



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO CONCEPTUAL Y ANALISIS ESTRUCTURAL DE UN
TELESCOPIO CON UN ESPEJO PRIMARIO DE 8.4m

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO
P R E S E N T A
MANUEL MENDOZA VAZQUEZ



DIRECTOR DE TESIS: M.I. ALEJANDRO FARAH SIMON
CODIRECTOR DE TESIS: M.I. LEOPOLDO A. GONZALEZ GONZALEZ

CIUDAD UNIVERSITARIA MEXICO, D.F.

2004



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mis padres

A mis hermanos

Agradecimientos:

A la Universidad Nacional Autónoma de México, a la Facultad de Ingeniería, al H. Consejo Técnico de la Facultad de Ingeniería, al Instituto de Astronomía, al Centro de Enseñanza de Lenguas Extranjeras y a la Asociación de Montañismo y Exploración de la UNAM por brindarme grandes experiencias.

A mis padres y hermanos por todo. Y a las familias Mendoza y Vázquez.

A los académicos del Instituto de Astronomía, en particular al M.I. Alejandro Farah, Dr. Élfego Ruiz y Dra. Irene Cruz por permitirme participar en un interesante proyecto.

A los profesores de la Facultad de Ingeniería, en particular al M.I. Leopoldo González, Dr. Marcelo López, Dr. Roberto Gómez, y Dr. Vicente Borja por la enseñanza ofrecida y los comentarios sobre esta tesis.

A los compañeros del Cubo 230 Alejandro, Gabriel, Hernán, Jordi, Juan y Paco por crear un excelente ambiente de trabajo.

A todos los cuates por el tiempo y experiencias comunes.

A los Pumas por el Campeonato.

ÍNDICE

RESUMEN	III
ABSTRACT	IV
INTRODUCCIÓN	1
1 MARCO DE REFERENCIA	3
1.1 ÓPTICA	3
1.1.1 Reflexión, Refracción y Difracción	4
1.2 TELESCOPIOS	8
1.2.1 Funcionamiento de los Telescopios Ópticos	8
1.2.2 Monturas de Telescopios	10
1.2.3 Desarrollo Histórico de los Telescopios	12
1.3 RELACIÓN ÓPTICA-MECÁNICA	13
1.4 CONTROL ELECTRÓNICO DE LA ÓPTICA	15
2 MARCO TEÓRICO	17
2.1 PROCESO DE DISEÑO	17
2.2 ESFUERZO Y DEFORMACIÓN	19
2.3 MODELADO POR ELEMENTOS FINITOS DE VIGAS	25
2.4 VIBRACIONES	31
3 ENTENDIENDO EL PROBLEMA	33
3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	33
3.2 CARACTERÍSTICAS DE TELESCOPIOS SEMEJANTES	34
3.2.1 VLT (<i>Very Large Telescope</i>)	34
3.2.2 Subaru	35
3.2.3 Gemini	35
3.2.4 LBT (<i>Large Binocular Telescope</i>)	36
3.2.5 GTC (<i>Gran Telescopio Canarias</i>)	37
3.2.6 Telescopios Extremadamente Grandes	38
3.3 ESPECIFICACIONES	41
4 CONCEPTOS GENERADOS	45
4.1 ANÁLISIS DE LAS ARAÑAS	49
4.1.1 Concepto AA	53
4.1.2 Concepto AB	55
4.1.3 Concepto AE	56
4.1.4 Concepto AF	58
4.1.5 Comparación entre Arañas	60
4.2 ANÁLISIS DE LOS TUBOS	63
4.2.1 Concepto TF	65
4.2.2 Concepto TG	65
4.2.3 Concepto TJ	66

4.2.4	<i>Comparación entre Tubos</i>	67
4.3	ENSAMBLES.....	69
5	RESULTADOS	77
	CONCLUSIONES	86
	REFERENCIAS	88
	ANEXO 1	91

RESUMEN

Se describe el proceso de diseño conceptual para las estructuras de soporte (tubo y araña) de un telescopio reflector con apertura de 8.4 [m]. Este proceso de diseño incluye la identificación de la necesidad, la generación de las especificaciones aplicando el Quality Function Deployment o Despliegue de la Función de la Calidad (QFD) y la reunión de información sobre cinco telescopios semejantes. Se generaron 8 conceptos geométricos para los soportes tipo araña y 11 para los soportes tipo tubo, los cuales fueron comparados entre sí para identificar a los que presentaran mejor desempeño. Estos conceptos se optimizaron y se generaron nuevas versiones para ellos. El desempeño se evaluó mediante parámetros e indicadores tales como: el desplazamiento sufrido por el espejo secundario cuando el telescopio cambia su posición, la frecuencia natural en el primer modo de vibración de las estructuras, el peso y la sombra proyectada sobre el espejo primario. Los valores de los parámetros de desempeño se obtuvieron mediante cálculos analíticos y el método de los elementos finitos.

De entre todas las versiones de los conceptos para los soportes se seleccionaron a las mejores opciones para cada una de las estructuras y se unieron entre sí para formar el ensamble de arañas y tubos. Resultaron veintiséis ensambles, los cuales fueron analizados y comparados entre ellos empleando los parámetros antes mencionados. Los siete conceptos mejor calificados se volvieron a analizar, añadiendo parámetros y modificando el perfil estructural empleado. De esta forma se obtuvo al mejor ensamble de entre los 26 analizados.

ABSTRACT

Conceptual design of an 8.4 [m] reflector telescope supporting structure (spider and tube) is described. This design process includes necessity identification, engineering specifications obtained by means of Quality Function Deployment (QFD) and performance information of five similar telescopes. Eight spider concepts and eleven tube concepts were generated and compared. All concepts were optimized and new versions obtained. Performance was evaluated with parameters and indicators such as secondary mirrors displacement, eigenfrequency, weight and shadow over primary mirror. Parameters were calculated using analytic operations and finite element analysis.

The best spiders and tubes options were assembled. Twenty six assemblies were analyzed and compared using parameters and indicators. The best seven assemblies were analyzed adding parameters and using other steel profiles. Thus, the best assembly among twenty six options was identified.

INTRODUCCIÓN

Los astrónomos solamente cuentan con las radiaciones electromagnéticas que emanan de los cuerpos celestes para estudiarlos. De entre las herramientas creadas por el hombre para recibir esas radiaciones se encuentran los telescopios, lo que hace esenciales a estos instrumentos para el desarrollo de la Astronomía. Esta ciencia ha logrado explicar algunos fenómenos en los astros, algunos tan antiguos y trascendentales para la humanidad como el descubrimiento de que la Tierra gira alrededor del Sol o tan modernos como las ideas generales sobre el origen del Universo. Pero esta ciencia aún tiene muchos otros problemas por resolver. Entre ellos se encuentran la existencia de planetas extrasolares, la posibilidad de que esos planetas puedan sustentar o hayan sustentado vida, la formación y evolución de estrellas y galaxias, entre muchos otros. Para encontrar la solución a estos problemas se han diseñado y construido telescopios con aperturas cada vez mayores, con lo cual se puede recibir y analizar mayor cantidad de las radiaciones emitidas por los cuerpos celestes.

La carrera por conseguir telescopios con mayores aperturas inició con la construcción del primer telescopio astronómico, en 1610. Desde ese momento y hasta la fecha los avances tecnológicos han influido de forma decisiva en la consecución de aperturas mayores. Avances tales como el desarrollo, en 1722, de la técnica para pulir espejos parabólicos, la aplicación de nuevos materiales para elaborar los espejos y los arreglos de lentes acromáticos, entre varios más. Gracias a estos avances tecnológicos se llegaron a construir telescopios con aperturas de 2.5 [m] en la década de 1920, la carrera se estancó debido a la imposibilidad de los materiales para soportarse a sí mismos en espejos de mayor diámetro. Fue hasta los años 1980's cuando se inició la investigación de nuevos materiales, nuevos procesos de manufactura y controles electrónicos. Los resultados de esas investigaciones tuvieron sus primeros frutos en el telescopio europeo NTT (New Technology Telescope), en 1989 [32]. En México, para mantener en la vanguardia al conocimiento astronómico mexicano y aprovechar las excelentes características de observación que ofrece el Observatorio Astronómico Nacional en San Pedro Mártir, B.C. [6], se dieron pasos muy importantes durante la década de 1990 en el diseño del TIM (Telescopio Óptico-Infrarrojo Mexicano de Nueva Tecnología) con un espejo segmentado de 7.9 [m] de diámetro máximo. Es dentro de esta carrera donde el presente trabajo encuentra su justificación. Las estructuras que han de sustentar a los elementos de los grandes telescopios son componentes fundamentales para el buen desempeño del mismo. El desplazamiento entre los espejos del telescopio, cuyas estructuras tienen longitudes cercanas a los 10 [m] y soportan centenas de kilogramos de espejo, debe ser del orden de centenas de micrómetros cuando el telescopio cambie su posición o sea sometido a fuerzas como las generadas por el viento.

El objetivo de esta tesis es identificar, mediante la aplicación del diseño conceptual, análisis por elemento finito, cálculos analíticos y datos sobre el desempeño de telescopios, la opción adecuada, de entre un conjunto de alternativas, para mantener la posición relativa de los espejos primario y secundario de un telescopio reflector de 8.4 [m] de diámetro. La opción adecuada, de entre las alternativas generadas, será la que soporte los esfuerzos a la que estará sometida la estructura, induzca la menor desviación entre los espejos primario y secundario, y cumpla las especificaciones del proyecto, especificaciones que se obtendrán a partir de la aplicación del Despliegue de la Función de la Calidad (QFD). Para lograr este objetivo se crearán algunos conceptos que cumplan con las necesidades del proyecto y se compararán entre ellos para conocer al que mejor desempeño presente, así como las cualidades y defectos de las otras opciones.

En el Capítulo 1 se presentan definiciones de algunos conceptos de óptica y se hace una descripción sobre el funcionamiento y el desarrollo histórico de los telescopios. También se distinguen a los tipos de telescopios y las partes que constituyen a cada uno de ellos.

El Capítulo 2 se destinó a la explicación de algunos conceptos sobre el diseño mecánico, estado de esfuerzo, campo de deformaciones, vibraciones y el método de elementos finitos. Estas son las herramientas que se emplearon para cumplir con el objetivo de la tesis. Dentro del apartado del método de elementos finitos se obtienen las expresiones que describen a un elemento viga.

En el Capítulo 3 se define al problema y se obtienen las especificaciones de diseño para la estructura. Como parte de la obtención de las especificaciones se reúne información sobre telescopios semejantes al diseñado. En este capítulo se emplea la técnica QFD para definir las especificaciones.

En el Capítulo 4 se generan conceptos que cumplan con las funciones que deben desempeñar y se evalúan. Al término de este capítulo se identifican a los mejores conceptos. Finalmente, en el Capítulo 5 se evalúan a los mejores conceptos, se comparan entre ellos y se califican respecto a las especificaciones.

1 MARCO DE REFERENCIA

1.1 Óptica

La radiación electromagnética emitida por los objetos del Universo es con lo que cuentan los astrónomos para realizar investigaciones sobre esos objetos. Esta radiación puede ser de radio, microondas, infrarroja, luz visible, ultravioleta, rayos X o rayos gamma. Lo que diferencia a estas radiaciones entre sí es la longitud de onda (λ) de cada una de ellas. La longitud de onda es la distancia entre dos crestas consecutivas de una onda, como se observa en la Figura 1.1. La longitud de onda de la luz visible se encuentra entre 430 [nm] y 690 [nm], como se aprecia en el espectro electromagnético.

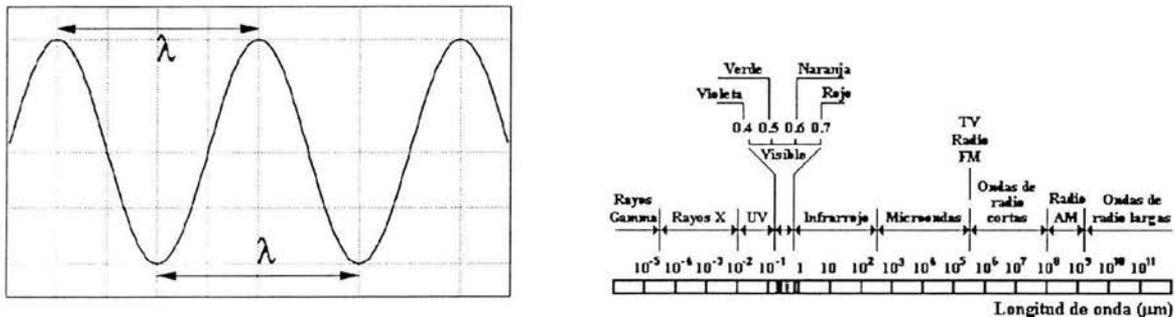


Figura 1.1 Longitud de onda y espectro electromagnético

La luz es una onda electromagnética y bajo ciertas condiciones se puede suponer que viaja en línea recta; estas líneas son llamadas rayos, y de su estudio se encarga la óptica geométrica. Las condiciones antes mencionadas son: los obstáculos que encuentra la luz en su trayecto son mucho más grandes que su longitud de onda y no interesan los fenómenos que suceden en los bordes de los obstáculos que encuentra. La propagación de la luz y otros fenómenos pueden explicarse mediante un modelo geométrico conocido como *principio de Huygens*, ver Figura 1.2, este principio dice:

Todos los puntos de un frente de onda se pueden considerar como puntos fuente, que producen ondas esféricas secundarias. Después de un tiempo t , la posición del nuevo frente de onda, será la superficie tangente a estas onditas secundarias [15].

Un frente de onda es la superficie que se genera por todos los puntos donde las ondas tienen la misma fase, los rayos son ortogonales a los frentes de onda.

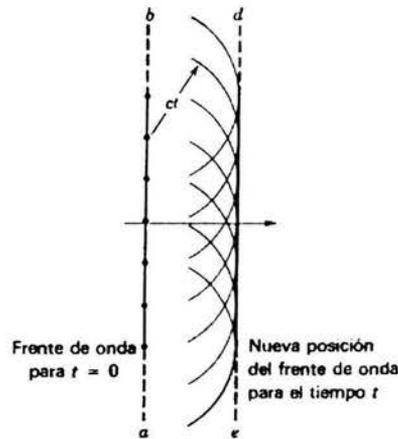


Figura 1.2 Principio de Huygens

1.1.1 Reflexión, Refracción y Difracción

La reflexión y la refracción se pueden estudiar mediante la óptica geométrica y así se representarán a las ondas como rayos. De este modo, cuando un rayo incide sobre una superficie plana de vidrio, el rayo se refleja en esa superficie y se refracta cuando pasa a través del vidrio. Como se observa en la Figura 1.3 los rayos se encuentran en un plano, llamado de incidencia, y en ese plano también se encuentra la normal. La normal es una línea imaginaria que es perpendicular a la superficie y pasa por el punto de incidencia, o el punto donde cae el rayo. Las relaciones entre los ángulos de incidencia, el de reflexión y el de refracción se muestran en (1.1).

$$\theta_1 = \theta_1' \quad \text{reflexión} \quad (1.1)$$

$$n_1 \text{sen} \theta_1 = n_2 \text{sen} \theta_2 \quad \text{refracción} \quad (1.2)$$

n_1 es el índice de refracción del medio 1 respecto al vacío y n_2 es el índice de refracción del medio 2 respecto al vacío. La ecuación en (1.2) se conoce como Ley de Snell.

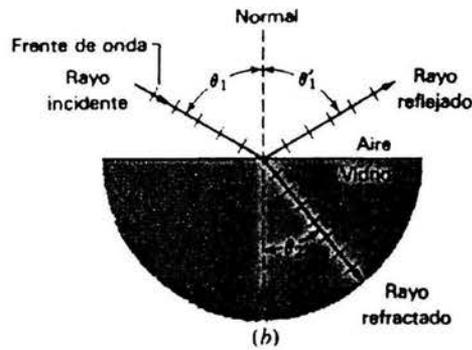


Figura 1.3 Rayos incidente, reflejado y refractado

Mediante el principio de Huygens se puede explicar el fenómeno de refracción, Figura 1.4. Los frentes de onda viajan a una velocidad v_1 en el aire y la luz tiene una longitud de onda λ_1 , en el vidrio viajan a una velocidad v_2 y tiene una longitud de onda λ_2 . Según el principio de Huygens el tiempo que tarda la luz en viajar entre los puntos e y c es el mismo que tarda en viajar de h a e' porque h y e pertenecen a un mismo frente de onda, e' y c pertenecen a otro frente de onda y se unen mediante un rayo. De la Figura 1.4 se obtiene:

$$\text{sen } \theta_1 = \frac{\lambda_1}{hc} \quad (1.3)$$

$$\text{sen } \theta_2 = \frac{\lambda_2}{hc} \quad (1.4)$$

Al dividir (1.3) entre (1.4) y sustituirlo en (1.5), derivada a partir de la igualdad de tiempos para los dos recorridos:

$$\lambda_1 = \lambda_2 \frac{v_2}{v_1} \quad (1.5)$$

Se obtiene (1.6):

$$\frac{\text{sen } \theta_1}{\text{sen } \theta_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad \text{ó} \quad \frac{\text{sen } \theta_1}{v_1} = \frac{\text{sen } \theta_2}{v_2} \quad (1.6)$$

El índice de refracción de un medio respecto al vacío se define:

$$n = \frac{c}{v} \quad (1.7)$$

donde:

c es la velocidad de la luz en el vacío
v la velocidad de la luz en el medio.

Al multiplicar ambos miembros de (1.6) por c se obtiene la expresión matemática de la Ley de Snell (1.8):

$$n_1 \text{sen} \theta_1 = n_2 \text{sen} \theta_2 \quad (1.8)$$

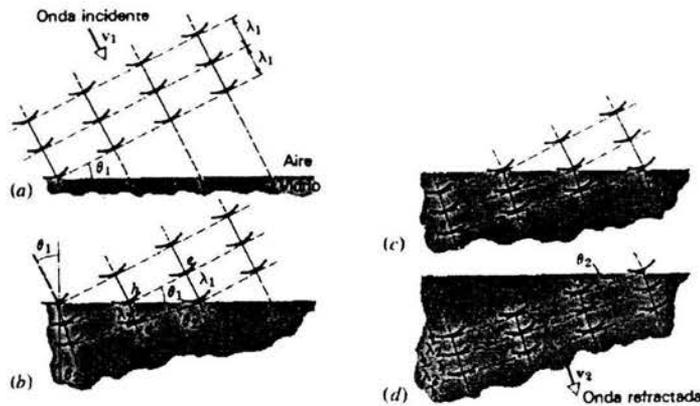


Figura 1.4 Verificación de la Ley de Refracción mediante el principio de Huygens

La difracción se presenta en los bordes de los obstáculos que la luz se encuentra en su camino o cuando pasa a través de ranuras con dimensiones en el orden de magnitud de la longitud de onda de la luz. Para una primera aproximación al fenómeno de la difracción se puede considerar que los bordes por donde pasa la luz se comportan como fuentes puntuales de ondas. Al recurrir al principio de Huygens se observará que los nuevos frentes de onda se encuentran deformados, tal como se aprecia en la Figura 1.5.

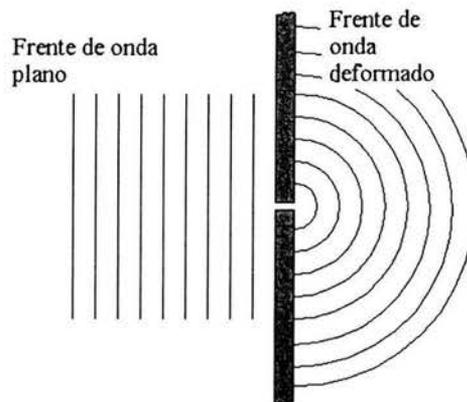


Figura 1.5 Difracción

Las deformaciones en los frentes de onda se deben a la interferencia entre la luz que pasó a través de la ranura y la que desvió su trayectoria al pasar cerca de los bordes. Un modelo para determinar la difracción producida por una abertura circular fue ideado por George Biddell Airy. Para describir este patrón de difracción Airy empleó la irradiancia. La irradiancia es la potencia promedio por unidad de área que cruza una superficie. Este patrón se describe mediante la gráfica mostrada en la Figura 1.6.

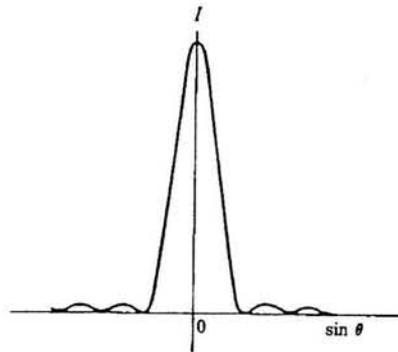


Figura 1.6 Patrón de Airy

En la gráfica anterior se distingue un máximo y varios máximos secundarios, en la Figura 1.7 se observa el patrón de Airy generado por un agujero.

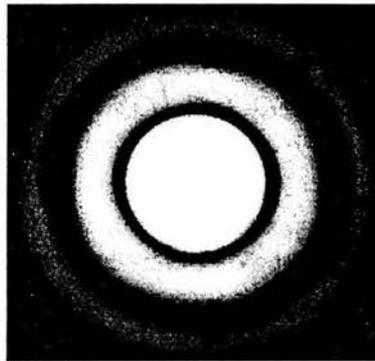


Figura 1.7 Anillos de Airy

El disco formado dentro del primer anillo oscuro recibe el nombre de disco de Airy. Su radio se conoce mediante (1.9):

$$r = 1.22 \frac{f\lambda}{D} \quad (1.9)$$

donde: r es el radio del disco

f es la distancia entre el plano del agujero y el plano de observación

λ es la longitud de onda

D es el diámetro del agujero

Para fines prácticos se considera la longitud de onda de la luz amarilla (550 [nm]) y el resultado se obtiene en segundos de arco, que como se verá más adelante es la unidad con la que se indica la resolución de un telescopio. Sustituyendo el valor de la longitud de onda de la luz amarilla en (1.9) se obtiene:

$$\theta = \frac{0.138}{D} \quad (1.10)$$

donde: θ es la distancia angular del disco de Airy [segundos de arco]
D es el diámetro del agujero [m]

En la expresión (1.10) se observa que al aumentar el diámetro disminuye la distancia angular del disco de Airy, con lo que la resolución mejora al aumentar la apertura de un telescopio. El análisis de la difracción que ocurre debido a obstáculos rectos o a arreglos de éstos, que es el caso de las estructuras que soportan a los espejos de los telescopios, es más complejo y en muchos casos requiere una combinación de cálculos analíticos, numéricos y resultados experimentales [16].

1.2 Telescopios

1.2.1 Funcionamiento de los Telescopios Ópticos

Un telescopio es un instrumento que permite ver de mayor tamaño la imagen de un objeto lejano. Para este fin los telescopios emplean elementos para manipular la luz, tales como lentes y espejos. Los telescopios que usan lentes reciben el nombre de refractores, ya que aprovechan la refracción de la luz al pasar de un medio a otro para aumentar las imágenes. Los telescopios reflectores son los que manipulan las imágenes a través de la reflexión de la luz en espejos. Existe un principio común para ambos tipos de telescopios, reunir luz en una superficie y concentrar esa energía en un área más pequeña para producir una imagen más brillante del objeto observado.

Los dos tipos de telescopios comparten nomenclatura en sus partes. El objetivo es el componente principal, en un telescopio reflector se le conoce como espejo primario y en un refractor como lente primario. La apertura es igual al diámetro del haz de luz que entra al telescopio, generalmente es el mismo diámetro que el del espejo primario en un telescopio reflector y al diámetro del lente primario en un refractor. El foco es el punto donde se concentra toda la luz al reflejarse en un espejo o refractarse en un lente. La distancia focal es la distancia entre el foco y el espejo o el lente. La razón entre la distancia focal y la apertura se llama apertura relativa ($f/\#$). Finalmente, el ocular es un juego de lentes que recibe la luz del objetivo y la adecua para ser vista en la pupila de salida.

El desempeño de un telescopio se puede conocer a través de las siguientes características: El brillo de las imágenes observadas, que es directamente proporcional al cuadrado de la relación entre apertura y distancia focal. La amplificación de la imagen es igual a la razón entre la distancia focal del objetivo y la distancia focal del ocular. La resolución indica la

mínima distancia angular entre dos estrellas cercanas que pueden ser distinguidas como objetos separados, se expresa en segundos de arco [10]. Uno de los criterios para determinar la resolución de un telescopio es el de Rayleigh [4], que emplea una distancia angular igual a la del disco de Airy como la mínima distancia entre dos estrellas de la misma magnitud para poder ser identificadas como objetos diferentes. Este criterio solamente contempla la difracción generada por el tubo donde se aloja el espejo o el lente, no considera la difracción creada por otros objetos, como podría ser un espejo secundario. La expresión matemática para este criterio se definió en (1.10).

Los telescopios refractores emplean lentes, ver Figura 1.8. Con esos lentes se puede doblar la luz proveniente de los objetos y concentrarla en un punto llamado foco. Este tipo de telescopios presenta diferentes inconvenientes. El principal, desde el punto de vista óptico, es la aberración cromática. La aberración cromática se origina por la diferencia entre los índices de refracción de las distintas longitudes de onda de la luz blanca; cabe recordar que la luz blanca incluye a todos los colores, por lo que cada color (longitud de onda) se dirige a un foco distinto y la imagen generada tiene un halo colorido. La corrección de esta aberración se logra colocando otro lente con forma e índice de refracción apropiados para desviar los diferentes colores a un mismo foco, a este tipo de lente se le conoce como lente acromático. Otra forma de corregir esta aberración es mediante el uso de lentes con gran distancia focal, lo que conduce a telescopios de longitudes poco prácticas. Dentro de otras desventajas está la apertura limitada por la resistencia mecánica del vidrio.

