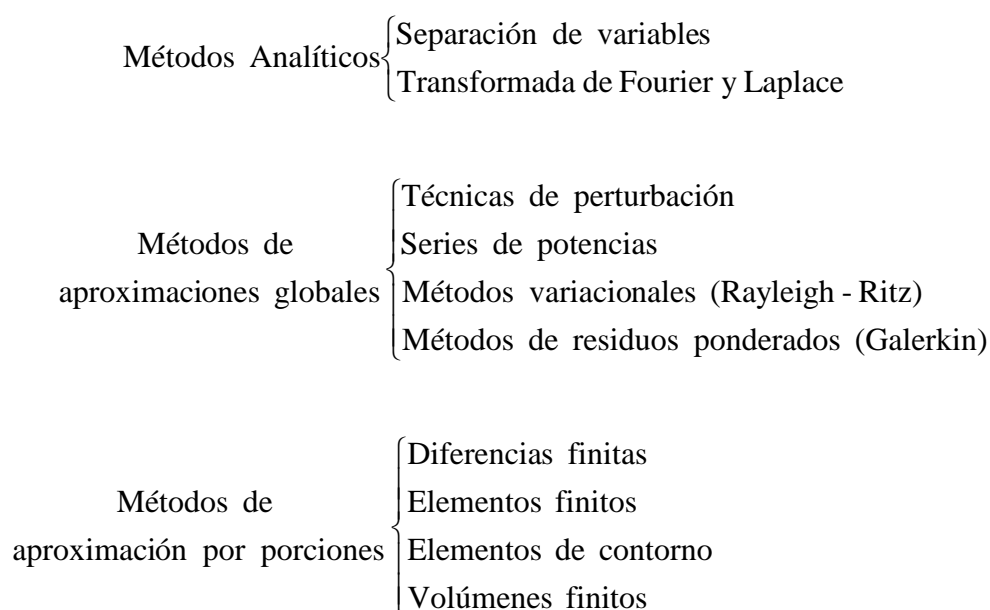


Fig. 1.8 Métodos de solución de ecuaciones.

1.2.1 MÉTODOS DE APROXIMACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS

El estudio de los elementos finitos se inicia conjuntamente con la utilización masiva de computadores a inicios de la década de los años ochenta. El MEF consiste en dividir el sistema en partes o elementos, para un estudio más sencillo y luego reconstruirlo, ensamblando la contribución de cada elemento y prediciendo el comportamiento global.

La aplicación del método de los elementos finitos (MEF) tiene un gran campo de acción. En el presente proyecto se analiza aplicaciones en el campo del diseño mecánico.

1.2.1.1 Beneficios del diseño por MEF

El diseño por el MEF permite la obtención de soluciones con la suficiente aproximación en un tiempo considerablemente menor que por métodos tradicionales de diseño. Para el MEF se necesita conocimientos básicos de matemáticas y elementos finitos, permitiendo la solución de problemas que analíticamente son muy complicados de resolver.

La simulación permite conocer todo el proceso de fabricación, sin necesidad de realizarlo, lo que reduce considerablemente la fase de experimentación, conlleva a la disminución de costos de fabricación, aumenta la productividad y calidad de los productos y reduce los defectos que se podría generar en el producto; lo que permite obtener una mayor competitividad.

1.2.1.2 Sistemas discretos y continuos

El análisis de la mecánica de sólidos puede ser dividida en problemas asociados con:

- Sistemas discretos; y,
- Sistemas continuos.

Los sistemas discretos están divididos de forma natural en elementos claramente diferenciables, como los eslabones de una estructura, pórticos, celosías, entramados de edificaciones, redes eléctricas, redes hidráulicas, etc. La mayoría de los sistemas discretos pueden analizarse utilizando técnicas de cálculo matricial muy similares a la técnica de los elementos finitos.

Los sistemas continuos no pueden ser divididos en forma natural en unidades simples, dando así un análisis más complejo. Estos sistemas se dividen en elementos que no presentan diferencias claras. Este análisis se realiza por medio del concepto de infinitesimal, lo que lleva a un modelo matemático que se expresa en ecuaciones diferenciales, generalmente en derivadas parciales.

El principio del MEF consiste en reducir un problema dado con infinitos grados de libertad a un problema finito en el que se trabaje con un número finito de variables, asociadas a ciertos puntos característicos a los que se les denomina nodos. La segmentación de los continuos se realiza en elementos arbitrarios.

1.2.1.3 Generación de mallas en el MEF

Uno de los conceptos fundamentales para el MEF es la discretización, considerada como la acción de transformar la naturaleza continua en un modelo discreto aproximado y de interpolación, la que consiste en la aproximación de los valores de una función a partir de su conocimiento en un número discreto de puntos.

El MEF ha sido generalizado, y es capaz de resolver casi cualquier problema de diseño mecánico, transferencia de calor, mecánica de fluidos, magnetismo, etc. siempre y cuando sea posible formularlo como un sistema de ecuaciones.

1.2.1.4 Estructura de un programa de elementos finitos

Un programa de elementos finitos es un software en el que confluyen numerosas operaciones; debido a esta complejidad se los suele dividir en subsecciones para el desarrollo de una actividad determinada.

Preproceso.- Esta etapa está conformada por la preparación de datos.

Proceso.- Es la etapa de resolución de las ecuaciones o el cálculo matemático.

Postproceso.- Es el análisis de los resultados numéricos que aparecen como producto del cálculo.

1.2.1.4.1 Tipos de análisis

Los tipos de análisis que se pueden realizar son:

Análisis estático.- Permite la determinación de los componentes de los nodos por efecto de una sollicitación estática y posteriormente en una segunda fase la determinación del estado en ciertos puntos característicos de cada elemento. Con este análisis se permite acotar la deformación del elemento estudiado y localizar zonas de alta o de baja sollicitación, según si el análisis sea el de evaluar la resistencia estática o de disminuir el material.

Análisis dinámico.- se puede tener los siguientes tipos:

a) *Cálculo de las frecuencias y modos propios de vibración*, buscando conocer mejor el comportamiento dinámico del componente o de la estructura en análisis y determinar áreas de riesgo; como la posibilidad de generar resonancia.

b) *Cálculo de la respuesta en función del sistema*, lo que permite el análisis de la respuesta vibratoria y tensional de un elemento sometido a una carga senoidal periódica de amplitud y frecuencia variable.

1.2.1.5 Elasticidad bidimensional

En la realidad los problemas de mecánica de sólidos son tridimensionales y bajo ciertas hipótesis se los puede reducir a una o dos dimensiones. Cuando se analiza la mecánica de sólidos se puede considerar tres tipos de problemas como bidimensionales:

- Tensión plana
- Deformación plana
- Axisimétricos

Dentro de la tensión plana se tiene a las placas o cáscaras, que son estructuras en las que una de las dimensiones, en este caso el espesor, es muy pequeña en comparación con las otras dos y que posee una superficie de simetría en la mitad del espesor a la que se le llama superficie media. Son

modeladas geoméricamente por la superficie media y estructuralmente soporta cargas transversales. Si son planas se denominan placas y si son curvas se denominan cáscaras.

Una cáscara soporta los mismos esfuerzos de flexión que una placa pero adicionalmente soporta esfuerzos de membrana, como en el caso de esfuerzo plano. Estos últimos producen fuerzas por unidad de longitud tangentes a la superficie media.

1.3 SOLUCIÓN DE PROBLEMAS MEDIANTE SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS

El proceso a seguir para la solución de un problema estructural con la utilización de software de elementos finitos debe ser:

1. Definir la geometría mediante puntos, líneas, superficies o volúmenes, que son todas las entidades con las que trabaja un programa de elementos finitos. Este proceso se lo puede hacer directamente en el software del preproceso o con la importación desde programas CAD.
2. Definir las propiedades del material y condiciones de funcionamiento
3. Generar el acoplamiento o mallado
4. Realizar la simulación
5. Visualizar y analizar los resultados

Dependiendo de los resultados que se obtengan, puede ser necesario volver a los pasos 1, 2 ó 3, hacer las respectivas alteraciones y volver a efectuar las simulaciones.

1.3.1 PROGRAMA DE PRE Y POSTPROCESO

Para el pre y postproceso se utiliza el programa por el método de elementos finitos GID, desarrollado por el Centro Internacional de Métodos

Numéricos en Ingeniería (CIMNE) de la Universidad Politécnica de Cataluña. El programa GID presenta una interfaz amigable con el usuario, es desarrollado como un sistema adaptable para la modelación geométrica de elementos y posterior incorporación de sus mecanismos acoplados, visualización de resultados en mapa de colores, gráficos, esquemas o vectores.

Una de las cualidades del GID es que permite definir elementos estructurales sin la necesidad de conocimiento de los acoplamientos que este posee, permitiendo una definición de la geometría, las cargas que actúan sobre este, materiales y restricciones propias de funcionamiento. Esta ventaja permite la alteración de la geometría del elemento analizado, manteniendo las cualidades y condicionando definiciones para el cálculo, las que se pueden realizar sin necesidad de rehacer la geometría.

El crear un elemento de geometría compleja es dificultoso en GID; por ello se tiene la posibilidad de importar geometrías, ya sea de un elemento o un acoplamiento que ha sido creado por un programa externo CAD. Actualmente, esto se puede hacer vía archivos DXF, IGES, Parasolid, ACIS, VDA, Rhino, Shapefile, STL, VRML, 3DStudio o interfaces GiD disponible de NASTRAN.

Una vez determinada la geometría y sus cualidades se deberá generar el mallado usando las herramientas del sistema. Se tiene acoplamientos estructurados y no estructurados que contienen acoplamientos superficiales triangulares y cuadriláteros o acoplamientos tetraédricos y hexaédricos. Se tiene un generador automático, para el cual los usuarios deberán proveer un número mínimo de parámetros

1.3.2 PROGRAMAS DE CÁLCULO

Los programas utilizados en la simulación son los pertenecientes a RAM SERIES denominados RAMSOLID y RAMBSHELL. En la etapa de simulación estos dos resolutores generan una visualización gráfica flexible, y en consecuencia una evaluación rápida y sencilla. RAMSOLID es utilizado para el cálculo de sólidos y RAMBSHELL para estructuras.

RAM SERIES incorpora un amplio conjunto de tipos de cargas y vinculaciones, lo que permite adaptarlo a necesidades específicas, convirtiéndolo en una herramienta versátil y de fácil utilización, simplificando el proceso de análisis.

Las principales aplicaciones de los módulos de cálculo son:

- Análisis de sólidos tridimensionales
- Cálculo estructural de estructuras metálicas de barras
- Cálculo estructural de estructuras de hormigón armado
- Análisis de placas y láminas isotrópicas y ortotrópicas
- Análisis acoplado barras-láminas

Los módulos de cálculo permiten trabajar con características como:

- Elementos de barra triangulares y tetraedros
- Diversas técnicas de definición de los ejes locales
- Resolutor de gradientes conjugados. Es posible analizar hasta 1 millón de grados de libertad en un PC
- Hipótesis simples e hipótesis combinadas de carga con coeficientes multiplicadores para los valores de las sollicitaciones mecánicas

Terminada la etapa de preproceso, el componente de cálculo se ejecuta automáticamente, lo que dará los valores que serán analizados en la etapa de postproceso, el cual incluye diferentes módulos de procesamiento de datos, los que cubren diferentes áreas de cálculo estructural, en modelos de barras y láminas y en sólidos tridimensionales. Posee además un módulo básico que permite calcular la armadura de barras como vigas, pilares y otros tipos en hormigón.

RAM SERIES ofrece diferentes técnicas de visualización de los resultados de esfuerzos, mediante mapas de colores, la esquematización de la estructura o sólido deformado, gráficos de esfuerzos en barras, vectores de reacciones y de esfuerzos principales.

1.3.3 OBJETIVOS Y ALCANCES DEL PROYECTO

En este proyecto se desarrolla el estudio y aplicación a geometrías complejas, basadas en sistemas mecánicos ya diseñados. Se realiza una comparación del proceso previo a la obtención de resultados y de la interpretación de los mismos.

Los objetivos de este proyecto es dar un impulso a la utilización de programas computacionales como una herramienta para el diseño de elementos estructurales y el análisis de elementos con condiciones reales de trabajo. Realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos en el diseño de elementos mecánicos, por el método tradicional de cálculo versus el método de elementos finitos. La generación de geometrías de elementos sólidos lo más similar a su forma final, con la utilización de software y herramientas específicas de modelación.

Los alcances del proyecto son el estudio y aplicación del programa GID para el pre y post proceso de cálculo, RAMSOLID para el diseño de piezas sólidas y RAMBSHELL para estructuras. La elaboración de geometrías para el diseño, en programas CAD e importación de los mismos al programa GID y un análisis comparativo de los resultados obtenidos entre el diseño tradicional y el diseño a través de software de elementos finitos.

CAPÍTULO 2

ANTECEDENTES DE LA MESA QUIRÚRGICA PARA CLÍNICAS Y HOSPITALES

2.1 INTRODUCCIÓN

Las intervenciones quirúrgicas precisan para su correcta ejecución de distintas posiciones en la mesa de operaciones, tanto para facilitar la técnica quirúrgica como para evitar futuras complicaciones por lesiones causadas por un mal posicionamiento durante la cirugía. Debido a estos requerimientos, la medicina ha desarrollado tecnología que va desde equipo instrumental hasta controles automáticos incorporados en las mesas quirúrgicas.

Existe una amplia gama de mesas de quirófano que permiten intervenciones médicas específicas y además mesas quirúrgicas denominadas universales. Estas mesas universales cuentan con la versatilidad de cambiar su posicionamiento para realizar varios tipos de cirugías y además la recuperación del paciente. Entre las mesas de cirugía universal tenemos la de tipo electrohidráulica automática, que consta de una caja de mandos que controla los movimientos, además, consta de secciones cuyos movimientos deben realizarse manualmente.

La mesa de cirugía manual, cuyos movimientos se realizan por medio de un volante a través de engranajes y por posicionamiento manual con elementos de fijación, y la mesa de cirugía semiautomática, que usa sistemas hidráulicos para el posicionamiento de las secciones que conforman el sistema y cuyo tipo es la analizada en este proyecto.

La mesa de cirugía debe incorporar un sistema de control de los movimientos de la mesa, en lo referente a las velocidades de desplazamiento, ángulos de giro, distancias a recorrer y fijaciones de las posiciones asumidas por el tablero, para lo cual se incorpora electro válvulas hidráulicas, válvulas

reguladoras de flujo, un sistema de control automático y un sistema de control electro mecánico basado en relés. Además, incorpora un sistema de traslación de la mesa, el cual está conformado por ruedas de giro libre con el par delantero dirigitible, y que permite la fijación del equipo durante una intervención quirúrgica.

El uso de estos adelantos tecnológicos de la medicina en el mercado nacional ha tenido que adaptarse a los diseños de los países que los desarrollan. De ahí la necesidad de fabricar estos dispositivos en el país, adaptándose a los requerimientos propios del entorno.

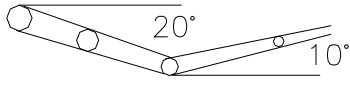
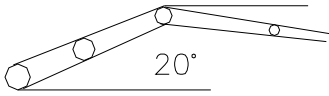
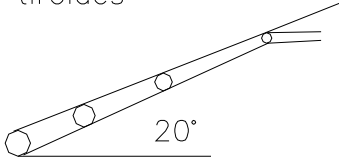
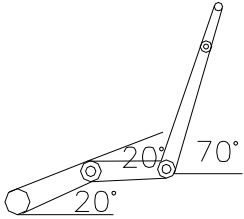
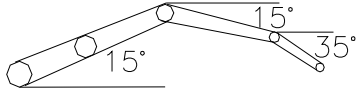
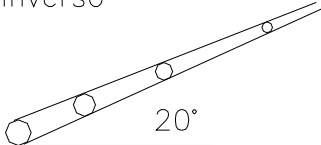
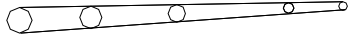
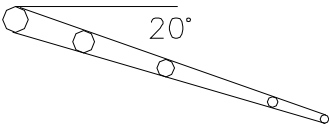
El desarrollo en el país de una mesa quirúrgica que se adapte a las condiciones en las que va a funcionar permitirá obtener un mecanismo con un dimensionamiento adecuado utilizando materiales que sean fáciles de encontrar en el mercado nacional.

La mesa quirúrgica universal analizada soporta un paciente de hasta 300 lb y una carga de resucitación de 66 lb para pacientes con el peso citado. El largo de la mesa es de 190 cm y 54 cm de ancho. En la Fig. 2.1 se observa una mesa de cirugía universal.



Fig. 2.1 Mesa de cirugía universal semiautomática.

En la Fig. 2.2 se esquematiza las posiciones por las que se puede optar en la mesa quirúrgica universal analizada en el proyecto.

<p>génito urinario</p>  <p>Aplicaciones: Suspensión completa del perineo</p>	<p>Mayo Kidney</p>  <p>Aplicaciones: Operaciones entre la última costilla y la cresta iliaca</p>
<p>operación de tiroides</p>  <p>Aplicaciones: Operación de la tiroides</p>	<p>sentado</p> 
<p>Lordosis Kidney</p>  <p>Aplicaciones: Reduce profundidad del área de operación, desplaza los órganos al exterior del cuerpo</p>	<p>trendelemburg inverso</p>  <p>Aplicaciones: Operaciones en la parte superior del cuerpo, cabeza</p>
<p>horizontal</p> 	<p>trendelemburg</p>  <p>Aplicaciones: Histerectomia supervaginal Operaciones rectales</p>

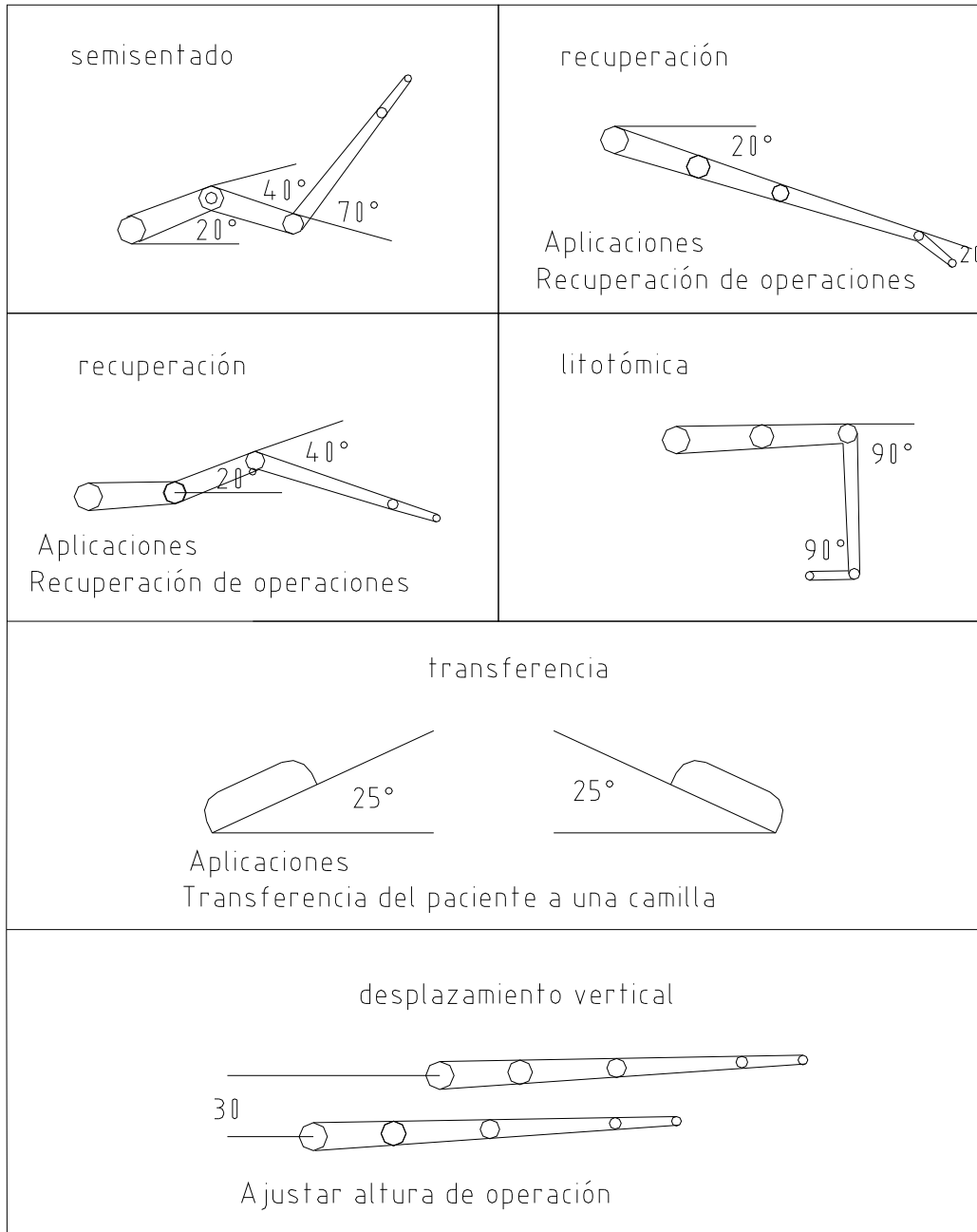


Fig. 2.2 Posiciones de funcionamiento de la mesa quirúrgica³.

La mesa quirúrgica desarrollada en el proyecto de titulación que consta en la bibliografía de este trabajo y la cual está siendo analizada, está constituida en su parte superior por una estructura metálica que se muestra en la Fig. 2.5, que soporta placas base donde se recuesta el paciente; elementos y mecanismos articulares como la palanca B2 y la palanca C indicadas en las

³ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 7-18.

Figs. 2.3, 2.4 y 2.6, que permiten giros de dichas placas para optar por distintas posiciones de cirugía; un dispositivo de traslación de la mesa en la parte inferior conformado por elementos como la palanca móvil y un eje conector, que desplazan dos ruedas que levantan a la mesa y permiten su desplazamiento de un lugar a otro y además varios elementos estructurales fijos como la base de la mesa compuesta por perfiles tipo C y placas indicados en la Fig. 2.6.

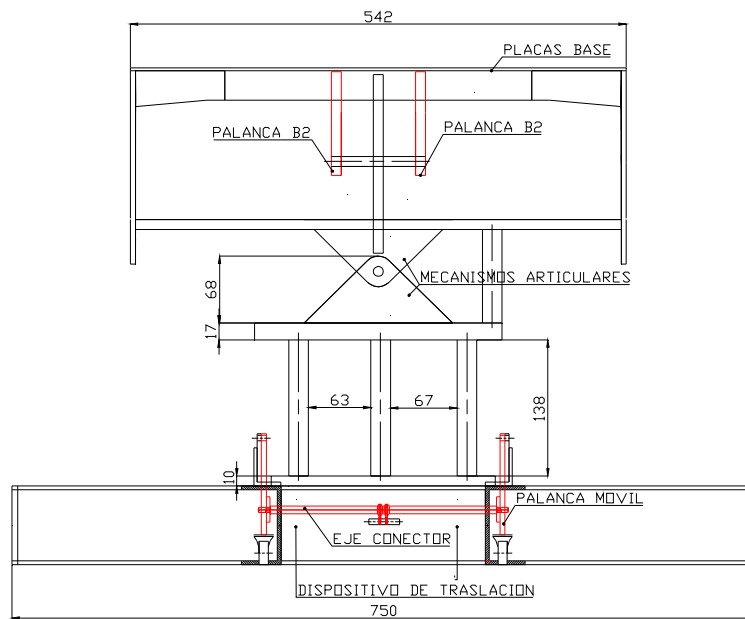


Fig. 2.3 Vista frontal de la mesa quirúrgica.

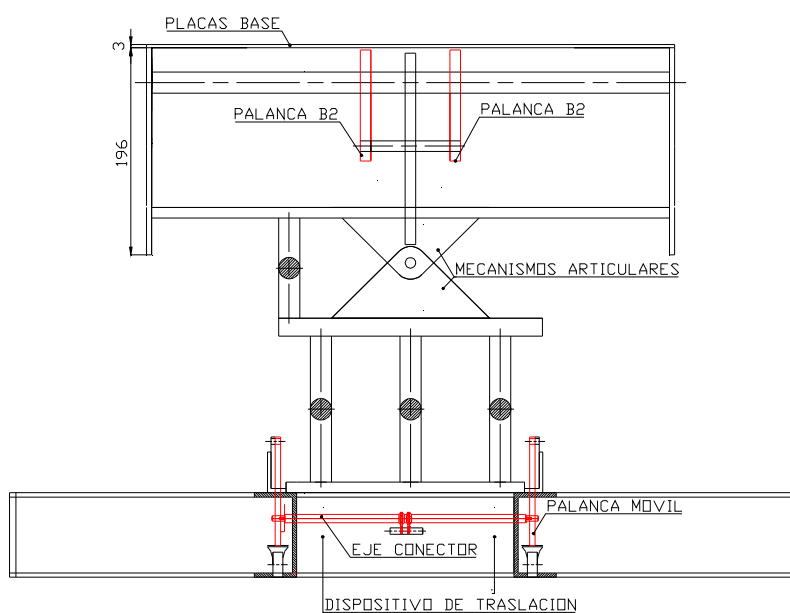


Fig. 2.4 Vista posterior de la mesa quirúrgica.

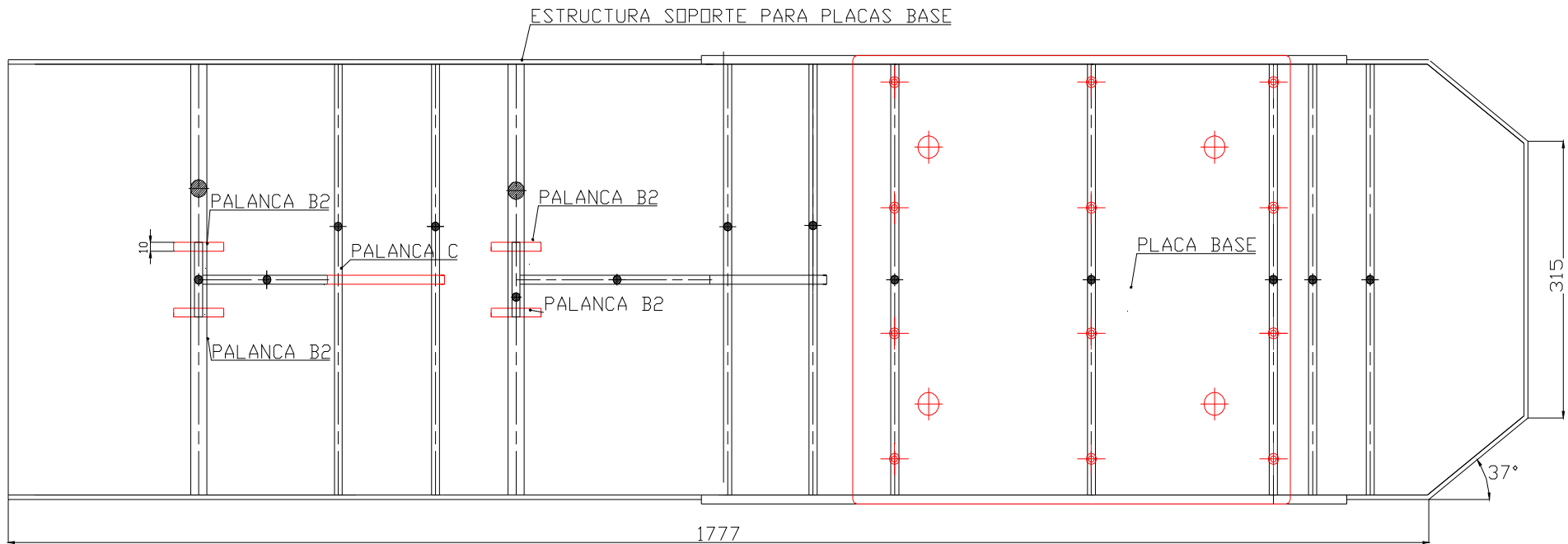


Fig. 2.5 Vista superior de la estructura metálica del tablero de la mesa quirúrgica.