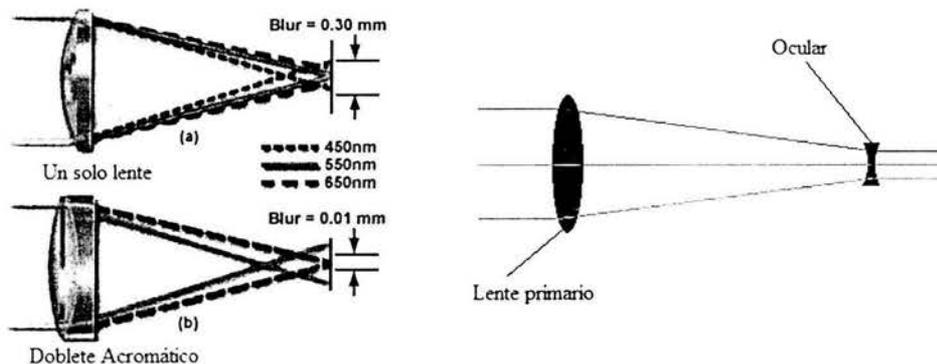


Figura 1.8 Funcionamiento de un telescopio refractor. Con aberración cromática (a) y con lente acromático (b)

Los telescopios reflectores usan espejos, ver Figura 1.9 para reflejar la luz y concentrarla en el foco. La ventaja de estos telescopios es que no presentan aberración cromática. La desventaja es la aberración esférica en espejos con errores en el pulido o pulidos con forma esférica. Existen diferentes tipos de telescopios reflectores, que se diferencian entre ellos por la posición del ocular. De entre los tipos de telescopios reflectores se encuentran los de foco primario, donde el observador se coloca en el foco del espejo primario. El Newtoniano, donde un espejo secundario plano se coloca en forma diagonal al eje óptico y el observador se coloca a un lado del telescopio. El foco Cassegrain, en el que un espejo secundario se coloca paralelo al espejo primario y el observador atrás de éste; este tipo de foco permite lograr grandes distancias focales en un espacio pequeño. El foco Coudé

emplea un espejo secundario como el foco Cassegrain, pero añade un espejo terciario diagonal al eje óptico y permite que el observador se coloque a un lado del telescopio.

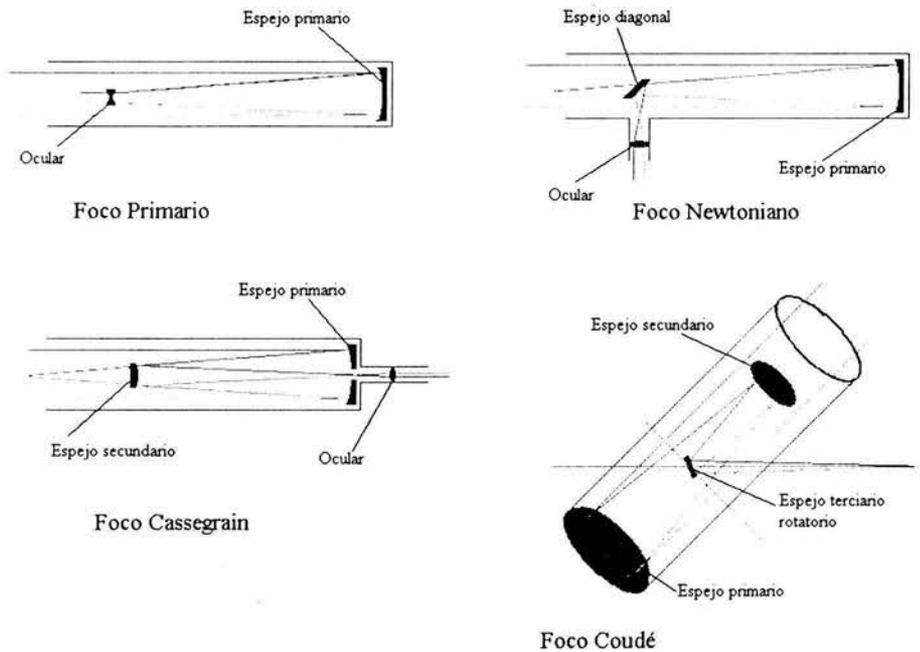


Figura 1.9 Tipos de telescopios reflectores

Como se ha mencionado, en los telescopios se presentan diversas aberraciones, debidas a características de los lentes o espejos. Estas aberraciones pueden corregirse de diferentes formas. Existen, una vez eliminadas estas aberraciones, dos factores que afectan la calidad de la imagen en un telescopio. Uno es la turbulencia en la atmósfera y otro la difracción. La atmósfera y el movimiento que hay en ella provocan que la luz, que viajó desde distancias remotas hasta la Tierra se difracte al entrar a ella y al pasar a través de ella, ocasionando el centelleo y aparente movimiento de los objetos que se observan. Los efectos de la turbulencia atmosférica pueden corregirse al colocar al telescopio en sitios con baja turbulencia en la atmósfera, mandándolos al espacio o usando sistemas de control como los que se describirán más adelante. Un telescopio perfecto o sin aberraciones distinguirá, como dos objetos diferentes, dos estrellas tan cercanas como lo permita la difracción. La difracción, al ser un fenómeno intrínseco de las ondas electromagnéticas, determina el límite en la perfección de desempeño que un telescopio puede alcanzar.

1.2.2 Monturas de Telescopios

Las funciones de la montura de un telescopio son: soportar al telescopio, apuntar a los objetos celestes y seguir a esos objetos. Las monturas se pueden clasificar de acuerdo a la forma de apuntar que tienen. Actualmente destacan dos formas para apuntar, la forma altacimutal u horizontal y la ecuatorial, que corresponden a los sistemas coordenados

astronómicos con el mismo nombre. En ambos casos el telescopio debe girar alrededor de dos ejes mutuamente perpendiculares.

En el caso altacimutal los ejes están orientados respecto al horizonte. El eje acimutal es perpendicular al horizonte, va del cenit hacia el centro de la Tierra. El eje de elevación es perpendicular al eje acimutal. Figura 1.10.

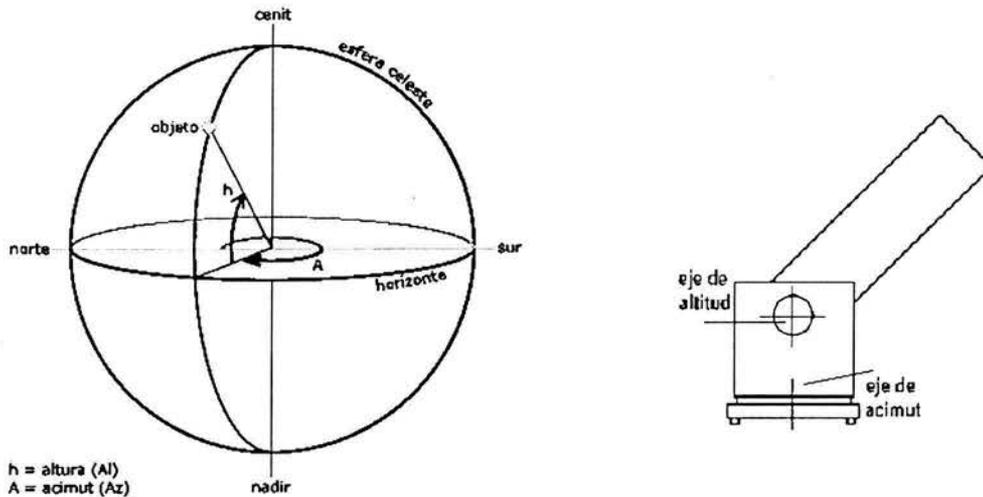


Figura 1.10 Coordenadas y monturas altacimutales

Para los ejes del sistema ecuatorial se toma como referencia el eje de rotación terrestre. El eje de ascensión recta (ar.) o polar es paralelo al eje de rotación terrestre y el de declinación es perpendicular a ellos. Figura 1.11

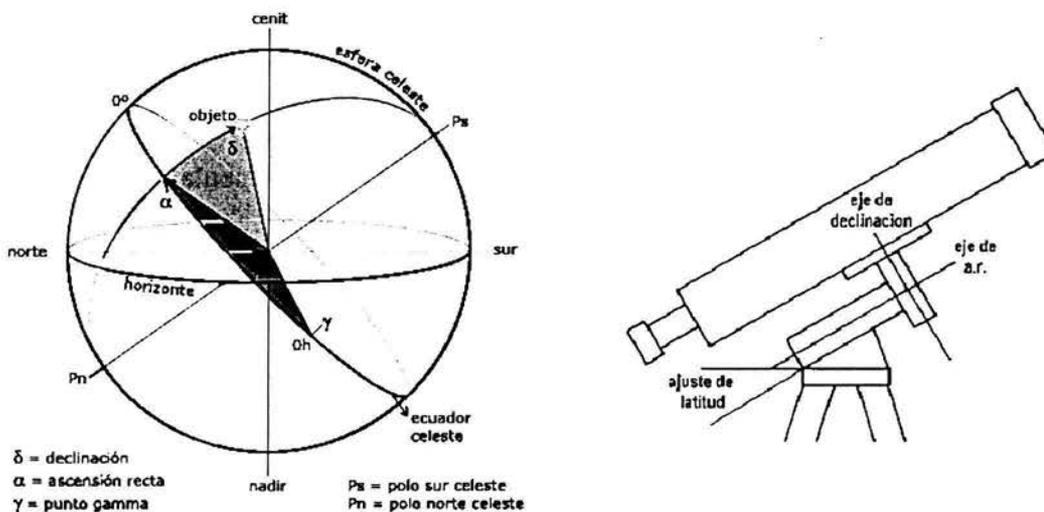


Figura 1.11 Coordenadas y monturas ecuatoriales

Cada montura tiene sus ventajas y desventajas, la mayor ventaja en las monturas ecuatoriales es que con sólo girar sobre un eje se puede seguir al objeto celeste que se esté observando. Para el caso de telescopios con aperturas mayores a 4 [m], la montura altacimital es la que presenta más ventajas. Este tipo de monturas son más rígidas que las ecuatoriales y más baratas, aunque requieran control computarizado y motores de velocidad variable en ambos ejes para seguir a los objetos celestes [4]

1.2.3 *Desarrollo Histórico de los Telescopios*

El primer telescopio que se apuntó hacia el cielo fue el fabricado por Galileo Galilei en 1610. Este telescopio era refractor y con él descubrió cuatro de los satélites de Júpiter, manchas solares, las fases de Venus, entre otros fenómenos. Entre 1600 y 1700 se fabricaron telescopios refractores, los cuales resultaron muy largos en el intento por corregir la aberración cromática. En 1758, John Dollond desarrolla los lentes acromáticos, que corrigieron en gran medida las aberraciones cromáticas; aún así, los telescopios resultaban muy largos, aproximadamente 15 veces el diámetro del lente. Estos telescopios fueron soportados y apuntados mediante sistemas de poleas y cuerdas. Hacia 1672, Isaac Newton pulió un espejo metálico con diámetro aproximado de 4 [cm] y lo colocó al fondo de un tubo. La luz, al entrar a ese tubo, se refleja en el espejo esférico y se dirige hacia un foco. Newton colocó un espejo plano entre el foco y el espejo esférico para desviar nuevamente la luz y dirigirla hacia un lado del tubo, donde colocó un lente que le sirvió como ocular. De esta forma nació el primer telescopio de tipo newtoniano.

La dificultad para pulir en forma esférica y la corrosión en los espejos metálicos hicieron que los telescopios refractores, a pesar de su longitud excesiva, fueran los más populares durante el siglo XVIII. En 1722 John Hadley pulió el primer espejo parabólico, hecho que pasó desapercibido hasta que, durante el siglo XIX se presentó la competencia entre los dos tipos de telescopios. Por un lado se construye en 1897 el telescopio refractor más grande que se ha operado, con diámetro de 1.02 [m], ubicado en el Observatorio Yerkes en Wisconsin y con una longitud focal de 20 [m]; y por el otro, aumenta el número de telescopios reflectores, construyéndose cada nuevo telescopio reflector con diámetro mayor que el anterior. En 1826 se construye el primer telescopio de Lord Rosse en Irlanda, con 0.91 [m] de apertura, en 1845 el segundo telescopio de Lord Rosse con 1.83 [m]. En 1856 se fabrica el primer espejo de vidrio y con una superficie reflectante de plata, material que se opacaba más lentamente que los espejos de otros materiales metálicos. Esta competencia concluyó cuando la apertura en los telescopios refractores no pudo aumentar debido a la dificultad para sujetar por la periferia a un lente tan grande sin provocarle esfuerzos excesivos, a la imposibilidad de que el vidrio soporte su propia masa en un lente con mayor diámetro y a la dificultad para alinear todos los lentes a lo largo del tubo del telescopio. [18]

Los telescopios reflectores continúan aumentando su apertura ya que los espejos pueden soportarse a lo largo de una de sus caras y se pueden tener grandes distancias focales en un aparato compacto si se emplean los arreglos adecuados de espejos y lentes.

La evolución de los telescopios se desarrolló a partir de la necesidad de los astrónomos de contar con mayores datos para comprender al Universo. Con telescopios de mayor apertura, se pudieron observar objetos, que por su poco brillo, eran invisibles en los telescopios más pequeños. La apertura de los telescopios reflectores durante el siglo XX pasó de 2.5 [m] en el Telescopio Hooker a los 9.8 [m] del Telescopio Keck. Para lograr estas aperturas se han desarrollado nuevas tecnologías para la construcción de telescopios, como son: nuevos materiales para la elaboración de los lentes, desarrollo del procedimiento para depositar capas de aluminio sobre el vidrio para obtener espejos, nuevas técnicas de fabricación de lentes, uso de lentes segmentados, controles activo y adaptativo de la óptica, pruebas de las estructuras del telescopio y la envolvente en túneles de viento, simulaciones computacionales del comportamiento del telescopio, simulaciones de sus componentes, etc. Actualmente se están construyendo telescopios con aperturas cercanas a los 10 [m] como el LBT (Large Binocular Telescope) y se tienen proyectos para telescopios con aperturas de 50 [m] como el Euro50 y de 100 [m] como el OWL. Proyectos, que para tener buen término, deberán echar mano de nuevos desarrollos tecnológicos en campos como la mecánica, el control, la óptica y la electrónica [19].

Los telescopios ópticos con mayor apertura que operan en México son los de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) y el del Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica (INAOE). Ambos tienen una apertura de 2.11 [m] y son reflectores. El telescopio operado por la UNAM se localiza en San Pedro Mártir, Baja California y se instaló en 1979. El que pertenece al INAOE se inauguró en 1987 en Cananea, Sonora. Con un telescopio de 8.4 [m] de apertura se obtendría una superficie de captación 16 veces mayor que la superficie total de los dos telescopios actuales más grandes de México, lo que sin duda impactaría positivamente en el desarrollo de la astronomía en México [22].

1.3 Relación Óptica-Mecánica

Existen diferentes tipos de telescopios, como se ha descrito, y en cada uno de ellos la relación entre la óptica del instrumento y su parte mecánica es diferente. El telescopio en el que se basa el desarrollo de esta tesis es de tipo reflector y con montura altacimutal. Para este tipo de telescopios se distinguen las siguientes partes Figura 1.12:

Tubo: es el componente que une al conjunto del secundario con el anillo de elevación.

Celda del primario: es la estructura que soporta al espejo primario, a los sensores y a los actuadores que controlarán la posición del espejo primario.

Anillo de elevación: es la estructura que une al tubo con la montura. A él se acoplan los motores que harán girar al tubo alrededor del eje de elevación.

Conjunto del secundario: este conjunto lo forman el anillo, la araña y la celda del secundario. El anillo se ubica en la parte superior del tubo y soporta a la celda del secundario a través de la araña.

Montura: Es la parte que une al tubo con el anillo de acimut y soporta a los motores de elevación y de acimut.

Anillo acimutal: es un anillo sobre el cual gira todo el telescopio, proporcionándole el movimiento alrededor del eje acimutal. Este anillo transmite la carga del telescopio a los cimientos [24].

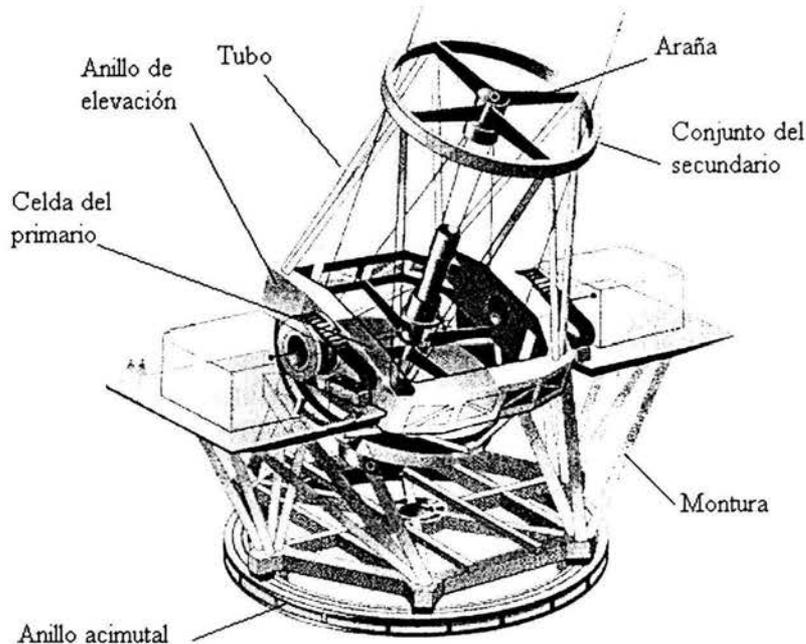


Illustration by Takaetsu Endo, taken from Nihkei Science 1996

Figura 1.12 Telescopio SUBARU

El telescopio es un sistema óptico, pero requiere los medios de sujeción y movimiento para poder funcionar. Es por ello que la relación entre óptica y mecánica es de gran importancia y muy amplia. En este apartado no pretendo explicar ni enumerar todos los puntos donde se presenta esta relación, solamente trataré, desde un enfoque cualitativo, los de mayor relevancia para el uso del telescopio y los que estén estrechamente ligados a las estructuras del tubo y la araña.

Dotar de **movimiento al telescopio** es uno de los principales aspectos en la relación óptica mecánica. Como se describió anteriormente, las monturas de los grandes telescopios son altacimutales. El giro en el eje acimutal se logra al desplazar a la montura sobre el anillo de acimut. El giro en el eje de elevación se logra al mover al tubo respecto a la horquilla de la

montura. Ya que el telescopio se mueve, las **deformaciones de la estructura** que soporta a los espejos se presentan como un factor relevante en esta relación. La correcta alineación entre espejos es muy importante, de ello depende que la imagen se forme donde se necesita. Un cambio en la distancia o alineación entre los espejos originaría imágenes distorsionadas, si se lograran formar.

La forma de **vibración** de la estructura también es determinante para la calidad de la imagen. La amplitud de las oscilaciones se amplificará tantas veces como la amplificación del telescopio. Las vibraciones pueden generarse por el viento, el movimiento para apuntar el telescopio, el movimiento durante el guiado del mismo y vibraciones transmitidas mediante el piso. De estas fuentes, la más importante y probablemente la más estudiada dentro de los grandes telescopios es el viento. Ello obedece al hecho de que los grandes telescopios absorben mayor porcentaje de la energía del viento que la absorbida por un telescopio más pequeño. El viento provoca la deformación y vibración de la estructura y de los elementos ópticos como el espejo primario [2].

La **sombra** que proyectan la araña y la celda del secundario en el espejo primario es un dato crítico. Si la sombra es muy grande se estará perdiendo el área para capturar luz. La difracción también ocurre en estas dos piezas.

El índice de refracción es una propiedad de estado, por lo que cambia al modificar la **temperatura** del aire. Como ya se comentó, la luz se refracta al pasar de un medio a otro con diferente índice de refracción, por lo que los cambios de temperatura entre el aire que está dentro del telescopio y el aire de la atmósfera que lo rodea deben ser mínimos. Y así se evitará que la luz se refracte en un sitio y tiempo no deseados.

1.4 Control Electrónico de la Óptica

Como se ha mencionado, las ventajas de los telescopios con grandes aperturas son dos: tener mayor área donde captar ondas electromagnéticas y aumentar la resolución angular teórica del telescopio. El primer aspecto mejora de forma cuadrática al aumentar el diámetro y la resolución angular es inversamente proporcional al diámetro. De este modo la resolución del telescopio solamente estaría limitada por la difracción. Esto último únicamente se cumple en el vacío y con procesos de manufactura perfectos. Como estos telescopios operarán dentro de la atmósfera, serán afectados por la fuerza de gravedad terrestre y se construirán de la mejor manera posible, no alcanzarán la resolución teórica. Con el fin de acercarse a la resolución teórica se han desarrollado tecnologías para corregir ciertos errores; estas tecnologías son la óptica activa y la óptica adaptativa.

Los sistemas de óptica activa corrigen la posición relativa entre los espejos de un telescopio, las correcciones que es capaz de hacer un sistema de este tipo son las originadas por la climatología (viento y cambios de temperatura), las tensiones mecánicas y las

limitaciones del proceso de fabricación [24]. Estos sistemas cuentan con tres partes: 1) sensores, que determinan la posición de los espejos y los movimientos no deseados en ellos, 2) actuadores, que mueven a los espejos de tal manera que se corrijan las posiciones entre los espejos y 3) sistema de control que recibe la señal de los sensores y envía las instrucciones necesarias a los actuadores para corregir las posiciones de los espejos. El primer telescopio en funcionar completamente con óptica activa fue el NTT de 3.5 [m] (Telescopio de Nueva Tecnología, por sus siglas en inglés), se instaló en La Silla, Chile en 1989 y es parte del Observatorio Europeo del Sur [1].

Cuando un telescopio llega a la sofisticación de controlar de forma activa su óptica y contar con una calidad óptica muy alta, el factor con mayor influencia en la degradación de las imágenes obtenidas es la turbulencia atmosférica. Es por ello que se han desarrollado técnicas para corregir dichas imágenes; a esas técnicas se les conoce como óptica adaptativa. La técnica consiste en la restitución del frente de onda por medio de un espejo deformable por diminutos actuadores piezoeléctricos que brindan conjuntamente con el sistema de control, velocidades de respuesta muy altas, adecuadas a la dinámica atmosférica. Un sistema de óptica adaptativa consta de tres partes fundamentales: 1) un sensor de frente de onda que mide con respecto a una fuente de referencia las deformaciones del plano de onda, 2) un espejo o una membrana deformable, y, 3) un sistema de control que interpreta la señal del sensor de frente de onda y envía las correcciones al espejo deformable [6]. Haciendo una analogía, la óptica adaptativa permitiría observar una moneda en el fondo de una alberca como si ésta no tuviera agua. De esta forma se podrá tener en la superficie terrestre un telescopio que genere imágenes como si no existiera atmósfera, o en otras palabras, imágenes como las que entregaría un telescopio espacial con la misma apertura, pero con la ventaja de nunca haber requerido un lanzamiento espacial para colocarlo fuera de la atmósfera terrestre.

2 MARCO TEÓRICO

2.1 *Proceso de Diseño*

El diseño es un proceso mediante el cual se obtienen productos que cumplen con las necesidades del usuario. Este proceso es iterativo y se conforma a partir de las siguientes etapas:

Identificación de la necesidad: un proceso de diseño debe iniciarse con el objetivo de solucionar alguna necesidad, ya sea por exigencias del mercado, el desarrollo de una nueva tecnología o el deseo de mejorar un producto existente. Al terminar esta etapa se debe contar con un enunciado que defina claramente el problema que se va a resolver.

Planeación del proceso de diseño: en esta etapa se crean los equipos de trabajo y se definen las tareas por realizar, estableciéndose las responsabilidades de cada integrante del equipo de trabajo y el tiempo en el que deben cumplirse las tareas.

Desarrollo de especificaciones: esta etapa es muy importante para el desarrollo del producto porque es en ésta donde se traducirán las necesidades de los clientes en datos técnicos sobre el producto a diseñar. Los clientes no solamente son las personas que eventualmente comprarán o usarán el producto, también deben considerarse como clientes a los encargados de la manufactura del producto, a los vendedores de ese producto y otras personas que estén involucradas en el ciclo de vida del producto. Existen diversas técnicas para desarrollar las especificaciones, entre ellas se encuentra la QFD (Despliegue de la Función de Calidad, por sus siglas en inglés). En esta técnica se inicia por identificar a los clientes, a continuación se establecen las características que los clientes buscan en el producto y la importancia que esas características tienen para ellos. Así mismo, se califica a los productos de la competencia en cuanto al grado de satisfacción de las necesidades del cliente. El siguiente paso es escribir la definición del problema obtenido en la primera etapa en términos de parámetros mensurables. Una vez en este punto se deben establecer las relaciones entre los parámetros y las características buscadas por los clientes, definiendo así el impacto que cada parámetro tiene sobre las características deseadas. Ya que se encontraron las relaciones anteriores se busca la dependencia entre los parámetros y se indica el grado de dependencia entre ellos. El paso final es calificar a los productos de la competencia bajo los parámetros definidos y establecer los valores con los que ha de cumplir el producto en proceso de diseño.

Desarrollo de conceptos: *Un concepto es una idea lo suficientemente desarrollada como para evaluar los principios físicos que rigen su comportamiento* [30]. Una de las técnicas para generar conceptos es a partir de la descomposición funcional del producto y la generación de conceptos para cumplir cada función. Una función se *define como el flujo lógico de energía (incluyendo fuerzas estáticas), material o información* [31]. Las funciones asociadas al flujo de energía se originan por la transmisión, disipación, almacenamiento, transformación y generación de energía mecánica, eléctrica, térmica o de flujo. El cambio de posición entre piezas, el cambio en su forma, la unión o separación de partes es lo que origina a las funciones relacionadas al flujo de material. Las funciones de flujo de información se basan en las señales mecánicas o eléctricas que llegarán a un sistema de control automático o a una interfaz con el usuario humano.

Una vez que las funciones del producto en diseño han sido definidas, la siguiente tarea es generar conceptos para satisfacer esas funciones. El primer paso en el proceso para generar conceptos dentro de la técnica morfológica es generar conceptos para cada función, el segundo paso es combinar los conceptos que se han generado para cada función y así crear un conjunto de conceptos que desempeñarán todas las funciones para las que ha sido diseñado el producto.

Evaluación de los conceptos: La evaluación de los conceptos implica la comparación entre ellos y la toma de decisiones sobre ellos. Existen diversas técnicas para llevar a cabo la evaluación de los conceptos, una de ellas es la que incluye: Juicio de Factibilidad, Avance Tecnológico Disponible, Tabla Go/No go y Matriz de Decisión. Las primeras tres etapas de este análisis buscan eliminar conceptos antes de gastar recursos en ellos al realizarles pruebas, además permite que algunos conceptos se refinan y detallen. En el Juicio de Factibilidad se aprovecha la experiencia del equipo diseñador para reconocer si un concepto es o no posible de llevarse a cabo. En la etapa de análisis de Avance Tecnológico Disponible se juzga si la tecnología que requiere el concepto se encuentra en una etapa de madurez tal que permita emplearla. En la Tabla Go/No go se hace una lista de preguntas sobre las funciones que debe realizar el concepto y se deben responder de forma afirmativa o negativa. La Matriz de Decisión o Método de Pugh es un método iterativo con el que se califica la capacidad de los conceptos para cumplir con los criterios de diseño, y a la vez, permite identificar las debilidades y fortalezas de cada concepto. La generación de la matriz de decisión se inicia con la selección de los criterios de comparación. Los criterios pueden ser abstractos o mensurables, ellos se obtendrán al aplicar alguna técnica como la QFD. Es importante asegurar que los criterios sean compatibles con el grado de desarrollo de los conceptos, generalmente no se podrá calificar a un concepto con base en especificaciones ingenieriles si éste aún no cuenta con dimensiones. El siguiente paso es escoger a los conceptos que se compararán, los que deben estar en un nivel semejante de desarrollo y mostrarse en el mismo lenguaje. Con el fin de calificar a los conceptos se escoge al que se considere el mejor concepto (DATO), los demás conceptos se calificarán respecto a él y para cada criterio se asignará una calificación según sea el desempeño del concepto en cuestión respecto al DATO. Existen diversas escalas para calificar a los conceptos, una muy sencilla es asignar +1 cuando el concepto es mejor al DATO, 0 si es semejante y -1 si su desempeño es peor. Cuando se han realizado todas las comparaciones se calculan las calificaciones para cada uno de los conceptos, las cuales pueden resultar de la simple suma

algebraica de sus calificaciones o la suma ponderada de ellas. De esta matriz se obtendrá el concepto sobre el que se seguirá trabajando hasta llegar al diseño de detalle donde se asignarán materiales, dimensiones, tolerancias, ajustes, métodos de manufactura, y ensambles.

Comunicación de los resultados: Durante el proceso de diseño es vital la comunicación, al terminar la etapa de diseño conceptual se debe contar con la información sobre la generación de especificaciones, éstas, la comparación entre conceptos, los modelos experimentales, analíticos y/o gráficos en los que se basó la evaluación y se deben identificar claramente a los conceptos capaces de volverse productos. Si, basándose en esa información se decide generar un producto, también se han de reunir los planos de fabricación y de ensamble de los productos así como información sobre el desempeño del producto. De esta forma se podrá realizar con mayor facilidad el rediseño del producto cuando maduren nuevas tecnologías, cambien algunas necesidades del cliente respecto al producto, etc.

El proceso de diseño está inmerso en un proceso aún más general, el ciclo de vida de un producto. Como tal, al diseñar se deben considerar los demás aspectos que estarán presentes en la vida del producto, tales como la manufactura, el ensamble, el almacenamiento, la distribución, la instalación, el uso, el mantenimiento, el retiro, el desensamble, la reutilización, el reciclaje y el desecho.

2.2 Esfuerzo y Deformación

La mecánica de sólidos es la parte de la mecánica que estudia la naturaleza de las fuerzas que se generan dentro de un cuerpo para equilibrar el efecto de las fuerzas aplicadas externamente. Esta disciplina científica nace con los trabajos de Galileo en el siglo XVII y se consolida en el siglo XIX con las aportaciones de Coulomb, Poisson, Navier, St. Venant y Cauchy.

Un cuerpo sometido a carga y que se encuentre en equilibrio dinámico o estático tiene fuerzas internas tales que equilibran a todas las fuerzas externas. Así, al cortar una sección de un cuerpo sometido a carga, se encontrará que las fuerzas aplicadas externamente a un lado del corte son equilibradas por las fuerzas internas desarrolladas en el corte. En general, las fuerzas internas actúan sobre áreas infinitesimales y tienen diferentes magnitudes y direcciones. Para simplificar el análisis de estas fuerzas que actúan sobre porciones de la sección se emplean las componentes cartesianas, donde uno de los planos cartesianos es coincidente con la superficie de la sección. Las fuerzas aplicadas sobre esas superficies generan esfuerzos. El esfuerzo se define como la magnitud de una fuerza por unidad de área. A los esfuerzos originados por fuerzas que actúan de forma perpendicular a la superficie se les conoce como esfuerzos normales (σ), y a los que actúan de forma tangencial a la superficie se les denomina esfuerzos cortantes (τ). Cuando no solamente se

involucran a las fuerzas internas sobre una sola sección, sino que se consideran las fuerzas internas sobre un volumen infinitesimal del cuerpo, aparecen nuevos esfuerzos sobre las caras de este volumen. Figura 2.1

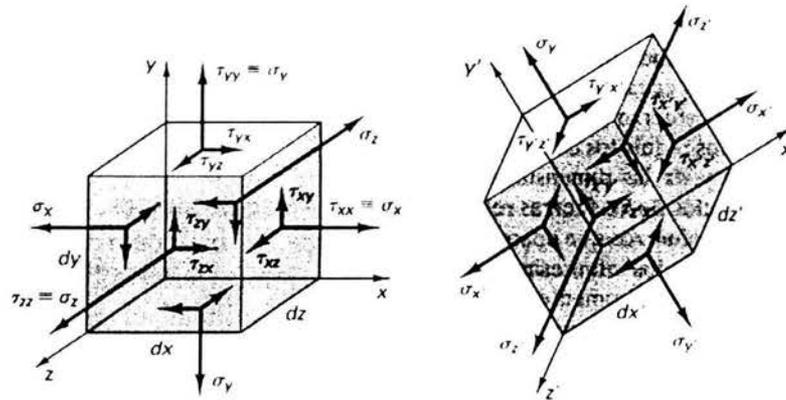


Figura 2.1 Estado general de esfuerzo en un elemento infinitesimal

Al conjunto de estos esfuerzos se les representa mediante un tensor de segundo rango, por lo que bastarán nueve componentes para definirlo [27]. De los cuales tres serán esfuerzos normales y seis esfuerzos cortantes. Pero, al analizar el equilibrio de este volumen infinitesimal se encuentra que algunos esfuerzos cortantes deben ser iguales para que el volumen no gire ni se desplace. Por lo que el tensor de esfuerzos será simétrico y se escribirá:

$$\begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad \tau_{ij} = \tau_{ji} \quad (2.1)$$

Mediante el tensor mostrado en (2.1) se define el estado de esfuerzos en un punto del cuerpo.

Los esfuerzos generarán cambios en la posición relativa de las partículas de un cuerpo. El cambio de esas posiciones se relaciona con la deformación. Un caso simple de deformación es la deformación axial, la cual puede observarse en las pruebas de tensión. En las pruebas de tensión se colocan probetas de dimensiones conocidas entre dos mordazas de una máquina universal, mediante el desplazamiento de esas mordazas se genera un alargamiento de las probetas. Figura 2.2

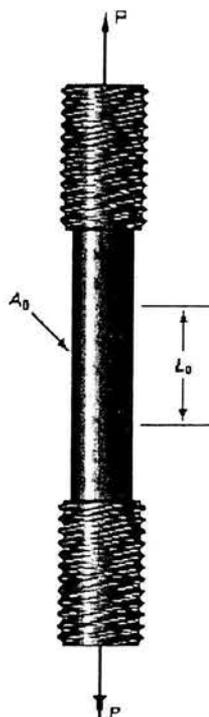


Figura 2.2 Probeta para pruebas de tracción

El alargamiento de las probetas puede medirse fácilmente mediante extensómetros y la fuerza que se está aplicando a la probeta se conoce mediante dinamómetros integrados a la máquina. Si la probeta tenía originalmente una longitud L_0 y después de estirla llega a una longitud L , la deformación ingenieril se define como:

$$\varepsilon = \frac{L - L_0}{L_0} \quad (2.2)$$

En este caso, el esfuerzo al que se somete la probeta es axial y una forma de calcularlo es la siguiente:

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \quad (2.3)$$

A este esfuerzo se le conoce como esfuerzo ingenieril. La relación entre esfuerzo y deformación ingenieriles se presenta en la Figura 2.3 para un material isótropo y con comportamiento lineal en la región elástica sometido a una prueba de tensión y llevado hasta la ruptura.

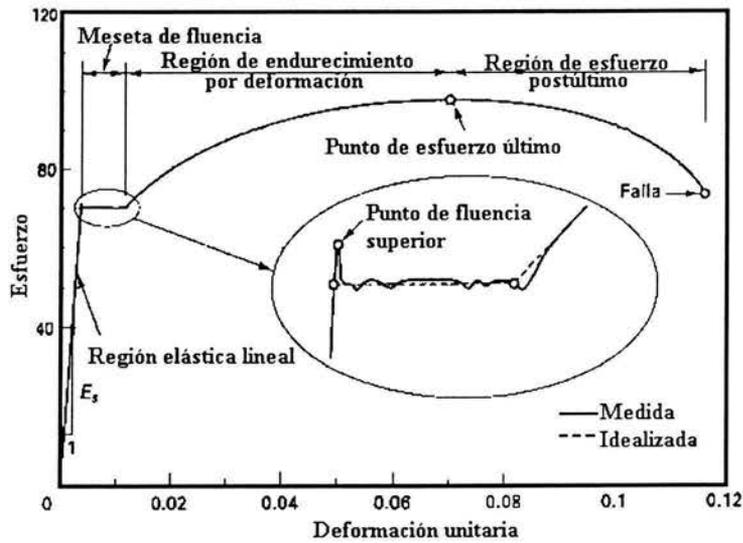


Figura 2.3 Diagrama esfuerzo deformación unitaria

Como se observa en la Figura 2.3, la relación entre el esfuerzo y la deformación tiene diferentes regiones y en una de ellas se establece una relación lineal. Esta es la zona elástica y en ella se cumple la ley de Hooke:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.4)$$

La pendiente de esta recta (E) se conoce como módulo elástico o módulo de Young y representa la rigidez del material. En el sistema internacional, el módulo elástico se mide en Pa (Pascuales). El punto donde se deja de cumplir esta relación lineal se conoce como límite de cedencia y en él inicia el comportamiento plástico del material. Para fines estructurales y en la fabricación de mecanismos, los esfuerzos en los materiales han de estar por debajo del límite de cedencia.

Dentro de la región elástica, además del alargamiento en dirección de la fuerza aplicada los materiales presentan una reducción en el área transversal a la línea de acción de la fuerza. La razón de Poisson (ν) se define:

$$\nu = \frac{\text{deformación lateral}}{\text{deformación axial}} \quad (2.5)$$

Además de los esfuerzos normales en un cuerpo se pueden encontrar esfuerzos cortantes. Los esfuerzos cortantes generan deformaciones cortantes o distorsiones, que se manifiestan mediante el cambio del ángulo originalmente recto entre dos planos imaginarios del cuerpo. Al igual que la relación entre esfuerzos normales y deformaciones normales, los esfuerzos cortantes y las deformaciones cortantes se relacionan linealmente hasta cierto límite. Esta relación es:

$$\tau = G\gamma \quad (2.6)$$

Donde G es el módulo cortante y τ y γ son el esfuerzo cortante y la deformación cortante, respectivamente.

Así como se definió un tensor de esfuerzos, se definirá un tensor de deformaciones. Éste también es simétrico y de segundo rango. La deformación en cada uno de los ejes es ε_x , ε_y , ε_z . Las distorsiones o deformaciones unitarias cortantes son:

$$\varepsilon_{xy} = \varepsilon_{yx} = \frac{\gamma_{xy}}{2} = \frac{\gamma_{yx}}{2} \quad (2.7)$$

$$\varepsilon_{yz} = \varepsilon_{zy} = \frac{\gamma_{yz}}{2} = \frac{\gamma_{zy}}{2} \quad (2.8)$$

$$\varepsilon_{xz} = \varepsilon_{zx} = \frac{\gamma_{xz}}{2} = \frac{\gamma_{zx}}{2} \quad (2.9)$$

Con ello el tensor de deformaciones será:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_x & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \frac{\gamma_{xy}}{2} & \varepsilon_y & \frac{\gamma_{zx}}{2} \\ \frac{\gamma_{xz}}{2} & \frac{\gamma_{zx}}{2} & \varepsilon_z \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

Un prisma como el de la Figura 2.4, en el que existe un esfuerzo normal σ_x , presentará una deformación ε'_x igual a $E\sigma_x$. El mismo esfuerzo σ_x generará las deformaciones:

$$\varepsilon'_y = \varepsilon'_z = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (2.11)$$

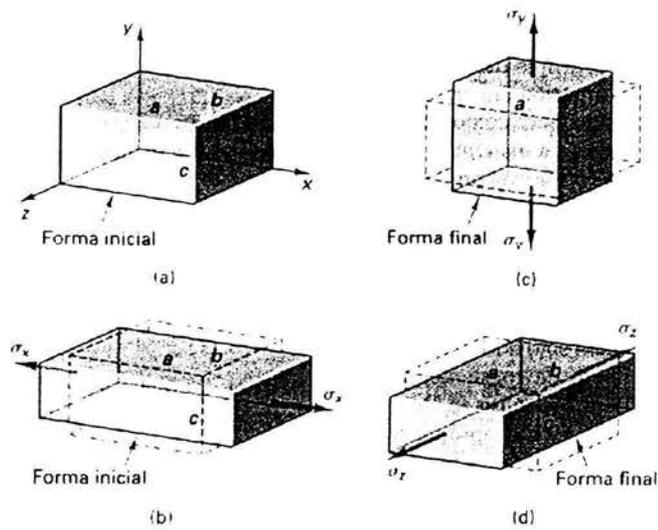


Figura 2.4 Deformaciones de un elemento causadas por esfuerzos normales

Los esfuerzos normales σ_y , σ_z generarán las deformaciones ε''_x , ε''_y , ε''_z y ε'''_x , ε'''_y , ε'''_z . Al sumar todas estas deformaciones se tiene:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu}{E}(\sigma_y + \sigma_z) \quad (2.12)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu}{E}(\sigma_x + \sigma_z) \quad (2.13)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu}{E}(\sigma_x + \sigma_y) \quad (2.14)$$

Estas ecuaciones se conocen como la ley de Hooke generalizada. Para materiales isotrópicos y linealmente elásticos se obtiene:

$$\sigma_x = \lambda(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) + \mu\varepsilon_x \quad (2.15)$$

$$\sigma_y = \lambda(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) + \mu\varepsilon_y \quad (2.16)$$

$$\sigma_z = \lambda(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) + \mu\varepsilon_z \quad (2.17)$$

donde:

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad ; \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.18)$$

λ y μ se conocen como las constantes de Lamé.

2.3 *Modelado por Elementos Finitos de Vigas*

El método de los elementos finitos se puede definir como el procedimiento general de discretización de los problemas continuos planteados por expresiones definidas matemáticamente [33]. De esta manera, al aplicar el método de elementos finitos a la expresión matemática que describe al comportamiento elástico de un material se tendrán expresiones discretas que una computadora podrá resolver y así se conocerá el comportamiento elástico del material.

El nombre de elementos finitos lo aplicó Ray Clough por primera ocasión en 1960. Anteriormente, en 1941, se sentaron las bases del método del elemento finito al analizar estructuras de aviones mediante el método de trabajo del marco. En la década de 1970 se fijaron las bases matemáticas del método de los elementos finitos.

El análisis por elementos finitos consta de tres etapas: preprocesamiento, procesamiento y posprocesamiento. El preprocesamiento implica la preparación de datos, como las coordenadas nodales, la conectividad, las condiciones de frontera y la información sobre cargas y material o materiales. La etapa de procesamiento implica la generación y la modificación de la rigidez, así como la solución de ecuaciones que resulta en la evaluación de las variables nodales. La etapa de posprocesamiento trata de la presentación de resultados. En general, en esta etapa se calculan y muestran la configuración deformada, las formas modales, la temperatura y la distribución de esfuerzos. Un análisis completo por elemento finito es una integración lógica de las tres etapas [5].

Existen diferentes métodos mediante los cuales se puede realizar la discretización de las ecuaciones que describen el comportamiento elástico de un material. Uno de ellos es el método de los desplazamientos. El método de los desplazamientos también recibe el nombre de método de equilibrio. A continuación se muestra la obtención, por este método, de las ecuaciones para un elemento viga. Este elemento viga se considerará bajo la teoría de Euler-Bernoulli para vigas, Figura 2.5, para la cual se presentan las siguientes restricciones:

- a) El peralte de las vigas es pequeño respecto al claro
- b) Los desplazamientos de la viga son pequeños respecto a su peralte.
- c) Las secciones planas normales al eje de una viga permanecen planas después de que ésta es sometida a flexión.

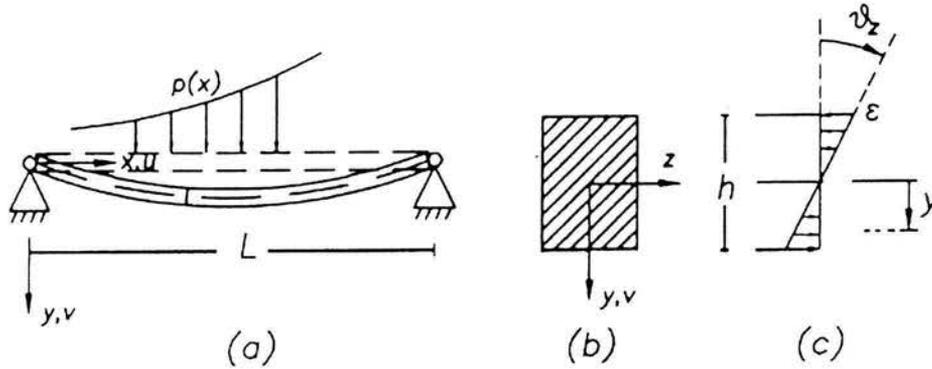


Figura 2.5 Viga en flexión (a), Sección transversal de la viga (b), y Distribución de esfuerzo y deformación (c)

De la viga que se muestra se tiene que el desplazamiento de cualquier punto dentro de ella es:

$$u(x, y) = -y\theta_z(x) \quad (2.19)$$

En donde:

$\theta_z = \frac{dv}{dx}$ y $v(x)$ describe la geometría de la viga deformada

De las ecuaciones (2.19) y (2.20) se obtiene la relación entre esfuerzo y deformación para una viga (2.21). En este caso solamente se consideran los esfuerzos axiales, por lo que se trata de un caso unidireccional y el tensor de esfuerzos tendrá únicamente una componente en la diagonal principal.

$$\varepsilon = \frac{du}{dx} = -y \frac{d^2v}{dx^2} \quad (2.20)$$

$$\sigma = E\varepsilon = -yE \frac{d^2v}{dx^2} \quad (2.21)$$

El momento generado por los esfuerzos en una sección transversal de la viga son:

$$M = \int cydA = -EI \frac{d^2v}{dx^2} \quad (2.22)$$

$$I = \int ydA \quad (2.23)$$

De la teoría de vigas y refiriéndose a la Figura 2.6, en la que se representa a una viga con soportes de pasador en sus dos extremos, se sabe que:

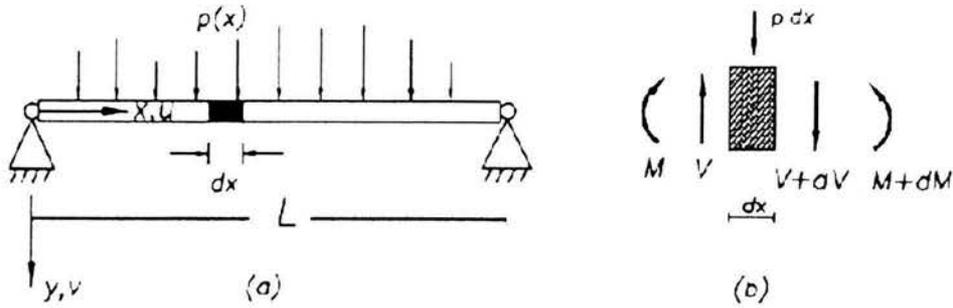


Figura 2.6 Viga en flexión (a), y Suma de fuerzas en un elemento infinitesimal (b)

$$\frac{dV}{dx} = -p(x) \quad ; \quad \frac{dM}{dx} = V \quad (2.24) ; (2.25)$$

Empleando estas ecuaciones y las de momentos en vigas se obtiene:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = p(x) \quad (2.26)$$

$$\frac{d}{dx} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = V(x) \quad (2.27)$$

En la Figura 2.7 se representa a una viga empleando la nomenclatura de los elementos finitos. Hay que recordar que las fuerzas solamente se pueden aplicar en los nodos, como se observa en la figura.

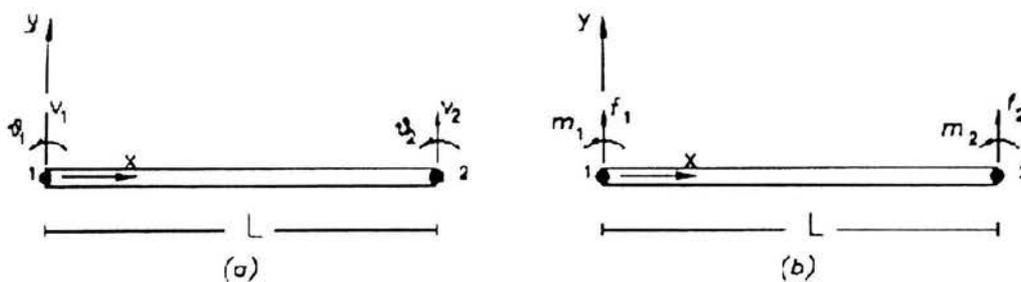


Figura 2.7 Representación para desplazamientos nodales (a) y fuerzas nodales (b)

Al no tener una fuerza distribuida a lo largo de la barra y empleando la ecuación (2.26):

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = p(x) = 0 \quad (2.28)$$

Al integrar la ecuación diferencial anterior:

$$\frac{d}{dx} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = c_0 \quad (2.29)$$

$$EI \frac{d^2 v}{dx^2} = c_0 x + c_1 \quad (2.30)$$

$$EI \frac{dv}{dx} = \frac{c_0 x^2}{2} + c_1 x + c_2 \quad (2.31)$$

$$EIv = \frac{c_0 x^3}{6} + \frac{c_1 x^2}{2} + c_2 x + c_3 \quad (2.32)$$

Con las condiciones de frontera mostradas en la Figura 2.7 se obtienen las constantes:

$$v(0) = v_1 = \frac{c_3}{EI} \quad (2.33)$$

$$\frac{dv}{dx}(0) = \theta_1 = \frac{c_2}{EI} \quad (2.34)$$

$$v(L) = v_2 = \left(\frac{1}{6} c_0 L^3 + \frac{1}{2} c_1 L^2 + c_2 L + c_3 \right) \frac{1}{EI} \quad (2.35)$$

$$\frac{dv}{dx}(L) = \theta_2 = \left(\frac{c_0 L^2}{2} + c_1 L + c_2 \right) \frac{1}{EI} \quad (2.36)$$

Al resolver el sistema anterior para cada una de las constantes se obtiene:

$$c_0 = \frac{12EI}{L^3} (v_1 - v_2) + \frac{6EI}{L^2} (\theta_1 + \theta_2) \quad (2.37)$$

$$c_1 = \frac{6EI}{L^2} (-v_1 + v_2) - \frac{EI}{L} (4\theta_1 + 2\theta_2) \quad (2.38)$$

$$c_2 = EI\theta_1 \quad (2.39)$$

$$c_3 = EIv_1 \quad (2.40)$$

Sustituyendo estas constantes en las ecuaciones se obtiene:

$$M(x) = -\left(\frac{12EI}{L^3}(v_1 - v_2) + \frac{6EI}{L^2}(\theta_1 + \theta_2)\right)x - \left(\frac{6EI}{L^2}(-v_1 + v_2) - \frac{EI}{L}(4\theta_1 + 2\theta_2)\right) \quad (2.41)$$

$$V(x) = -\left(\frac{12EI}{L^3}(v_1 - v_2) + \frac{6EI}{L^2}(\theta_1 + \theta_2)\right) \quad (2.42)$$

Comparando a la Figura 2.6 con la Figura 2.7:

$$f_1 = -V(0) \quad (2.43)$$

$$m_1 = M(0) \quad (2.44)$$

$$f_2 = V(L) \quad (2.45)$$

$$m_2 = -M(L) \quad (2.46)$$

La ecuación que relaciona a los desplazamientos y distorsiones con las fuerzas y los momentos en un elemento viga es:

$$\begin{bmatrix} f_1 \\ m_1 \\ f_2 \\ m_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11}^1 & k_{12}^1 & k_{13}^1 & k_{14}^1 \\ k_{22}^1 & k_{23}^1 & k_{24}^1 & \\ k_{31}^1 & k_{32}^1 & k_{33}^1 & k_{34}^1 \\ k_{41}^1 & k_{42}^1 & k_{43}^1 & k_{44}^1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ m_1 \\ v_2 \\ m_2 \end{bmatrix} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ m_1 \\ v_2 \\ m_2 \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

El siguiente paso es unir a todos los elementos. El resultado de esta unión es una matriz de ensamble en la que se definen las conexiones entre cada uno de los elementos. Esta matriz tendrá mk columnas y mk renglones, donde m es el número de grados de libertad de cada nodo de cada elemento y k es el número de nodos presentes en la estructura. Para el caso de las vigas analizadas cada nodo tiene dos grados de libertad, la deflexión y la rotación (v y θ). Por lo que la matriz de ensamble será de $2k \times 2k$. Tomando como ejemplo a la Figura 2.8, en la que se muestran dos vigas unidas [28].



Figura 2.8 Ensamble de dos elementos viga

En este caso la matriz de ensamble será de 6 x 6, ya que la estructura tiene tres nodos y dos grados de libertad en cada uno de ellos. El primer paso para generar la matriz de ensamble es formar las ecuaciones de rigidez de cada elemento e indicar claramente a qué grado de libertad corresponde cada elemento de la matriz de rigidez de cada viga.

$$\begin{bmatrix} f_{1x} \\ m_{2x} \\ f_{3x} \\ m_{4x} \end{bmatrix} = \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \end{matrix} \begin{bmatrix} \times & \times & \times & \times \\ \times & \times & \times & \times \\ \times & \times & \times & \times \\ \times & \times & \times & \times \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{bmatrix} ; \begin{bmatrix} f_{1*} \\ m_{2*} \\ f_{3*} \\ m_{4*} \end{bmatrix} = \begin{matrix} 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \end{matrix} \begin{bmatrix} * & * & * & * \\ * & * & * & * \\ * & * & * & * \\ * & * & * & * \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_2 \\ \theta_2 \\ v_3 \\ \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

El siguiente paso es armar la matriz de ensamble. En ella se representan a todos los grados de libertad de todos los nodos de la estructura, en este caso son seis. Con ayuda de las ecuaciones mostradas en (2.48) se obtienen las conexiones entre los nodos y los grados de libertad involucrados, en este caso son los grados de libertad 3 y 4 correspondientes al nodo 2.