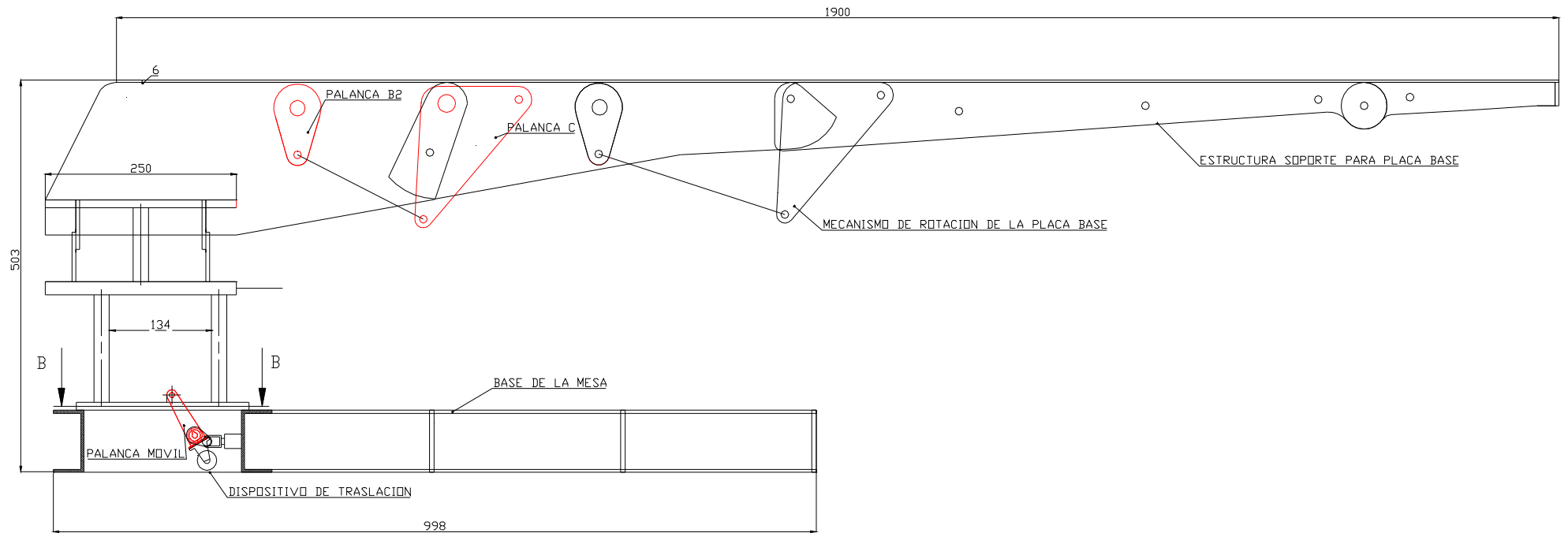


Fig. 2.6 Vista lateral de la mesa quirúrgica.

2.2 SELECCIÓN DE ELEMENTOS A SER ANALIZADOS

Se puede identificar en la estructura de la mesa varias zonas que difieren entre sí por el grado de complejidad en la geometría de los elementos que la conforman, la función que desempeñan o la zona de la mesa donde se ubican. La sección superior donde se recuesta el paciente está conformada por varias placas base que soportan al paciente recostado, los mecanismos articulares que giran las placas para optar por varias posiciones de cirugía y varios ejes que son apoyos de las placas.

En la zona inferior se tiene la estructura base de la mesa, la que está constituida por un mecanismo de traslación indicado en la Fig. 2.4 y por perfiles C y placas que soportan a toda la estructura y mantienen su equilibrio. La parte central que une la sección superior e inferior de la estructura, conformada por varias placas y ejes que mantienen la estabilidad del sistema.

De la región superior se selecciona la placa base que está a la altura del pecho del paciente, y que soporta una carga de resucitación. De entre los elementos articulares, se escoge a la palanca B2 y la palanca C, que tienen una geometría y sollicitaciones mecánicas similares a otros elementos de la misma región. De la parte inferior del sistema se elige a la palanca móvil y al eje conector que forman parte del mecanismo de traslación de la mesa.

Todas las piezas seleccionadas tienen una geometría compleja y soportan cargas que dificultan su diseño por el método tradicional si se consideran detalles esenciales y específicos de su geometría, como cambios de sección, forma compleja de sus partes, agujeros y elementos conjugados. Además, las piezas seleccionadas deben tener un grado de confiabilidad elevado debido a su importancia funcional en la intervención quirúrgica de un ser humano.

Los planos de los elementos analizados se encuentran en los anexos, los que fueron desarrollados en el proyecto de titulación que se hace referencia en este documento. Además, se incluye el plano de conjunto de la mesa

quirúrgica, con los elementos considerados en el análisis de la estructura con RAMBSHELL.

2.2.1 DISEÑO TRADICIONAL DE LOS ELEMENTOS SELECCIONADOS

2.2.1.1 Palanca móvil

Este elemento se encuentra en el mecanismo de traslación de la mesa quirúrgica que se muestra en la Fig. 2.6; éste rota por el giro de un eje conector acoplado que soporta una fuerza transmitida por un cilindro hidráulico. Debido a su rotación desplaza dos ruedas que levantan a la mesa permitiendo su traslado de un lugar a otro. Tiene una geometría compleja, con agujeros, entalles y varios elementos conjugados que dificultan su diseño por el método tradicional.

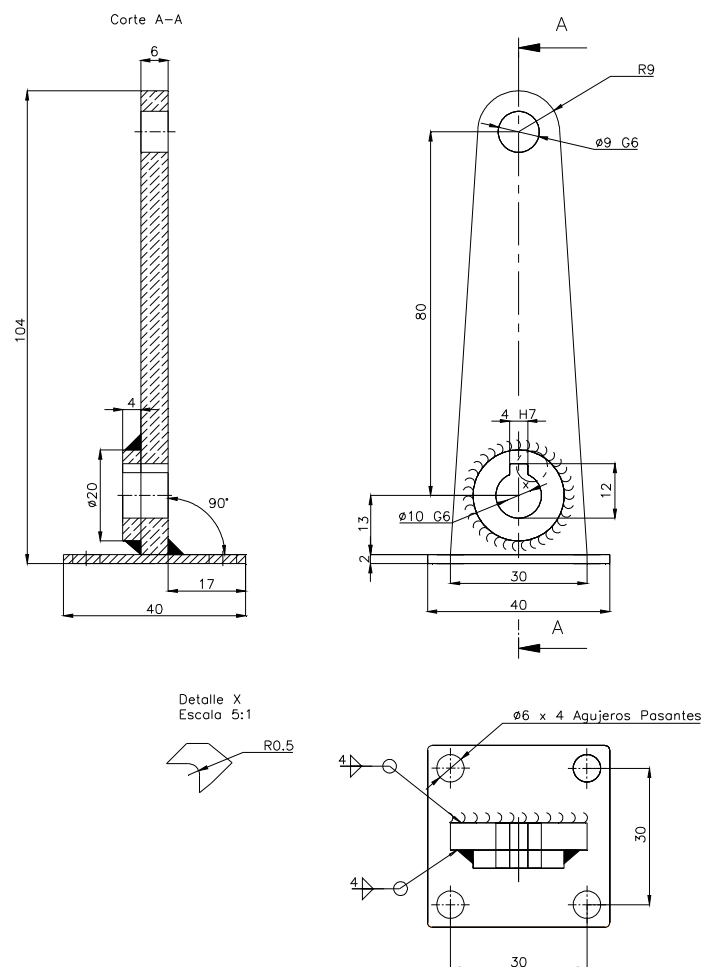


Fig. 2.7 Vistas de la palanca móvil.

En la Fig. 2.7 se aprecia un agujero en la región central del elemento, donde se acopla al eje conector que gira debido a una carga aplicada por un cilindro hidráulico. En el agujero de la zona superior se conjuga con un eje que actúa de pivote para la rotación de la palanca móvil. Para el cálculo de la pieza se considera a la palanca móvil como una barra unidimensional, sin considerar detalles, agujeros, etc. El elemento soporta una carga aplicada por un cilindro hidráulico en el centro de su geometría, además soporta el peso de la mesa al ser levantada y a 30° que es el punto cuando el elemento y sus conjugados entran en contacto con el piso, tal como se expone en la Fig. 2.8.

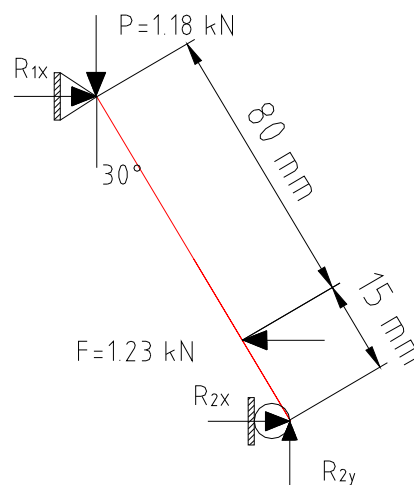


Fig. 2.8 Fuerzas y reacciones en la palanca móvil.⁴

El elemento está hecho de un acero A-36

$$R_{1x} = 0.873 \text{ kN}$$

$$R_{2x} = 0.357 \text{ kN}$$

$$R_{2y} = 1.18 \text{ kN}$$

$$S_y = 248211.3 \text{ kPa}^5$$

$$\sigma_{\text{MAX}} = \frac{M_{\text{MAX}}}{S_{xx}} \leq [\sigma] = \frac{S_y}{n}$$

$$S_{xx} = \frac{bh^2}{6}$$

⁴ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 89.

⁵ SHIGLEY, J. Manual de Diseño Mecánico. México, McGraw-Hill, 1989, pp. 35, 865.

$$M_{MAX} = 0.0184 \text{ N} - \text{m}$$

El factor de seguridad para la palanca móvil es de 2 debido a que se encuentra en un mecanismo que no necesita un alto grado de confiabilidad, ya que si falla no producirá un error en una intervención quirúrgica que es un momento crítico de funcionamiento.

$$n = 2$$

$$b = 6 \text{ mm}$$

$$h = 12.16 \text{ mm}$$

Donde:

$R_{i,x}$ es la reacción en la dirección del eje x en el punto i, dado en kN

S_y es la resistencia de fluencia, dado en kPa

σ_{MAX} es el esfuerzo máximo aplicado, dado en kPa

M_{MAX} es el momento máximo aplicado, dado en N-m

S_{xx} es el módulo de sección, dado en m^3

$[\sigma]$ es el esfuerzo admisible del material, dado en kPa

n es el factor de seguridad o de confiabilidad, el cual es adimensional

b es el ancho de la sección del elemento, dado en mm

h es el espesor de la sección del elemento, en mm

2.2.1.2 Palanca C

En la Fig. 2.9 se muestra la palanca C, que es utilizada para mover las placas base donde se recuesta el paciente mediante la traslación de un eje que se conjuga en su agujero superior derecho. Es un elemento que debe tener un

alto grado de confiabilidad ya que mantiene la posición de la mesa en la cirugía.

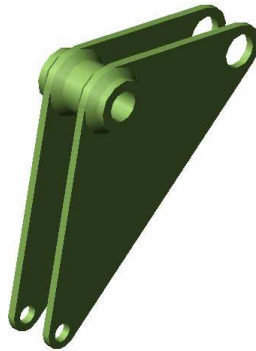


Fig. 2.9 Palanca C renderizada.

En la Fig. 2.10 se observa un agujero en la zona superior izquierda del elemento, donde se acopla un eje que sirve de pivote para la rotación de la palanca C producida por una fuerza aplicada en el agujero inferior. El agujero de la parte superior derecha se acopla a un eje usado de soporte de las placas base donde se recuesta el paciente y que modifica la posición de cirugía de la mesa. El elemento está constituido por dos placas unidas por un eje hueco.

Para este elemento se usa una placa de acero A-36 de espesor $b=10$ mm

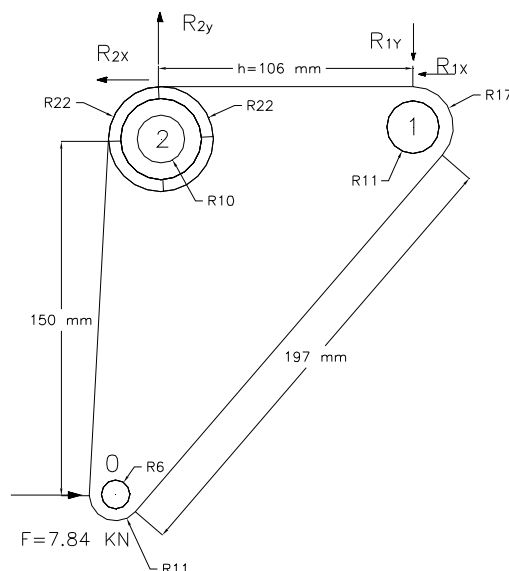


Fig. 2.10 Fuerzas aplicadas a la palanca C.⁶

⁶ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 135.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ R_{1x} + R_{2x} &= 7.84 \text{ kN} \\ \sum F_y &= 0 \\ R_{1y} &= R_{2y} \\ \sum M_o &= 0 \\ R_{2x} \times 150 + R_{1x} \times 150 &= R_{1y} \times 106 \\ 150 \times (R_{2x} + R_{1x}) &= R_{1y} \times 106 \\ R_{1y} = R_{2y} &= 10.92 \text{ kN} \end{aligned}$$

Donde R_{1y} es la reacción en el punto i en la dirección y y R_{1x} la reacción en la dirección x.

Para el diseño se considera al elemento como una viga, para lo cual se traslada la fuerza R_{1x} al punto 2 y es sumada al valor de R_{2x} y la reacción R_{1y} se traslada como momento actuante en el punto 2, como se indica en la Fig. 2.11.

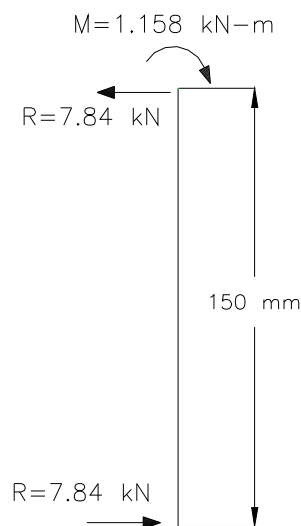


Fig. 2.11 Diagrama de cuerpo libre (DCL) de la palanca C.

$$S_y = 248211.3 \text{ kPa}$$

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{S_{xx}} \leq [\sigma] = \frac{S_y}{n}$$

$$S_{xx} = \frac{bh^2}{6}$$

$$M_{MAX} = 1.158 \text{ kN} - m$$

Para la palanca C se determina un factor de seguridad de 3 ya que es un elemento que debe tener un alto grado de confiabilidad debido a que mantiene la posición del paciente en una intervención quirúrgica. Se define b con un valor de 10 mm.

$$n = 3$$

$$[\sigma] = 82737.1 \text{ kPa}$$

$$S_y = 248211.3 \text{ kPa}$$

$$\frac{1.158 \text{ kN} - m}{\frac{10 \text{ mm}}{6} \times h^2} \leq 82737.1 \text{ kPa}$$

$h \geq 91.6 \text{ mm}$; según la Fig. 2.10, se tiene un valor de $h=106 \text{ mm}$, con cuyo valor se tiene un factor de seguridad de 4, por lo que el elemento no falla.

2.2.1.3 Palanca B2

El elemento de la Fig. 2.12 está conformado por un cilindro hueco, con un chavetero en su interior con los correspondientes radios de acuerdo, soldado a una placa de geometría compleja. En la Fig. 2.13 se observa un agujero pasante en la parte inferior, donde se tiene una carga producida por la reacción de la fuerza aplicada para la rotación de la palanca C. El agujero superior trabaja como un apoyo fijo de la pieza.

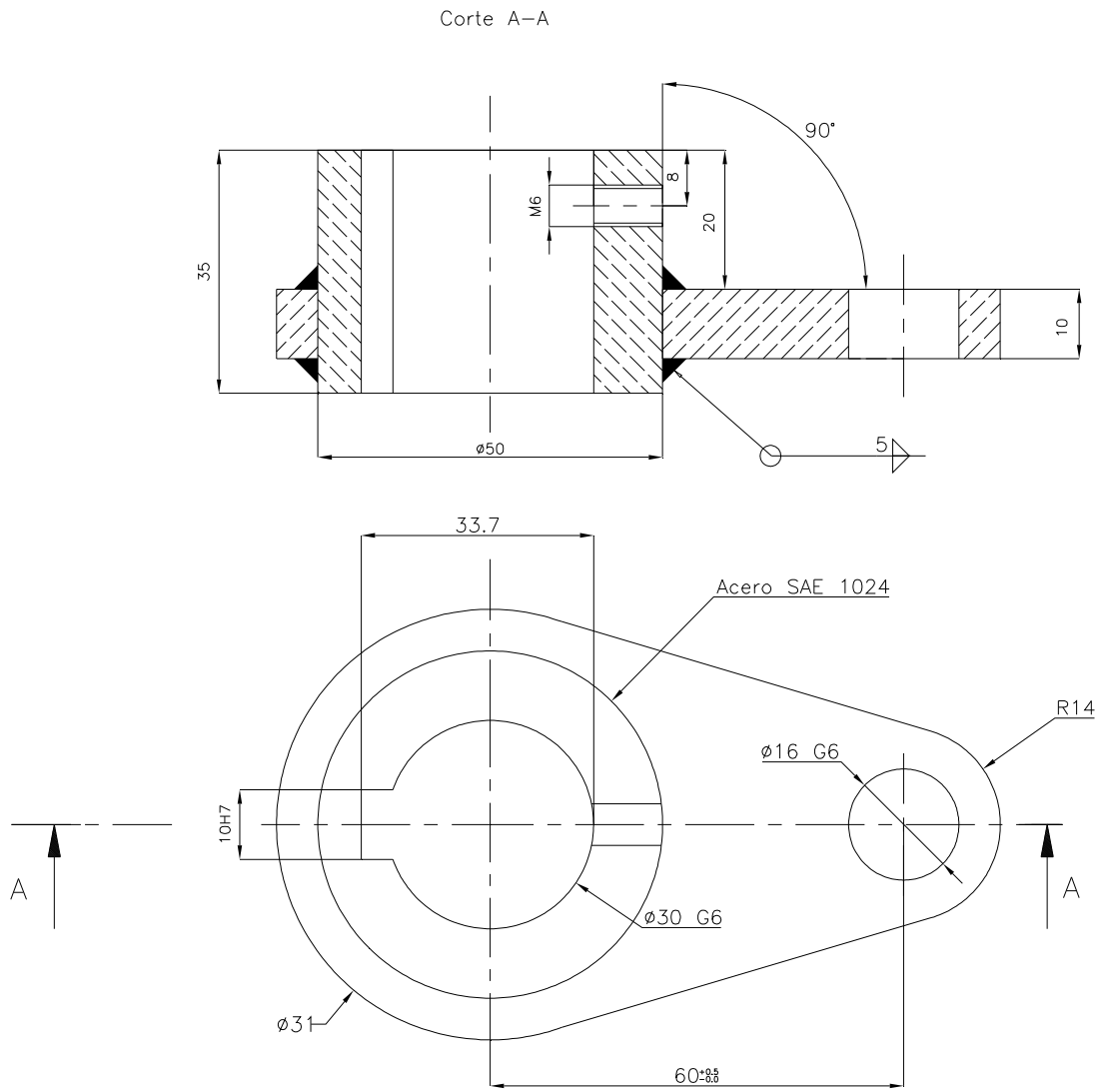


Fig. 2.12 Vistas de la palanca B2.

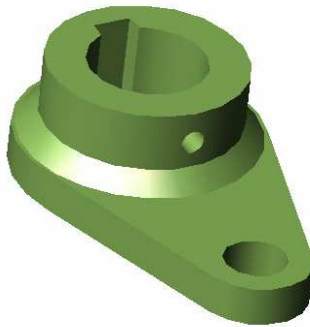


Fig. 2.13 Palanca B2 renderizada.

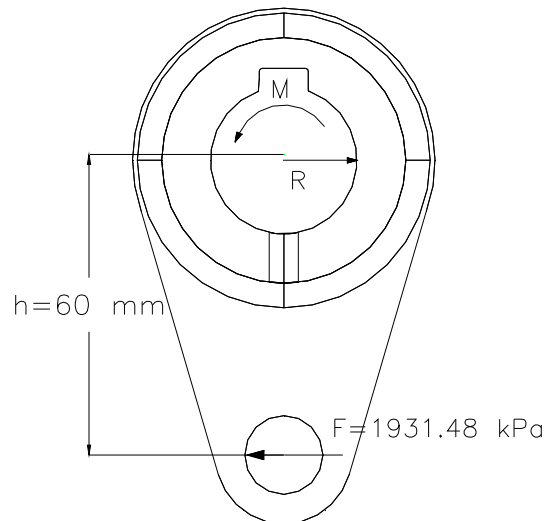


Fig. 2.14 DCL de la palanca B2.⁷

$$\sum F_x = 0$$

$$R = 6.374 \text{ kN}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$M = 6.374 \times 0.06 = 0.38 \text{ kN} - \text{m}$$

En la Fig. 2.14 se tiene a R que es la reacción y M el momento de reacción.

El elemento está hecho utilizando una placa de acero A-36 de espesor $b=10$ mm.

$$S_y = 248211.3 \text{ kPa}$$

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{S_{xx}} \leq [\sigma] = \frac{S_y}{n}$$

$$S_{xx} = \frac{bh^2}{6}$$

$h \geq 52.5 \text{ mm}$; según la Fig. 2.14, se tiene un valor de $h=60$ mm, dando un factor de seguridad de 3.9; por lo que el elemento no falla.

⁷ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 132.

2.2.1.4 Eje conector

El cálculo de ejes por el método tradicional ha sido muy desarrollado, permitiendo considerar detalles esenciales que modifican el comportamiento del elemento, como son chaveteros y cambios de sección.

El eje de las Figs. 2.15 y 2.16, actúa en el mecanismo de traslación de la mesa quirúrgica que se tiene en la Fig. 2.3. La pieza gira debido a una fuerza transmitida por un cilindro hidráulico a las placas acopladas al elemento y que producen un momento torsor. Los elementos acoplados dificultan su diseño como un solo elemento por el método tradicional.

En el diseño tradicional se utilizan las siguientes expresiones para calcular los esfuerzos normales y cortantes.

$$\sigma = \frac{M}{S_{xx}} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \tau_{xy} = \frac{16Mt}{\pi d^3}$$

Además se tiene que:

$$M_{\max} = 0.283 \text{ kNm}$$

Donde M el momento flector y Mt el momento torsor, ambos en N-m, y d el diámetro del eje dado en m.

Según la ecuación (1. 1)

$$S_i, S_{ii} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$n = 3$$

Considerando que el eje está hecho en un acero A-36

$$[\sigma] = 82737.09 \text{ kPa}$$

$$d \geq 32 \text{ mm}$$

Siendo S_i, S_{ii} los esfuerzos principales, σ_x el esfuerzo normal en la dirección x y τ_{xy} el esfuerzo cortante en el plano xy .

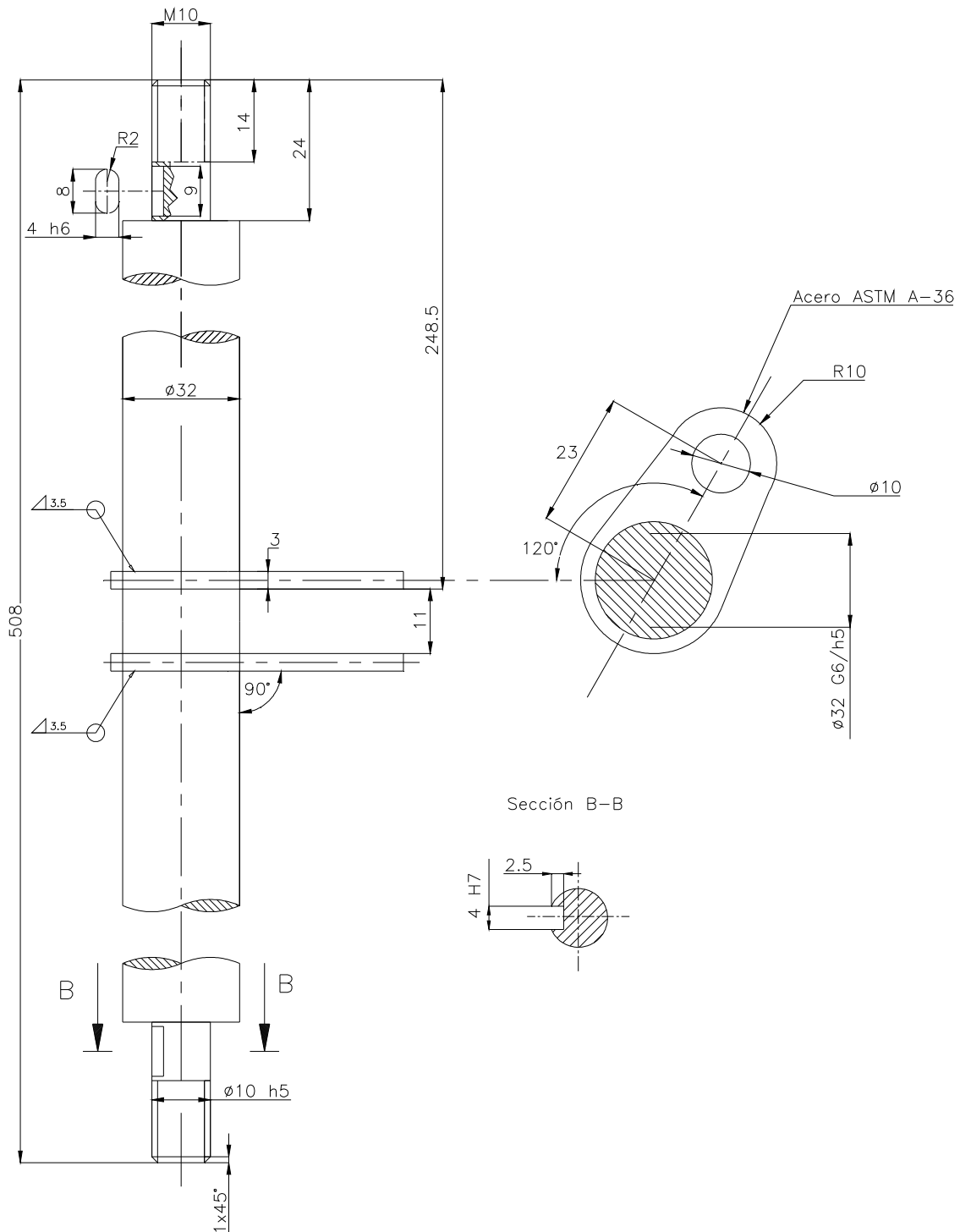


Fig. 2.15 Vistas del eje conector.