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_2 \\ F_3 \\ M_4 \\ F_5 \\ M_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{1x} \\ m_{2x} \\ f_{3x} + f_{1*} \\ m_{4x} + m_{2*} \\ f_{3*} \\ m_{4*} \end{bmatrix} = \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \end{matrix} \begin{bmatrix} \times & \times & \times & \times & 0 & 0 \\ \times & \times & \times & \times & 0 & 0 \\ \times & \times & \times + * & \times + * & * & * \\ \times & \times & \times + * & \times + * & * & * \\ 0 & 0 & * & * & * & * \\ 0 & 0 & * & * & * & * \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \\ v_3 \\ \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.49)$$

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_2 \\ F_3 \\ M_4 \\ F_5 \\ M_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11}^1 & k_{12}^1 & k_{13}^1 & k_{14}^1 & 0 & 0 \\ k_{21}^1 & k_{22}^1 & k_{23}^1 & k_{24}^1 & 0 & 0 \\ k_{31}^1 & k_{32}^1 & k_{33}^1 + k_{11}^2 & k_{34}^1 + k_{12}^2 & k_{13}^2 & k_{14}^2 \\ k_{41}^1 & k_{42}^1 & k_{43}^1 + k_{21}^2 & k_{44}^1 + k_{22}^2 & k_{23}^2 & k_{24}^2 \\ 0 & 0 & k_{31}^2 & k_{32}^2 & k_{33}^2 & k_{34}^2 \\ 0 & 0 & k_{41}^2 & k_{42}^2 & k_{43}^2 & k_{44}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \\ v_3 \\ \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.50)$$

Donde:

F_n y M_n son los valores de la fuerza y el momento en el nodo n
 k_{ij}^e es el elemento ij de la matriz de rigidez del elemento e

La ecuación (2.50) se resuelve aplicando algún método numérico como la eliminación de Gauss y conociendo las condiciones de frontera. En éstas se incluyen a los soportes y a las fuerzas que se aplican en los nodos.

En el análisis de vigas mostrado anteriormente se consideraron solamente vigas planas y con el mismo eje longitudinal. Este caso no es útil para modelar una estructura tridimensional, para ello se emplean elementos vigas que consideran deformaciones axiales, flexionantes, cortantes y torsionantes. Esto genera que los nodos de cada elemento tengan 6 grados de libertad, con ello la matriz de rigidez del elemento será de 6×6 y la matriz de ensamble de la estructura será de $6k$ columnas por $6k$ renglones, donde k es el número de nodos presentes en la estructura. Además, como se mencionó, las vigas compartían un eje longitudinal, al dejar de ser así se deberán expresar a todos ellos en un sistema de referencia global. Este sistema de referencia global hace necesaria la existencia de una matriz de rotación que afecte a los elementos no alineados originalmente con él.

2.4 Vibraciones

Una vibración mecánica es el movimiento de un objeto alrededor de una posición de equilibrio a través del tiempo [3]. El sistema oscilatorio que se muestra en la Figura 2.9 tiene un solo grado de libertad, esto es, solamente tiene posibilidad de desplazarse a lo largo de un eje. En este caso se le ha denominado x a ese eje.

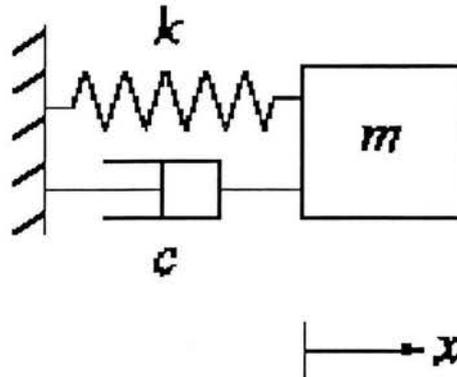


Figura 2.9 Sistema oscilatorio con un grado de libertad

Al sistema oscilatorio analizado lo compone una partícula con masa m suspendida mediante un resorte y un amortiguador, a la partícula se le aplica una fuerza para sacarla de su estado de equilibrio y posteriormente esa fuerza se deja de aplicar. La ecuación diferencial que describe el movimiento de esta partícula a partir de que se deja de aplicar la fuerza es:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.51)$$

Donde:

- m , es la masa de la partícula
- c , es el coeficiente de fricción viscosa
- k , es la constante elástica del resorte

Al resolver esta ecuación con un desplazamiento inicial x_0 y una velocidad inicial x'_0 se obtiene:

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} \left[x_0 \cos \omega_d t + \left(\frac{x_0 + \zeta\omega_n x_0}{\omega_d} \right) \text{sen} \omega_d t \right] \quad (2.52)$$

Donde:

$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ es la frecuencia natural del sistema

$\zeta = \frac{c}{c_c}$ es el factor de amortiguación

$c_c = 2\sqrt{km}$ es la amortiguación crítica

$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$ es la frecuencia natural con amortiguación

Cuando la amortiguación solamente se debe a la amortiguación estructural, el factor de amortiguación es pequeño y por lo tanto la diferencia entre las frecuencias naturales con amortiguamiento y sin amortiguamiento es una cantidad pequeña. Es por ello que para determinar las frecuencias naturales de un sistema se puede despreciar el efecto de la amortiguación. Esta consideración se hace para determinar las frecuencias naturales de sistemas con mayor número de grados de libertad. Una vez despreciado el efecto de la amortiguación se asume que la cantidad de energía en un sistema en vibración es constante, por lo que la suma de la energía cinética y potencial siempre ha de conservarse. Para poder aplicar este método, conocido como método de Rayleigh [3], se debe suponer alguna forma de distribución de la deformación en el sistema. Al aplicar este método a vigas uniformes que vibran en flexión se encuentra que las frecuencias naturales para los distintos modos de vibración son:

$$f_n = c_n \sqrt{\frac{gEI}{\omega l^4}} \quad (2.53)$$

donde:

c_n , es una constante que depende del modo de vibración y de las condiciones en los extremos de la viga.

g , es el valor de la aceleración gravitacional

E , es el módulo de elasticidad de la viga

I , es el momento de inercia de la viga

ω , es el peso por unidad de longitud de la viga

l , es la longitud de la viga

3 ENTENDIENDO EL PROBLEMA

3.1 Definición del problema

La necesidad a la cual satisfará este diseño es la de contar con telescopios de mayor tamaño; ésta surgió en la Astronomía al desarrollarse nuevas tecnologías para la construcción y manejo de los telescopios. Como el proceso diseño es iterativo, la siguiente definición del problema no es la más completa; pero servirá como base para definir al problema una vez que se cuente con mayor información.

Esta primera definición del problema es: mantener la posición relativa de los espejos primario y secundario de un telescopio reflector de 8.4 [m] de diámetro.

Para lograr resolver ese problema, se deberán cumplir los siguientes objetivos:

- Reunir información sobre las estructuras empleadas en telescopios de tamaño similar. Los datos de interés serán: geometría de la estructura, peso, deformaciones permitidas en esas estructuras y su frecuencia natural.
- Obtener especificaciones para las estructuras que se diseñarán.
- Generar diferentes conceptos para soportar al espejo secundario.
- Evaluar las diferentes opciones para la estructura, tomando como criterio las especificaciones del proyecto y como herramientas al análisis por elemento finito y cálculos analíticos.

Al cumplir con los objetivos antes mencionados se llegará a:

Determinar la opción óptima y definir la geometría de la estructura.

3.2 Características de Telescopios Semejantes

Uno de los objetivos de esta tesis es reunir información sobre telescopios con apertura semejante a los 8.4 [m]. El dato de mayor interés es conocer la geometría de las estructuras del tubo y de la araña. Además de conocer la estructura de éstos, se han reunido datos tales como apertura, apertura relativa, peso del secundario y peso del primario sobre los telescopios VLT, Subaru, Gemini, LBT y GTC. También se reunió información sobre telescopios con aperturas mayores, como son el Euro50 y el OWL. En estos casos se conoció la apertura y la geometría de las estructuras propuestas para estos telescopios, que se encuentran en la etapa de diseño.

3.2.1 VLT (*Very Large Telescope*)

El VLT es un conjunto de cuatro telescopios iguales con apertura de 8.2 [m] y la capacidad de operar coordinadamente o de manera individual. Al operar en conjunto captan la misma cantidad de luz que un telescopio de 16 [m] de apertura. Cuentan con instrumentos tanto ópticos como infrarrojos. Estos telescopios se encuentran en el Observatorio de Paranal en Atacama, Chile y pertenecen al Observatorio Europeo del Sur. La primera luz de los telescopios fue en mayo de 1998.

Los telescopios que conforman al VLT tienen montura altacimutal y permiten usar los focos Cassegrain, Nasmyth y Coudé. Las estructuras del tubo y de la araña se muestran en la Figura 3.1

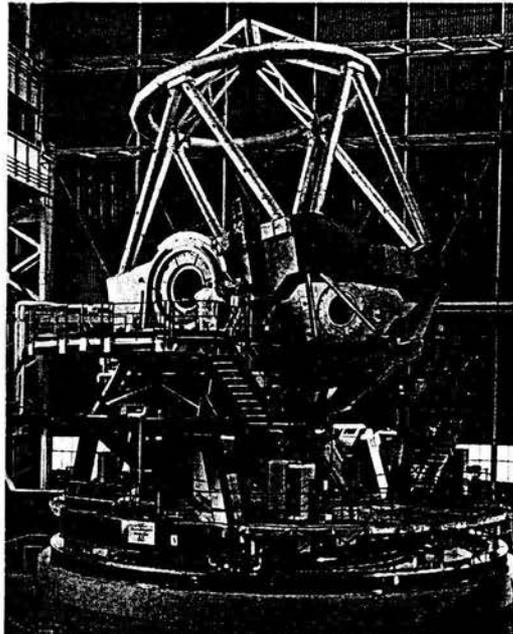


Figura 3.1 Telescopio VLT

Como se observa, los elementos del tubo del telescopio son perfiles tubulares. La araña está formada por perfiles tubulares y rectangulares, tiene cuatro patas y se une al tubo en un plano 1.8 [m] por abajo del espejo secundario [32].

3.2.2 *Subaru*

Este telescopio pertenece al Observatorio Nacional Japonés y tiene una apertura de 8.2 [m]. Se ubica en Mauna Kea, Hawaii. El espejo primario es monolítico y el telescopio tiene instrumentos tanto ópticos como infrarrojos. Los focos que emplea el telescopio son el Primario, Cassegrain y Nasmyth. La primera luz del telescopio fue en enero de 1999. La Figura 3.2 muestra la estructura del telescopio.

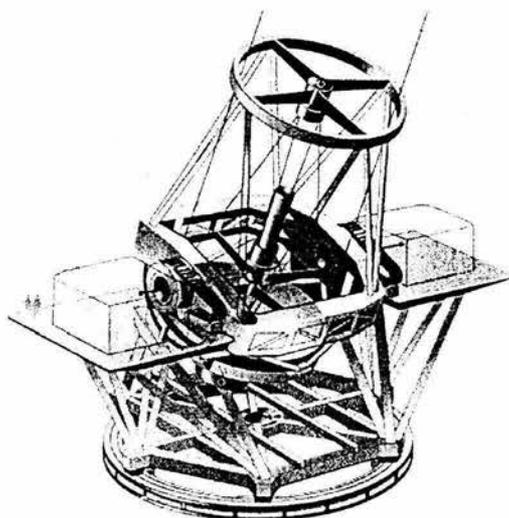


Illustration by Takaetsu Endo, taken from *Nikkei Science* 1996

Figura 3.2 Telescopio Subaru

Las estructuras del Subaru y del VLT son semejantes. Los tubos de ambos telescopios tienen la misma geometría. La araña del Subaru tiene cuatro patas y están hechas con placas [29].

3.2.3 *Gemini*

Los telescopios Gemini tienen una apertura de 8.1 [m] y son dos, cada uno ubicado en un hemisferio terrestre. El Gemini Norte se localiza en Mauna Kea, Hawaii. El Gemini Sur se encuentra en el Cerro Pachón, Chile. Ambos tienen instrumentos ópticos e infrarrojos y se ubican en el foco Cassegrain. La construcción y operación de los telescopios se lleva a cabo mediante un consorcio integrado por Estados Unidos, Canadá, Reino Unido, Australia,

Brasil, Argentina y Chile. La primera luz de los telescopios fue en febrero de 1999 para el Gemini Norte y para el Gemini Sur en enero de 2002. En la Figura 3.3 se aprecia el tubo y la araña del telescopio.

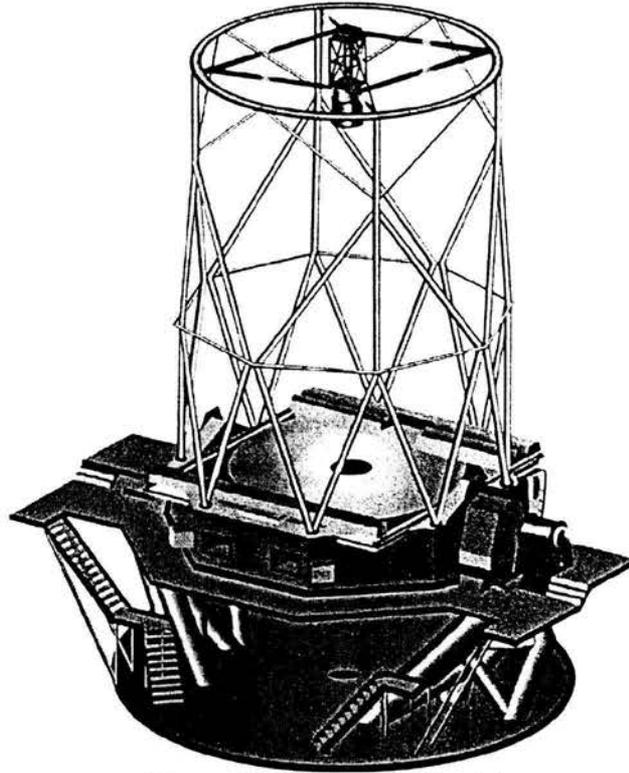


Figura 3.3 Telescopio Gemini

El tubo está formado por perfiles tubulares que conforman tres niveles a lo largo del tubo. El nivel más cercano al anillo de elevación consta de 16 elementos que forman 8 triángulos. Al término de este nivel se encuentra un anillo octagonal y a continuación cuatro elementos dispuestos a cada 90° en planta y unen al anillo octagonal con un anillo circular que será donde se unan las patas de la araña al tubo. La araña tiene cuatro patas y están fabricadas con perfiles rectangulares [13].

3.2.4 *LBT (Large Binocular Telescope)*

El LBT contará con dos espejos primarios de 8.4 [m] de diámetro cada uno. Este telescopio se ubica en el Monte Graham en Arizona, EUA y pertenece a un consorcio formado por instituciones estadounidenses, italianas y alemanas. La primera luz del telescopio se planea para mediados de 2004 y solamente funcionará con un espejo primario. Los instrumentos que se instalarán en el telescopio serán ópticos e infrarrojos. Los focos que usarán estos instrumentos son el Gregoriano y el de Fase Combinada. La estructura de este telescopio se muestra en la Figura 3.4

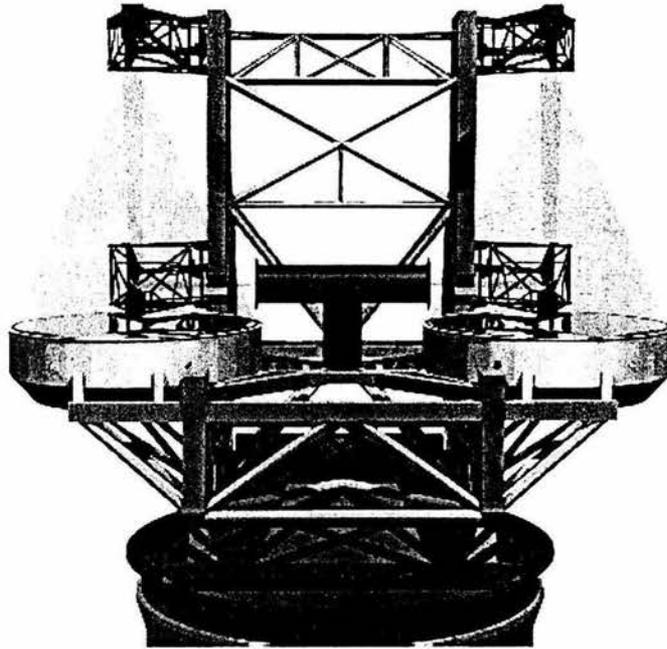


Figura 3.4 Telescopio LBT

La estructura del telescopio binocular es diferente a cualquier otra planteada para telescopios con aperturas semejantes. La montura es altacimutal y soporta a los dos espejos primarios monolíticos y los dos juegos de espejos secundarios. El tubo está construido con perfiles tubulares y placas. Las arañas son estructuras de perfiles “L” [21].

3.2.5 GTC (Gran Telescopio Canarias)

El GTC se ubica en el Observatorio del Roque de los Muchachos, España. Está siendo construido con la participación de España, México y Estados Unidos de América. El telescopio tendrá un espejo primario segmentado y una apertura de 10.4 [m], contará con instrumentación óptica e infrarroja. La montura del telescopio es altacimutal y cuenta con focos Cassegrain y Nasmyth. La primera luz del telescopio se planea para 2005. En la Figura 3.5 se muestra la estructura del tubo y la araña del GTC en un ensamble preeliminar.



Figura 3.5 Tubo y araña del telescopio GTC

La estructura del tubo está formada por perfiles tubulares cilíndricos y la araña cuenta con seis patas formadas por barras con perfil rectangular [24].

3.2.6 Telescopios Extremadamente Grandes

Los telescopios ópticos más grandes en la actualidad son los de 10.4 [m], como el Keck o el GTC. Pero existen proyectos en los que se planean construir telescopios con aperturas mayores a los 20 [m]. Entre estos están el Euro50 y el OWL (Overwhelmingly Large Telescope). El Euro50 es un proyecto para un telescopio de 50 [m] de apertura y en su desarrollo están participando Suecia, Finlandia, Irlanda, España y Reino Unido. Éste se ubicará en La Palma, España y tendrá una estructura de trípode en lugar del ensamble tradicional entre tubo y araña. Una imagen de este telescopio se observa en la Figura 3.6. [11].

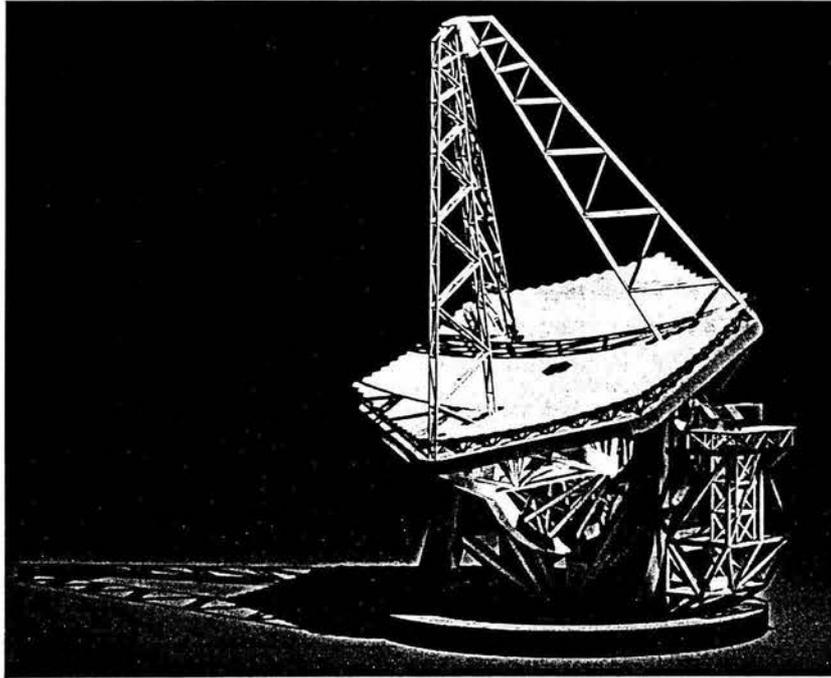


Figura 3.6 Telescopio Euro50

Un proyecto aún más ambicioso es el OWL. Este tendrá 100 [m] de apertura y se localizará en Chile. El proyecto está siendo desarrollado por el Observatorio Europeo del Sur. La estructura para soportar al espejo secundario y unirlo al espejo primario es totalmente diferente a lo empelado en los telescopios actuales Figura 3.7. [23].

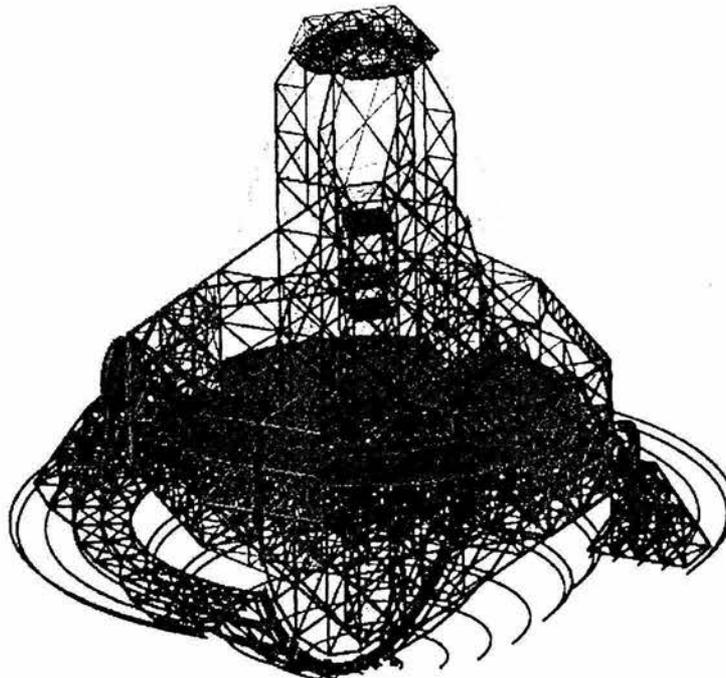


Figura 3.7 Telescopio OWL

En virtud de que esta tesis se basa en la construcción de un telescopio con un espejo primario idéntico al del LBT, se hará una descripción de sus características y proceso constructivo. Como se mencionó en el Capítulo Marco de Referencia, la resistencia mecánica del vidrio es una de las razones por la cual los telescopios con aperturas mayores a los 3 [m] no se construyeron antes de 1985. Las soluciones que se dieron a este problema durante las últimas décadas del siglo pasado fueron nuevos materiales y nuevas estructuras en los espejos. Los diseñadores del espejo primario del LBT optaron por las nuevas estructuras, propusieron la construcción de un espejo primario monolítico y con estructura de panel de abeja Figura 3.8.

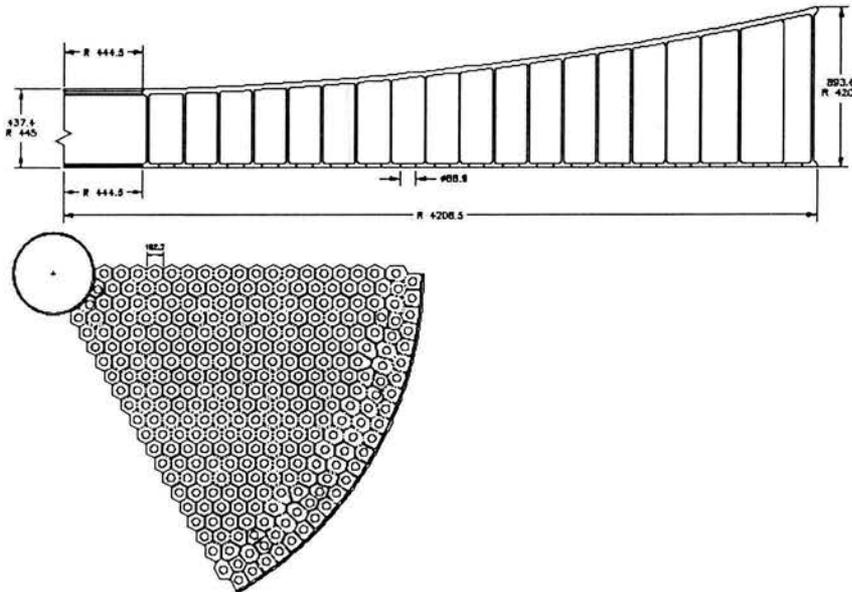


Figura 3.8 Espejo primario del LBT

Esta estructura permite que el espejo sea más ligero y más rígido. La masa de este espejo es el 20% de la masa que tendría un espejo macizo con la misma forma. [25]

El proceso constructivo también es innovador. Se emplean 18821 [kg] de vidrio de borosilicato y un molde de carburo de silicio recubierto con fibras de silicato de aluminio como desmoldante, así como 1662 corazones del mismo material. El molde y el vidrio se calientan durante cinco días hasta llegar a los 1180 [°C]. Cuando el horno, el vidrio y el molde se encuentran a 700 [°C] se les hace girar a 7 [RPM] para generar una superficie libre parabólica cuando el vidrio se encuentre en fase líquida. El conjunto permanece a 1180 [°C] durante cinco horas para permitir que salga el aire atrapado en el vidrio, después de ello se inicia el enfriamiento, el cual ocurre a razón de 0.1 [°C/h]. Cuando la temperatura es de 600 [°C] la velocidad con la que gira el horno se disminuye a 0.5 [RPM] y la razón de enfriamiento aumenta a 0.5 [°C/h]. Con este proceso de manufactura se ahorra tiempo y material al tener una superficie en el espejo muy parecida a la requerida justamente al salir del horno de fundición. [20].

3.3 Especificaciones

En esta sección se describe la forma en la que se obtuvieron las especificaciones para las estructuras. El dato con el que se inició este trabajo de tesis fue sobre el espejo primario que se emplearía. Este espejo es idéntico al empleado por el LBT (Gran Telescopio Binocular). Las características de ese espejo se muestran en la Tabla 3.1:

Tabla 3.1 Características del espejo primario del LBT [25]

Característica	Valor
Diámetro	8.417 [m]
Apertura relativa ($f/$)	1.142
Masa	16000 [kg]
Tipo	Monolítico con estructura de panel de abeja
Espesor mayor (en el borde)	894 [mm]
Espesor menor (en las placas)	28 [mm]

Los valores de mayor interés para definir las dimensiones de la estructura que unirá a ambos espejos son el diámetro del espejo y la apertura relativa. Con esos dos datos se puede conocer el diámetro mínimo de la estructura en su base y la distancia focal del espejo primario. Para conocer la posición del espejo secundario se supuso que éste tiene 0.911 [m] de diámetro óptico útil, se encontró la intersección entre el cono con vértice en el foco del espejo primario y base en el propio espejo primario, y un círculo de 0.911 [m] de diámetro y perpendicular al eje óptico del telescopio Figura 3.9.