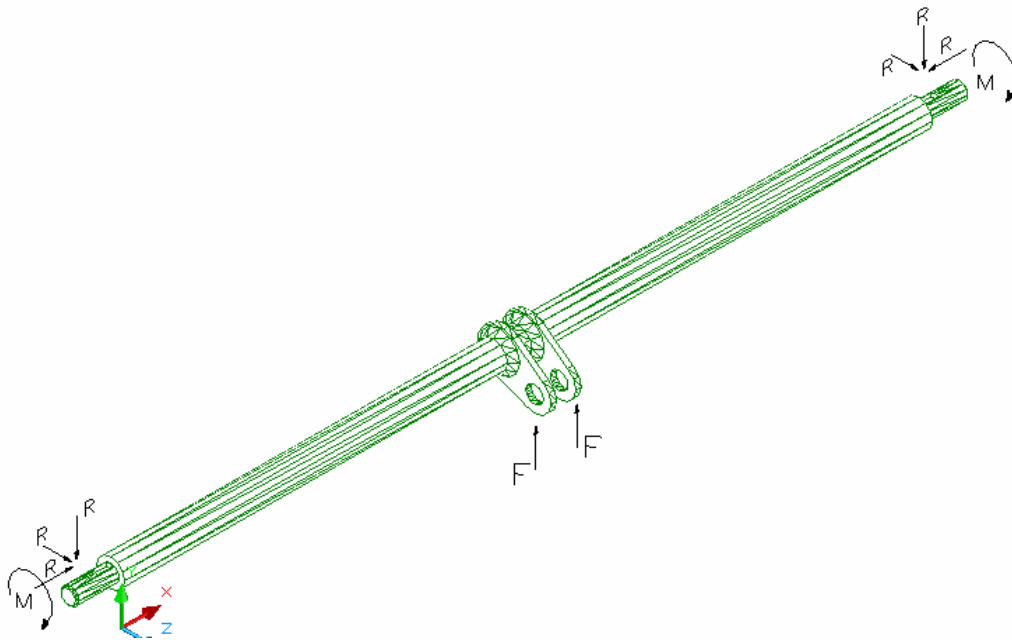


Fig. 2.16 DCL del eje conector.⁸

2.2.1.5 Placa CD2

En la Fig. 2.17 se muestra la placa base CD2 que soporta al paciente cuando está recostado sobre la mesa quirúrgica. Esta placa puede soportar el peso propio del paciente y además cargas de impacto que son aplicadas en casos de resucitación artificial. Esta carga de resucitación es de 30 kg. como máximo⁹.

⁸ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 93.

⁹ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 57.

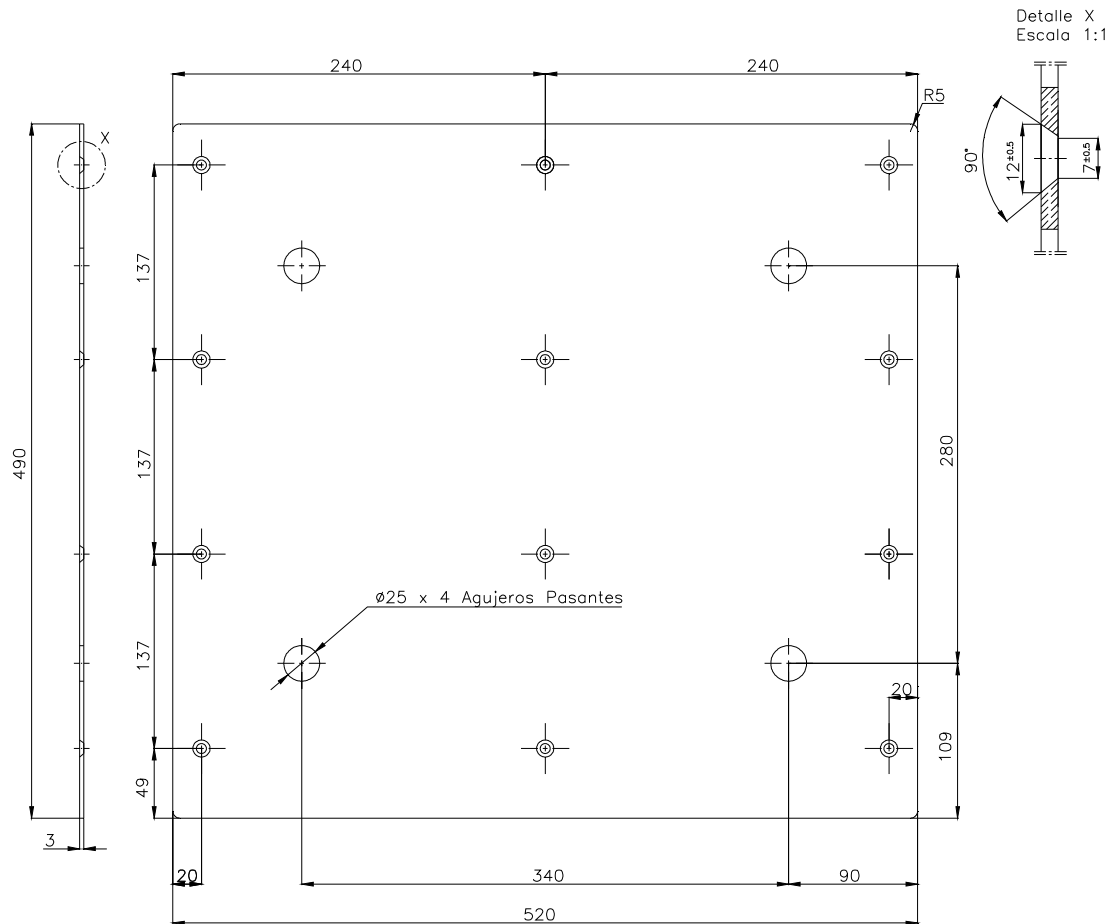


Fig. 2.17 Vistas de la placa CD2.

Este elemento fue seleccionado debido a que su geometría está compuesta de diversos detalles como agujeros pasantes, avellanados y radios de acuerdo que son complicados de tomar en cuenta en un cálculo tradicional. El elemento es considerado para el diseño como un elemento sólido.

El elemento está sometido a una carga distribuida producida por el peso del paciente recostado q , una carga puntual de resucitación F y el peso propio del elemento P , como se muestra en la Fig. 2.18. La placa está apoyada sobre varios soportes y debidamente sujeta. Es necesario realizar dos tipos de verificaciones para determinar el espesor de la plancha:

Debido a las cargas aplicadas sobre la placa y a la distribución de los soportes sobre los que descansa, el elemento está sometido a flexión y las reacciones de los apoyos producen un efecto cortante en el elemento, por lo que se verifica a corte el sector donde la mesa se apoya.

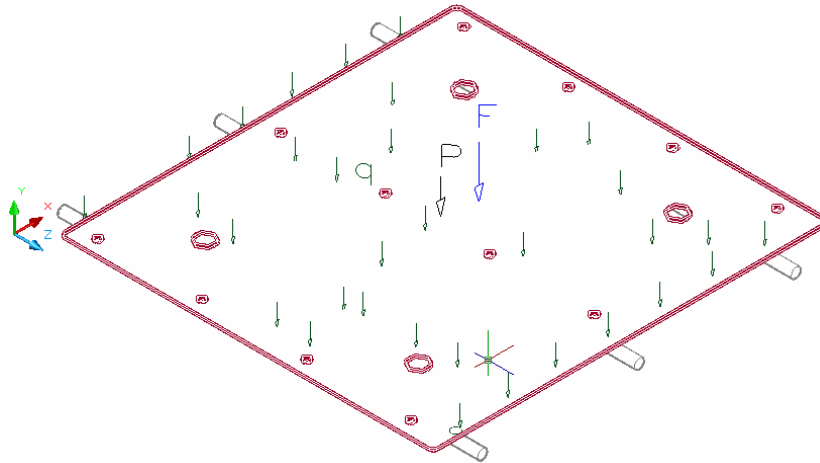


Fig. 2.18 Cargas que actúan sobre la placa CD2.

Se tiene que:

$$A = (t \times 520) \text{ mm}$$

Para la placa se usa un acero A-36

$$\sigma_y = 248211.3 \text{ kPa}$$

$$[\tau] = 0.4\sigma_y$$

$$[\tau] = 99284.52 \text{ kPa}$$

Siendo A el área de la sección transversal de la placa, t el espesor y $[\tau]$ el esfuerzo admisible a corte.

El paciente estará recostado sobre las placas de la mesa quirúrgica, por lo que será necesario determinar la carga distribuida que se aplicará sobre la placa de análisis.

Peso máximo del paciente

$$Q = 1360.7 \text{ N}$$

Longitud de la mesa 1900 mm, ancho de 520 mm.

$$q = \frac{1360.70 \text{ N}}{(1900 \text{ mm} \times 520 \text{ mm})} \times 1000^2 = 1377.23 \text{ N/m}^2 = 1377.23 \text{ Pa}$$

En la placa de análisis se tiene una fuerza resultante de

$$Q'' = 1377.23 \frac{N}{m^2} \times \frac{490 \text{ mm} \times 520 \text{ mm}}{1000^2} = 351 \text{ N}$$

Peso de la placa es:

$$P = 6 \text{ kg} \times 10 \text{ m/s}^2 = 60 \text{ N}$$

Además una carga de resucitación de 30 kgf = 294.20 N

Dado que la fuerza total es: $F = (351 + 60 + 294.20) \text{ N}$ $F = 705.2 \text{ N}$

Por lo tanto, el espesor necesario es de

$$t = 0.013 \text{ mm}$$

Luego se verifica la resistencia del elemento a la flexión. Considerando la plancha como una viga simplemente apoyada, su diagrama de momento flector se muestra en la Fig. 2.19. En este caso solo se considera la mitad de la longitud de la placa, debido a la simetría,

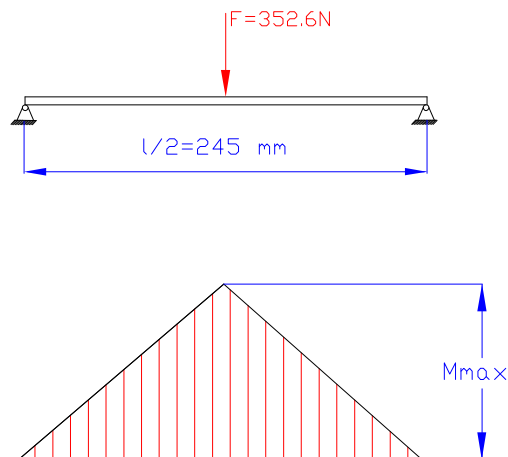


Fig. 2.19 Diagrama de momento flector de la mesa.

El momento flector máximo viene dado por la ecuación:

$$M_{max} = \frac{F \times \frac{l}{2}}{4}$$

$$M_{max} = 0.023 \text{ kN} - m$$

Donde F es la fuerza aplicada y l la longitud de la placa.

Y el esfuerzo de flexión provocado por la carga F y la condición de fiabilidad para el elemento están dados por la siguiente ecuación, y de la que se obtiene el valor mínimo requerido para el módulo de sección Sxx:

$$S_{xx} \geq \frac{M_{max}}{[\sigma]}$$

$$[\sigma] = 82737.1 \text{ kPa}$$

$$t = 2.53 \text{ mm}$$

El espesor para la placa se fijará en 3 mm, para lo cual el factor de seguridad es de 3.5.

2.2.1.6 Estructura de la mesa quirúrgica

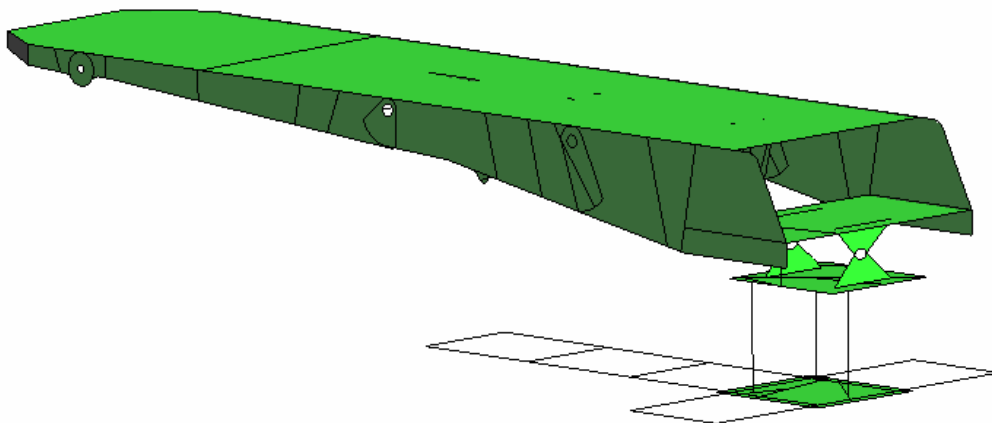


Fig. 2.20 Estructura de la mesa quirúrgica.

Sin duda, el análisis de la estructura de la mesa quirúrgica indicada en la Fig. 2.20 utilizando el método tradicional de cálculo, no podría realizarse, considerando la geometría de los elementos y el tipo de uniones que se tienen entre los elementos. Esto se debe a que, dependiendo del proceso que sea utilizado para unir los elementos, variarán las condiciones y el comportamiento de las articulaciones, por lo cual se recomienda el uso de programas computacionales para su resolución.

Las vistas de la mesa quirúrgica se esquematizan en las Figs. 2.21, 2.22 y 2.23.

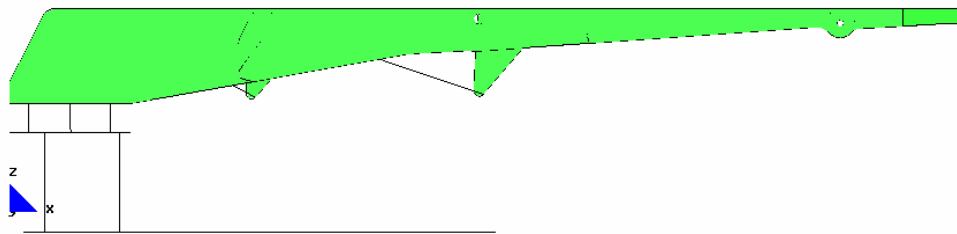


Fig. 2.21 Vista lateral de la estructura de la mesa quirúrgica.

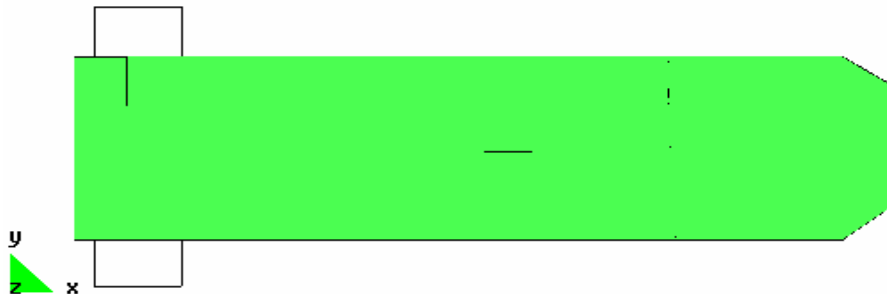


Fig. 2.22 Vista superior de la estructura de la mesa quirúrgica.

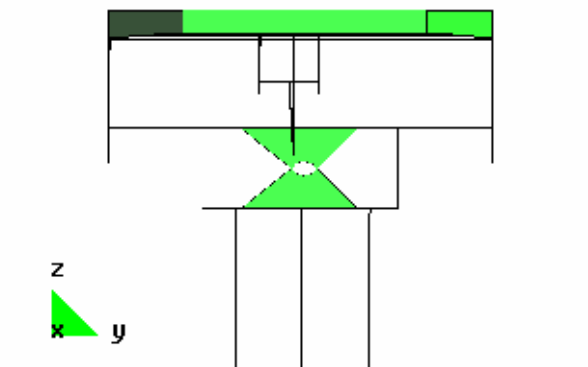


Fig. 2.23 Vista posterior de la estructura de la mesa quirúrgica.

Las cargas a las que está sometida la estructura se muestran en las Figs. 2.24 y 2.25 y son: el peso del paciente recostado, una carga concentrada de resucitación y el peso propio de de la estructura.

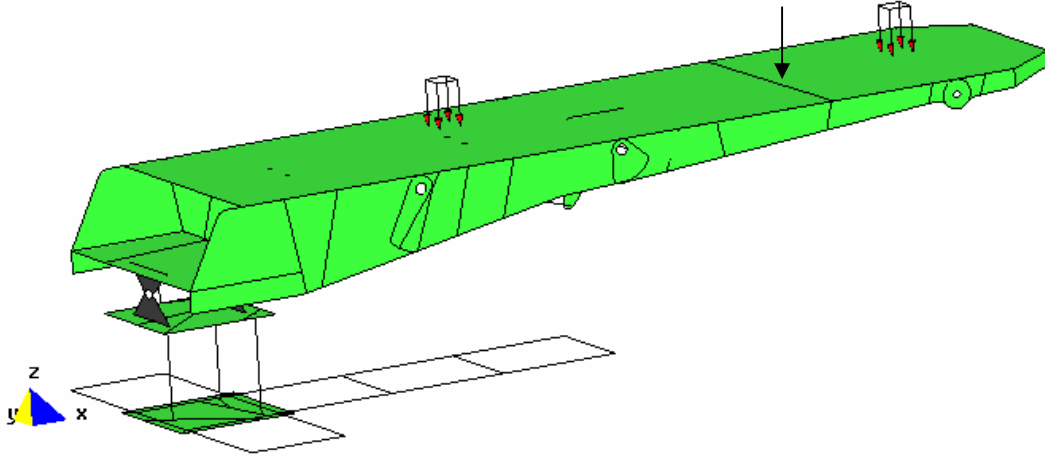


Fig. 2.24 Carga concentrada de resucitación y peso del paciente.

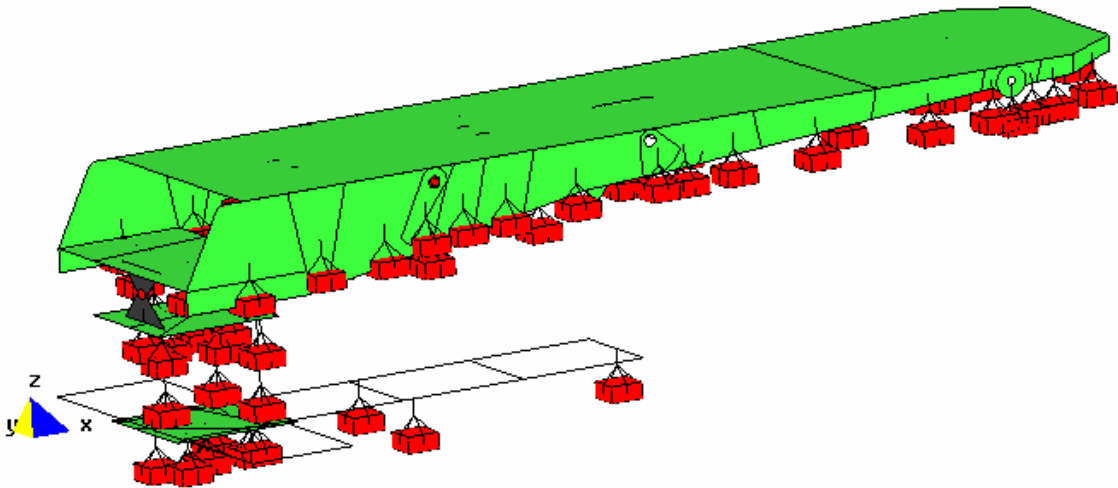


Fig. 2.25 Carga del peso propio de la estructura.

CAPÍTULO 3

DISEÑO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES POR EL MEF

3.1 ANÁLISIS DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES SÓLIDOS USANDO RAMSOLID

Los elementos analizados con RAMSOLID tienen una geometría sólida tridimensional, con efectos en tres dimensiones de las fuerzas aplicadas. Debido a las condiciones de diseño de los elementos de la mesa quirúrgica analizados en esta sección, se establecen sistemas estáticos para sus respectivos cálculos.

3.1.1 PALANCA MÓVIL

3.1.1.1 Restricciones

En la Fig. 3.1 se indica un esquema del funcionamiento de la palanca móvil, en la que se restringen los desplazamientos y rotaciones en tres direcciones, en las superficies de los cuatro agujeros pasantes de la placa inferior del elemento. Además, se restringen los desplazamientos en tres direcciones y las rotaciones alrededor de los ejes x e y en la superficie del agujero pasante superior.

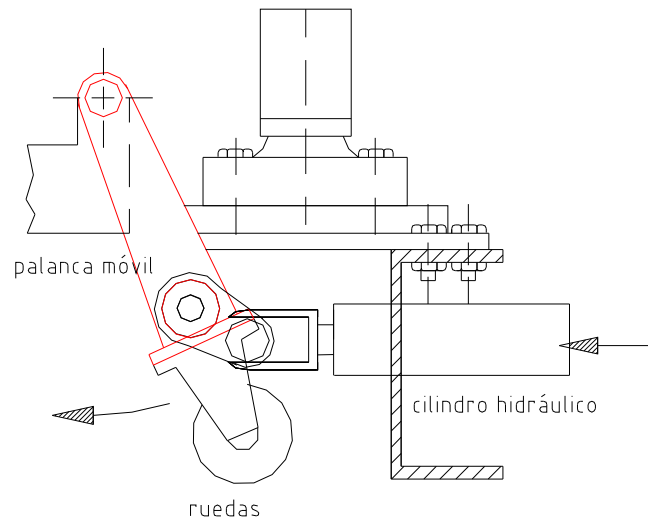


Fig. 3.1 Funcionamiento de la palanca móvil.

Para inicio del diseño del cuerpo en equilibrio es necesario establecer el diagrama de cuerpo libre (DCL) del elemento analizado. Para la palanca móvil se tiene el DCL indicado en la Fig. 3.2.

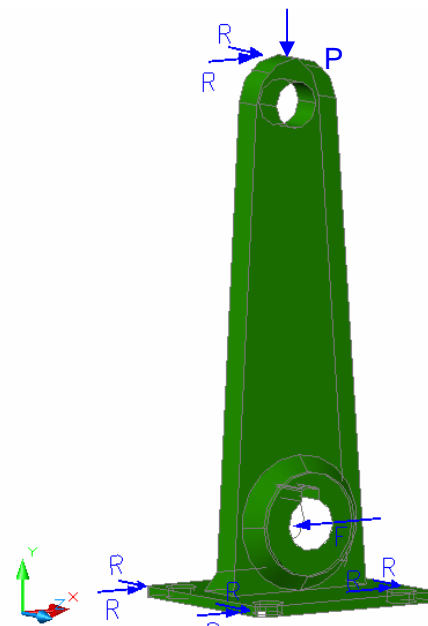


Fig. 3.2 DCL de la palanca móvil.

3.1.1.2 Generación e importación de la geometría

Para la importación de la geometría del elemento al software GID, es necesario que el archivo tenga una extensión compatible con el programa, acorde con lo especificado en la sección 1.3.1 del capítulo 1. El paquete de

AutoCAD Mechanical es de fácil acceso en el país y permite la creación de archivos con extensión IGES, viable de importar desde GID. Es importante destacar que para el análisis de los elementos con RAMSOLID es necesario tener a la pieza como un cuerpo sólido.

Desde el programa GID, se procede a la importación del archivo con extensión IGES, creado previamente. El programa GID reconoce al sólido como un conjunto de superficies, por lo que es necesario convertirlo en sólido, con el comando CREAR SÓLIDO.

3.1.1.3 Condiciones de borde del elemento

Se debe establecer las condiciones de frontera, tales como restricciones de movimiento o restricciones de los grados de libertad de ciertos puntos de la pieza. Luego se asigna los puntos, superficies o volúmenes restringidos, de acuerdo a las condiciones propias de operación del elemento.

Están restringidos los desplazamientos y rotaciones en tres direcciones en las superficies de los cuatro agujeros pasantes de la placa inferior; y los desplazamientos en el eje x e y los giros alrededor de dos ejes en el agujero superior, esto considera el peso de la mesa al ser levantada. En la Fig. 3.3 las superficies de color rojo indican estas restricciones.

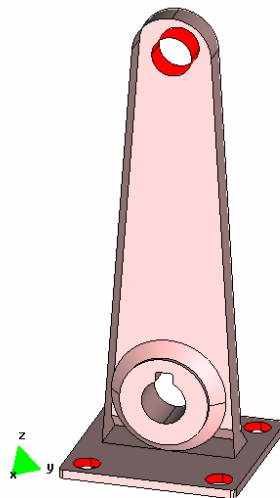


Fig. 3.3 Restricciones de la palanca móvil.

3.1.1.4 Aplicación de cargas

Se procede a la selección del tipo de carga, la magnitud y su dirección, de igual forma los puntos, líneas, superficies o volúmenes donde se aplican. La superficie izquierda del agujero central del elemento que se observa en la Fig. 3.4, está sometida a la acción de una fuerza distribuida de 22.63 N/mm^2 ¹⁰ provocada por la acción de un eje que transmite la fuerza a la palanca móvil.

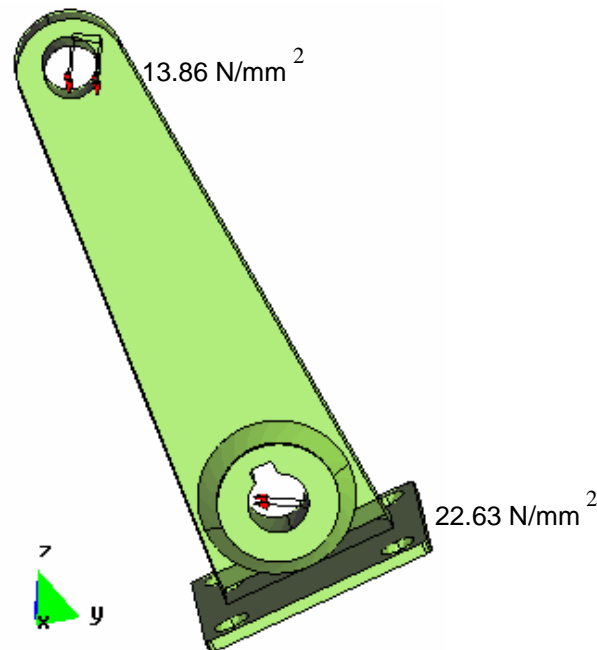


Fig. 3.4 Superficie de aplicación de cargas sobre la palanca móvil.¹¹

3.1.1.5 Unidades, propiedades del material y tipo de análisis

Los programas de elementos finitos utilizados en el presente análisis permiten la selección de las unidades más convenientes acorde a las necesidades propias del problema a resolver. Se definirá como unidades de trabajo para todos los elementos sólidos analizados a las que se expresan en la tabla 3.1.

¹⁰ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 89.

¹¹ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 240.

Tabla 3.1 Unidades de los resultados para el programa RAMSOLID.

Resultado	Simbología	Unidades	Definición
Desplazamientos	$Disp_X,$ $Disp_Y,$ $Disp_Z,$ $ displacements $	m	Desplazamientos absolutos en los ejes globales
Reacciones	X,Y,Z	N	Reacciones en los ejes globales
Esfuerzos normales	S_x, S_y, S_z	N/m^2	Son los esfuerzos para cada eje global
Esfuerzos cortantes	T_{xy}, T_{xz}, T_{yz}	N/m^2	Esfuerzos cortantes en las caras del sólido
Esfuerzos principales	S_i, S_{ii}, S_{iii}	N/m^2	Esfuerzos principales expresados en las caras principales de los elementos
Von Mises		N/m^2	Es un valor escalar para cada nodo

Se procede a definir el peso propio del material y sus propiedades mecánicas. Además, se determina condiciones adicionales como las unidades de los resultados, las unidades de la malla y el tipo de análisis a realizar, sea éste lineal o dinámico como se indica en las Figs. 3.5, 3.6 y 3.7.

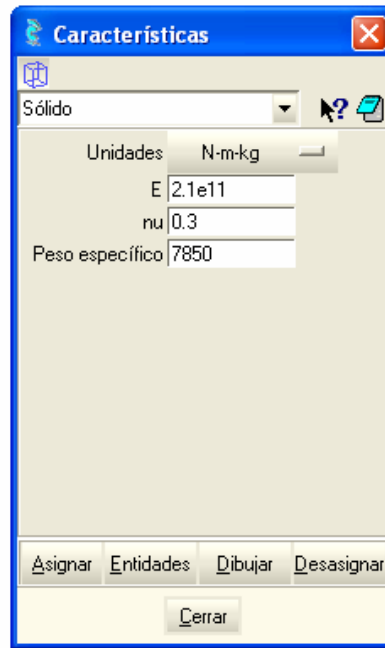


Fig. 3.5 Determinación de propiedades del material de la palanca móvil.

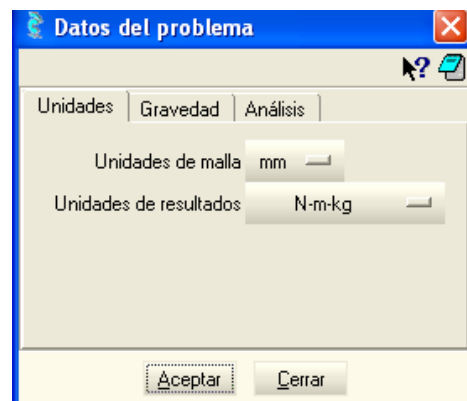


Fig. 3.6 Determinación de unidades de la malla y unidades de resultados.

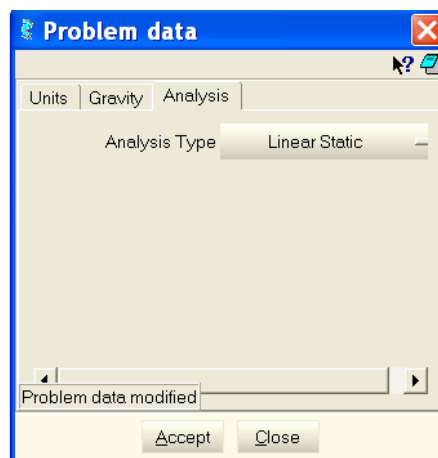


Fig. 3.7 Determinación del tipo de análisis del problema.

3.1.1.6 Criterio de mallado y generación de la malla

Para todos los elementos sólidos seleccionados se trabaja con mallas no estructuradas de cuadriláteros, basados en tres ideas básicas que son:

- La división recursiva del elemento hasta conseguir cuadriláteros del tamaño deseado;
- La colocación de nodos en las líneas recién generadas mediante una interpolación lineal del tamaño deseado; y,
- El suavizado global para minimizar la distorsión de los elementos, debido a la geometría complicada de las piezas analizadas.

El ordenador da un tamaño recomendado para las divisiones dadas en la discretización del cuerpo analizado, y por ende el número de éstas. Con el propósito de tener una transición gradual del mallado entre las zonas de mayor y menor densidad, se procede a determinar un aumento en el número de divisiones en el proceso de discretización, tal como se muestra en la Fig. 3.8, y de esa manera obtener una mejor transición.

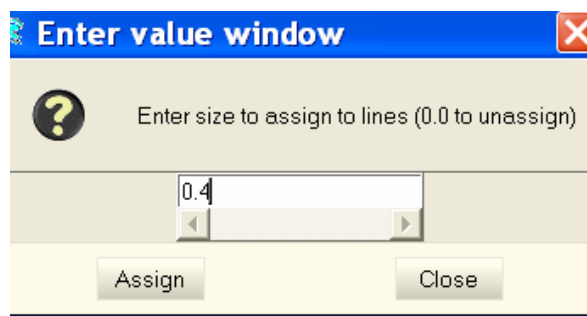


Fig. 3.8 Determinación de la concentración de las divisiones.

Con el uso de elementos finitos se obtienen soluciones aproximadas, idealmente si se incrementa el número de elementos empleados en un análisis, la solución debería converger a la solución exacta del problema. Esto es, a medida que el tamaño de los elementos disminuye los resultados deben tender a un valor constante sobre cada elemento. Para encontrar convergencia en los resultados se usan distintas mallas con varios tamaños de nodo para obtener diferentes números de elementos. La malla está formada por 1353 nodos.

3.1.1.7 Selección de resultados

Una vez aplicadas todas las condiciones necesarias a las que está sometido el elemento, establecidas las condiciones de malla y de resultados, se selecciona el comando CALCULATE, con el cual se inicia el módulo de cálculo. En la Fig. 3.9 se visualiza el valor de los desplazamientos calculados por el programa en un mapa de colores.

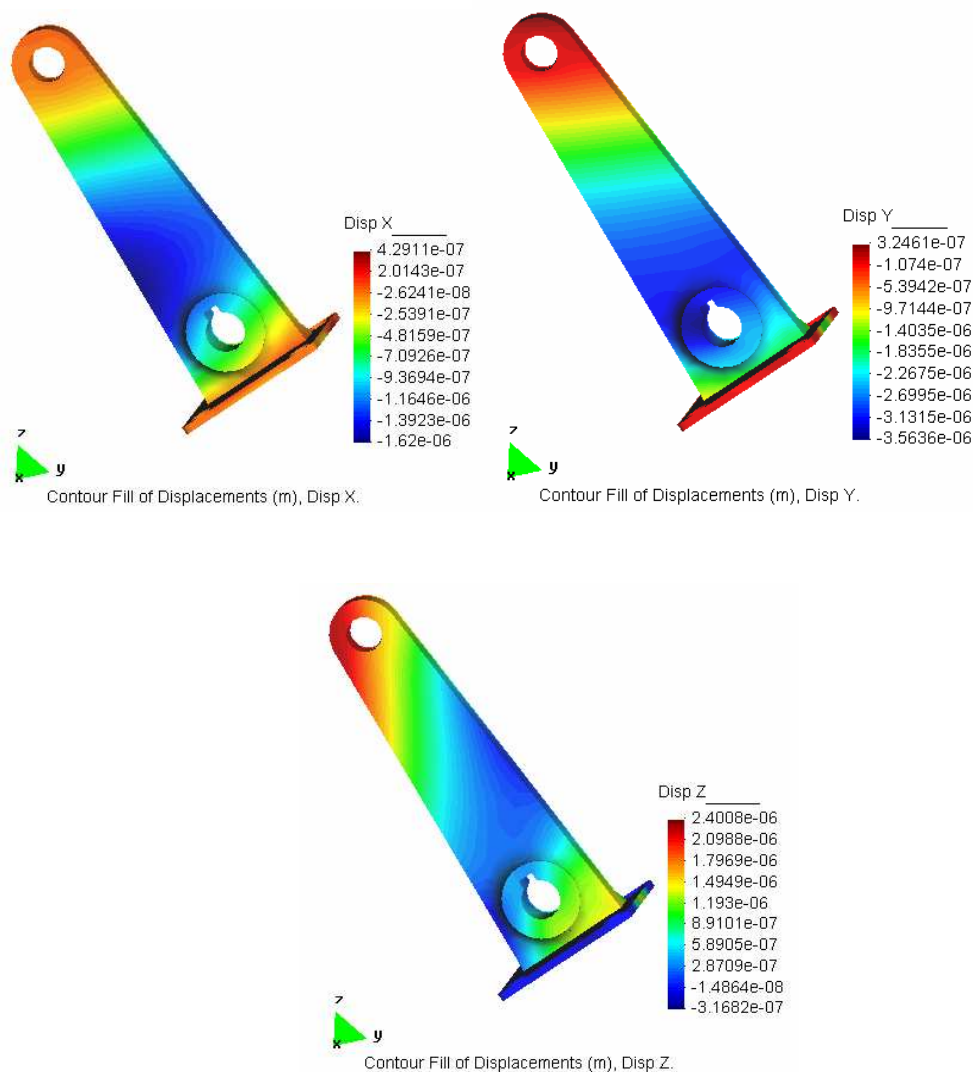


Fig. 3.9 Desplazamientos en los ejes coordenados de la palanca móvil.

Los valores negativos indican que el desplazamiento se da en la dirección negativa del eje. En la Fig. 3.9 se observa que la región central del elemento está sometida a los mayores desplazamientos, tiene un valor de milésimas de milímetro, por lo que puede considerarse despreciable. En el

agujero superior del elemento existe una restricción de desplazamientos en las tres direcciones, acorde con la Fig. 3.12 los desplazamientos son cero, pero en la Fig. 3.9 son valores diferentes, pero esos números son iguales a cero en lo que respecta a la tolerancia del programa resolutor.

El programa permite obtener resultados de esfuerzos cortantes, normales y de Von Mises. Según las ecuaciones 1.1 y 1.2, del primer capítulo, se determina que los valores de esfuerzos normales son usados para el cálculo de los esfuerzos principales y estos a su vez para los de Von Mises, utilizados en la teoría de la distorsión para el cálculo de factores de seguridad en el punto 3.1.1.8, razón por la cual no se adjunta los gráficos de los esfuerzos normales. En el mapa de colores del elemento en la Fig. 3.10 se representan los esfuerzos cortantes en cada plano.

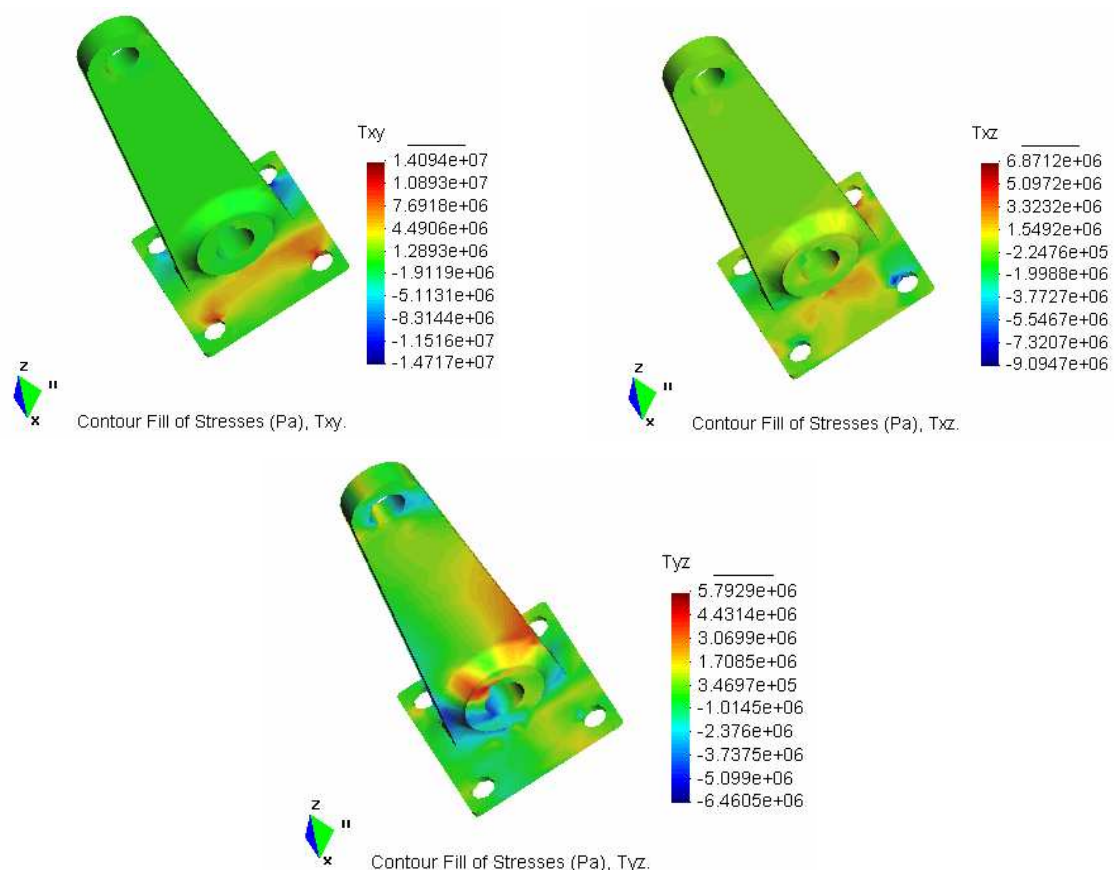


Fig. 3.10 Esfuerzos cortantes en la palanca móvil.

Los mayores valores de esfuerzos cortantes se presentan en la placa base del elemento, en la región de los agujeros pasantes.

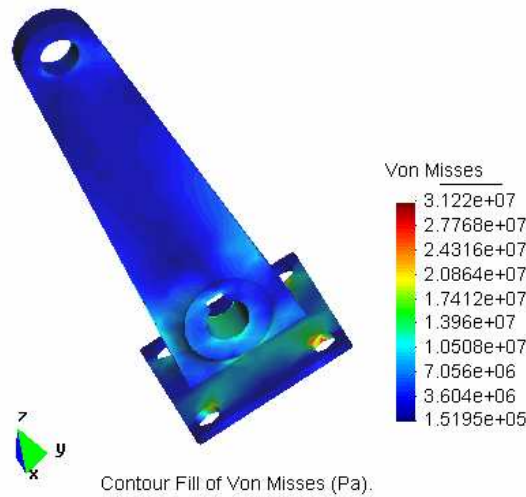


Fig. 3.11 Esfuerzos de Von Mises en la palanca móvil.

Con los valores de la Fig. 3.11 se determina que los agujeros pasantes de la placa base del elemento analizado son puntos críticos. Esto se debe a que en estos se presentan las reacciones a la fuerza aplicada en el centro del elemento y a que tiene un menor espesor en comparación a otras regiones del cuerpo.

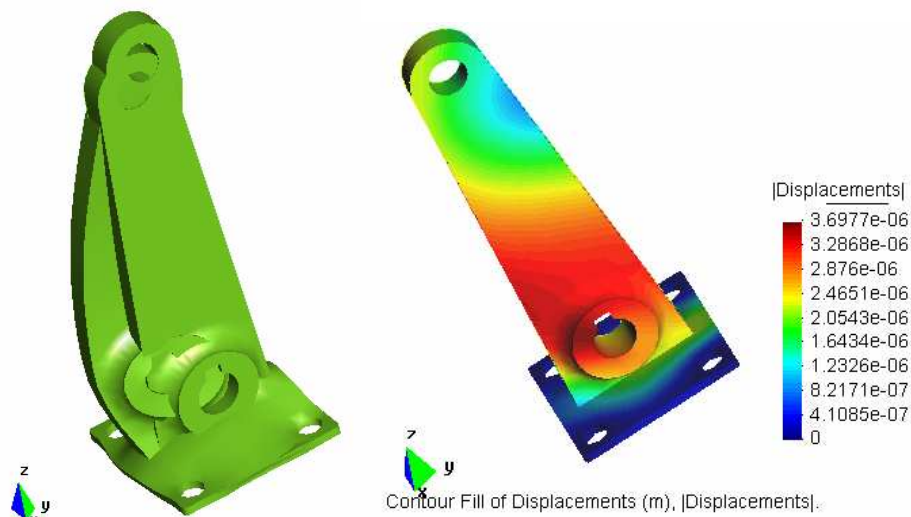


Fig. 3.12 Deformaciones y desplazamientos totales en la palanca móvil.

En la Fig. 3.12, las deformaciones en el elemento están maximizadas para una mejor visualización. La deformación del elemento tiene componentes en los tres ejes, debido a que la geometría de la superficie, donde se aplica la fuerza no es simétrica. Las deformaciones en los puntos considerados como apoyos, son nulas, y en la región donde está aplicada la fuerza es máxima.

3.1.1.8 Análisis de resultados

Los resultados de la tabla 3.2 expresan los valores máximos y mínimos que se presentan en el elemento analizado. No necesariamente son valores de un solo punto y se usan para ubicar el punto de mayor sollicitación mecánica en la pieza.

Tabla 3.2 Resultados obtenidos con el software de elementos finitos

RAMSOLID para la palanca móvil.

Palanca móvil		Valores máximos	Valores mínimos	Unidad
Esfuerzos	Txy	1.409×10^7	-1.471×10^7	Pa
	Txz	6.871×10^6	-9.094×10^6	Pa
	Tyz	5.729×10^6	-6.460×10^6	Pa
	Von Mises	3.122×10^7	1.519×10^5	Pa
Desplazamientos	Eje X	2.624×10^{-8}	-1.620×10^{-6}	mm
	Eje Y	3.246×10^{-7}	-3.563×10^{-6}	mm
	Eje Z	2.400×10^{-6}	-1.486×10^{-8}	mm
	Globales	3.697×10^{-6}	0	mm

Los criterios de comparación que se aplican para el análisis de esfuerzos son la teoría de la distorsión, en la que se consideran los esfuerzos combinados, y son analizados con los esfuerzos de Von Mises; y la consideración de los esfuerzos a corte con $\tau = 0.75 S_y$ ¹², para lo cual se usa los valores expresados en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Valores de resistencias de un acero A-36.

S_y	$2,482 \times 10^8$ Pa
τ	$1,861 \times 10^8$ Pa

Los factores de seguridad se calculan usando las siguientes ecuaciones:

$$n = \frac{S_y}{S_{vm}} = \text{Factor de seguridad con teoría de energía de distorsión.}^{13}$$

¹² SHIGLEY, J. Manual de Diseño Mecánico. México, McGraw-Hill, 1989, pp. 323.

¹³ SHIGLEY, J. Manual de Diseño Mecánico. México, McGraw-Hill, 1989, pp. 340.

$$n = \frac{\tau}{\tau_{xy}} = \text{Factor de seguridad con teoría de esfuerzo cortante.}^{14}$$

Para el análisis comparativo se utiliza los factores de seguridad utilizados en el diseño tradicional del Capítulo 2.

Tabla 3.4 Factores de seguridad calculados para la palanca móvil.

	Criterio	Valor	Factor de seguridad (n)
Método tradicional	Resistencia-Esfuerzo	$\frac{M_{MAX}}{S_{xx}} \leq \frac{S_y}{F_s} = [\sigma]$	2
Teoría de Von Mises	Svm	3.122×10^7 Pa	7.95
Teoría del esfuerzo cortante	Txy	-1.471×10^7 Pa	12.65

La comparación entre los factores de seguridad expresados en la tabla 3.4, muestran que la teoría de Von Mises o de la distorsión expresa un factor con mayor aproximación al comportamiento mecánico real del elemento.

En la Fig. 3.11 se puede observar que el valor máximo del esfuerzo de Von Mises solo se localiza en la región de los agujeros pasantes de la placa base, en el resto de la pieza analizada los valores de esfuerzos son más bajos.

Un factor de seguridad tan alto como el de los resultados muestra un elemento sobredimensionado. La disminución de material al reducir las dimensiones del elemento es la primera opción de optimización en el diseño. Se debe modificar la geometría del elemento pero mantener la distancia entre agujeros, placas y factores de funcionamiento propios de la pieza, y así reducir material donde los resultados del análisis muestran bajos valores de esfuerzos. El material del elemento es un acero A-36, uno de los más baratos y de fácil acceso en el mercado, por lo que no es un factor de optimización.

Los criterios que se tienen en cuenta para el análisis de los desplazamientos son los efectos provocados entre el elemento analizado y sus respectivos interactuantes. Los desplazamientos que se tiene en la pieza

¹⁴ SHIGLEY, J. Manual de Diseño Mecánico. México, McGraw-Hill, 1989, pp. 323.

estudiada son muy pequeños, del orden de milésimas de milímetro, por lo que pueden considerarse despreciables. El desplazamiento de con valor cero se debe a que en ese punto está aplicada una restricción de desplazamientos en las tres direcciones.

El agujero pasante de menor diámetro en la parte superior del elemento analizado está conjugado con un eje que sirve de punto de rotación, y aquí no se tiene desplazamiento (según la figura 3.12 indica que es de 0 mm), debido a las restricciones de movilidad establecidas en el ingreso de datos. El análisis de desplazamientos indica que no se tiene problema con los elementos conjugados.

3.1.2 PALANCA C

3.1.2.1 Definición del problema

En la palanca C de la Fig. 3.13, el elemento tiene en la parte superior dos agujeros pasantes con restricciones para desplazamientos en tres direcciones, permitiendo giros solo en un eje. La velocidad del movimiento de la pieza considerada es muy pequeña como para un análisis a fatiga.

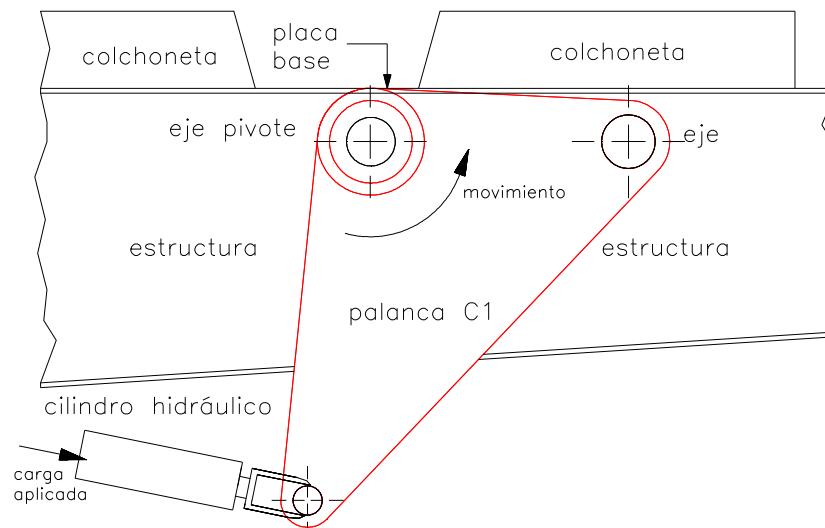


Fig. 3.13 Funcionamiento de la palanca C.

Con estos datos se establece el DCL de la Fig. 3.14 para proceder con el análisis del elemento.

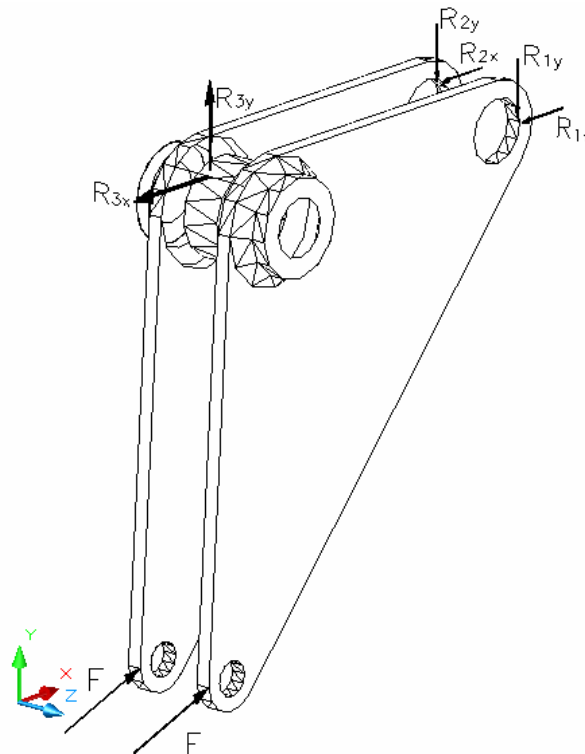


Fig. 3.14 Fuerzas y reacciones de la palanca C.

3.1.2.2 Condiciones de borde y aplicación de cargas

Se asigna los puntos, superficies o volúmenes restringidos, de acuerdo a las condiciones propias de operación del elemento. Se coloca las cargas que fueron previamente definidas en el DCL del elemento. El elemento está sometido a una fuerza distribuida de 41.59 N/mm^2 ¹⁵, en la superficie derecha de cada agujero inferior, por la acción de una carga usada para modificar la posición de la placa base donde se recuesta el paciente, tal como se muestra en la Fig. 3.15.

¹⁵ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 135.

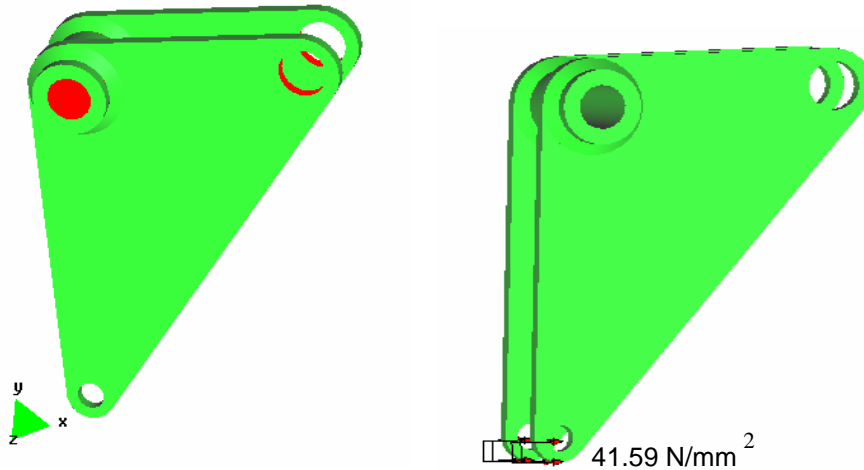


Fig. 3.15 Restricciones y cargas sobre la palanca C.

3.1.2.3 Generación de la malla

En la Fig. 3.16 se esquematiza la malla generada en la palanca C. En la región superior izquierda se tiene una mayor concentración de nodos para tener una transición gradual y nodos de tamaño adecuado en secciones de menor tamaño al de las divisiones. Para el análisis se consideran varios tamaños de elementos para encontrar convergencia en los resultados. Se usan 7116 nodos.

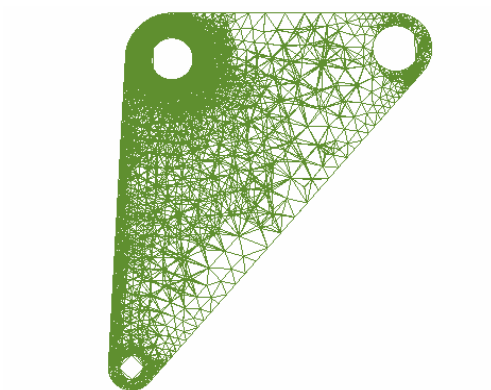


Fig. 3.16 Generación de malla en la palanca C.

3.1.2.4 Selección de resultados

De igual manera que en el punto 3.1.1, con el modelo del elemento en GID y establecidas las propiedades y restricciones, se aplica el módulo de cálculo para la obtención de los resultados.