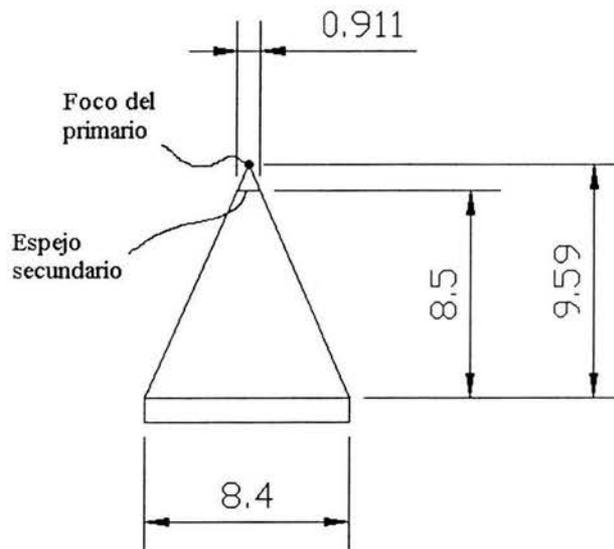


Figura 3.9 Determinación de la distancia entre espejos primario y secundario [m]

El valor obtenido para la distancia entre los espejos primario y secundario fue de 8.5 [m]. El peso y dimensiones del espejo secundario y de su celda se tomaron con base en el espejo secundario del LBT. Este espejo tiene las características mostradas en la Tabla 3.2:

Tabla 3.2 Características del espejo secundario del LBT [14]

Característica	Valor
Diámetro	0.911 [mm]
Apertura relativa (f/)	15
Masa del espejo	250 [kg]
Masa de la celda del espejo y el espejo	500 [kg]
Longitud de la celda	980 [mm]

Con estos datos se puede afirmar que el problema a resolver consiste en unir las piezas que se muestran en la Figura 3.10.

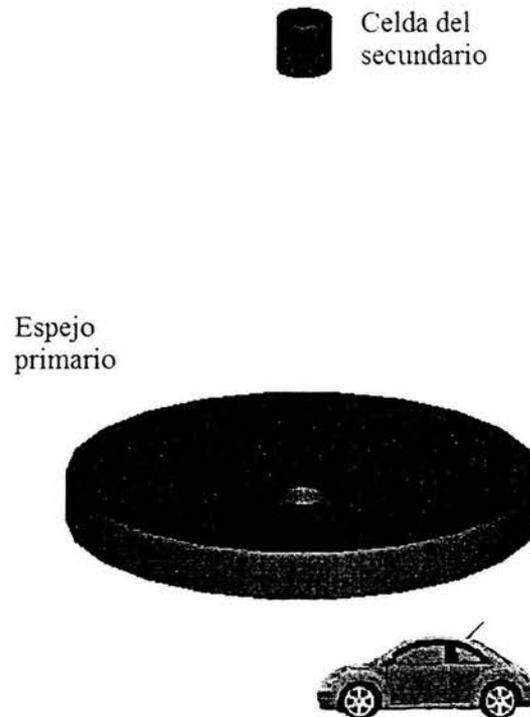


Figura 3.10 Espejos primario y secundario. El automóvil sirve de referencia para conocer el tamaño del telescopio.

Se ha considerado que los puntos de unión entre la parte inferior de la estructura que una a los espejos y el anillo de elevación se encontrarán en una circunferencia de 9.4 [m] de diámetro.

Una vez que las dimensiones básicas han sido definidas, las demás especificaciones se obtendrán a partir de la aplicación de la técnica QFD. Como se mencionó en el Capítulo

Marco Teórico, el primer paso en esta técnica es identificar a los clientes. En este caso se han identificado como clientes a:

- Astrónomos: son los usuarios finales del telescopio y por ende de la estructura que actualmente se diseña. Ellos definirán las características ópticas y los instrumentos que se emplearán en el telescopio.
- Fabricantes: son los que intervendrán en la manufactura de los telescopios, así como de su estructura. Como parte de ellos se debe considerar a los proveedores de materias primas.
- Mantenimiento: son todos los individuos que intervendrán en las labores de apoyo en el uso del telescopio.

Los telescopios que se han tomado como referencia para realizar la comparación en la matriz de la QFD son: VLT, Subaru, Gemini, LBT y GTC. Estos telescopios tienen apertura muy semejante a la apertura propuesta para el telescopio en diseño y el espejo primario para todos ellos es monolítico, exceptuando al del GTC.

Los resultados de los siguientes pasos en la técnica del QFD se muestran resumidos en la Tabla 3.3.

Con la información contenida en la QFD se puede volver a escribir el enunciado de la definición del problema, pero en términos de las especificaciones:

Identificar, mediante la aplicación de la técnica del diseño conceptual, análisis por elemento finito, cálculos analíticos y datos sobre el desempeño de telescopios, la opción que mantenga el desplazamiento relativo entre el espejo primario de 8.4 [m] de diámetro y el secundario menor a 1 [mm], que tenga una frecuencia natural de vibración mayor a 8 [Hz], y que no obstruya más del 0.5 % de la superficie del espejo primario.

Algunas razones por las cuales se requieren los valores antes mencionados son: El desplazamiento menor a 1 [mm] es un parámetro estrechamente vinculado con el sistema de óptica activa del telescopio. Si no existiera un control en la óptica, los desplazamientos tendrían que ser menores a la longitud de onda de la radiación analizada (500 [μm] para la luz visible) para lograr imágenes a partir de un mismo frente de onda. El valor de la primera frecuencia natural debe ser mayor a 8 [Hz] debido a que éste es un valor típico para las excitaciones generadas por el viento [2].

Por la naturaleza iterativa del proceso de diseño y sabiendo que en este momento solamente se están diseñando algunos componentes del sistema estructural se puede afirmar que la matriz QFD propuesta en este trabajo no es definitiva ni incluye todos los aspectos que inciden en el desempeño del telescopio. Pero plantearla en este momento ayuda a generar las especificaciones para los componentes que se diseñarán y será un documento al cual puedan complementar quienes participen en el diseño del telescopio y en particular del

sistema estructural. También, gracias al QFD, se distinguen a los parámetros que mayor incidencia tienen en el desempeño del telescopio. Estos parámetros son masa de las estructuras tubo y araña, la desviación máxima entre los espejos, la superficie expuesta al viento, la frecuencia natural de vibración y la sombra proyectada por la araña.

Tabla 3.3 QFD

+ Muy relacionados

● Algo relacionados

○ Poco relacionados

3 Alta influencia

2 Mediana influencia

1 Baja influencia

	CLIENTES																												
	Astrónomos	Fabricantes	Mantenimiento	Masa de la estructura tubo y araña[ton]	Diámetro de M2 [m]	Longitud de M2 [m]	Masa de M2 [kg]	Desviación máxima entre M1 y M2 [m]	Superficie expuesta al viento [m ²]	Primera frecuencia natural [Hz]	Sombra proyectada por la araña [%]	Difracción generada [%]	Elevación mínima del telescopio [°]	Número de piezas/uniones	% de piezas comerciales	Centro de gravedad [m]	Par motor en eje de elevación [kNm]	Longitud de la estructura	Diámetro de la estructura en la base [m]	Distancia entre M1 y M2 [m]	Apertura [m]	Costo de la estructura	% de piezas certificadas	VLT	Subaru	Gemini	LBT	GTC	
Funcionamiento																													
Sujetar M2	6			3	3	3	2			2	3	3		1			2	3			3								
Mantener la posición relativa entre M1 y M2	5			2	2	2	3	3	3	3	2	2	3			2		2	2	3	2								
No interferir con la óptica del telescopio	1			3	3	1	2	3	3	3	3	3	3			2	2	2	3	2	2								
Permitir el ajuste en la posición de M2	7				3	3	2	3						3															
Requisitos físicos																													
Acoplarse al anillo de elevación	8														2				3	3	3								
Entrar en la cupula	9			2	2								3					3	3	3	2								
Ligero	10			3	2	2	3	2	2	3			3	3		3	3	3	2	2	2								
Fácil de controlar	2			3		1	3	3	3	3	3	3	3			3	3	3	3	3	3								
Fácil mantenimiento	11			3			3						3	3	3			2	2	2	2								
Fácil construcción	12			2	2	2	3	2			2			3	3			2	2	2	2								
Materiales de buena calidad	3						3							2									3						
Económico	4			2	2	2	2	2	2	2				3	3			2	2		2	3	2						
VLT				430 ¹	1.12		52.5 ⁴			7.2			0 ⁶				72			12.4	8.2								
Subaru				555 ²	1.3					4 ⁵									12.65	8.2									
Gemini				172 ³	1.023		42 ⁴			0.3									11.77	8.1									
LBT				186 ³	0.911		500	0.001		8	0.9		-4	30			611		8.5	8.4									
GTC				124 ³	1.176		650			3.47 ⁵	0.5							14.7	10.4										
OBJETIVO				1			500	0.001		0.5								9.4	8.5	8.4									
				Masa de la estructura tubo y araña[ton]	Diámetro de M2 [m]	Longitud de M2 [m]	Masa de M2 [kg]	Desviación máxima entre M1 y M2 [m]	Superficie expuesta al viento [m ²]	Primera frecuencia natural [Hz]	Sombra proyectada por la araña [%]	Difracción generada [%]	Elevación mínima del telescopio [°]	Número de piezas/uniones	% de piezas comerciales	Centro de gravedad [m]	Par motor en eje de elevación [kNm]	Longitud del tubo	Diámetro de la estructura en la base [m]	Distancia entre M1 y M2 [m]	Apertura [m]	Costo de la estructura	% de piezas "certificadas"						

1 Incluye montura, estructura de elevación e instrumentos
2 Telescopio completo

3 Incluye celda del primario, anillo de elevación, tubo y araña
4 Solamente del espejo secundario

5 De todo el telescopio
6 Para mantenimiento y 20° para operación

4 CONCEPTOS GENERADOS

Después de entender cuál es el problema por resolver, de generar las especificaciones para el proyecto y conociendo cómo han construido otros telescopios, es como se inicia la etapa de generación de conceptos. Para esta generación de conceptos se dividió en dos partes a la estructura que unirá al espejo primario y al secundario, estas partes fueron el tubo y la araña. La división se hizo considerando la descomposición funcional de la estructura. El tubo es la parte cuya función es unirse al anillo de elevación y soportar a la araña. La función de la araña es soportar a la celda del espejo secundario y acoplarse al tubo. Los conceptos para ambas partes tienen la restricción de construirse con perfiles tubulares, por lo que no se incluyen conceptos en los que las estructuras sean construidas con placas, como son las del LBT. Ocho conceptos se generaron para las arañas y once para los tubos. La nomenclatura de los conceptos es mediante dos letras y dos números. La primera letra identifica a las arañas mediante la A y a los tubos mediante la T, la siguiente letra define a un concepto y los números indican la versión del mismo. Los conceptos generados y sus nombres se muestran en la Figura 4.1

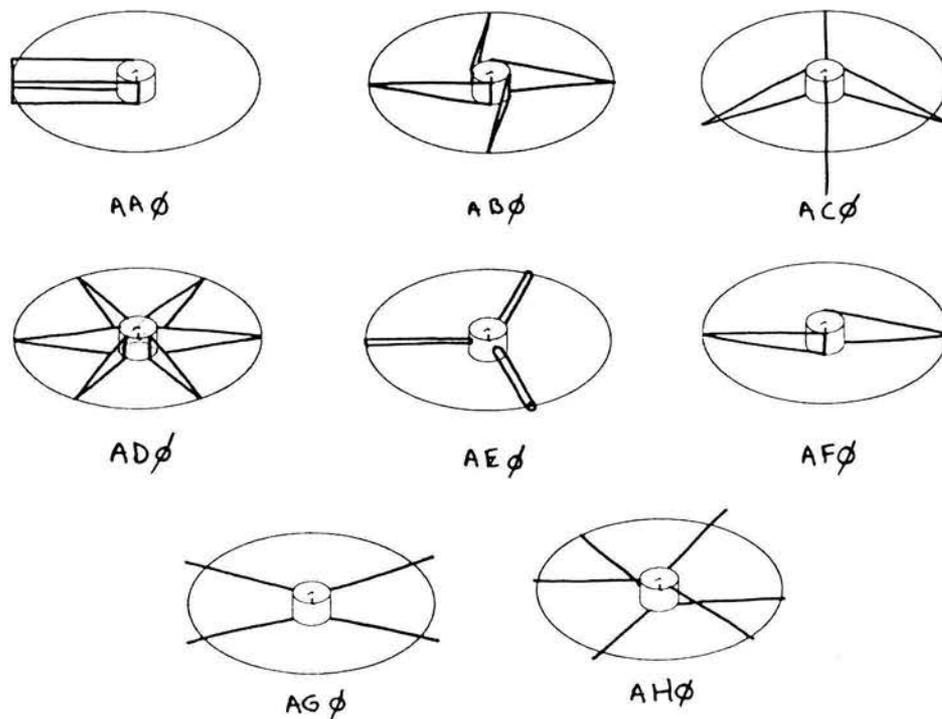


Figura 4.1 Conceptos generados para las arañas

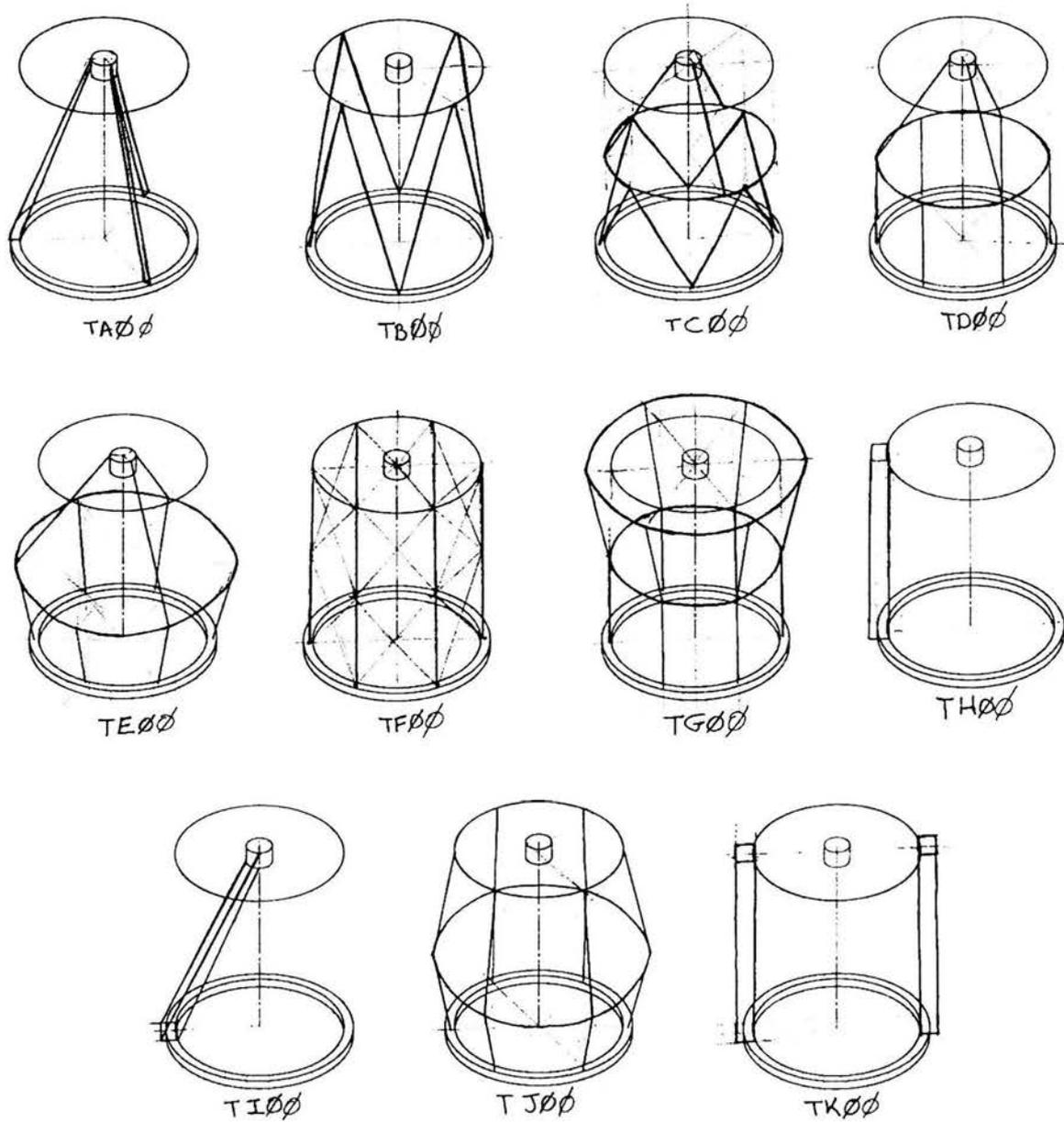


Figura 4.2 Conceptos generados para los tubos

Algunos de los conceptos generados requirieron el modelado en dos dimensiones para conocer los ángulos óptimos entre algunos de sus componentes. Tal fue el caso para el concepto AC, en el cual se optimizó el ángulo entre las patas de la araña y el plano del anillo del secundario. En este caso se modificó la nomenclatura al añadirle 2D después del número de versión.

La evaluación de las diferentes versiones de los conceptos bidimensionales y tridimensionales se realizó mediante un modelo de elementos finitos empleando el programa ALGOR versión 13.30 para Windows. En el caso de las arañas se hicieron las siguientes consideraciones. La calificación solamente será de la geometría de los conceptos.

Comparar solamente la geometría se basa en que *el tipo de sección no afecta de manera significativa la posición (en cuanto al desempeño) relativa de los modelos* [12]. El material de las arañas es acero AISI 1018, el perfil es un tubo de 3.5 [in] cédula 80 (ver Anexo 1). El tipo de elementos empleados para este análisis fue el de vigas con tres nodos. Este elemento tiene las mismas características que una viga tridimensional, como la descrita en el Capítulo Marco Teórico, pero se le añade un tercer nodo para definir la orientación de la viga.

El material de la celda del secundario se modeló como un material muy rígido (ver observaciones en el Anexo 1), con lo que los desplazamientos obtenidos en los modelos se deberán principalmente a la deformación de las arañas y no a la de la celda del secundario.

Los nodos de cada una de las versiones de los conceptos que se unieran al anillo del secundario o al anillo de elevación se simularon como nodos restringidos en sus seis grados de libertad. Se colocó una fuerza de 2500 [N] en el nodo central de la parte inferior de la celda del secundario para simular el peso del espejo secundario.

Las versiones de la araña AC se compararon tomando como indicador de desempeño al desplazamiento total del nodo donde se colocó el peso del secundario. Todas las versiones se simularon en dos diferentes ángulos de elevación, 0° y 90° . Como se mencionó, cada versión difiere de la otra por el ángulo que forman sus patas con el plano donde se unen al tubo. Estas versiones se muestran en la Figura 4.3.

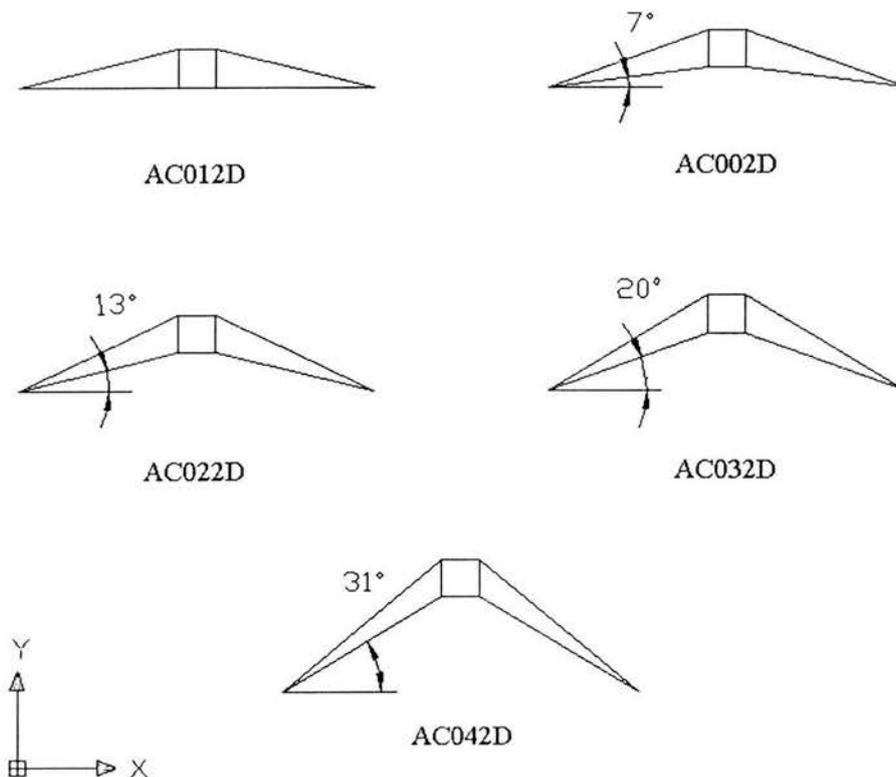
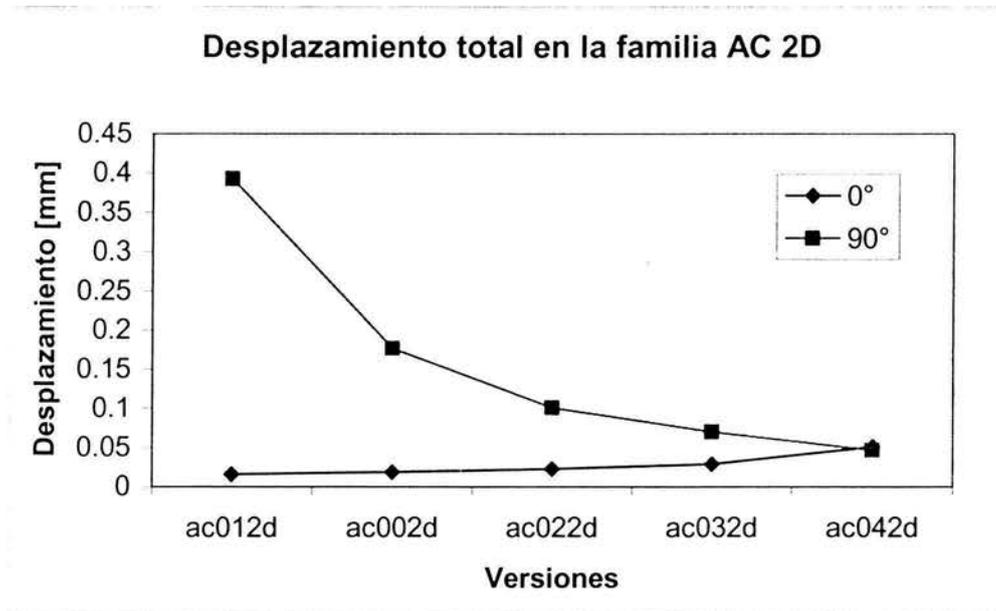


Figura 4.3 Versiones del concepto AC

El comportamiento de las diferentes versiones de las arañas respecto al ángulo de elevación y medido a través del indicador antes mencionado se muestra en la Gráfica 4.1.



Gráfica 4.1

De la Gráfica 4.1 se observa que la versión AC042D es la mejor opción por presentar los menores desplazamientos en las dos diferentes posiciones.

Con base en estos resultados se dibujaron los modelos tridimensionales de los diferentes conceptos de arañas y tubos. Los modelos tridimensionales, así como los bidimensionales, se dibujaron en AutoCAD 2002, este programa de diseño asistido por computadora permite dibujar líneas en tres dimensiones y los archivos que genera son fácilmente convertidos para su lectura en el módulo Superdraw III de ALGOR. Una vez que los modelos tridimensionales de arañas y tubos estuvieron dibujados, se procedió al análisis por elementos finitos de cada uno de ellos. El primer grupo de modelos en analizarse fue el de las arañas.

4.1 *Análisis de las Arañas*

La primera versión de los conceptos generados para las arañas se muestra en la Figura 4.4.

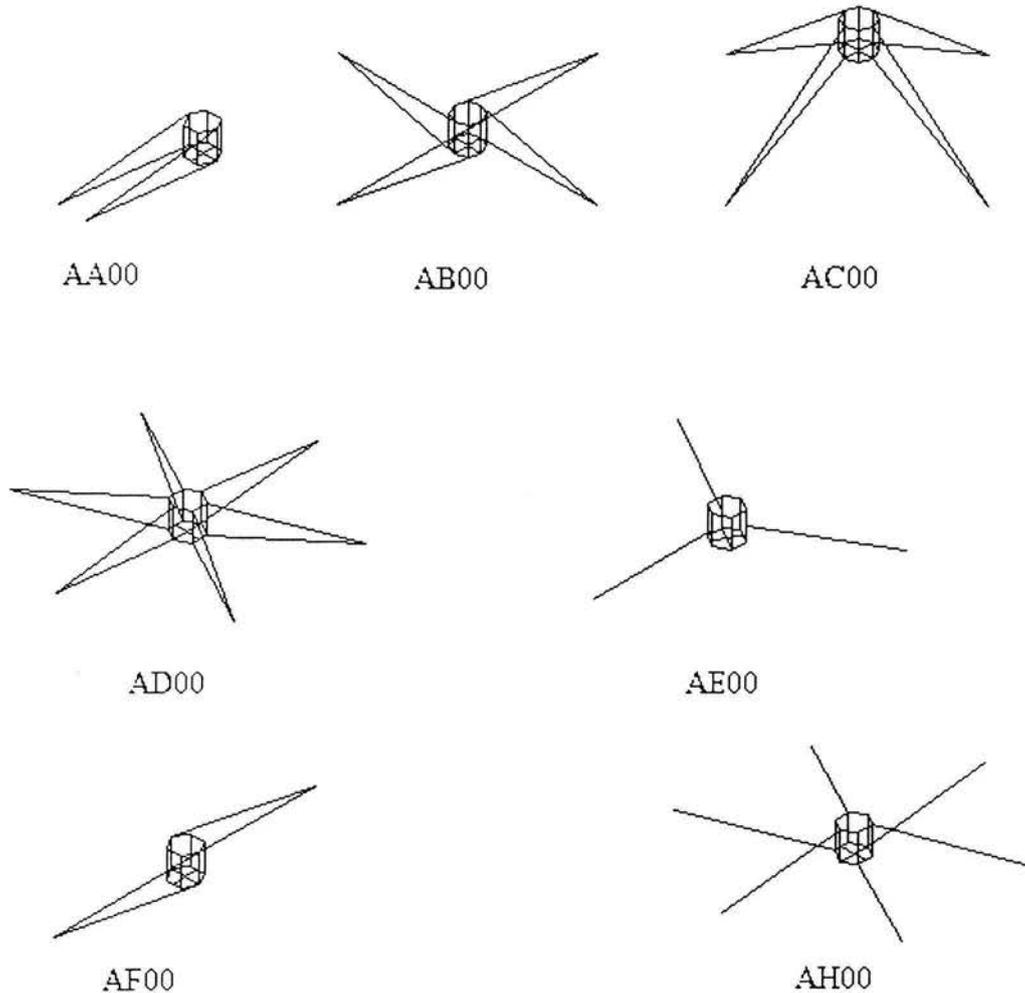


Figura 4.4 Conceptos tridimensionales de las arañas

Del conjunto original de conceptos se eliminó al concepto AG, Figura 4.1, ya que se consideró inapropiado construir un tubo más largo para sujetar algunas de las patas de la araña representada por este concepto.