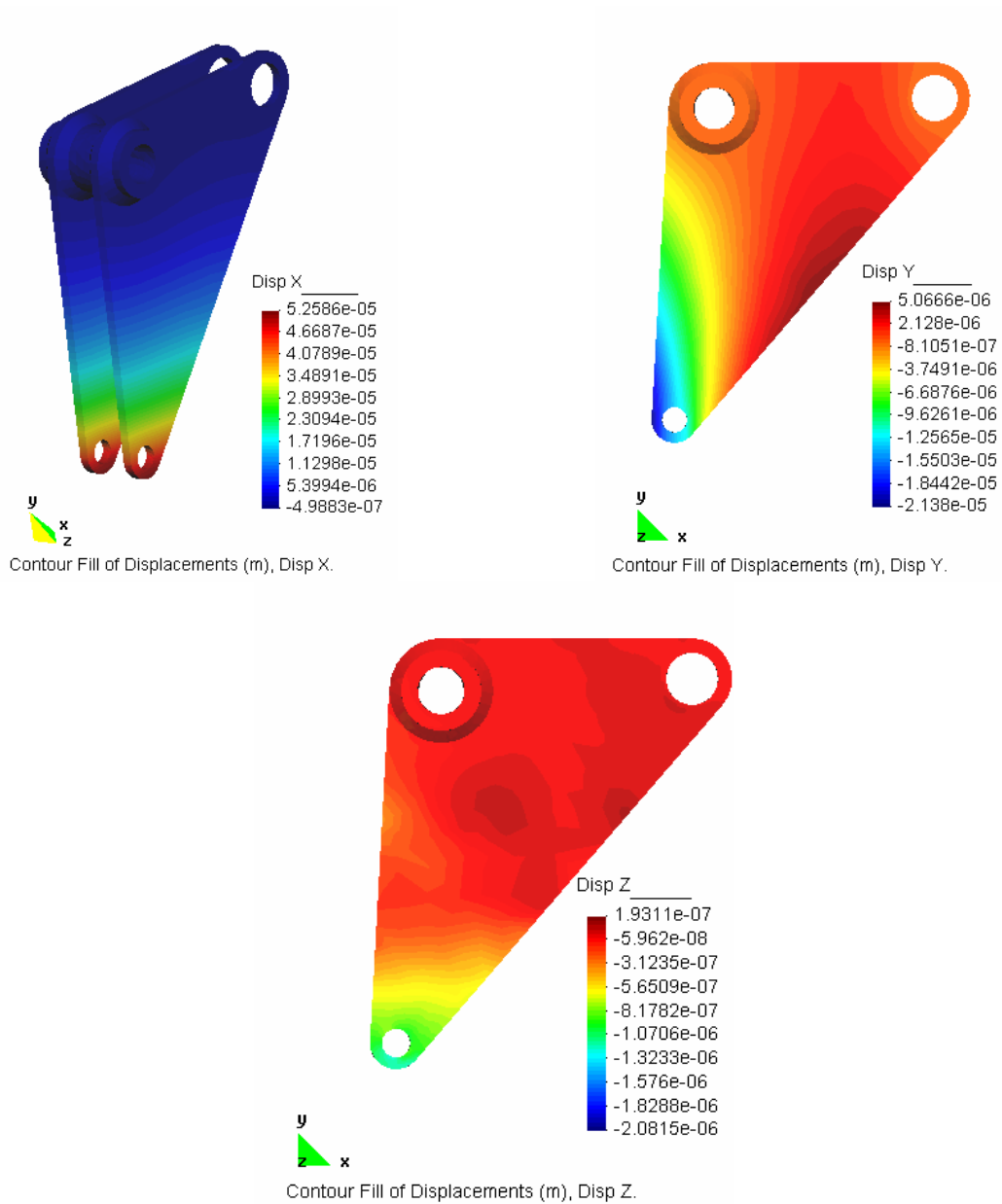


Fig. 3.17 Desplazamientos de la palanca C en los ejes coordenados.

Los desplazamientos en la sección donde actúan las cargas son de centésimas de milímetro tal como de indica en la Fig. 3.17, por lo que se pueden despreciar.

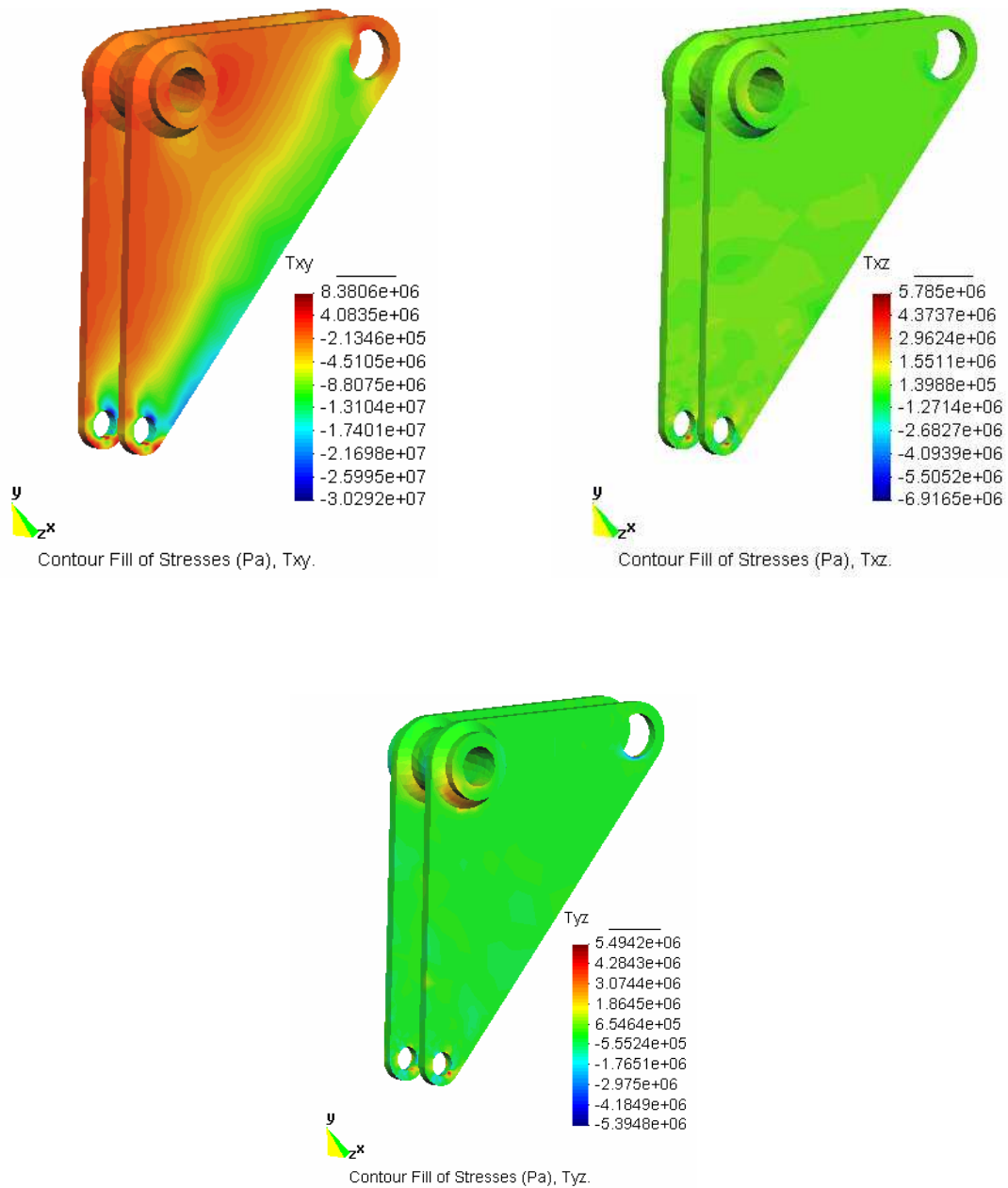


Fig. 3.18 Esfuerzos cortantes en la palanca C.

En la Fig. 3.18 se observa que los puntos con mayor valor de esfuerzos cortantes son los agujeros pasantes donde se aplican la carga.

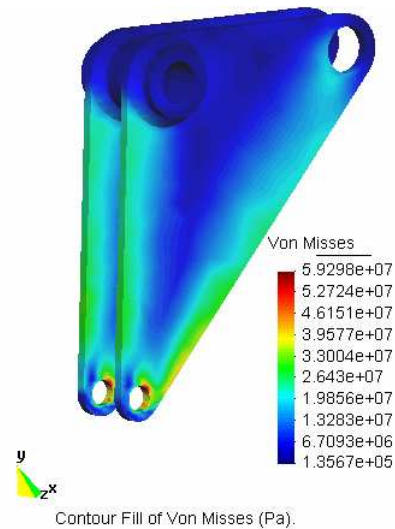


Fig. 3.19 Esfuerzos de Von Mises en la palanca C.

En la Fig. 3.19 se observa que los esfuerzos de Von Mises máximos están en la región de aplicación de las cargas. La parte superior del elemento tiene una baja sollicitación mecánica, ya que los esfuerzos no son altos.

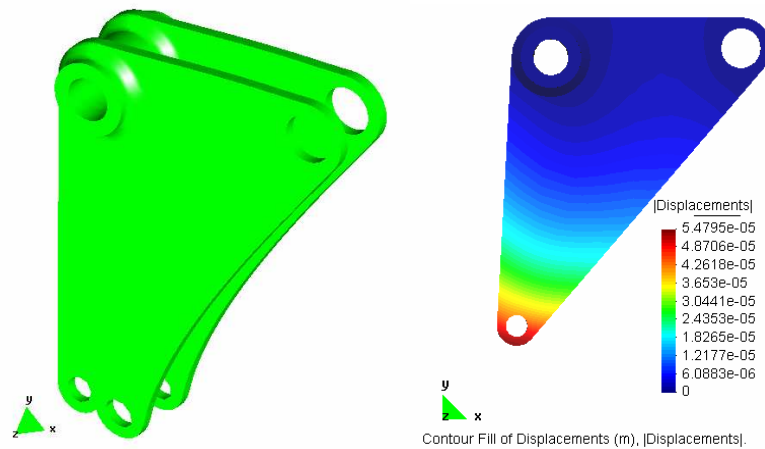


Fig. 3.20 Deformaciones y desplazamientos totales en la palanca C.

La mayor deformación está en el lugar y dirección de la carga aplicada en el elemento acorde con la Fig. 3.20.

3.1.2.5 Análisis de resultados

Los resultados obtenidos con el software de elementos finitos RAMSOLID se muestran en la tabla 3.5.

Tabla 3.5 Resultados obtenidos con el software de elementos finitos

RAMSOLID para la palanca C.

Palanca C		Máximo	Mínimo	Unidad
Esfuerzos	Txy	8.381×10^6	-3.029×10^7	Pa
	Txz	5.785×10^6	-6.916×10^6	Pa
	Tyz	5.494×10^6	-5.394×10^6	Pa
	Von Mises	5.929×10^7	1.356×10^6	Pa
Desplazamientos	Eje X	5.258×10^{-2}	-4.988×10^{-4}	mm
	Eje Y	5.066×10^{-3}	-2.138×10^{-2}	mm
	Eje Z	1.931×10^{-4}	-2.081×10^{-3}	mm
	Globales	5.479×10^{-2}	0	mm

En el Capítulo 2 se definieron factores de seguridad para realizar el cálculo por el método tradicional, y los cuales sirven para el siguiente análisis comparativo de esfuerzos.

Tabla 3.6 Factores de seguridad calculados para la palanca C.

	Criterio	Valor	Factor de seguridad (n)
Método tradicional	Resistencia-Esfuerzo	$\frac{M_{MAX}}{S_{xx}} \leq \frac{S_y}{F_s} = [\sigma]$	3
Teoría de Von Mises	Svm	5.929×10^7 Pa	4.18
Teoría del esfuerzo cortante	Txy	-3.029×10^7 Pa	6.15

Con el elemento hecho de acero A-36 los valores calculados por la teoría de Von Mises son altos, como se muestra en la tabla 3.6. Esto indica que se puede hacer modificaciones a la geometría del elemento con la finalidad de reducir el tamaño y el costo.

En la Fig. 3.19 se puede localizar el punto con el valor más alto de esfuerzos de Von Mises, además de identificar los puntos con menor esfuerzo, por lo que en ellos se puede alterar la geometría para disminuir material. El

material utilizado es un acero A-36, lo que no da la posibilidad de optimización del material.

El análisis muestra desplazamientos máximos de centésimas de milímetro, los que se consideran despreciables y los cuales comparados con los elementos conjugados con la palanca C muestran que no generan ningún problema. Los resultados de desplazamientos totales de la Fig. 3.20 se deben a la restricción aplicada al agujero pasante superior izquierdo de mayor diámetro, los cuales son de 0 mm, ya que aquí el elemento no tiene movilidad en ningún eje coordenado.

3.1.3 PALANCA B2

3.1.3.1 Definición del problema

En la parte superior de la pieza se tiene un agujero pasante que posee un chavetero y que está sujeto al eje del primer tablero de la mesa quirúrgica, como se esquematiza en las Figs. 3.21 y 3.22, evita las rotaciones y desplazamientos en las tres direcciones y así poder transmitir la fuerza que ejerce el pistón y mover el segundo tablero.

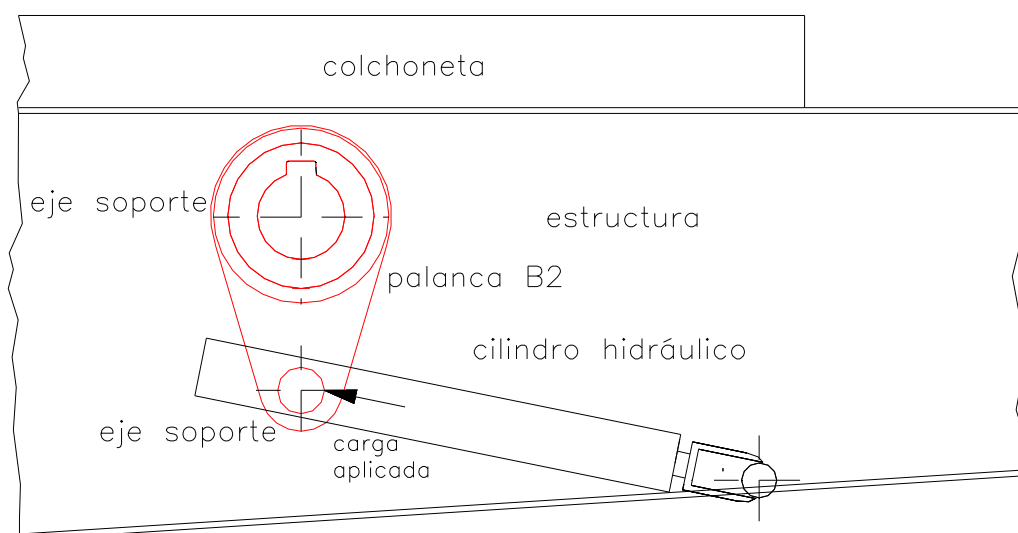


Fig. 3.21 Funcionamiento de la palanca B2.

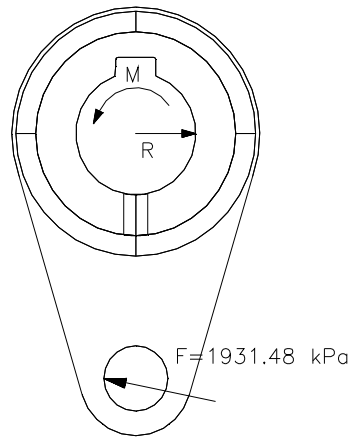


Fig. 3.22 DCL de la palanca B2.

3.1.3.2 Condiciones de borde y aplicación de cargas

En la Fig. 3.23 las superficies en color rojo fueron seleccionadas ya que están restringidas de rotaciones y desplazamientos en las tres direcciones debido al prisionero que se acopla en el agujero pasante de menor diámetro. El elemento fabricado en acero A-36 está sometido a la acción de una fuerza distribuida de 25.35 N/mm^2 ¹⁶, aplicada por un eje que transmite la fuerza de un cilindro hidráulico, usado para modificar la posición de cirugía.

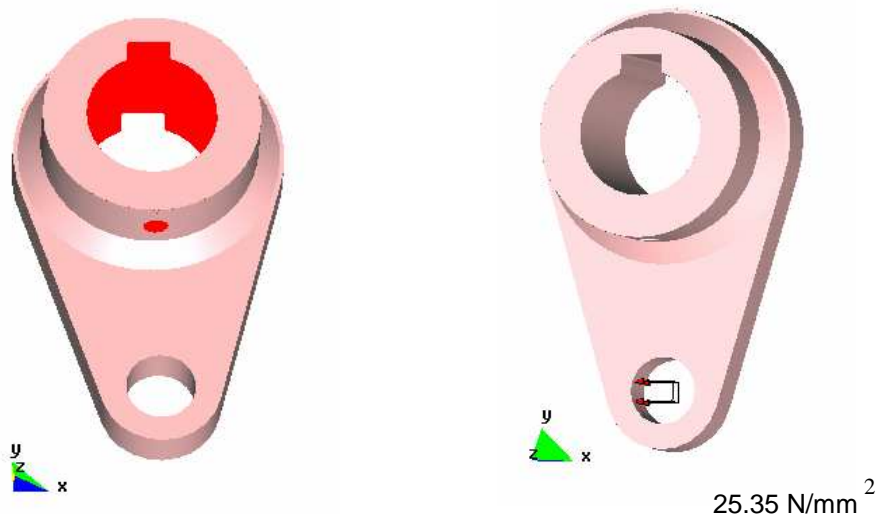


Fig. 3.23 Restricciones y cargas sobre la palanca B2.

¹⁶ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 132.

3.1.3.3 Generación de la malla

Se aumenta el número de nodos para generar la malla y encontrar convergencia en los resultados; en la Fig. 3.24, a partir de aproximadamente 4100 elementos se tiene una convergencia en los resultados de esfuerzos de Von Mises, produciéndose de igual forma en desplazamientos y esfuerzos cortantes. Los resultados se obtuvieron con una malla de 31241 nodos, tal como se muestra en la Fig. 3.25.

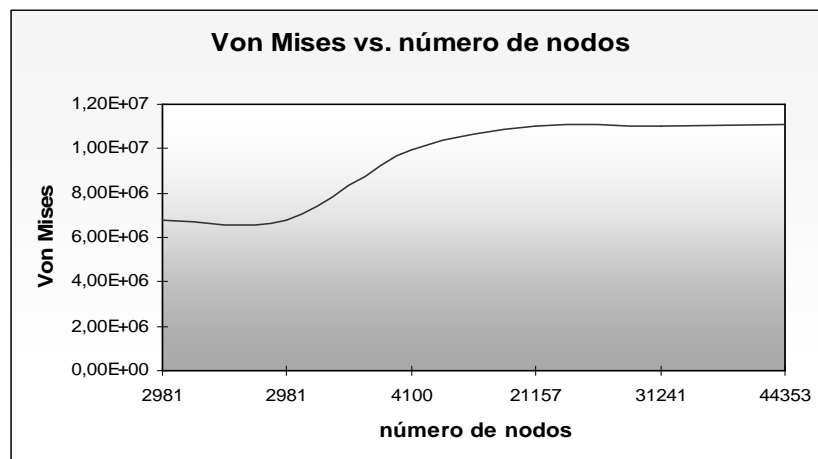


Fig. 3.24 Convergencia de resultados para la palanca B2.

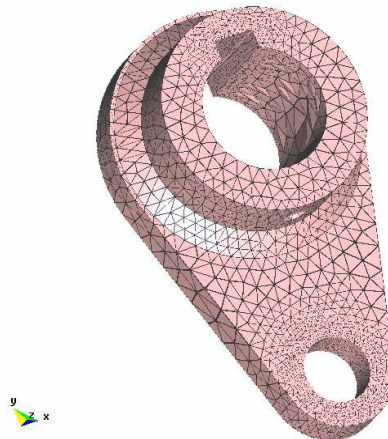


Fig. 3.25 Generación de malla en la palanca B2.

3.1.3.4 Selección de resultados

El mayor valor de desplazamiento en la Fig. 3.26 es de 2.8397×10^{-6} , se encuentra en la región de aplicación de la carga; mientras que en la parte

superior del elemento los desplazamientos son cero, debido a que estos son considerados como apoyos fijos del elemento.

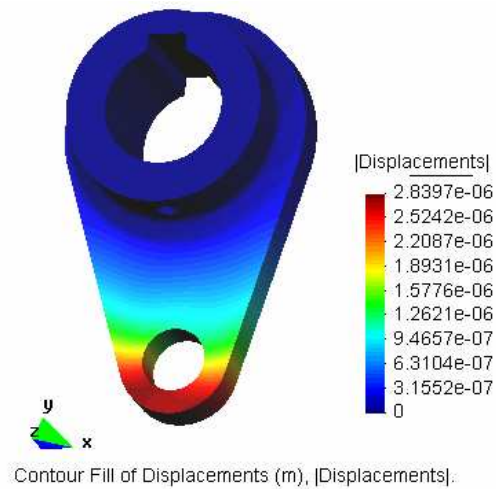
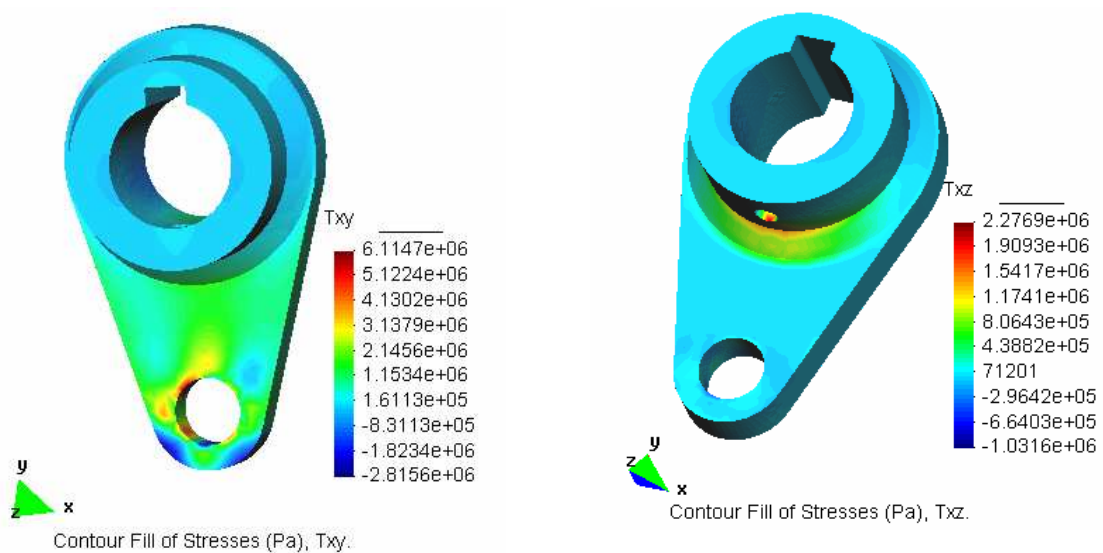


Fig. 3.26 Desplazamientos totales en la palanca B2.

La sección crítica del elemento está donde se aplica la carga, como se expone en la Fig. 3.27. La región superior está sobredimensionada, aquí los esfuerzos son muy pequeños, 9.5611×10^2 Pa.



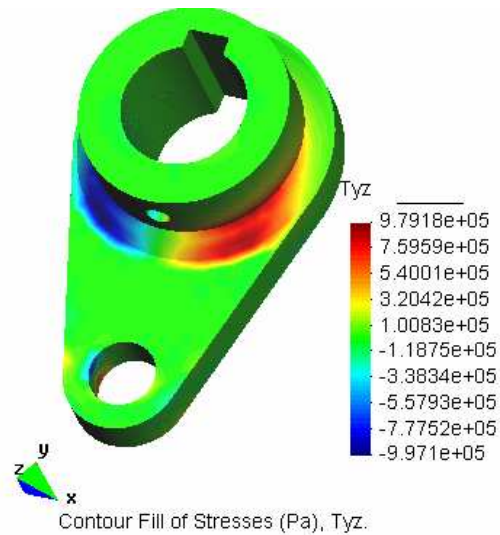


Fig. 3.27 Esfuerzos cortantes en la palanca B2.

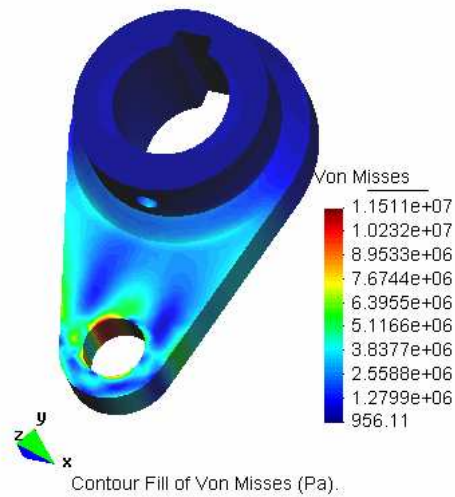


Fig. 3.28 Esfuerzos de Von Mises en la palanca B2.

3.1.3.5 Análisis de resultados

Tabla 3.7 Resultados obtenidos con el software de elementos finitos

RAMSOLID para la palanca B2.

Palanca B2		Máximo	Mínimo	Unidad
Esfuerzos	Txy	6.114×10^6	-2.815×10^6	Pa
	Txz	2.277×10^6	-1.032×10^6	Pa
	Tyz	9.792×10^5	-9.971×10^5	Pa
	Von Mises	1.151×10^7	956.11	Pa

Desplazamientos	Eje X	1.859×10^{-5}	-2.829×10^{-3}	mm
	Eje Y	7.260×10^{-4}	-6.007×10^{-4}	mm
	Eje Z	6.893×10^{-5}	-6.892×10^{-5}	mm
	Globales	2.840×10^{-3}	0	mm

Para el análisis de esfuerzos se utiliza los factores de seguridad utilizados en el Capítulo 2 para el cálculo tradicional.

Tabla 3.8 Factores de seguridad calculados para la palanca B2.

	Criterio	Valor	Factor de seguridad (n)
Método tradicional	Resistencia-Esfuerzo	$\frac{M_{MAX}}{S_{xx}} \leq \frac{S_y}{F_s} = [\sigma]$	3
Teoría de Von Mises	Svm	1.151×10^7 Pa	21.56
Teoría del esfuerzo cortante	Txy	6.114×10^6 Pa	30.45

Los factores de seguridad calculados con los valores expresados en la tabla 3.7 y que se muestran en la tabla 3.8 son muy altos. Esto indica un extremado sobre dimensionamiento del elemento. En la Fig. 3.28 se puede apreciar las áreas donde se puede realizar una mayor reducción de material conforme disminuyen los valores de esfuerzos de Von Mises. La resistencia del material no es una alternativa de optimización ya que es un acero A-36, que es de bajo costo.

Los criterios que se tienen en cuenta para el análisis de las desplazamientos son los efectos provocados entre el elemento analizado con sus respectivos interactuantes. Los valores de desplazamientos están en el orden de las milésimas de milímetro, por lo que pueden considerarse despreciables.

En el agujero pasante de menor diámetro en la parte superior del elemento analizado, éste está conjugado con un eje que sirve de punto de rotación, y aquí no existe desplazamiento.

3.1.4 EJE CONECTOR

3.1.4.1 Definición del problema

El eje conector ubicado en el mecanismo de traslación de la mesa quirúrgica está restringido en los extremos por el efecto de rodamientos, como se representa en las Figs. 3.29 y 3.30, evitando desplazamientos en las tres direcciones.

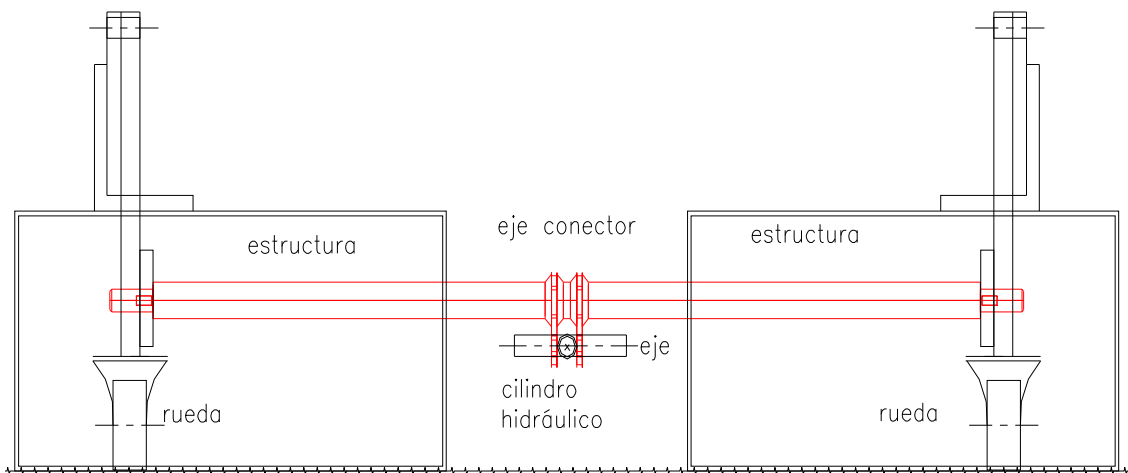
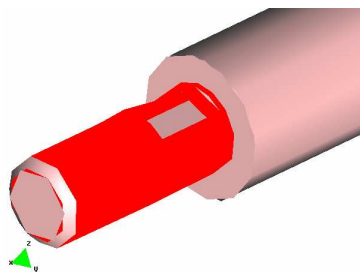


Fig. 3.29 Funcionamiento del eje conector.

3.1.4.2 Condiciones de borde del elemento y aplicación de cargas

En la Fig. 3.30, la superficie superior de los agujeros pasantes en las placas acopladas al eje, soportan una carga distribuida de 26 N/mm^2 ¹⁷, usada para la traslación de la mesa quirúrgica.



¹⁷ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 93.

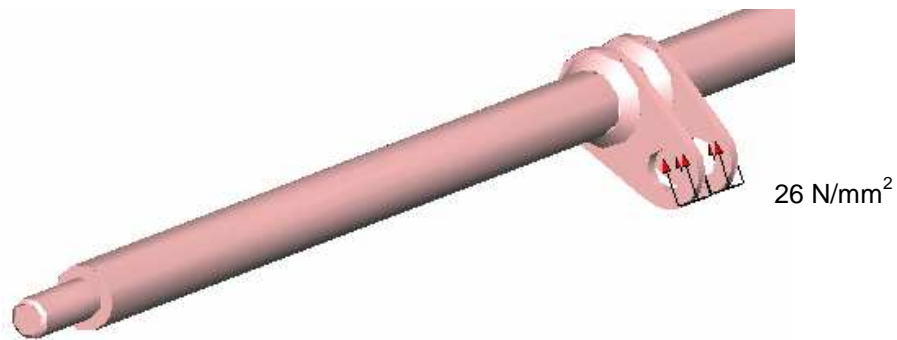
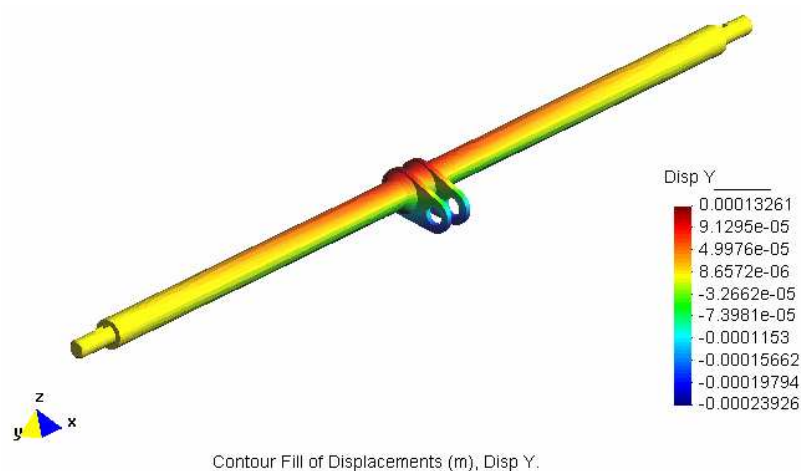
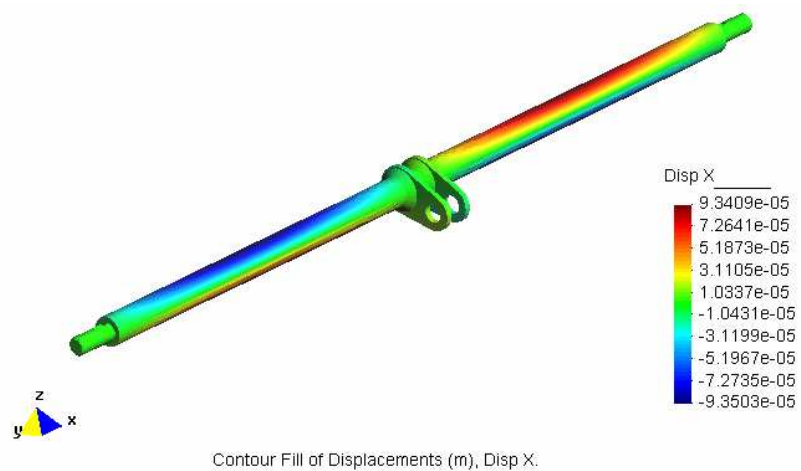


Fig. 3.30 Restricciones y cargas sobre el eje conector.

3.1.4.3 Selección de resultados

En la Fig. 3.31, el elemento tiene un eje de simetría en la región central, definiendo dos secciones laterales con desplazamientos iguales pero de signo contrario. A partir del eje de simetría del elemento, los desplazamientos son iguales y en la misma dirección del eje coordenado.



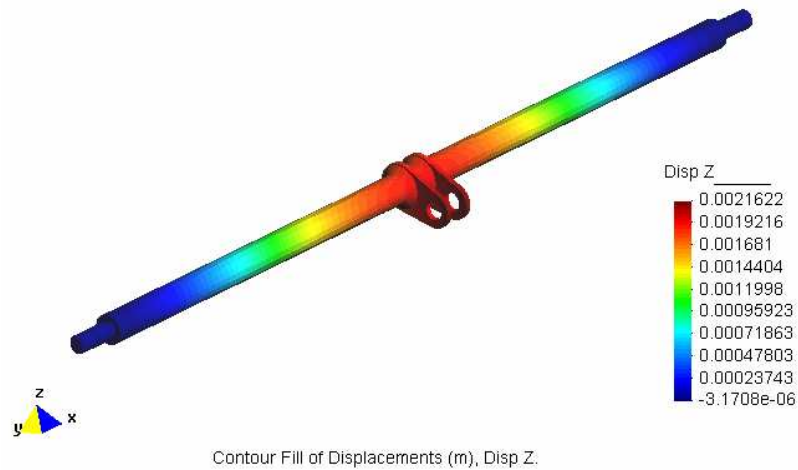
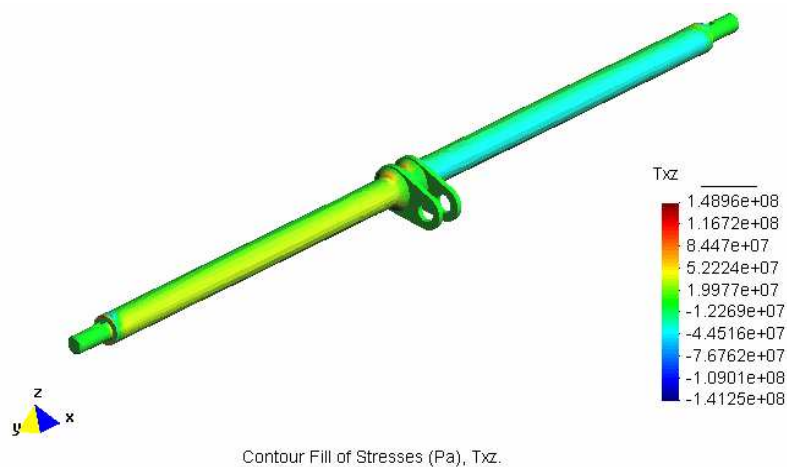
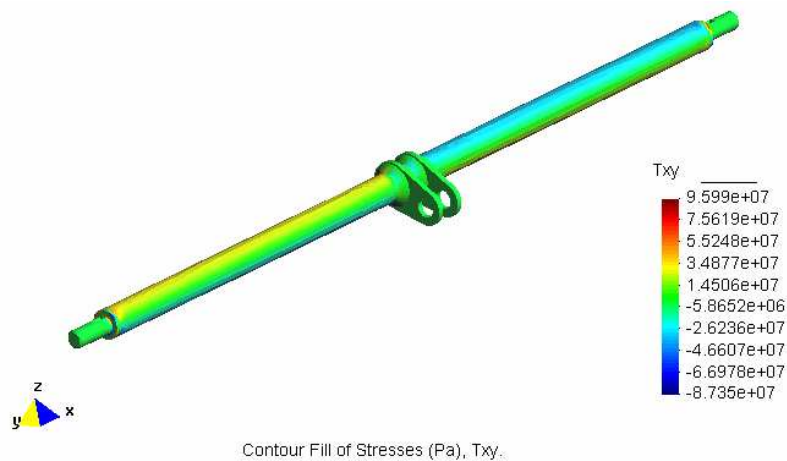


Fig. 3.31 Desplazamientos del eje conector en los ejes coordenados.

En las Figs. 3.32 y 3.33 se determina que la sección crítica está en la región central del elemento, donde se tiene flexión y corte producidas por la aplicación de la carga en las placas de la pieza.



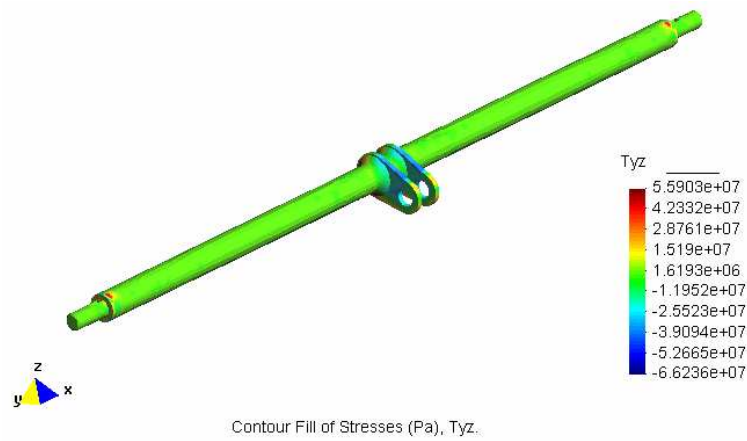


Fig. 3.32 Esfuerzos cortantes en el eje conector.

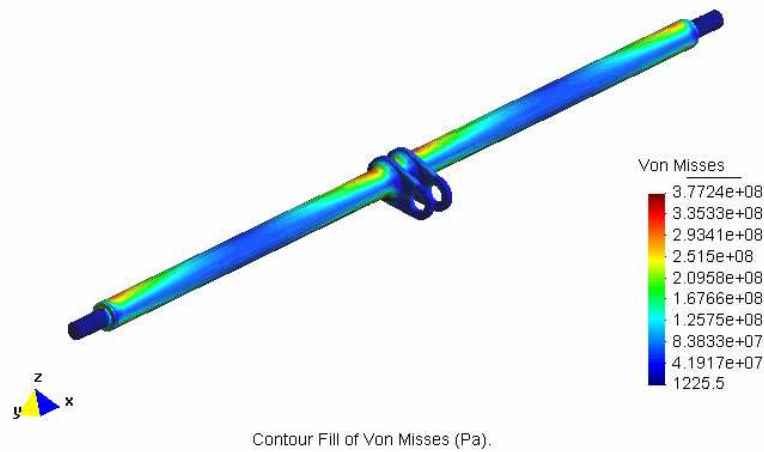
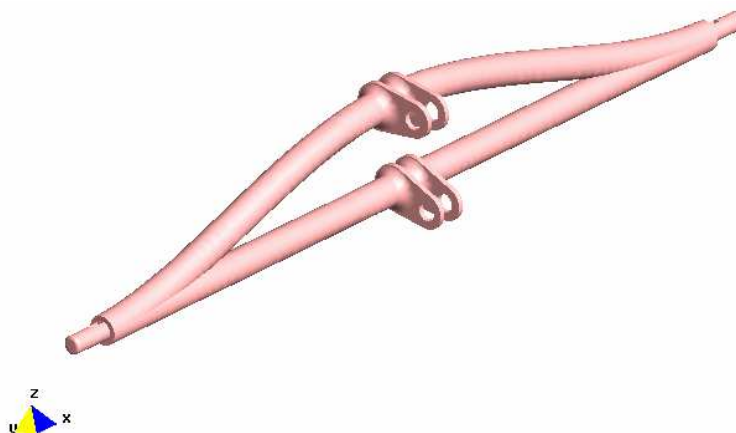


Fig. 3.33 Esfuerzos de Von Mises en el eje conector.

En la Fig. 3.34 se observa las deformaciones y los desplazamientos en el eje conector. Las deformaciones en el elemento están maximizadas para mejorar la apreciación.



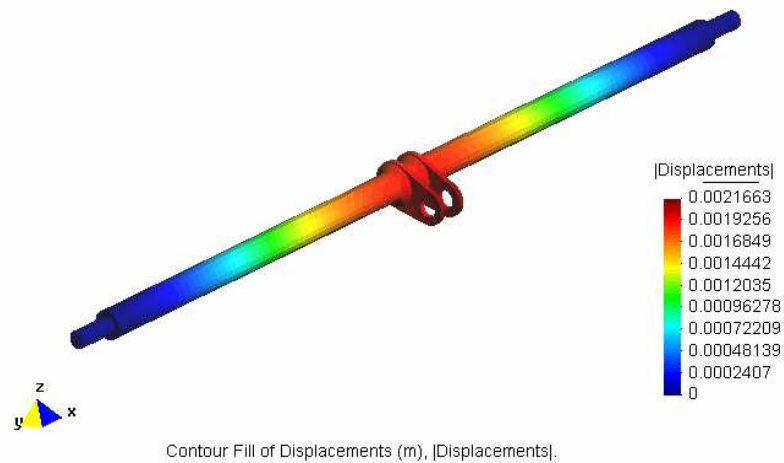


Fig. 3.34 Deformaciones y desplazamientos sobre el eje conector.

3.1.4.4 Análisis de resultados

En la tabla 3.9 se muestran los resultados obtenidos con el software de elementos finitos RAMSOLID. Estos valores son utilizados para calcular los factores de seguridad.

Tabla 3.9 Resultados obtenidos con el software de elementos finitos RAMSOLID para el eje conector.

Eje conector		Máximo	Mínimo	Unidad
Esfuerzos	Txy	2.599×10^7	-8.735×10^7	Pa
	Txz	1.489×10^8	-1.412×10^8	Pa
	Tyz	5.590×10^7	-6.623×10^7	Pa
	Von Mises	3.772×10^8	1225.5	Pa
Desplazamientos	Eje X	9.341×10^{-2}	-9.350×10^{-2}	mm
	Eje Y	0.1326	-0.2392	mm
	Eje Z	2.162	-3.170×10^{-3}	mm
	Globales	2.1663	0	mm

Tabla 3.10 Factores de seguridad calculados para el eje conector.

	Criterio	Valor	Factor de seguridad n
Método tradicional	Resistencia-Esfuerzo	$\frac{M_{MAX}}{S_{xx}} \leq \frac{S_y}{F_s} = [\sigma]$	2
Teoría de Von Mises	Svm	3.772×10^8 Pa	0.658
Teoría del esfuerzo cortante	Txy	1.489×10^8 Pa	1.25

Los resultados obtenidos a través del método de los elementos finitos expresados en la tabla 3.10, calculados con la teoría de los esfuerzos de Von Mises indica que el elemento fabricado con un acero A-36 analizado falla, ya que el factor de seguridad es menor a 1. Cuando el elemento fue dimensionado en el proyecto de titulación al que se hace referencia en este trabajo no se tomó en cuenta el momento torsor que se ejercía sobre éste debido a la traslación de la fuerza que actúa sobre las placas conjugadas al eje. Como se puede observar en la Fig. 3.33, los esfuerzos máximos de Von Mises están en el eje, por lo que la solución es aumentar su diámetro.

En la tabla 3.9 se tiene valores de desplazamientos de 2 mm, lo que corrobora lo deducido por el análisis de esfuerzos, debido a que son desplazamientos muy grandes cuando se trabaja con materiales como el acero. Aunque no existan efectos contraproducentes con elementos que interactúan con la pieza analizada, no se podría aceptar Desplazamientos con valores como los resultantes. Como se aprecia en las Figs. 3.31 y 3.34, estos valores se presentan en la parte central del elemento, debido a que ésta es la zona donde se da mayor deflexión en elementos con este tipo de solicitaciones mecánicas, y para subsanar estos efectos debe usarse rigidizadores si no existieren problemas con los esfuerzos.

3.1.4.5 Rediseño del elemento

Para el rediseño del elemento que falla se aumenta el diámetro del eje por el método de prueba y error,

- a) **Diámetro de 25.4 mm** El diámetro inicial del eje es de 16 mm. Con un diámetro de 25.4 mm se tiene los resultados de esfuerzos de Von Mises que se muestran en la Fig. 3.35, usados para el análisis con la teoría de la distorsión.

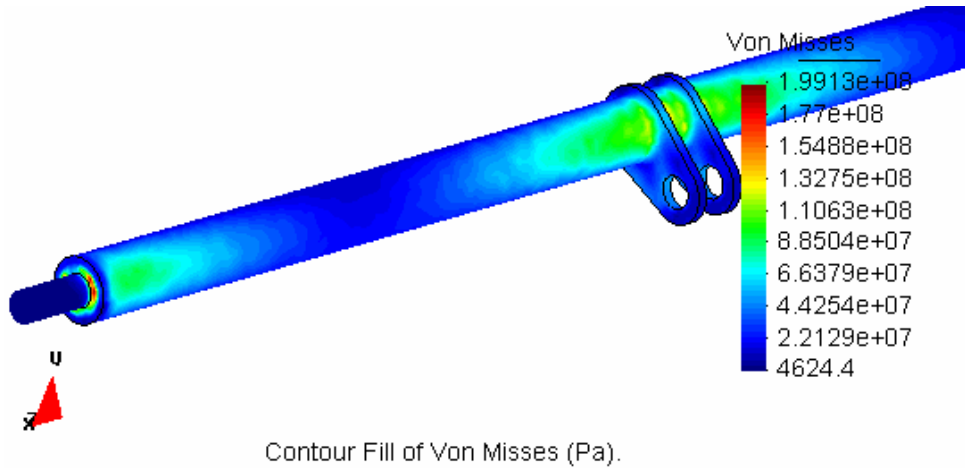


Fig. 3.35 Esfuerzos de Von Mises de eje conector con diámetro de 25.4 mm.

- b) **Diámetro de 30 mm** Con un diámetro de 30 mm se tiene los esfuerzos de Von Mises expresados en la Fig. 3.36.

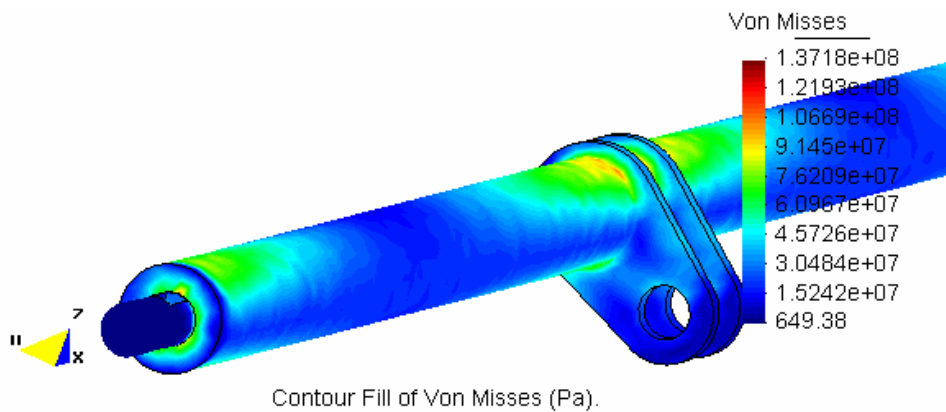


Fig. 3.36 Esfuerzos de Von Mises de eje conector con diámetro de 30 mm.

El acero utilizado para el elemento es un A-36.

$$n = \frac{S_y}{S_{vm}} = \text{Factor de seguridad con teoría de energía de distorsión.}$$

Tabla 3.11 Factores de seguridad calculados para el eje conector con diferentes diámetros con un acero A-36.

Diámetro del eje (mm)	Esfuerzo de Von Mises (Pa)	Factor de seguridad n
16	3.772×10^8	0.658
25.4	1.996×10^8	1.25
30	1.372×10^8	1.81

En la tabla 3.11 se expresa valores de seguridad bajos, los cuales no garantizan un correcto funcionamiento del mecanismo. En ejes no es recomendable alterar la geometría básica del elemento, por lo que se debe optar por aumentar el diámetro o elegir un material con una resistencia más alta o combinar el aumento del diámetro y mejorar la calidad del material.

Para la opción de optimizar el material del eje conector se elige un acero AISI 1060 con un S_y de 4.21×10^8 Pa. Este por su resistencia satisface la sollicitación mecánica a la que está expuesto el elemento.

Tabla 3.12 Factores de seguridad calculados con un acero AISI 1060.

Diámetro del eje (mm)	Factor de seguridad n
16	1.12
25.4	2.10
30	3.07

De los resultados expuestos en la tabla 3.12, se opta por cambiar el material del eje a un acero AISI 1060 y aumentar el diámetro del eje a 1 plg. con lo que se obtiene un factor de seguridad aceptable. Para la convergencia de los resultados la malla fue creada con 11910 nodos.

3.1.5 PLACA CD2

3.1.5.1 Definición del problema

El elemento es considerado para el análisis como un sólido, debido a que en su geometría tiene detalles como agujeros pasantes y radios de acuerdo, los cuales en el presente estudio son considerados en el comportamiento de cuerpo sólido.

3.1.5.2 Condiciones de borde del elemento

En los agujeros pasantes de menor diámetro de la placa están restringidos los desplazamientos y las rotaciones en tres direcciones, como se observa en la Fig. 3.37, ya que estos sirven para unir la placa con los soportes de la estructura de mesa. Los cuatro agujeros de mayor diámetro unen la placa base a una colchoneta, la cual no es tomada en cuenta en el análisis.

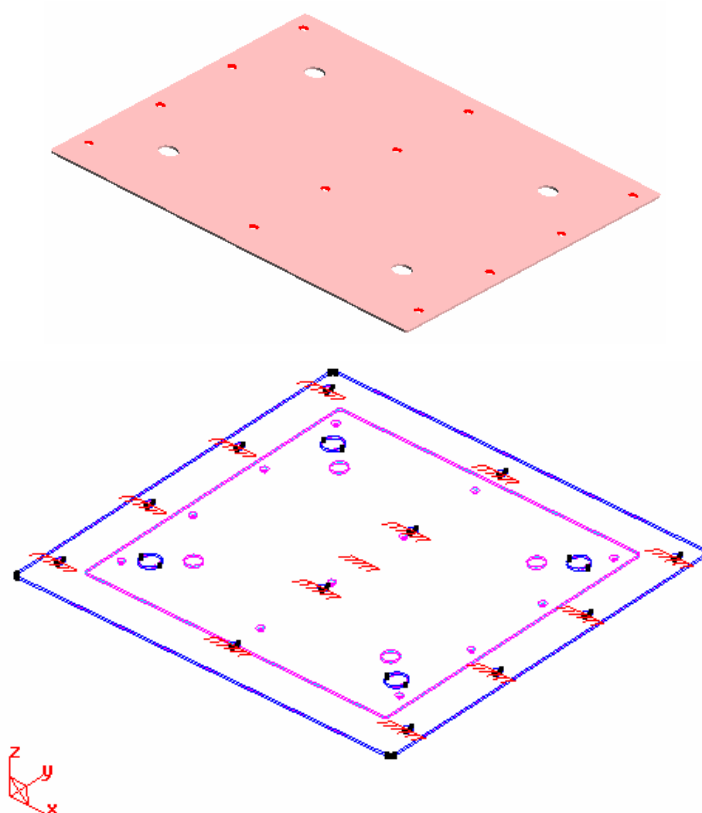


Fig. 3.37 Restricciones y apoyos de la placa CD2.

3.1.5.3 Aplicación de cargas

En un caso crítico, sobre la placa actúa una fuerza concentrada y una distribuida, las cuales son calculadas de forma conjunta por el programa. La fuerza concentrada es una fuerza de resucitación de 294.2 N, y una fuerza distribuida de 1377.23 Pa producida por el peso del paciente recostado sobre la mesa tal como se tiene en la Fig. 3.38.

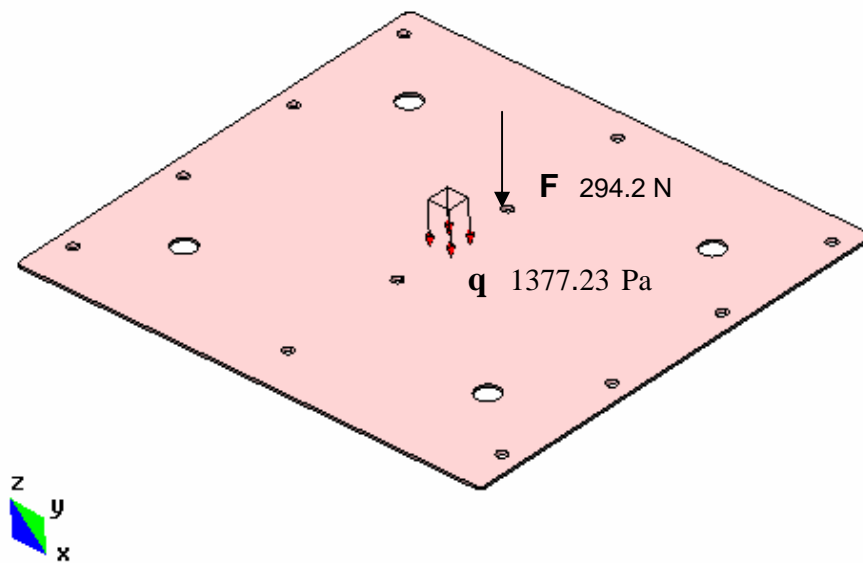


Fig. 3.38 Carga distribuida del peso del paciente y carga concentrada de resucitación sobre la placa CD2.