Los modelos de elementos finitos de las arañas se hicieron con el mismo perfil tubular y material en todas sus patas. Al igual que para los modelos bidimensionales, en este caso se emplearon los elementos tipo viga con tres nodos para la simulación. El material considerado para la simulación de las patas de la araña fue acero AISI 1018 en forma de tubo de 3.5 [in] y cédula 80. La celda del secundario se simuló con el mismo perfil tubular que el de las patas y un material auxiliar sumamente rígido (ver Anexo 1). Las condiciones

de frontera, tanto para el análisis de esfuerzos y el de frecuencias, consistieron en nodos restringidos en sus seis grados de libertad. La malla de elementos para cada concepto se construyó haciendo coincidir los nodos de los elementos con los puntos donde se unirán entre sí los perfiles que conformen a estas estructuras, ver Figura 4.5. En ésta se muestran los elementos que constituyen al modelo de una araña, el criterio para determinar la cantidad y posición de los elementos fue el mismo para los casos de arañas, tubos y los ensambles de éstos.

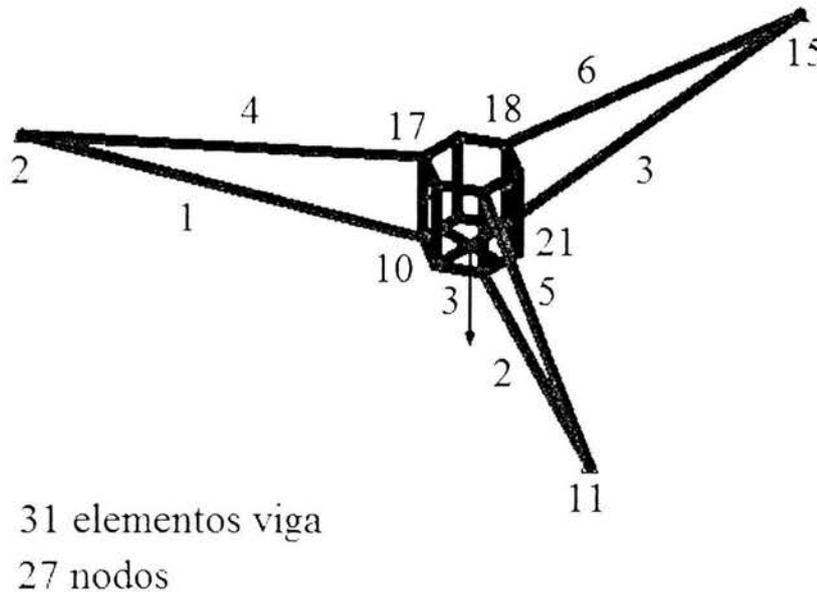


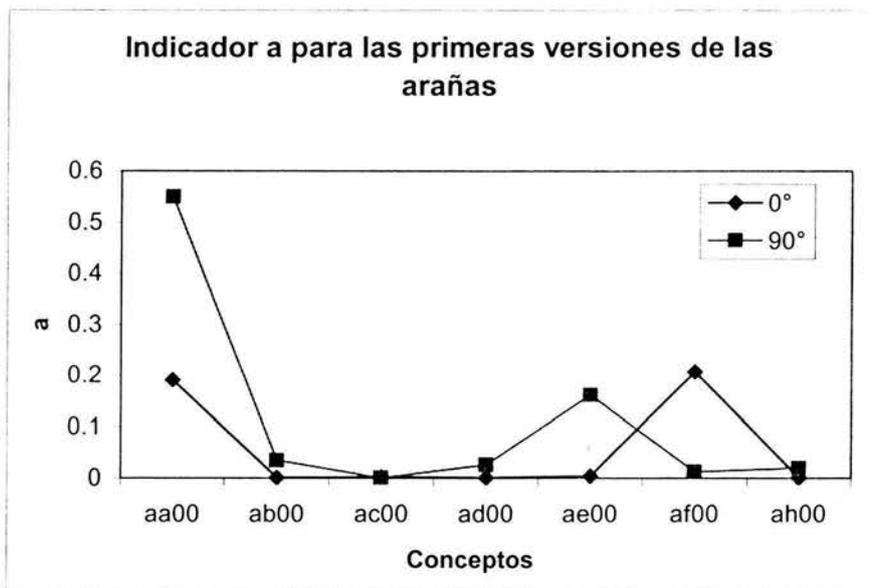
Figura 4.5 Modelo de una araña donde se numeran a los elementos viga y nodos que lo conforman

Cada uno de los modelos se calificó en dos diferentes posiciones de elevación. El primer ángulo de elevación fue 0° y el segundo 90° . El criterio, aplicado en arañas, tubos y ensambles, para definir el sentido y la dirección de la aceleración gravitacional y del peso del secundario fue el siguiente:

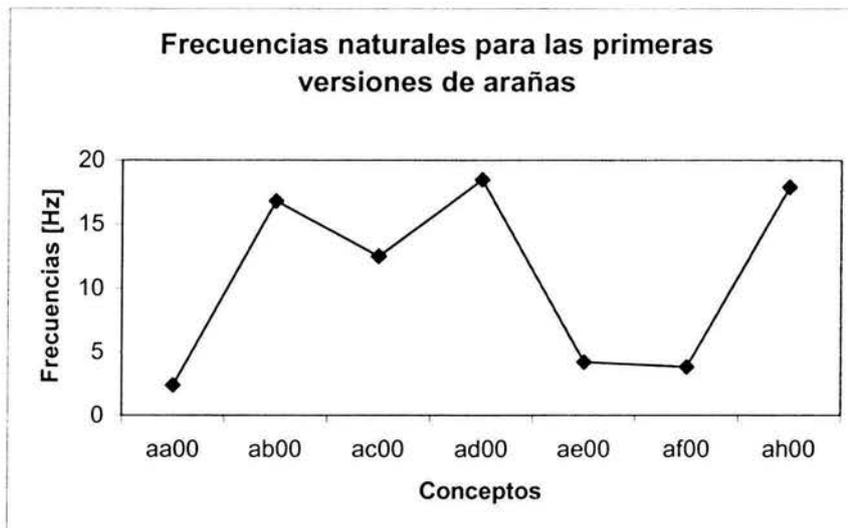
- En la posición de 0° : La dirección debe estar en el plano cuya normal es colineal con el eje óptico del telescopio y debe coincidir con alguna pata de la araña, a excepción del concepto AA, en el cual la dirección coincide con la bisectriz de las patas o es paralela a ellas cuando éstas lo son entre sí. El sentido deberá ir del origen a algún punto del primer cuadrante.
- En la posición de 90° : La dirección es coincidente con el eje óptico del telescopio y su sentido es del espejo secundario hacia el espejo primario. El modo en el que fueron dibujados estos modelos hace que $(0, 0, -1)$, del sistema coordenado general, sea el vector unitario para la gravedad y el peso del secundario. Estas dos posiciones se muestran en la Figura 4.6.

Los esfuerzos en la estructura, generados por el peso de la propia estructura y de la celda del secundario, no se tomaron en cuenta en la comparación de indicadores. Lo que sí se observó fue que estos esfuerzos no excedieran el límite de cedencia del material, que es de 450 [MPa]. La versión AE02 fue la que presentó el mayor esfuerzo, pero este fue de solamente 45.5 [MPa], la décima parte del esfuerzo de cedencia. Los demás modelos presentaron esfuerzos del orden de 20 [MPa].

El primer paso en la evaluación de estas estructuras fue la comparación entre las primeras versiones de todos los conceptos. En la Gráfica 4.2 se muestra el indicador a para las dos posiciones diferentes de elevación de cada una de las primeras versiones de las arañas. En la Gráfica 4.3 se muestran las frecuencias naturales de cada primera versión.



Gráfica 4.2



Gráfica 4.3

Mediante esta primera comparación se obtuvieron las siguientes conclusiones. El concepto AA tiene muy mal desempeño, tanto por el indicador a como por su frecuencia natural. El concepto AB tiene buen desempeño, pero la forma en la que se unen las patas a la celda del secundario en esta primera versión origina la rotación de la celda. Los conceptos AC, AD y AH tienen buen desempeño desde su primera versión. El concepto AE tiene su frecuencia natural por debajo de los 8 [Hz] y su desplazamiento es mayor a 1 [mm] en la posición de 90° . El concepto AF presenta una frecuencia natural menor a 8 [Hz] y el desplazamiento es mayor a 1[mm] cuando se apunta al horizonte. A partir de estas conclusiones se determinó crear nuevas versiones de los conceptos AA, AB, AE y AF. Las comparaciones entre las diferentes versiones de un mismo concepto se calificarán solamente tomando en cuenta al indicador a y la frecuencia natural del primer modo de vibración. No se considerarán las áreas sombreada ni total, ya que son semejantes entre las versiones de un mismo concepto.

4.1.1 *Concepto AA*

El concepto AA es semejante a una viga en cantiliver. Como tal, presenta mayores desplazamientos en el extremo donde se soporta la celda del secundario. Para disminuir esos desplazamientos se reforzó a la primera versión al añadirle vigas, así surgieron las versiones AA01 y AA02. Éstas no aumentaron significativamente su frecuencia ni disminuyeron su desplazamiento cuando se apuntan al horizonte. La siguiente modificación fue aumentar el ángulo con el que se unen las patas de la araña a la celda del secundario. En la versión AA03 ese ángulo es de 6° y en la versión AA04 es de 12° . La versión AA04 tiene menor desplazamiento que la AA03 y es por ello que se tomó como base para las siguientes versiones. En las versiones AA05 y AA06 se añadieron vigas, resultando mejor la versión AA06. Estas dos últimas versiones disminuyeron su desplazamiento y aumentaron su frecuencia hasta valores muy cercanos a los 10 [Hz]. Se generó la versión AA07, en la que se aumentó el ángulo entre las vigas de una misma pata de la araña. En esta versión se llevó a los 6° a dicho ángulo y con ello disminuyeron los desplazamientos. En la última versión, la AA08, solamente se varió ligeramente al ángulo con el que llegan las patas de la araña a la celda del secundario. Esa variación hizo que el ángulo entre las patas fuera de 40° . Estas versiones del concepto AA se muestran en la Figura 4.7:

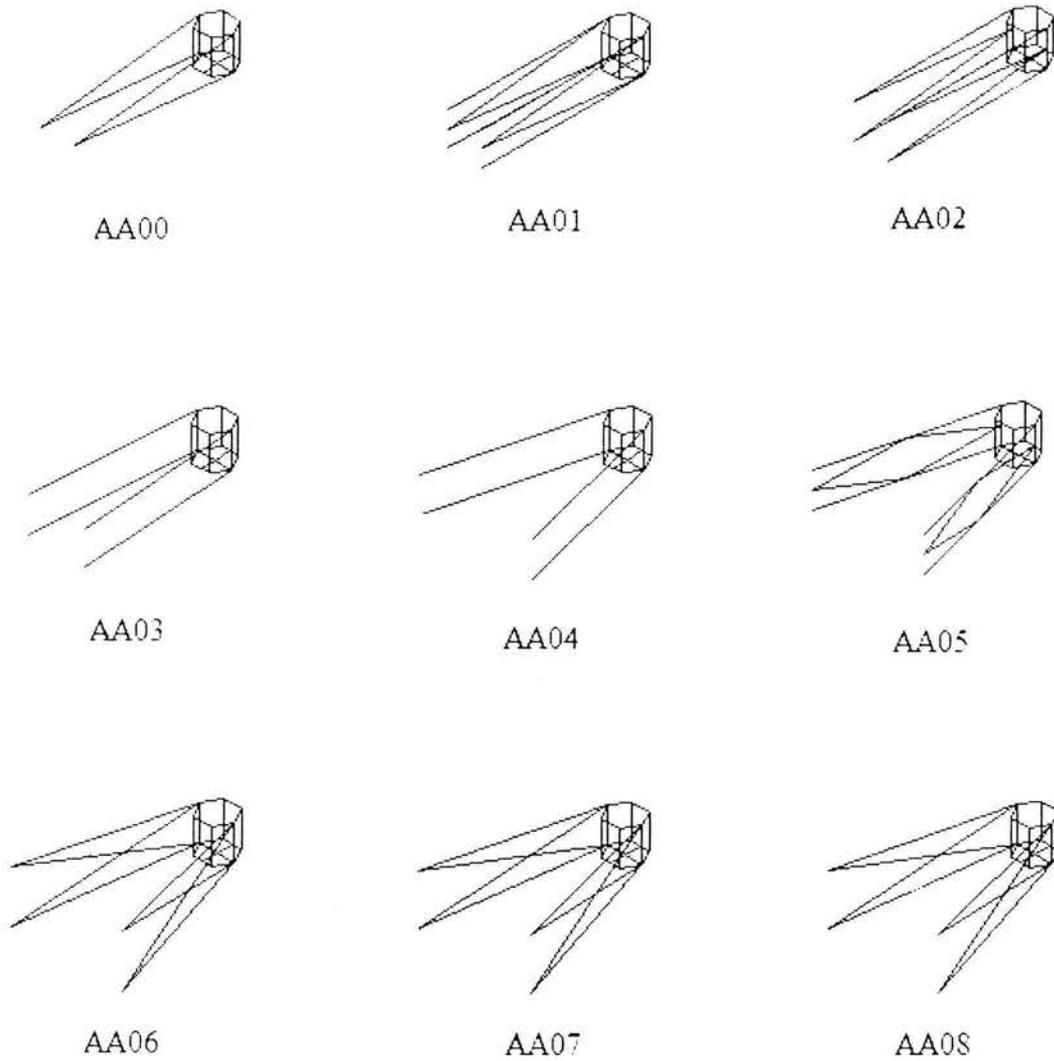
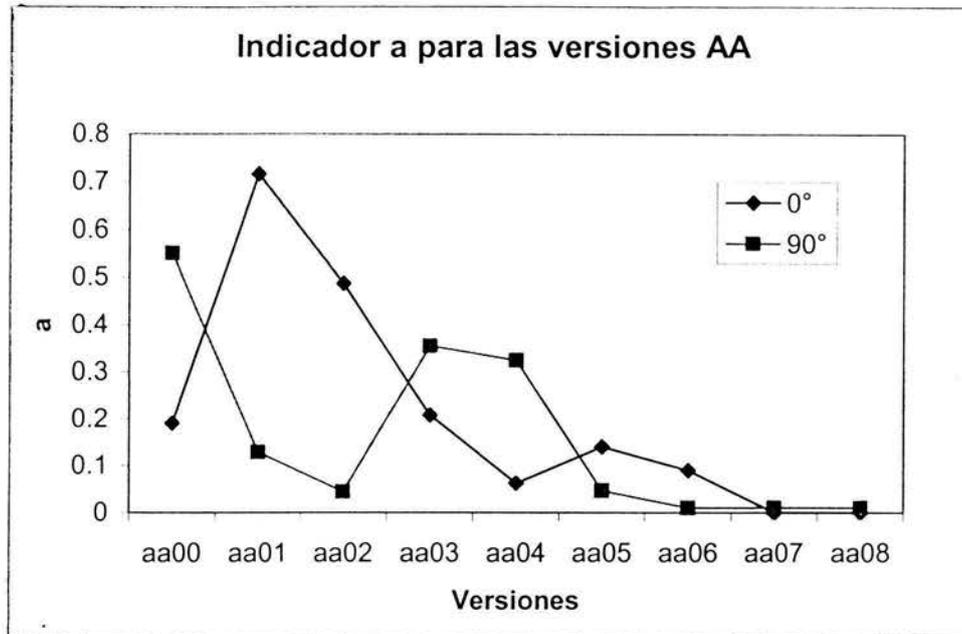
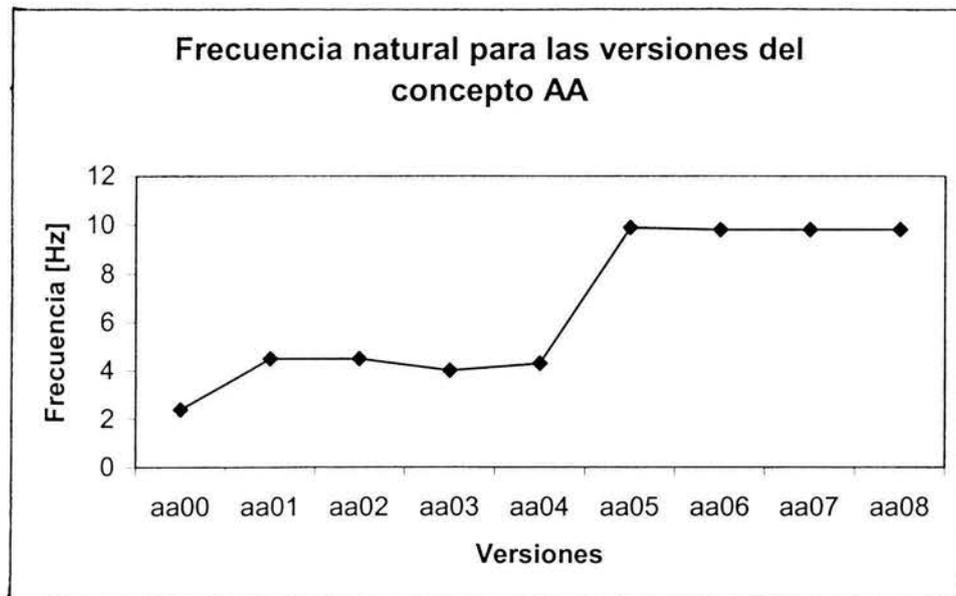


Figura 4.7 Versiones del concepto AA

En la Gráfica 4.4 se muestra el valor del indicador a para cada una de las versiones y para las dos diferentes posiciones. También se muestra la Gráfica 4.5 donde se indica el valor de la frecuencia natural del primer modo de vibración de cada versión.



Gráfica 4.4



Gráfica 4.5

4.1.2 Concepto AB

Como ya se mencionó, la versión AB00 origina la torsión de la celda del secundario, principalmente al apuntar al cenit. Es por ello que en la versión AB01 las patas de la araña

inciden perpendicularmente sobre la celda del secundario. En la Figura 4.8 se muestran las versiones del concepto AB.

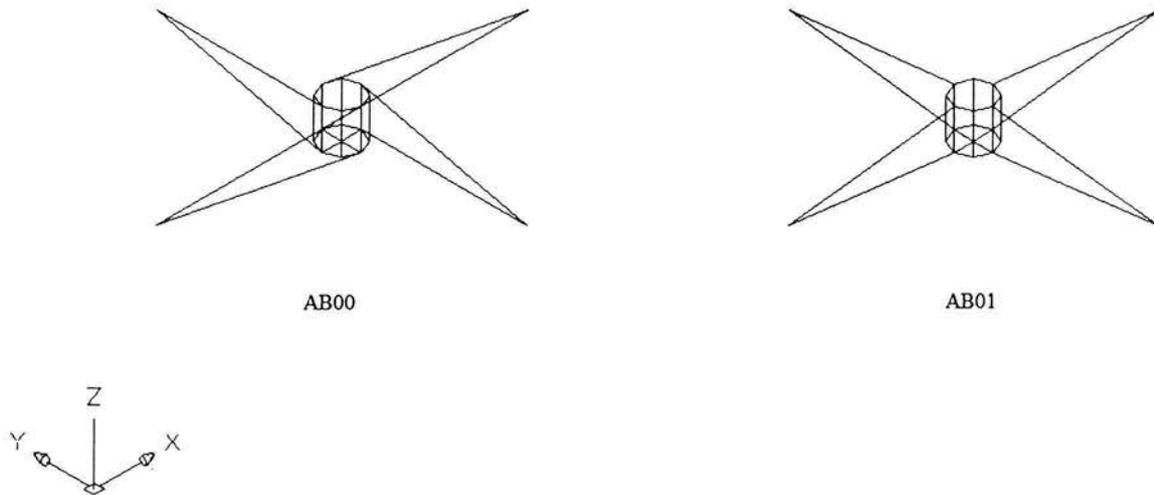


Figura 4.8 Versiones del concepto AB

El desempeño de la versión AB01 es mejor que el de la AB00. La versión AB01 presenta desplazamientos menores a 1 [mm] en las dos posiciones y aumenta su frecuencia natural hasta los 18 [Hz]. También se elimina la torsión sobre la celda del secundario.

4.1.3 Concepto AE

La primera versión del concepto AE resultó con desplazamientos mayores a 1 [mm] en la posición de 90° y con una frecuencia natural por debajo de los 8 [Hz]. Para aumentar la rigidez, en la versión AE01 se emplearon patas triangulares en lugar de un solo tubo por pata. En la versión AE02 se usaron patas semejantes a las de la versión AA06. Estas versiones se observan en la Figura 4.9.

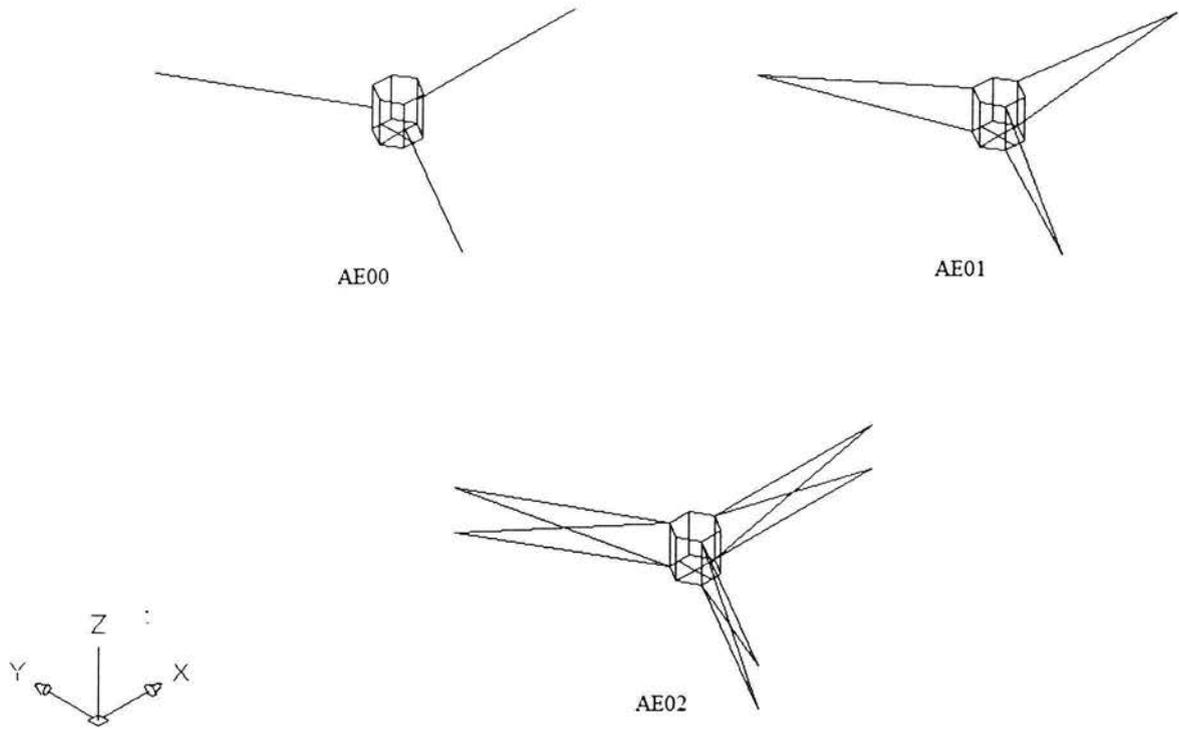
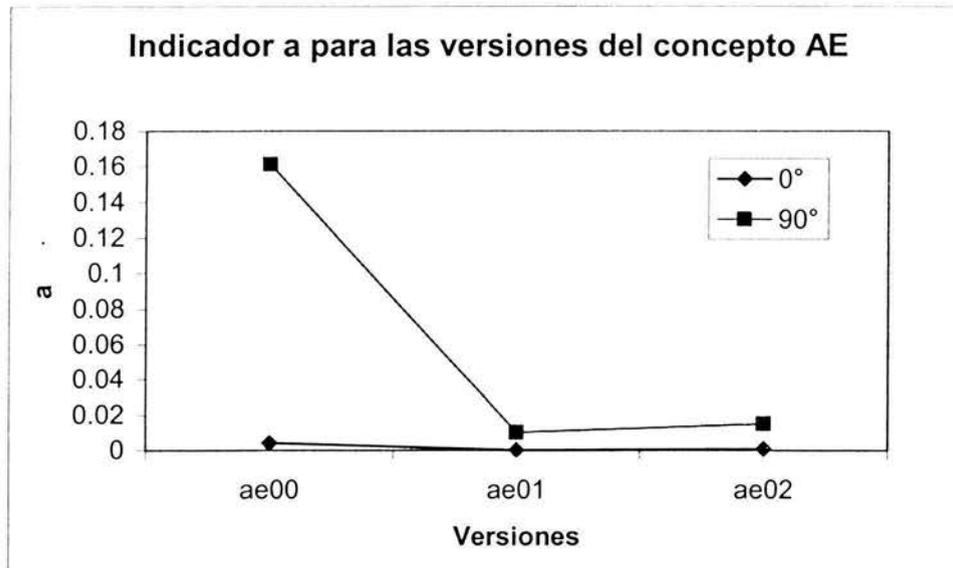
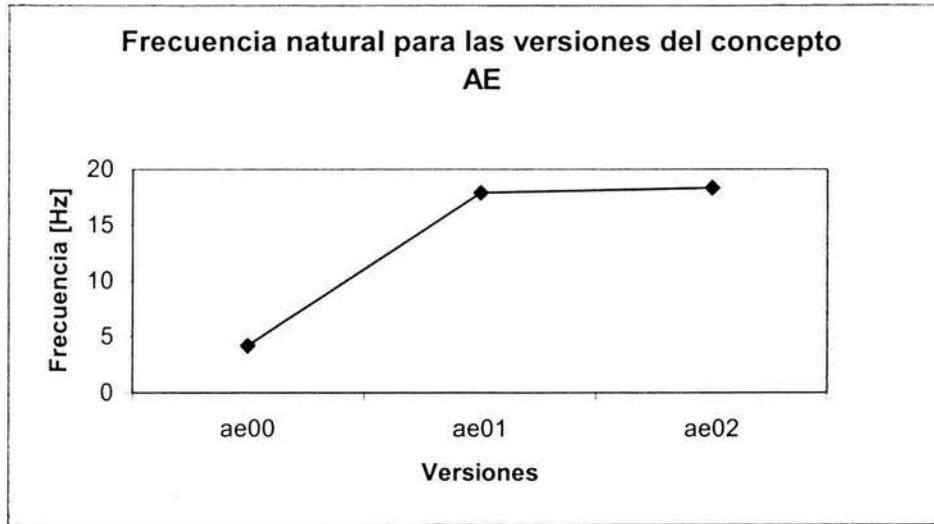


Figura 4.9 Versiones del concepto AE

En la Gráfica 4.6 se presenta al indicador a en las dos posiciones de elevación y en la Gráfica 4.7 a la frecuencia natural de las diferentes versiones del concepto AE.