3.1.5.4 Generación de la malla

En la malla que se esquematiza en la Fig. 3.39 se observa un mayor número de nodos en la zona de agujeros, esto para tener un mallado con transiciones suavizadas en regiones donde hay un cambio de sección o de geometría. La malla está conformada por 49491 nodos, con lo cual se obtiene convergencia en los resultados.

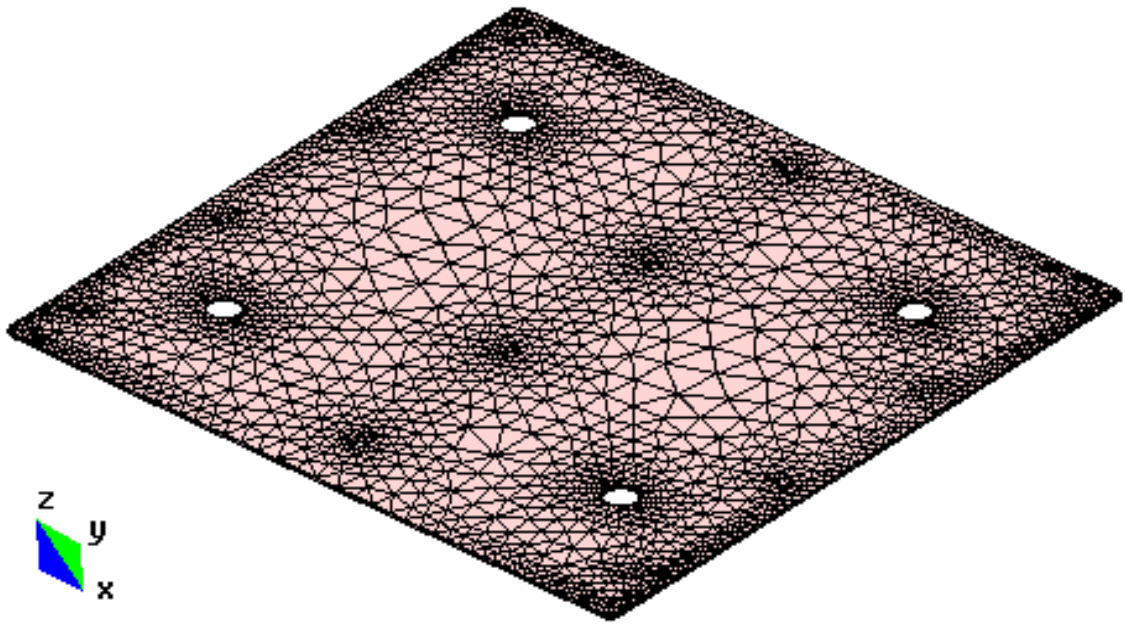
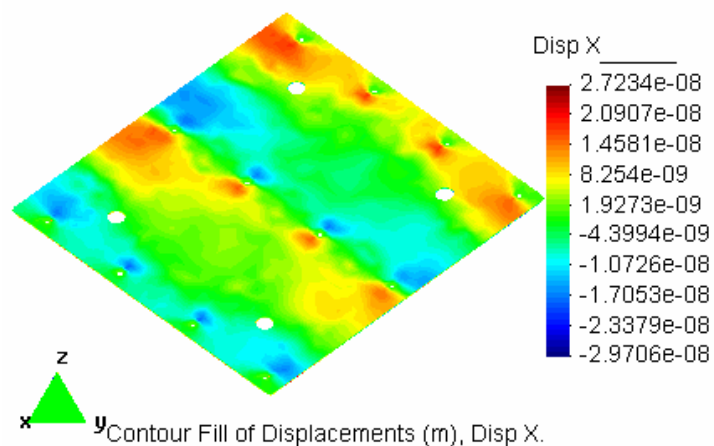


Fig. 3.39 Generación de malla en la placa CD2.

3.1.5.5 Selección de resultados

El elemento tiene un eje de simetría en la región central, y a los dos lados de éste, el elemento está sometido a flexión. Los desplazamientos en los puntos de apoyo son cero, mientras que en la sección central a cada lado del eje de simetría se presentan los mayores desplazamientos, como se expresa en las Figs. 3.40 y 3.43.



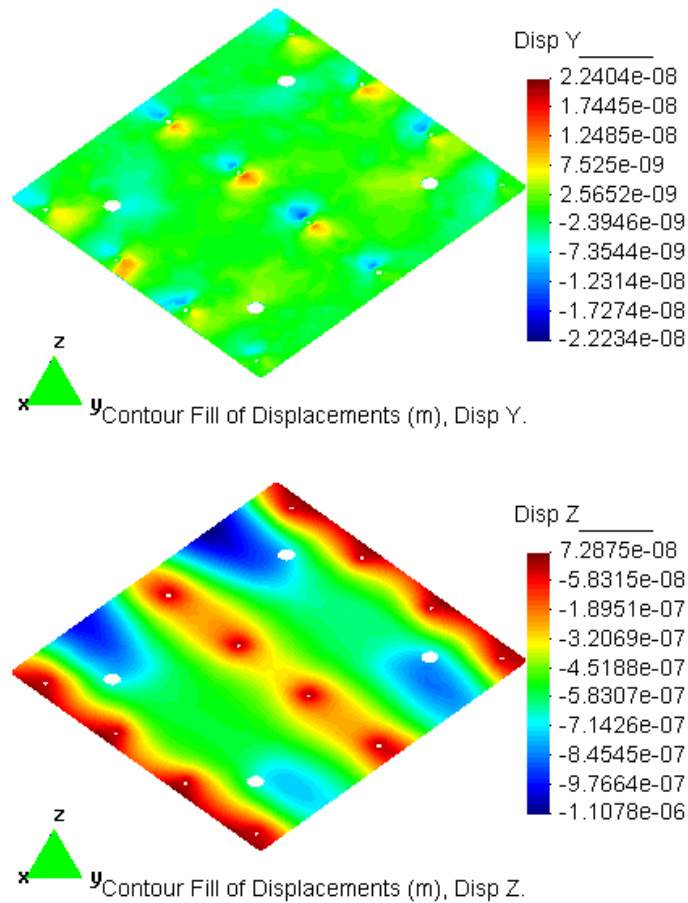
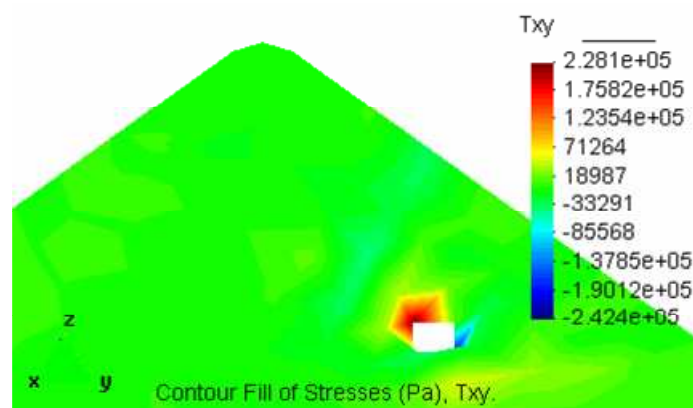


Fig. 3.40 Desplazamientos en los ejes coordenados en la placa CD2.

En las Figs. 3.41 y 3.42 se tiene que los mayores esfuerzos se presentan en los agujeros pasantes del elemento, los cuales son considerados como apoyos fijos.



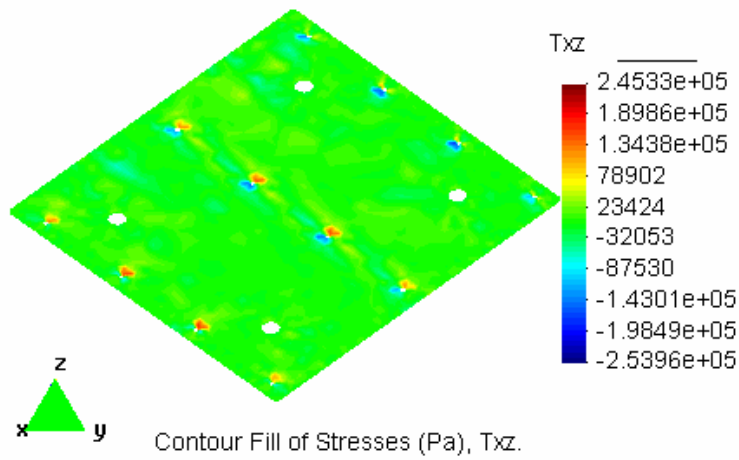
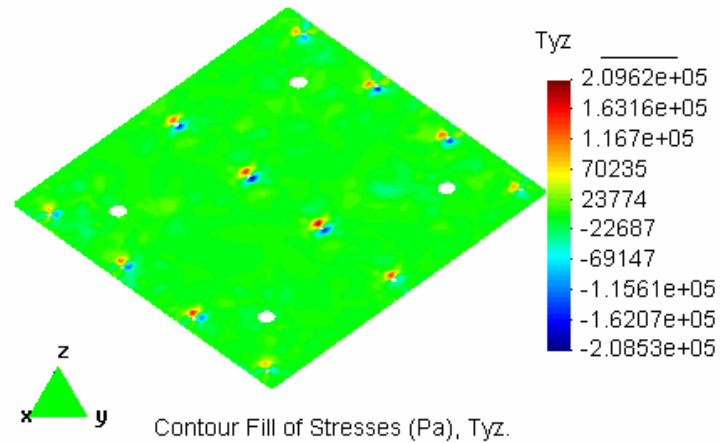


Fig. 3.41 Esfuerzos cortantes en la placa CD2.

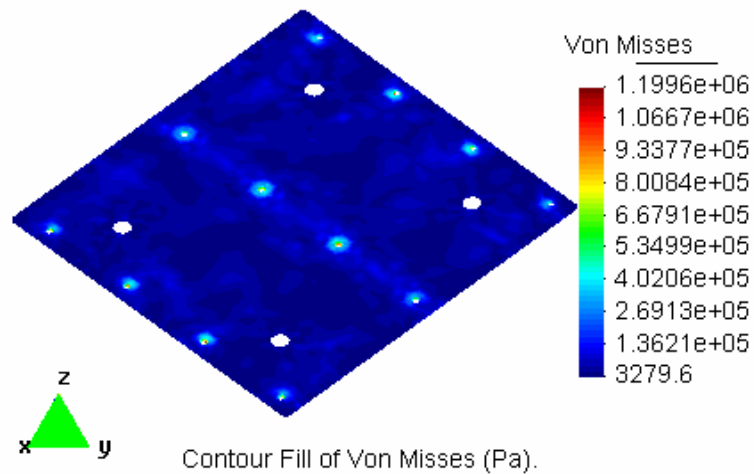


Fig. 3.42 Esfuerzos de Von Mises en la placa CD2.

En la Fig. 3.43, la deformación del elemento es simétrica a partir del eje central, provocada por la flexión a la que está sometida la placa.

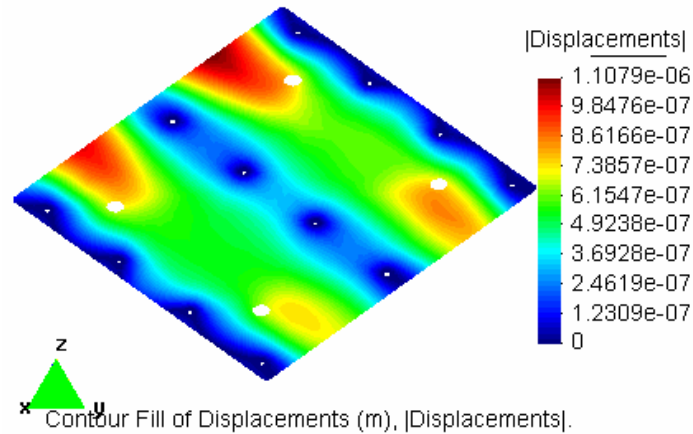


Fig. 3.43 Desplazamientos y deformaciones en la placa CD2.

3.1.5.6 Análisis de resultados

Tabla 3.13 Resultados obtenidos con el software de elementos finitos

RAMSOLID para la placa CD2.

Placa CD2		Máximo	Mínimo	Unidad
Esfuerzos	Txy	2.281×10^5	-2.424×10^5	Pa
	Txz	2.453×10^5	-2.539×10^5	Pa
	Tyz	2.096×10^5	-2.085×10^5	Pa
	Von Mises	1.199×10^6	3279.6	Pa
Desplazamientos	Eje X	2.723×10^{-5}	-2.970×10^{-5}	mm
	Eje Y	2.240×10^{-5}	-2.223×10^{-5}	mm
	Eje Z	7.287×10^{-5}	-1.108×10^{-3}	mm
	Globales	1.108×10^{-3}	0	mm

Tabla 3.14 Factores de seguridad calculados para la placa CD2.

	Criterio	Valor	Factor de seguridad n
Método tradicional	Resistencia-Esfuerzo	$\frac{M_{MAX}}{S_{xx}} \leq \frac{S_y}{F_s} = [\sigma]$	3
Teoría de Von Mises	Svm	1.199x10 ⁶ Pa	207
Teoría del esfuerzo cortante	Txy	2.539x10 ⁵ Pa	733.2

Con la placa fabricada en acero A-36 los factores de seguridad de la tabla 3.14 que se obtuvieron en el cálculo con los resultados del análisis asistido por ordenador que se muestran en la tabla 3.13 son demasiado altos. Eso se explica debido a que las cargas aplicadas sobre el elemento son muy pequeñas en comparación a la resistencia que presenta el material. El espesor de la placa es de 3 mm, por lo que es recomendable reducir el espesor del elemento. Al ser un acero A-36, no permite reducir la calidad del material.

Los desplazamientos expresados en la tabla 3.13 son del orden de milésimas de milímetro, por lo que no se ve afectado el funcionamiento de la placa. Además, este elemento está conjugado funcionalmente solo con las colchonetas que están sobre él para que el paciente se recueste en la mesa.

3.2 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DE LA MESA QUIRÚRGICA USANDO RAMBSHELL

3.2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

3.2.1.1 Tipo de problema

La mesa quirúrgica está compuesta por diferentes tipos de elementos estructurales como placas, perfiles y ejes de sección circular. Se tomaron varias consideraciones para poder acoplar la geometría de la estructura a la definición permitida por el software, tanto en materiales, restricciones de movimientos y en aplicación de cargas y conexiones entre elementos.

Algunas consideraciones son el asumir que los perfiles de la base de la mesa son perfiles tipo “C” sin agujeros, no se tomó en cuenta el material de aporte debido a los procesos de soldadura para unir varios elementos y se consideró que estos procesos no afectaron la resistencia del material base. También se considera como una sola a las placas base donde se recuesta el paciente y no se incluyó en la geometría a varios elementos de menor importancia estructural que soportan a ésta o que las articulaciones entre elementos son fijas y no permiten desplazamientos o rotaciones en ningún eje; es decir, se tomó a toda la estructura como un solo elemento.

3.2.1.2 Tipos de carga

Por las condiciones de diseño a las que está sometido el conjunto, se considera al sistema como estático. El sistema está sometido a las siguientes solicitaciones mecánicas.

El peso del paciente recostado sobre la mesa quirúrgica es la mayor carga que soporta el conjunto, con un valor máximo de 300 lb, la cual se considera como una fuerza distribuida sobre toda la placa base y una carga de resucitación de 30 kg aplicada a la altura del pecho del paciente como se tiene en la Fig. 3.44. Además, el peso propio de todos los elementos estructurales de la mesa quirúrgica, como se observa en la Fig. 3.45. Se toman las tres cargas en conjunto para el análisis del elemento.

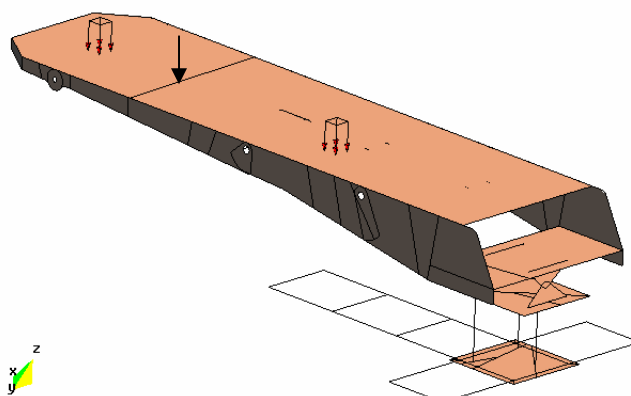


Fig. 3.45 Carga de resucitación y distribuida del peso del paciente sobre placa base.

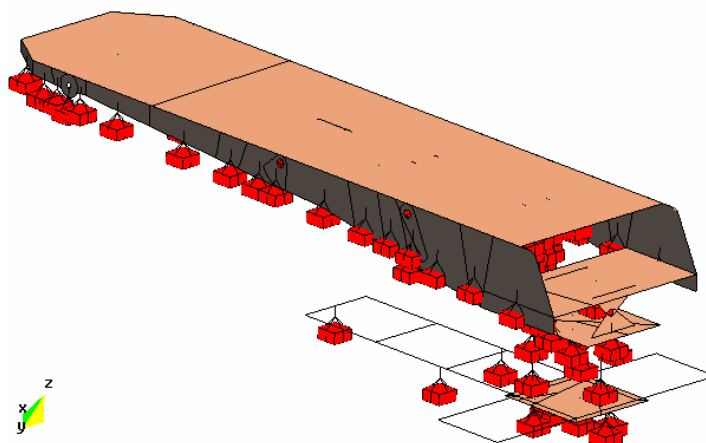


Fig. 3.46 Carga de peso propio de elementos estructurales de la mesa.

3.2.1.3 Restricciones

Los perfiles de la base del elemento tienen restricciones de movimiento y rotación en las tres direcciones, como se esquematiza en la Fig. 3.46.

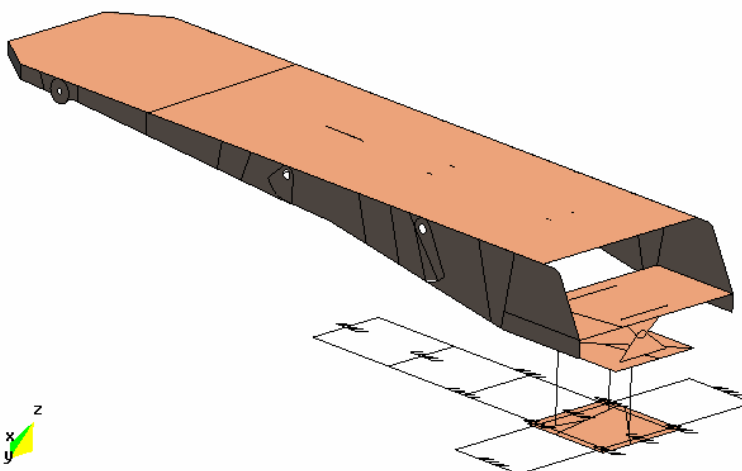


Fig. 3.47 Restricciones en la mesa quirúrgica.

3.2.2 GENERACIÓN E IMPORTACIÓN DE GEOMETRÍA

La geometría se creó en AutoCAD Mechanical 2008; en el cual se consideran a las placas como superficies y a los perfiles y ejes como líneas. Con el modelo terminado se elige la opción de exportación del archivo con una extensión IGES, formato compatible con la importación del programa GID.

Desde el programa GID se importa el archivo con extensión IGES, creado previamente. Con la geometría en GID, es necesario convertir a las líneas que forman las placas en superficies, luego se establece en el menú Utilidades \Rightarrow Preferencias \Rightarrow Intercambio, una tolerancia adecuada para colapsar el modelo. Este comando permite la unión de puntos cercanos, los cuales pudieron producirse por la separación de un punto de intersección en el momento de la importación del modelo, eliminar líneas o superficies sobrepuestas. A continuación se elige en el menú Geometría \Rightarrow Edición \Rightarrow Colapsar \Rightarrow Modelo para efectuar la corrección de la geometría.

Es necesario establecer un punto de intersección entre las superficies y las líneas que se tienen en la geometría, para lo cual en el menú Geometría se selecciona Edición \Rightarrow Intersección \Rightarrow Superficie-2 Puntos; se establecen puntos cercanos que permitan dividir a la superficie cerca de la línea que se quiere intersecar con la superficie, luego en Edición \Rightarrow Dividir \Rightarrow Líneas \Rightarrow Punto cercano y se elige la línea que fue creada en la superficie y se colapsa el nuevo punto con el punto de la línea original que se quería intersecar.

3.2.3 UNIDADES

Las unidades con las que se realiza el análisis son las que se definen en la tabla 3.15.

Tabla 3.15 Unidades de resultados para el programa RAMBSHELL.

	Simbología	Unidades	Definición
Desplazamientos	$Disp_X,$ $Disp_Y,$ $Disp_Z,$ $ displacements $	m	Desplazamientos absolutos en los ejes globales
Reacciones	X, Y, Z	N	Reacciones en los ejes globales
Fuerzas Cortantes	\dot{Q}_x, \dot{Q}_y	N/m	
Momentos	M'_x, M'_y, M'_{xy}	$N - m/m$	Momentos en los ejes x, y

En la definición de datos del problema en la sección de unidades de la malla se definirá las unidades de ésta, las que además son las del modelo. Además se determina condiciones adicionales como las unidades en las que será trazada la malla y las unidades de los resultados tal como se tiene en la Fig. 3.47.

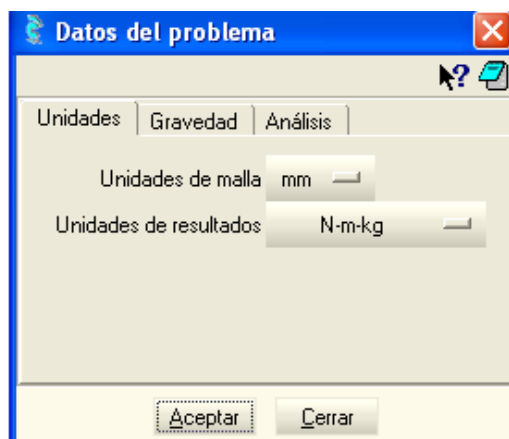


Fig. 3.48 Determinación de unidades de la malla y unidades de resultados.

3.2.4 CRITERIO DE MALLADO

Para todos los elementos seleccionados se trabaja con mallas no estructuradas de cuadriláteros recomendados por el programa, debido a que las vigas y perfiles no permiten otro tipo de mallado y con el tamaño recomendado de las divisiones. Luego se divide la malla generada en subelementos eligiendo en el menú Malla \Rightarrow Editar malla \Rightarrow Dividir elementos \Rightarrow Triángulo a Triángulo.

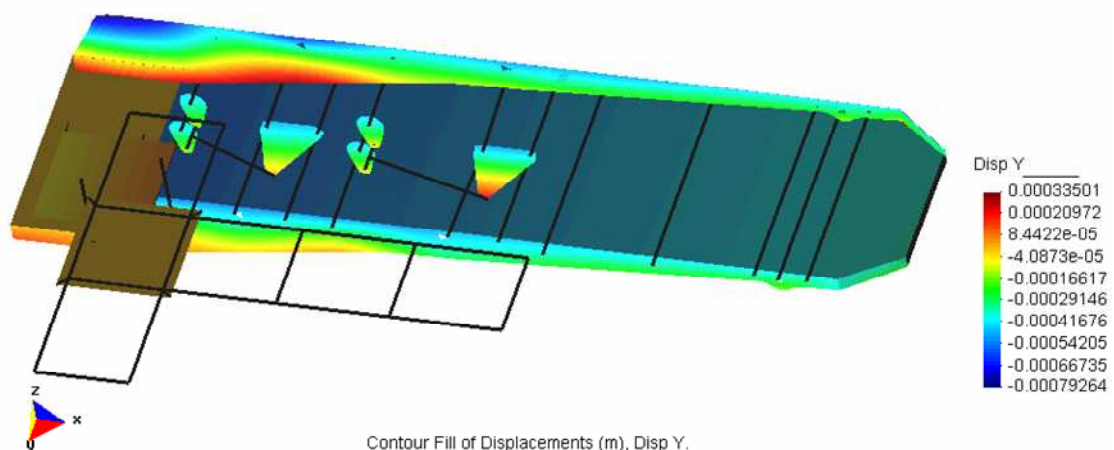
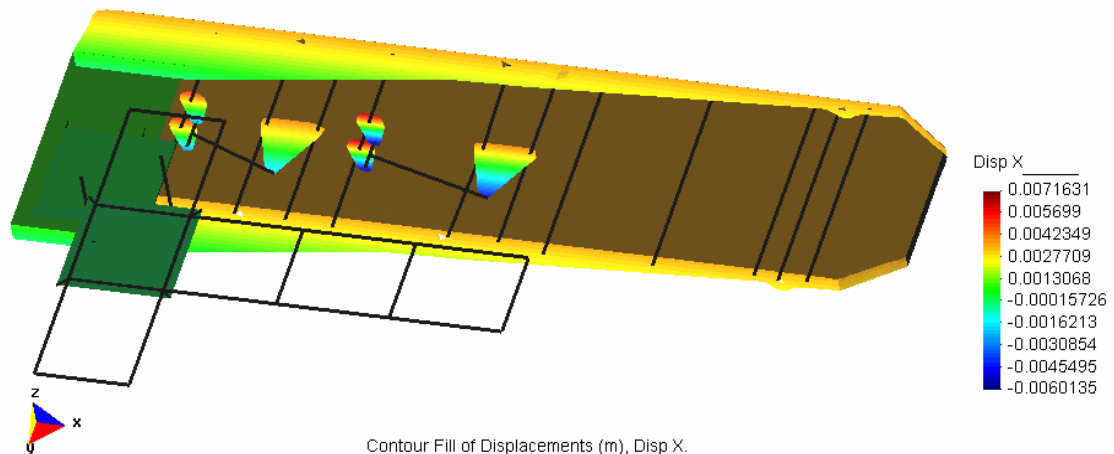
La malla está formada por 156 elementos de línea en los componentes de la base tipo perfiles C y 7236 elementos triangulares en placas. El número total de nodos es 4333. Se busca convergencia en los resultados al variar el tamaño y número de los elementos de la malla.

3.2.5 SELECCIÓN DE RESULTADOS

Una vez aplicadas todas las condiciones necesarias a las que está sometido el conjunto y las condiciones de malla y de resultados se procede a seleccionar el comando CALCULATE que inicia el módulo de cálculo.

3.2.5.1 Resultados de desplazamientos

Como se muestra en la Fig. 3.48, los elementos articulares que se encuentran bajo la placa base de la mesa tienen los mayores valores de desplazamiento en el eje x. La región de color rojo tiene un desplazamiento de 7 mm, y en la parte inferior del mismo elemento de articulación, es de 6 mm. Los desplazamientos en el eje y están en el orden de las décimas de milímetro, por lo que pueden considerarse como despreciables.