Gráfica 4.6



Gráfica 4.7

La mejor versión es AE01 por presentar el menor valor en el indicador a y una frecuencia natural superior a los 8 [Hz].

4.1.4 Concepto AF

El concepto AF resultó con muy bajas frecuencias naturales y con altos desplazamientos en su primera versión. Es por ello que se buscaron nuevas geometrías para las patas y nuevos puntos de unión entre las patas y la celda del secundario. Las diferentes versiones se muestran en la Figura 4.10.

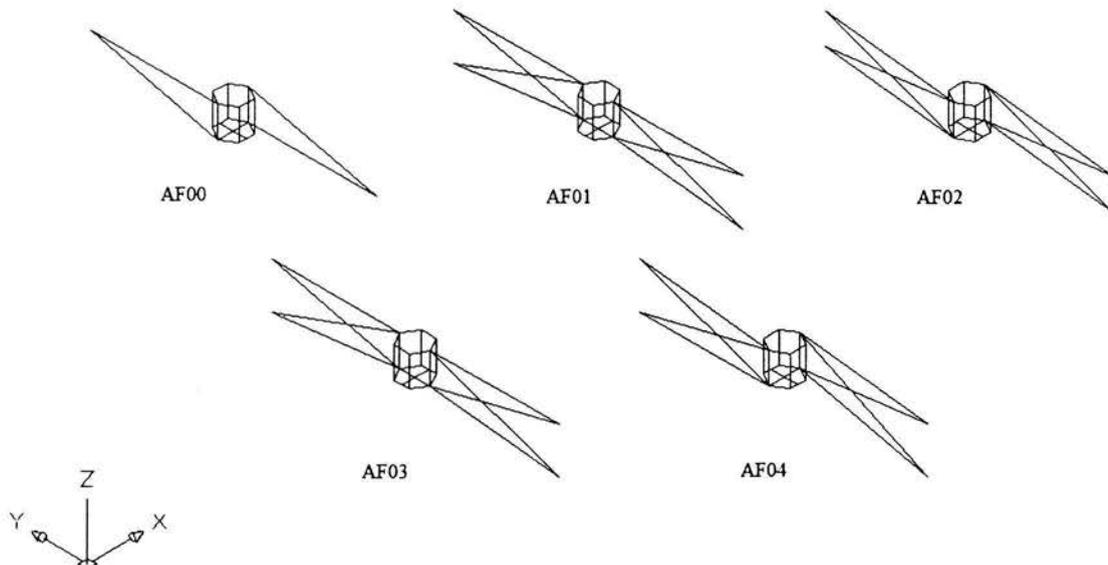
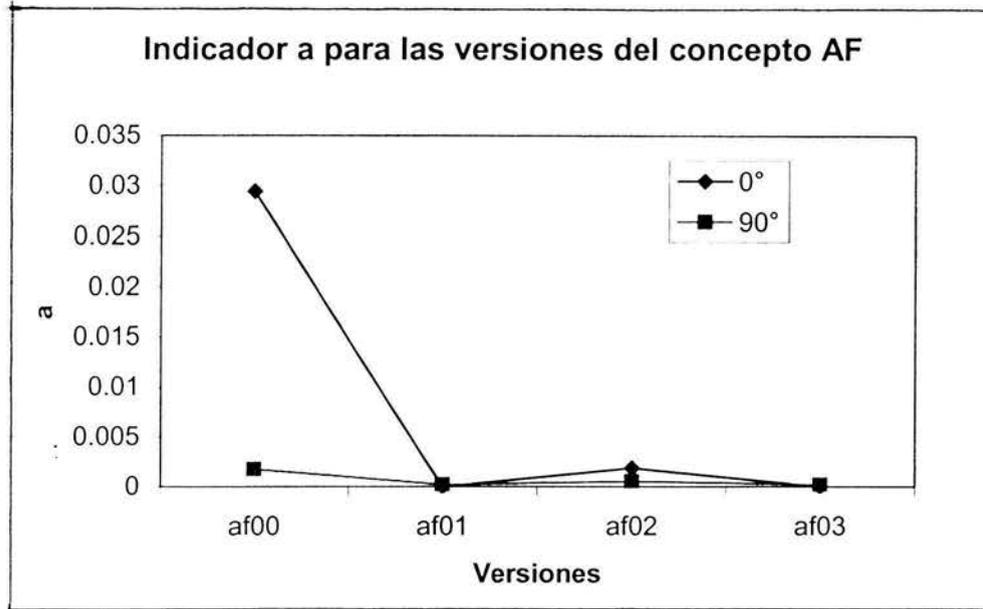
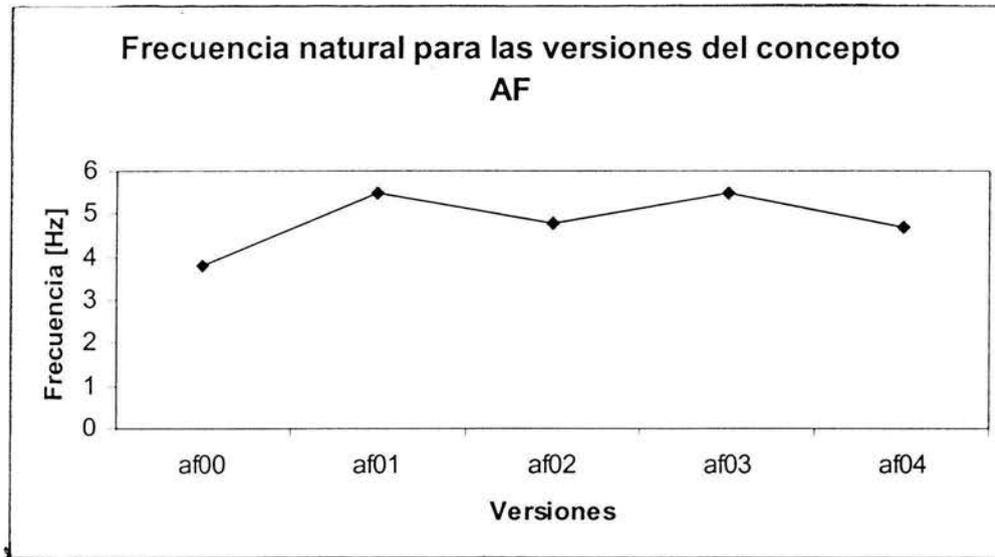


Figura 4.10 Versiones del concepto AF

Estas versiones se analizaron y se compararon entre ellas. El desempeño de cada una de las versiones se muestra en las Gráfica 4.8 y Gráfica 4.9. En la primera de ellas se compara el indicador a en dos diferentes posiciones de cada versión de la araña y en la segunda se muestra la frecuencia natural de las arañas.



Gráfica 4.8



Gráfica 4.9

La versión que mejor desempeño tuvo fue AF03. Su frecuencia natural tuvo un valor de 5.5 [Hz]. El indicador a de la versión AF03 fue el menor para las cuatro versiones.

4.1.5 Comparación entre Arañas

Las mejores versiones de los conceptos para las arañas se compararon entre ellas. La comparación tomó en cuenta al indicador a , a la frecuencia natural y a las áreas sombreada y total. Con el fin de poder comparar fácilmente los resultados de cada concepto con los demás conceptos se normalizó el resultado de cada uno de los indicadores mencionados y además se asignó un porcentaje a cada indicador. Como se muestra en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Ponderación de los indicadores

Indicador	Porcentaje
a_{90°	32.5%
a_{0°	25.0%
Frecuencia	20.0%
Área sombreada	15.0%
Área total	7.5%

La normalización de cada indicador se obtuvo conforme a los siguientes casos:

- El desempeño del concepto es mejor si el indicador es mayor, como es la frecuencia natural. En este caso se dividió el resultado de cada concepto entre el indicador mayor.
- El desempeño del concepto es mejor si el indicador es menor, como son el indicador a y las áreas. Para este caso se dividió el indicador menor entre el resultado de cada concepto.

En la Figura 4.11 se muestran algunos resultados de las simulaciones hechas por elementos finitos en las arañas AC00 y AA08.

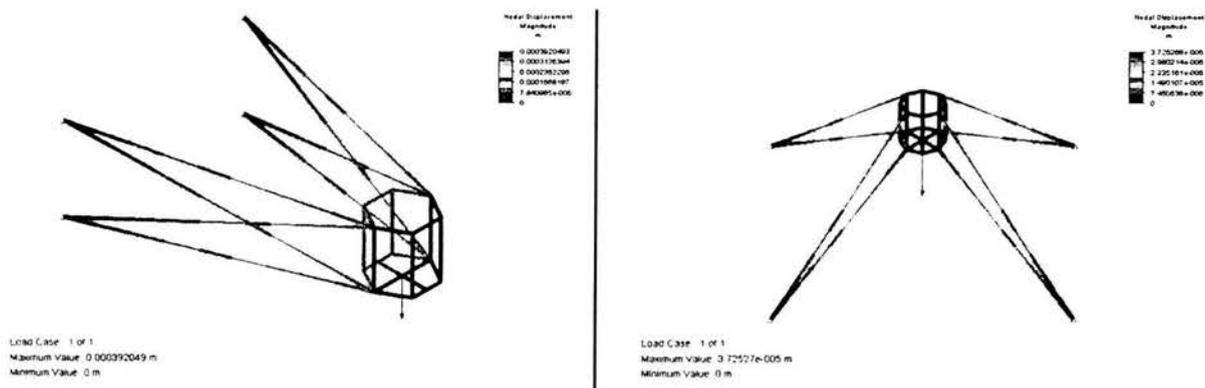
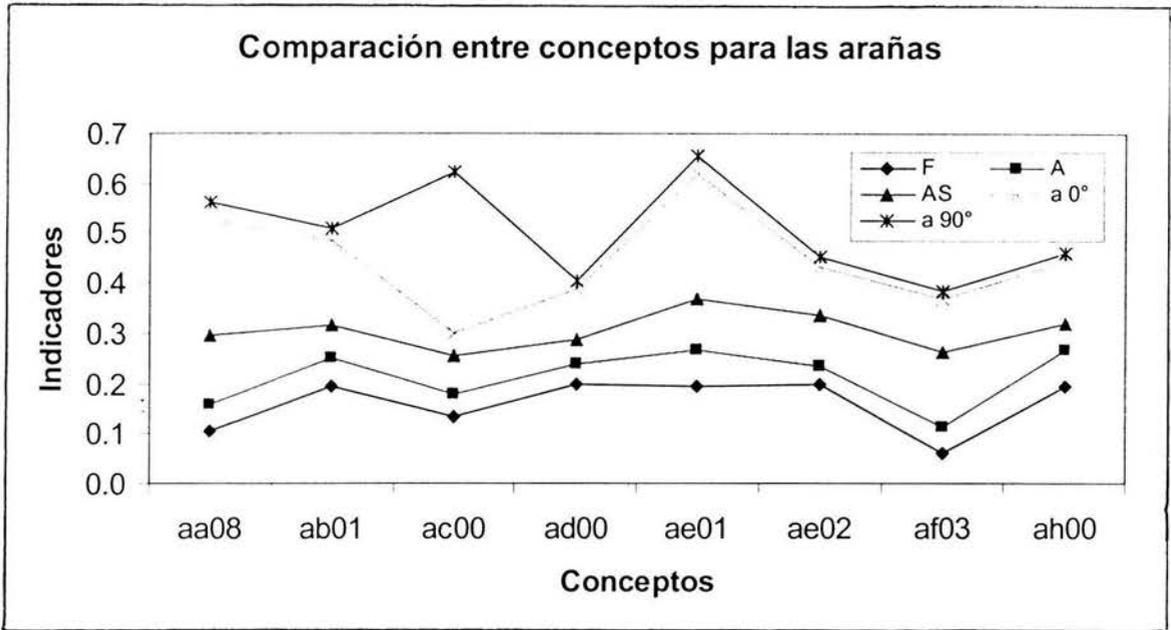


Figura 4.11 Desplazamientos de las versiones AA08 y AC00 al apuntar al cenit

Los resultados de la evaluación de los conceptos se muestran en la Gráfica 4.10, en la que se han normalizado y ponderado a los indicadores de acuerdo a lo definido. La gráfica se ha realizado de tal forma que el punto superior indica el valor de la suma ponderada de los indicadores normalizados de cada concepto. En la Tabla 4.2 se reporta el valor de la suma ponderada de indicadores normalizados para cada uno de los conceptos evaluados.



Gráfica 4.10

Tabla 4.2 Suma para cada concepto

CONCEPTO	SUMA PONDERADA DE LOS INDICADORES NORMALIZADOS
AE01	0.654
AC00	0.625
AA08	0.562
AB01	0.509
AH00	0.462
AE02	0.455
AD00	0.403
AF03	0.383

De los conceptos anteriores se descartó al concepto AF por presentar frecuencias naturales del orden de 5 [Hz]. El primer modo de vibración en todas las versiones de este concepto se presenta en el plano perpendicular al eje óptico y de forma transversal al eje de las patas. El concepto AF, además, ocupó el último sitio de entre los conceptos evaluados. Los demás modelos se consideraron aceptables. La versión AE01 es la mejor calificada, en la Figura 4.12 aparece el desplazamiento sufrido por esta versión al apuntarse al cenit.

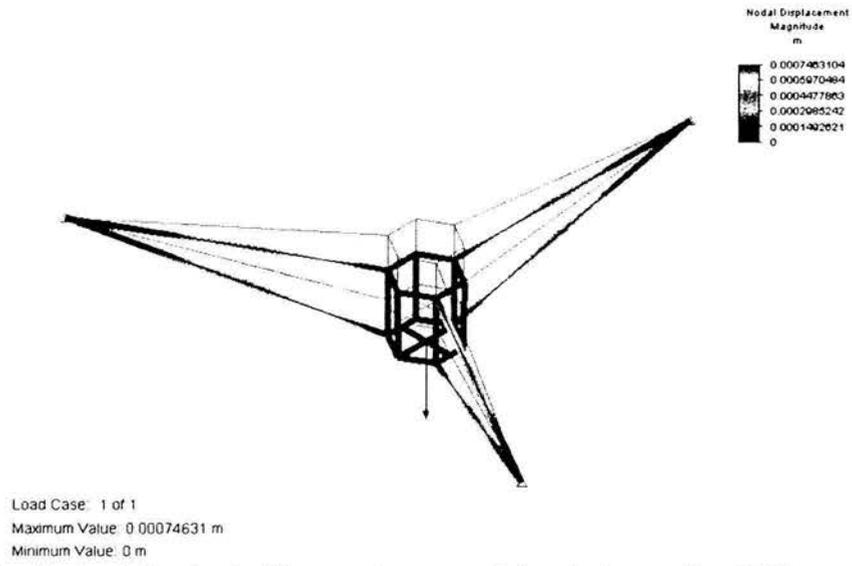


Figura 4.12 Resultado de la simulación por elementos finitos de la versión AE01 apuntando al cenit

4.2 *Análisis de los Tubos*

La primera versión de los diferentes conceptos de tubos se muestra en la Figura 4.13

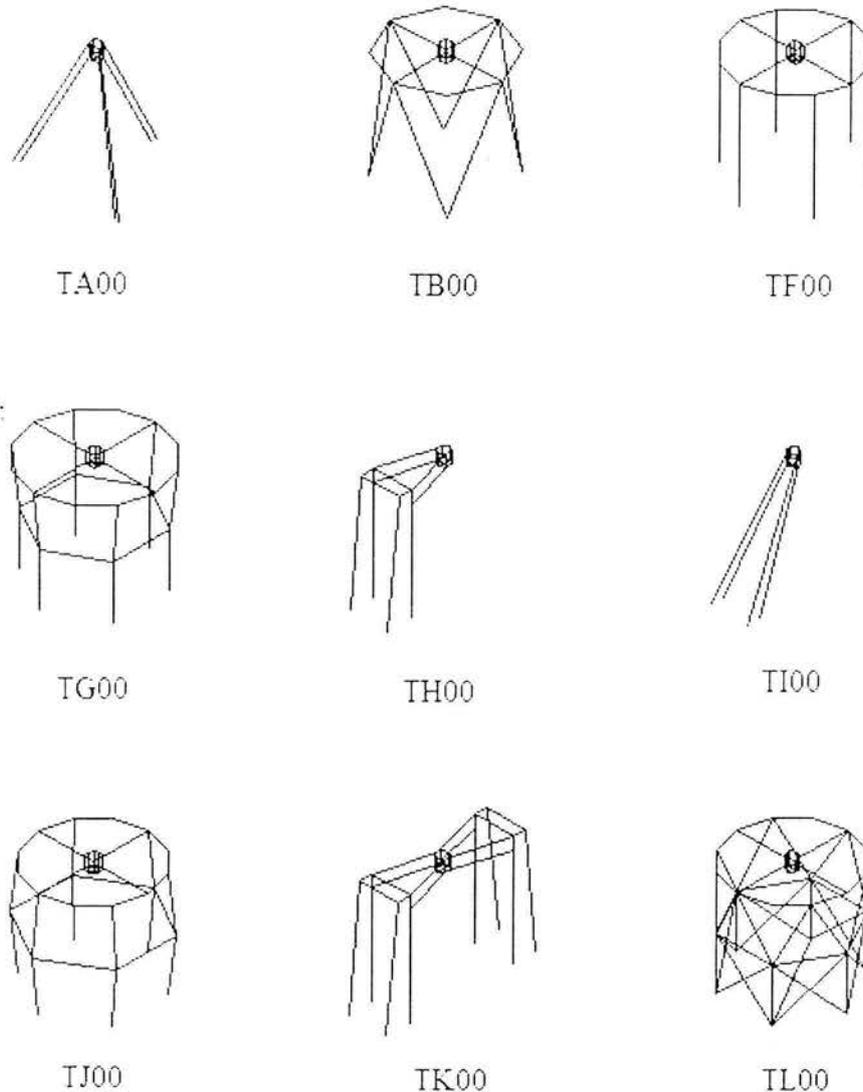


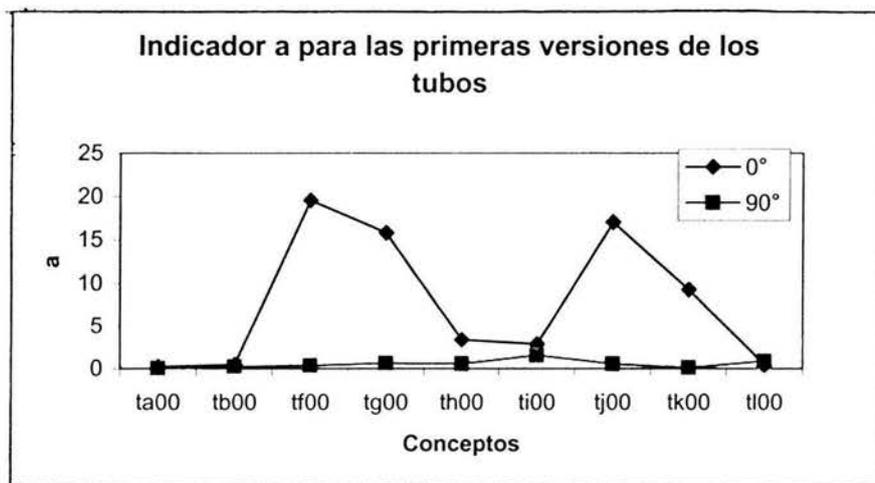
Figura 4.13 Conceptos de los tubos

Todas estas versiones se dibujaron en AutoCAD 2002, se preprocesaron en SuperdrawIII y se modelaron en FEMPRO usando elementos viga con tres nodos. Los tres nodos de estas vigas corresponden a los dos nodos que definen los extremos de la viga y el tercer nodo indica la orientación de la viga. De los conceptos iniciales se descartaron a los conceptos TC, TD y TE, Figura 4.2, por considerarse que la parte superior de ellos es una araña, en específico la araña AC00; el análisis de conceptos semejantes a los excluidos en este momento se harán posteriormente cuando se evalúen a los ensambles de tubo y araña. El material y perfil empleados para modelar a los tubos fueron acero AISI 1018 y tubo de 8

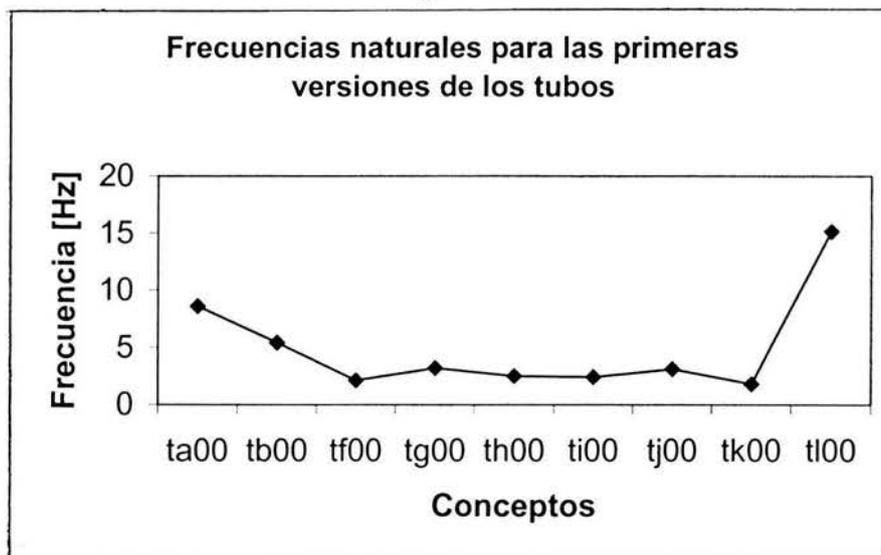
[in] cédula 80. Las arañas se dibujaron igual para todos los conceptos. Estas arañas consistieron de cuatro tubos colocados a cada 90° y se modelaron con el mismo perfil que los tubos y un material auxiliar. Las celdas del secundario se simularon con el mismo material de las arañas y con el perfil tubular de 3.5 [in] de diámetro y cédula 80 (Anexo 1).

Para conocer la frecuencia natural en el primer modo de vibración de cada concepto se definió que todas las partes fueran de acero AISI 1018. La posición de los tubos es apuntando al cenit.

La primera comparación entre los diferentes conceptos de tubo fue hecha para las primeras versiones. El resultado del indicador a para cada concepto se muestra en la Gráfica 4.11, la frecuencia natural para estas primeras versiones aparecen en la Gráfica 4.12.



Gráfica 4.11



Gráfica 4.12

Con los resultados obtenidos en la gráfica anterior se determinó crear nuevas versiones para los conceptos TF, TG y TJ. En estas nuevas versiones se buscará disminuir los desplazamientos sufridos en la posición de 0° .

4.2.1 *Concepto TF*

Se generó una nueva versión del concepto TF, en la que se añadieron vigas para unir entre sí a los tubos más largos, tal y como se muestra en la Figura 4.14.

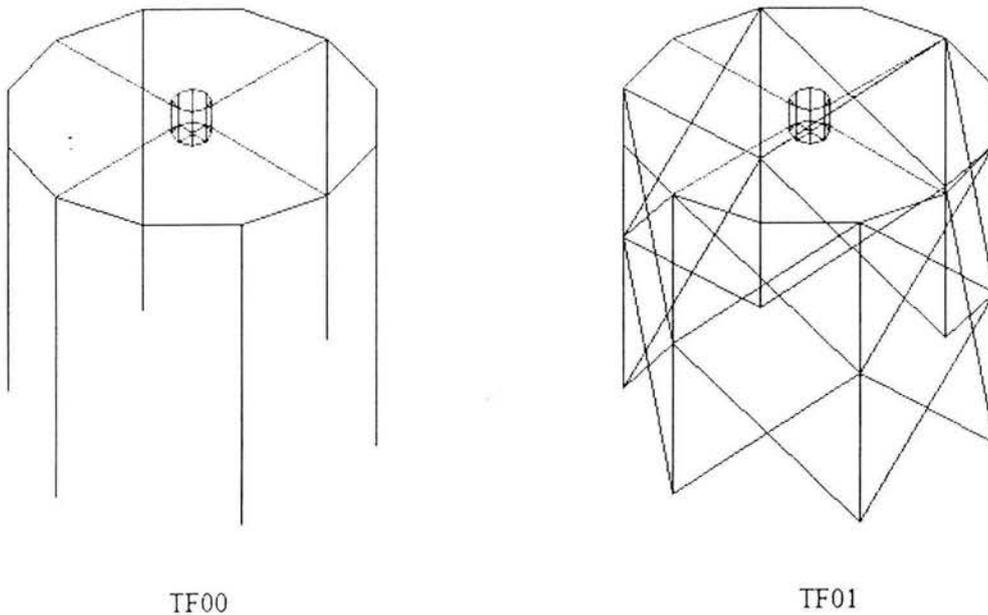


Figura 4.14 Versiones del concepto TF

La disminución del indicador a en la posición de 0° es del orden de 1000 veces y el incremento de la frecuencia natural tuvo un factor cercano a 8.5, llegando a los 16 [Hz].

4.2.2 *Concepto TG*

Ante la semejanza entre este concepto y el concepto TF y ante la gran mejora obtenida con las modificaciones realizadas para obtener a la versión TF01, se decidió añadir vigas al concepto TG y colocarlas en un arreglo similar al de la versión TF01. Las dos versiones del concepto TG se muestran en la Figura 4.15.