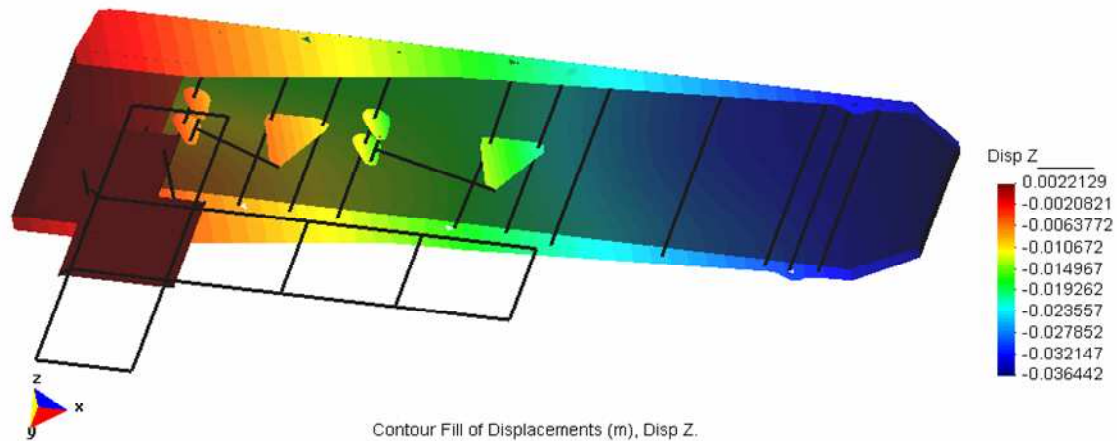


Fig. 3.48 Desplazamientos en la mesa quirúrgica.

En la Fig. 3.49, se muestra que en el extremo de la placa base de la mesa, se tienen desplazamientos globales de 3.6 cm, los cuales se producen con un paciente de 300 lb recostado y aplicada una carga de resucitación de 66 lb.¹⁸

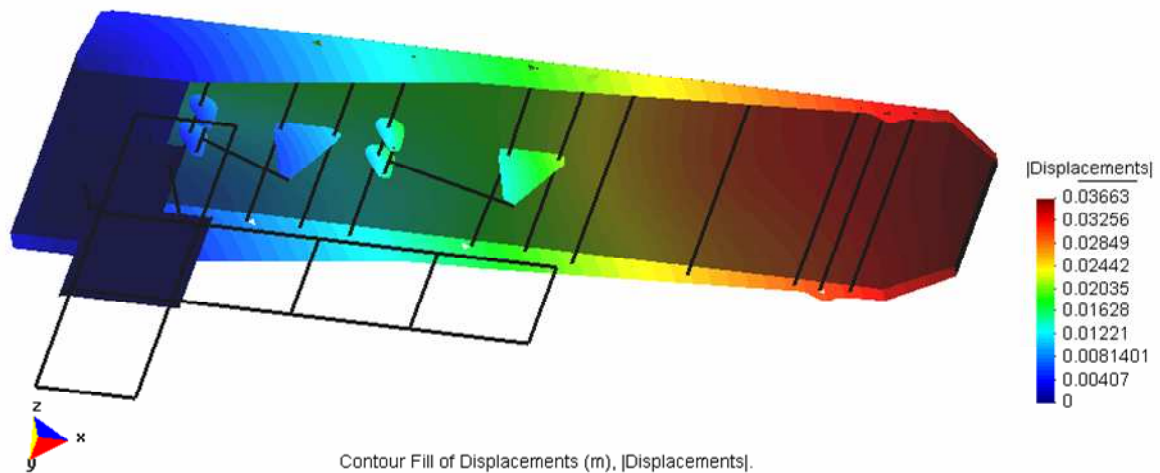


Fig. 3.49 Desplazamientos totales.

3.2.5.2 Resultados de momentos y fuerzas

En la sección de apoyo del eje que une dos placas horizontales, en el mecanismo articulado de la parte central de la mesa se presenta un punto crítico, el cual muestra valores elevados de momentos, tal como se ve en las Figs. 3.50 y 3.51.

¹⁸ ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., Mesa Quirúrgica para Clínicas y Hospitales, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000. pp. 216.

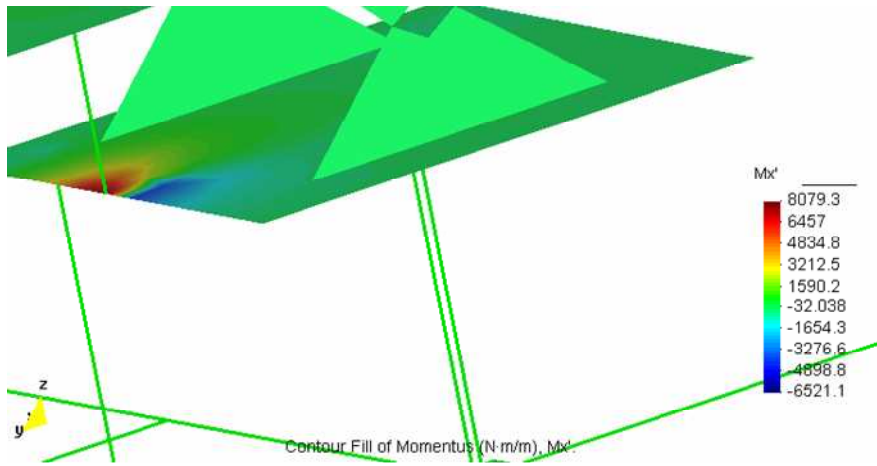
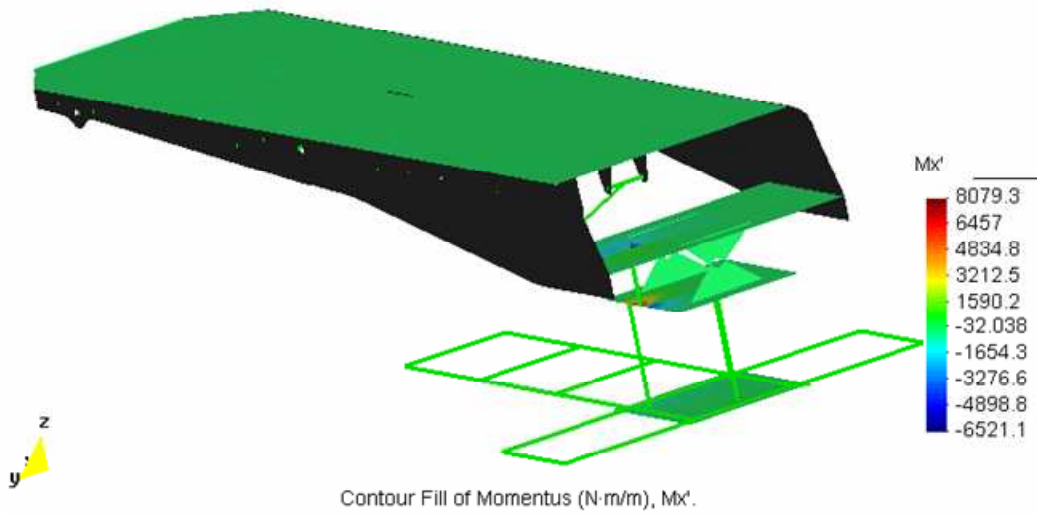


Fig. 3.50 Momento M_x' .

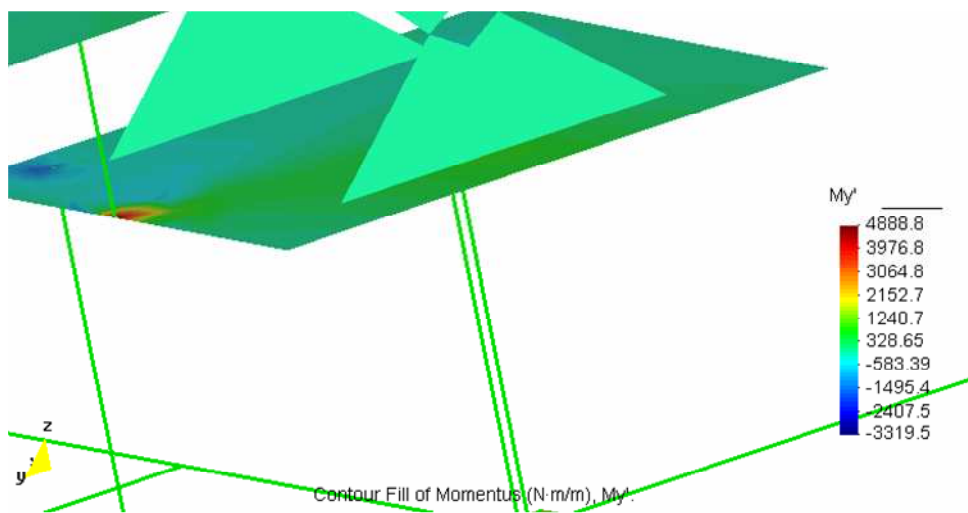


Fig. 3.51 Momento M_y' .

La mesa quirúrgica solo presenta valores elevados de momentos en el mecanismo articular de la parte central, sobre las columnas que unen la base de la estructura con la placa donde se recuesta el paciente acorde con la Fig. 3.52.

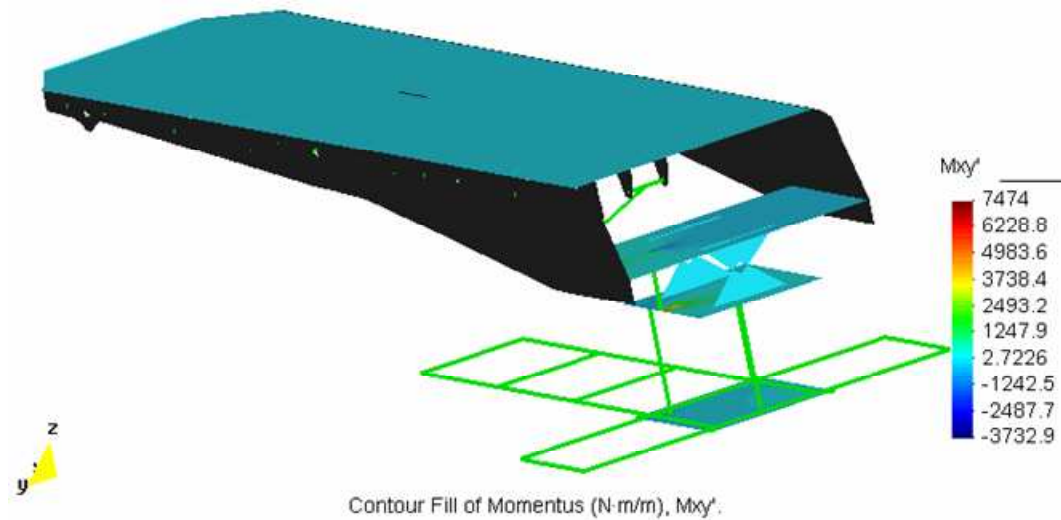
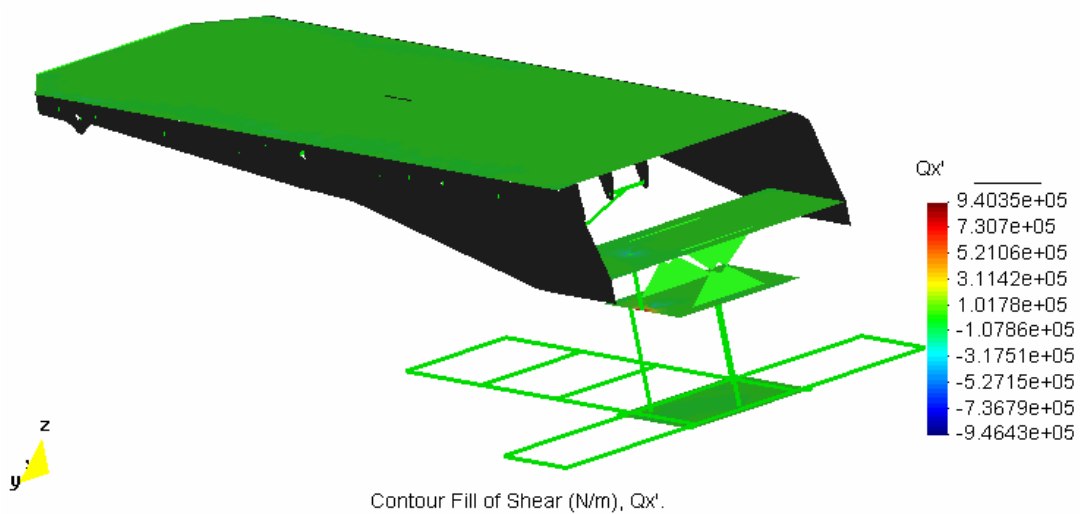


Fig. 3.52 Momento M_{xy}' .

Las fuerzas cortantes son elevadas en la misma sección donde se presentaron los mayores momentos, tal como se expresa en las Figs. 3.53, 3.54.



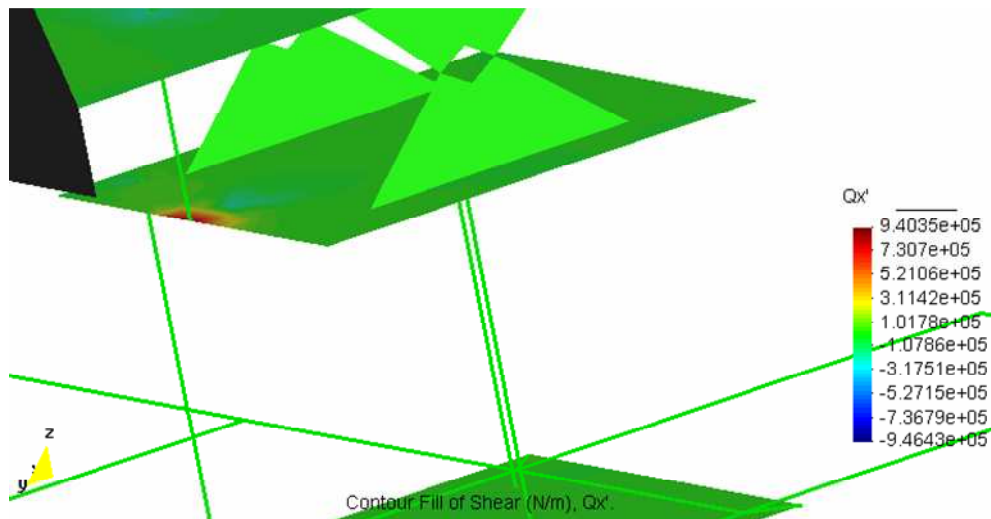


Fig. 3.53 Fuerza Cortante Q_x' .

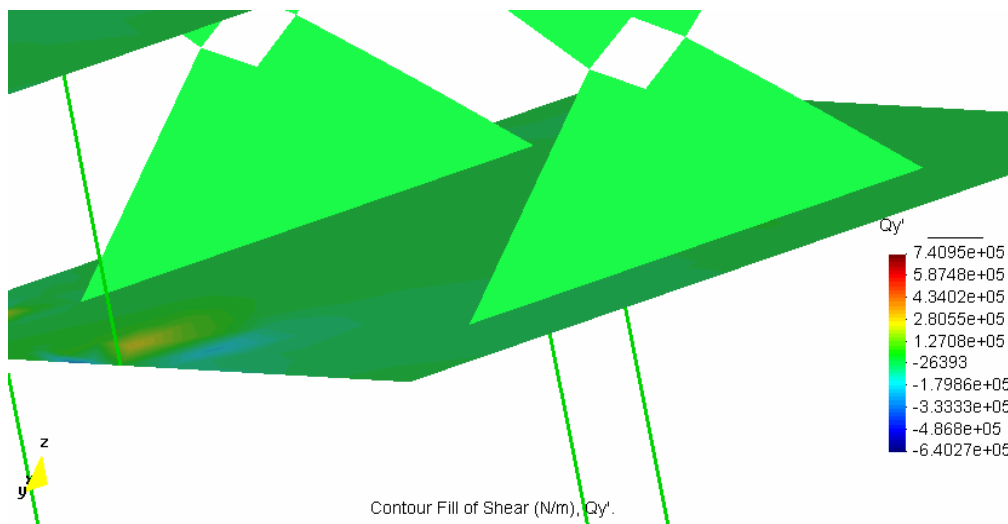


Fig. 3.54 Fuerza Cortante Q_y' .

En la Fig. 3.55 se esquematiza el desplazamiento de las barras transversales que se encuentran bajo la placa base y en la Fig. 3.56 la mesa quirúrgica deformada por la acción de las sollicitaciones mecánicas que soporta.

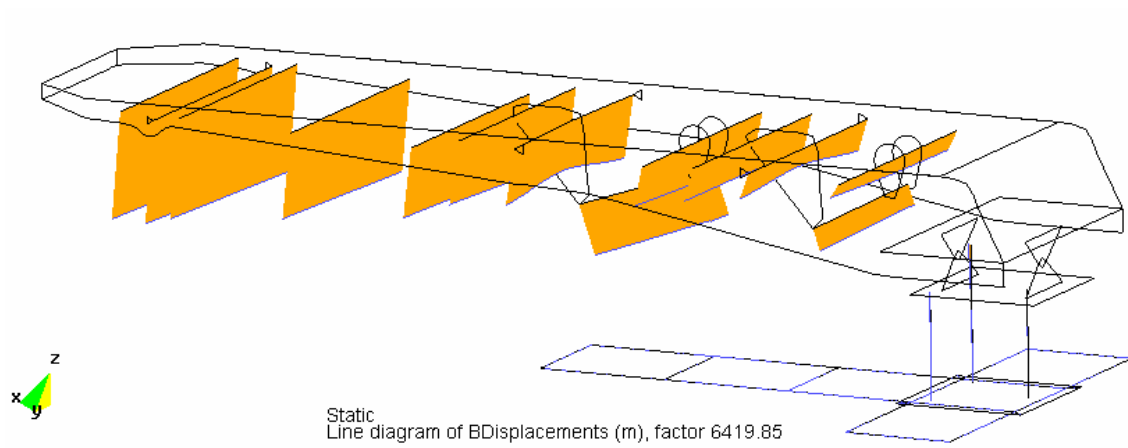


Fig. 3.55 Desplazamiento en barras.



Fig. 3.56 Estructura deformada.

3.2.6 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se realiza el análisis de esfuerzos en la placa ABCD de la Fig. 3.57, donde se acoplan cuatro cilindros hidráulicos y dos placas que permiten la rotación de la mesa a diferentes posiciones de funcionamiento de la mesa.

El diagrama de momentos y de fuerza cortante que actúan sobre la placa es:

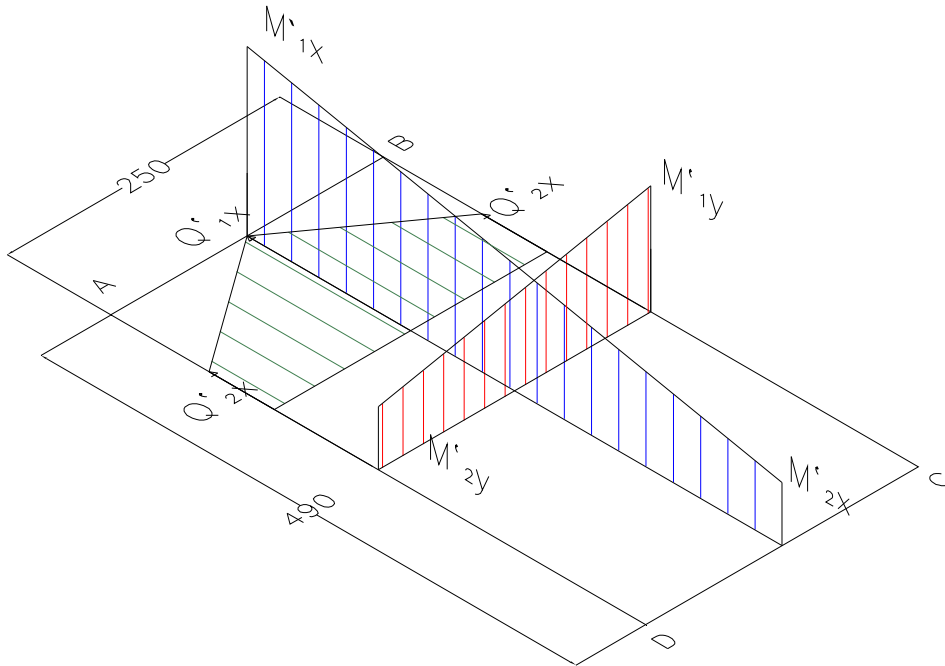


Fig. 3.57 Diagrama de momentos distribuidos y fuerza cortante.

Con los momentos que actúan en la placa ABCD se calculan los esfuerzos normales. Para una placa con espesor de 17 mm tenemos:

Momentos en el eje x; $M_{x1}=8079.3 \text{ N-m/m}$ y $M_{x2}=1590.2 \text{ N-m/m}$

$$M_x = 1590.2 \frac{\text{N-m}}{\text{m}} \times 0.49 \text{ m} + \frac{8079.3 \frac{\text{N-m}}{\text{m}} \times 0.49 \text{ m}}{2}$$

$$M_{11} = 2369.03 \text{ N-m}$$

$$S_{xx} = \frac{bh^2}{6} = \frac{0.25 \times 0.017^2}{6} = 1.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma = \frac{M}{S_{xx}}$$

$$\sigma_x = \frac{2369.03 \text{ N-m}}{1.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_x = 196735.85 \text{ kPa}$$

Momentos en el eje y; $M_{y1}=4888.8 \text{ N-m/m}$ y $M_{y2}=328 \text{ N-m/m}$

$$M_y = 328 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}} \times 0.25 \text{ m} + \frac{4888.8 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}} \times 0.25 \text{ m}}{2}$$

$$M_y = 652.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$S_{xx} = \frac{bh^2}{6} = \frac{0.49 \times 0.017^2}{6}$$

$$S_{xx} = 2.36 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma_y = \frac{652.1 \text{ N} \cdot \text{m}}{2.36 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_y = 27629.4 \text{ kPa}$$

Con las fuerzas cortantes calculamos los esfuerzos cortantes.

$Q_{x1}=9.4035 \times 10^5 \text{ N/m}$ y $Q_{x2}=5.35 \times 10^4 \text{ N/m}$.

$$Q = 9.4035 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times 0.25 \text{ m} + \frac{5.35 \times 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times 0.25 \text{ m}}{2}$$

$$Q = 124231.25 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{3Q}{2A}$$

$$\tau = \frac{3 \times 124231.25 \text{ N}}{2 \times 0.25 \text{ m} \times 0.017 \text{ m}}$$

$$\tau_{xy} = 43846.23 \text{ kPa}$$

Con los esfuerzos normales y cortantes se calculan los esfuerzos principales.

$$S_i, S_{ii} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$S_i, S_{ii} = \frac{196735.85 + 27629.4}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{196735.85 - 27629.4}{2}\right)^2 + 43846.23^2}$$

$$S_i = 207428.35 \text{ Pa}$$

$$S_{ii} = 16936.91 \text{ kPa}$$

Con la teoría de la energía de la distorsión se determina el factor de seguridad.

Sy	248211.3 kPa
----	--------------

$$\sqrt{(S_i - S_{ii})^2 + (S_{ii} - S_{iii})^2 + (S_{iii} - S_i)^2} \leq \frac{[\sigma]}{n}$$

$$\sqrt{(207428.35 - 16936.91)^2 + (16936.91 - 0)^2 + (0 - 207428.35)^2} \leq \frac{[\sigma]}{n}$$

$$282135.38 \text{ kPa} \leq \frac{248211.3 \text{ kPa}}{n}$$

$$n = 0.88$$

El elemento falla en el punto donde está el mayor momento. Para solucionar este problema se recomienda colocar una placa rigidizadora en el punto donde se presente el mayor momento y además la mayor fuerza cortante. El problema no es mayor debido a que es un pequeño punto donde se acopla un cilindro hidráulico con la placa.

Se realiza un análisis cualitativo de los desplazamientos. El mayor valor que se genera es de 3.6 cm en el extremo de la mesa, el cual no generará mayor problema, si se considera a la mesa como un conjunto y que los resultados fueran obtenidos trabajando con las cargas máxima, especialmente una persona de 300 lb. El elemento no presenta problema alguno en el análisis de desplazamientos.

CAPÍTULO 4

CONCLUSIONES

Al finalizar el proyecto se concluye que se cumplieron los objetivos planteados inicialmente; al realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos por el método tradicional y el MEF, generando la geometría de los elementos y condiciones reales de trabajo.

El diseño mecánico asistido por computador permite realizar un análisis con la suficiente aproximación de los elementos estructurales, con lo cual se puede obtener una optimización de recursos disminuyendo el tiempo de generación de la geometría y los costos de producción evitando elementos sobredimensionados.

La utilización del software de elementos finitos permite analizar factores importantes en el diseño, lo que sería difícil de obtener con un cálculo tradicional; entre ellos los desplazamientos que se dan en el elemento. Con el análisis de los desplazamientos se determina si el funcionamiento conjugado entre elementos del sistema es correcto y posible.

El diseño asistido por computador permite realizar un diseño rápido, confiable y con una útil aplicación en la industria; además puede ser implementado como una herramienta en la educación que permita un fácil aprendizaje del diseño estructural.

Los programas computacionales GID, RAMSOLID Y RAMBSHELL permiten llevar a cabo la simulación de parámetros de operación más reales, tanto de geometría como de sollicitación mecánica, con el objetivo de obtener diseños óptimos.

En los elementos analizados se tienen puntos críticos específicos con mayor valor de esfuerzos y en los que se determina un factor de seguridad

para el análisis comparativo, los mismos que son altos dando un elemento sobredimensionado. Es necesario tener presente que existe riesgo de vida humana en el manejo del sistema por lo que los factores deben ser determinados en base a este criterio, tendiendo a estar en un valor aceptable y determinado por la experiencia y lógica del diseñador. Existen otras regiones donde los esfuerzos son muy bajos estableciendo zonas con poca sollicitación mecánica por lo que se tiene un mayor sobredimensionamiento. Esto guía hacia donde se puede realizar una optimización y procurar tener factores de confiabilidad con tendencia a un valor en toda la geometría.

En el análisis de la estructura de la mesa se tiene valores de sollicitaciones mecánicas bajas, por lo que es necesario realizar el estudio de sus elementos estructurales como piezas individuales y confrontarlo al resultado del análisis de su comportamiento dentro del conjunto. Este es el caso de la palanca B2, la palanca C y la placa CD2, que en el sistema soportan momentos flectores y cortantes con valores bajos y que con el análisis global no podrían ser dimensionados.

Para la optimización del diseño se puede usar un material con una resistencia mecánica menor. Además, se podría reducir dimensiones del elemento como el espesor, realizar la simulación y verificar los factores de seguridad en las zonas críticas. Luego se puede optar por alterar la geometría de las piezas en las regiones con menor valor de esfuerzos, siempre comprobando que los desplazamientos permitan un funcionamiento correcto con los elementos conjugados.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] ARMAS J., CUEVA M., JADÁN M., MESA QUIRÚRGICA PARA CLÍNICAS Y HOSPITALES, Escuela Politécnica Nacional, marzo, 2000.
- [2] COMPASSIS, MANUAL DEL USUARIO DE RAM SERIES 5, 2006.
- [3] GID, MANUAL DEL USUARIO, 2006.
- [4] JOUGLARD C., NOTAS DEL CURSO INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS, CONCEPTOS DE MECÁNICA DE SÓLIDOS, Universidad Tecnológica Nacional, Argentina, 2002.
- [5] JOUGLARD C., NOTAS DEL CURSO INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS, FORMULACIÓN VARIACIONAL DE ELEMENTOS FINITOS, Universidad Tecnológica Nacional, Argentina, 2002.
- [6] SHIGLEY J., MANUAL DE DISEÑO MECÁNICO, McGraw-Hill, México, 1989.

ANEXOS