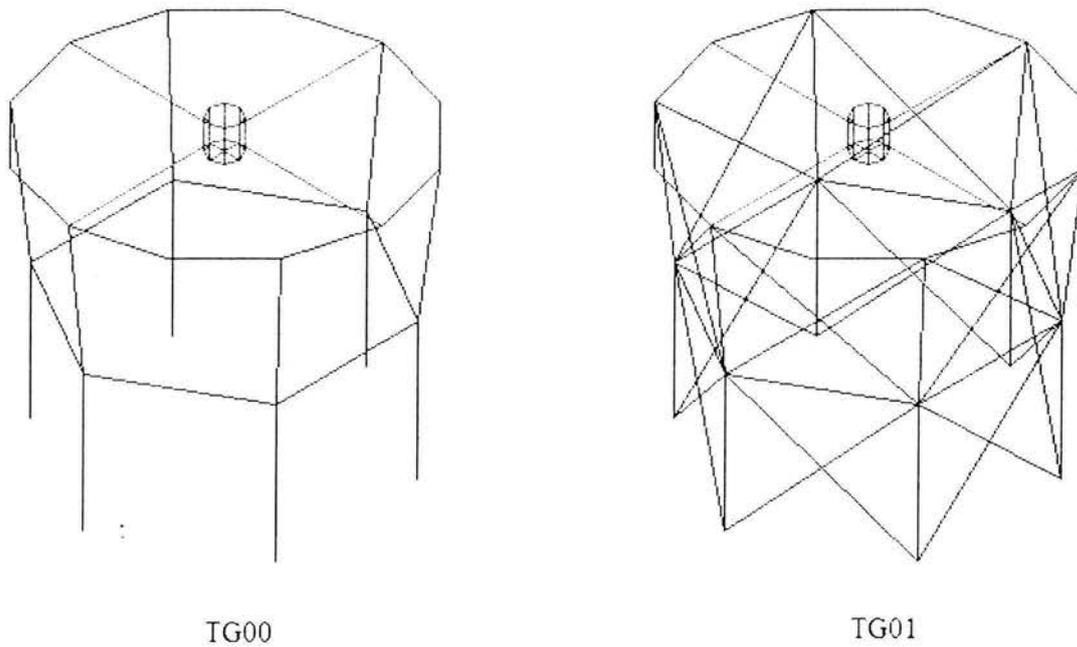


Figura 4.15 Versiones del concepto TG

Como se esperaba, el desempeño mejoró de manera muy parecida a como lo hizo en el concepto TF. El indicador a , al apuntar al horizonte, disminuyó cerca de 800 veces, llegando a desplazamientos menores a 1 [mm]. La frecuencia natural aumentó hasta los 18 [Hz].

4.2.3 Concepto TJ

Como se aprecia en la Figura 4.16, el concepto TJ es semejante a los conceptos TF y TG. Por lo que se le practicaron las mismas mejoras que a éstos.

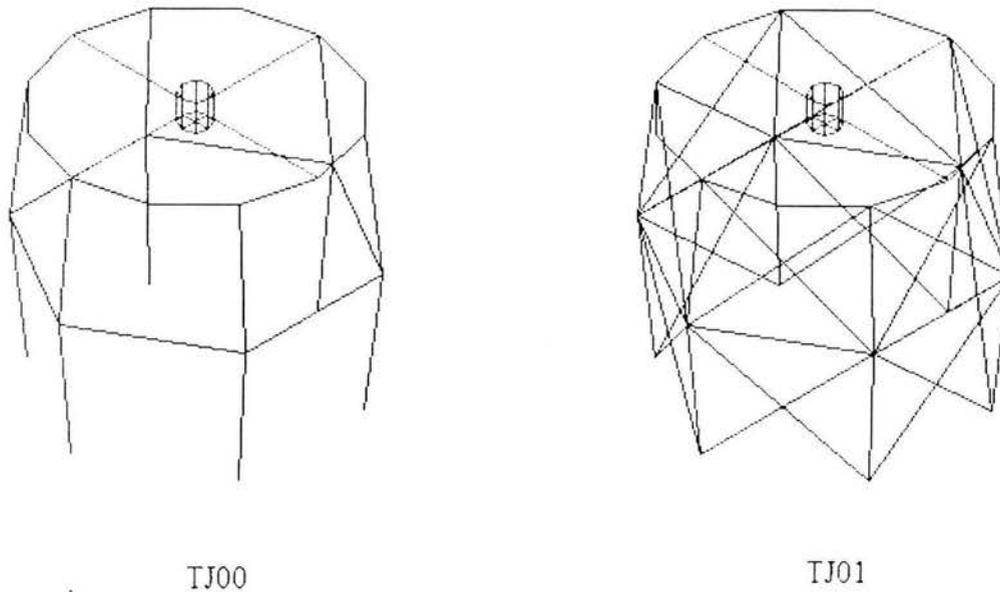


Figura 4.16 Versiones del concepto TJ

El desempeño de la versión TJ01 mejoró respecto a la versión TJ00. El valor del indicador a para la versión TJ01 es 900 veces menor que para TJ00, ambos apuntando al horizonte. La frecuencia natural de la versión TJ01 es de 16.5 [Hz], resultando 4 veces superior a la frecuencia natural de la versión TJ00.

4.2.4 Comparación entre Tubos

Las mejores versiones de cada concepto se compararon entre ellas. La comparación tomó en cuenta al indicador a en las posiciones de 0° y 90° , al área total y a la frecuencia natural del primer modo de vibración. Estos indicadores se normalizaron como se hizo con los indicadores de las arañas y se les asignaron los siguientes porcentajes Tabla 4.3.

Tabla 4.3 Ponderación de los indicadores

INDICADOR	PORCENTAJE
a_{90°	40.0%
a_{0°	30.0%
Frecuencia	17.5%
Área total	12.5%

Los resultados de la evaluación aparecen en la Gráfica 4.13, en la que el punto superior representa al valor de la suma ponderada de los indicadores de cada concepto. En la Tabla

4.4 se encuentran los valores de esa suma para cada concepto, los conceptos se ordenaron de mejor a peor desempeño.

En la Figura 4.17 se presentan algunos resultados del análisis por elemento finito de los tubos TA00 y TF01.

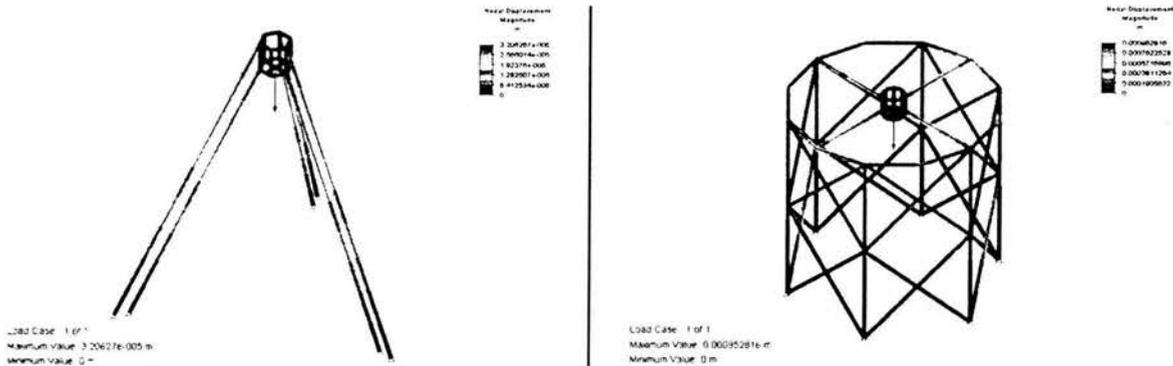
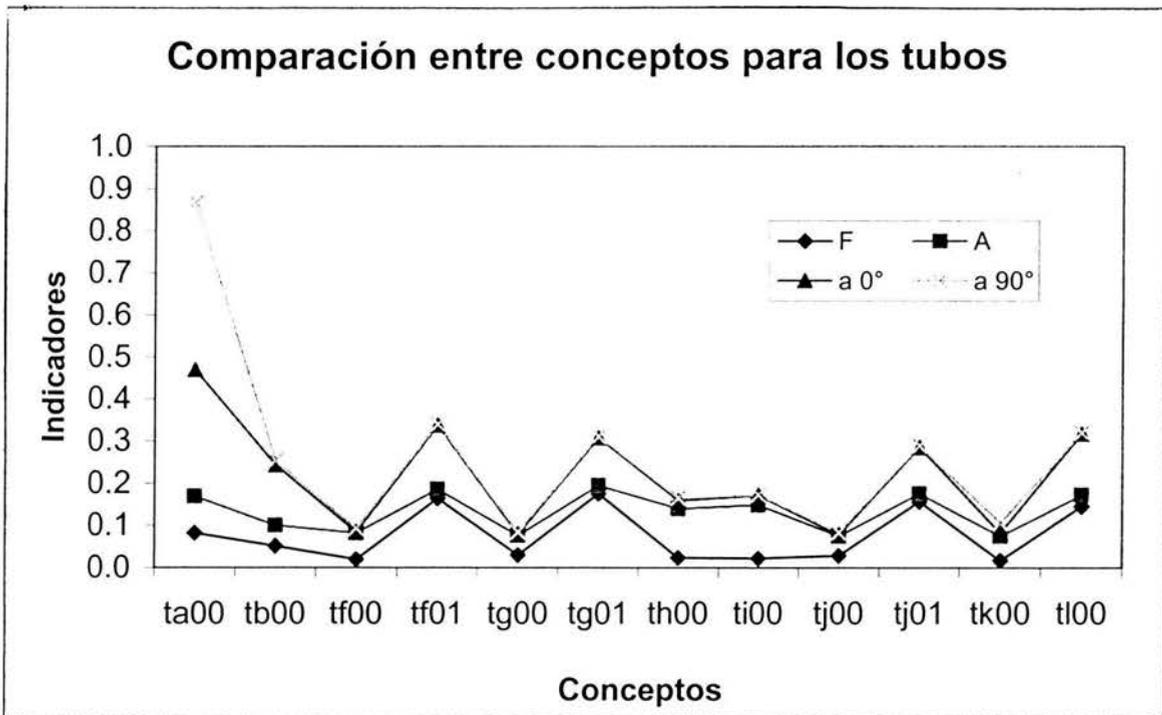


Figura 4.17 Desplazamientos de los tubos TA00 y TF01 al apuntar al cenit



Gráfica 4.13

Tabla 4.4 Suma para cada concepto

CONCEPTOS	SUMA PONDERADA DE LOS INDICADORES NORMALIZADOS
TA00	0.868
TF01	0.340
TL00	0.319
TG01	0.310
TJ01	0.288
TB00	0.254
TI00	0.173
TH00	0.165
TK00	0.107

De los conceptos de tubos se seleccionaron a los seis mejores para permanecer y formar parte de los tubos que se unirán con las mejores arañas y así evaluar el desempeño de ambas partes en un ensamble. Es importante destacar que el concepto TA presenta un desempeño muy superior al resto de los conceptos. En todos los conceptos analizados se determinó el mayor esfuerzo, tanto de compresión como de tensión, y solamente el concepto TI00 presentó un esfuerzo de 251 [MPa]. El concepto TI00 fue descartado por no estar entre los seis conceptos con mejor desempeño. En ninguno de los otros casos analizados se superaron los 100 [MPa].

4.3 Ensamblajes

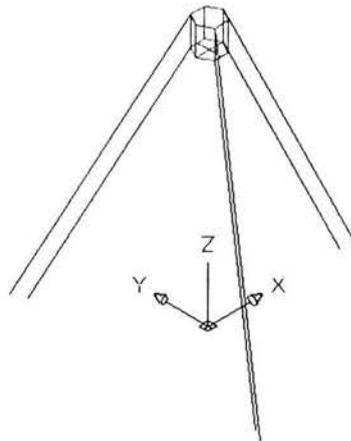
Los ensambles que se evaluarán resultaron de la unión entre los mejores conceptos de las arañas y de los tubos, siempre y cuando el ensamble pudiera realizarse. La nomenclatura para los ensambles consta de cuatro letras y dos números, las primeras dos letras hacen referencia al tubo y las dos últimas y los números al nombre de la araña. Recordando, los mejores conceptos para arañas y tubos fueron:

Tabla 4.5 Mejores conceptos

TUBOS	ARAÑAS
TA00	AE01
TF01	AC00
TL00	AA08
TG01	AB01
TJ01	AH00
TB00	AE02
---	AD00

Con este grupo de tubos y arañas se han generado los ensambles:

TATA00: El concepto TA00 realiza las funciones de tubo y araña, por lo que no puede ensamblarse con araña alguna. Figura 4.18.



TATA00

Figura 4.18 Ensamblas con el tubo TA

Los ensamblas generados a partir del tubo TF son TFAE01, TFAC00, TFAA08, TFAB01, TFAH00, TFAE02, TFAD00 y se muestran en la Figura 4.19. Para el ensamble TFAC00 se ha tenido que recortar la longitud del tubo TF01, ya que el concepto AC00 tiene su punto de unión al tubo 2.5 [m] por debajo del nivel que lo tienen los demás conceptos. En el ensamble TFAA08 se modificó a la versión TF01 al añadirle una viga paralela al eje longitudinal del tubo, con lo que sumaron siete vigas paralelas a dicho eje en lugar de seis, como las que tenía originalmente. Esa viga se agregó con la finalidad de colocar la unión de la araña al tubo a lo largo de dos de estas vigas.

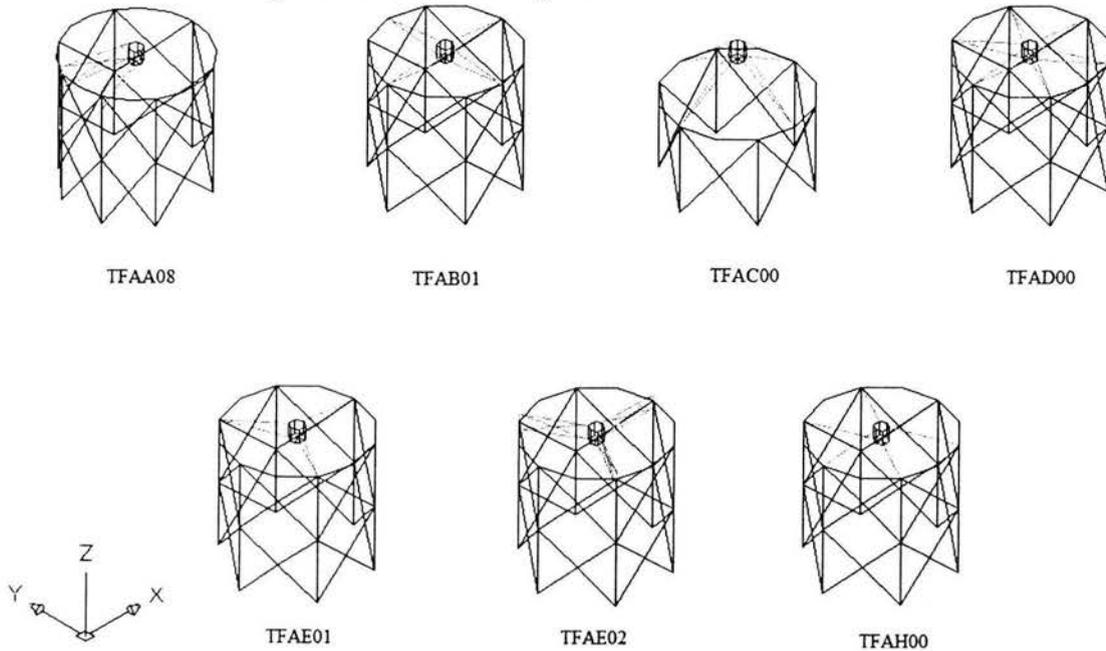


Figura 4.19 Ensamblas con el tubo TF

Los ensambles creados a partir del concepto TL son TLAE01, TLAB01, TLAH00, TLAE02 y TLAD00. Estos aparecen en la Figura 4.20.

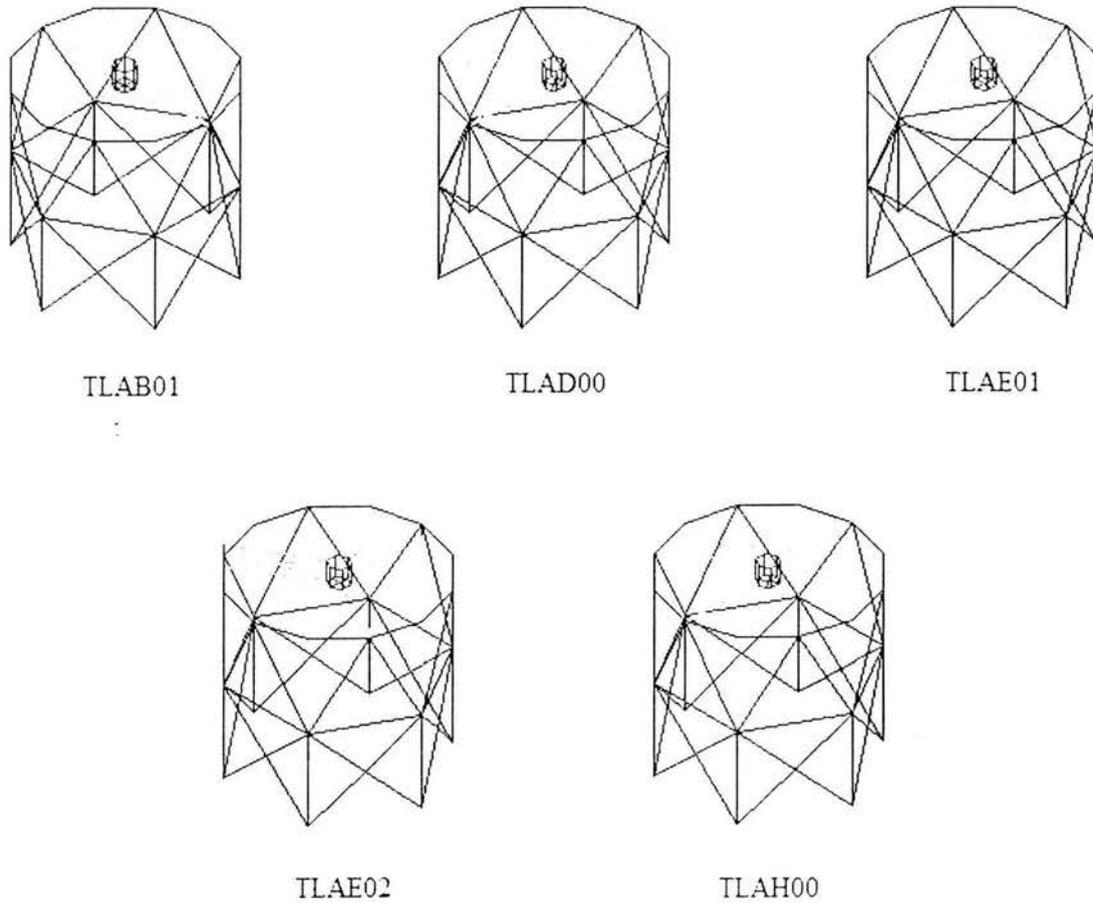


Figura 4.20 Ensamblajes con el tubo TL

En la Figura 4.21 se muestran los ensambles TGAE01, TGAB01, TGAH00 y TGAD00.

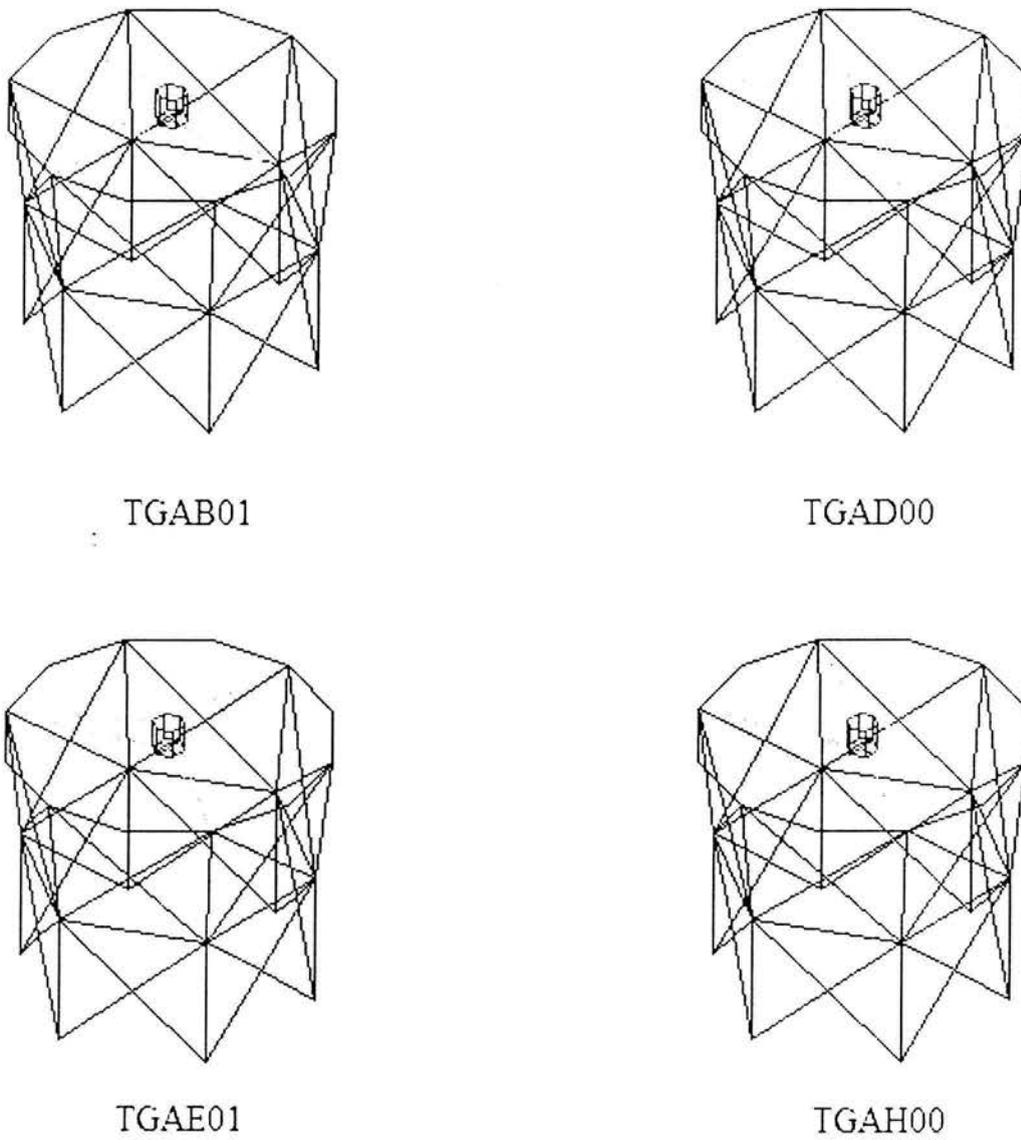


Figura 4.21 Ensamblajes con el tubo TG

A partir del concepto de tubo TJ se construyeron los ensamblajes TJAE01, TJAB00, TJAH00 y TJAD00, los cuales se aprecian en la Figura 4.22.

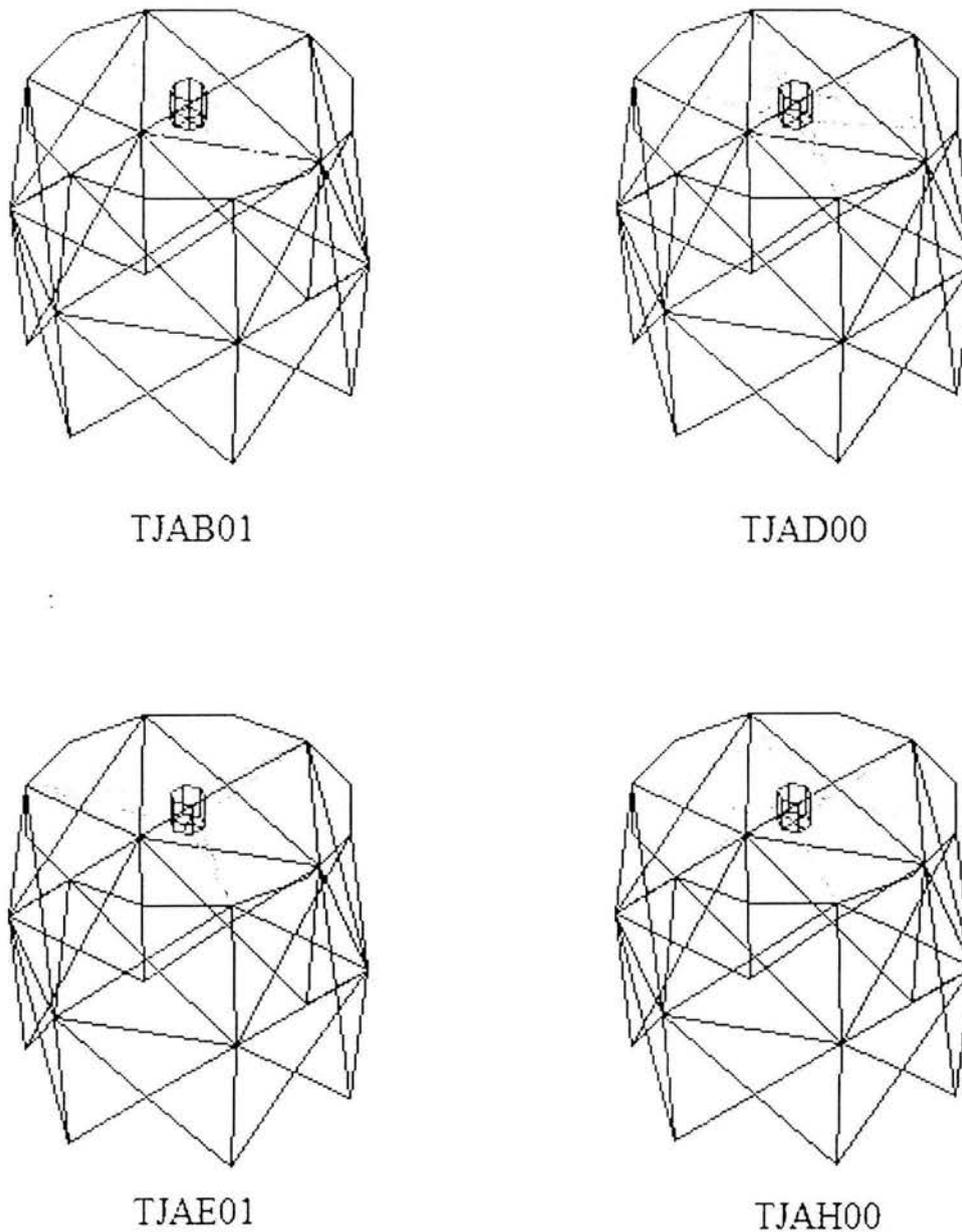


Figura 4.22 Ensamblajes con el tubo TJ

Del tubo TB se hicieron los ensamblajes TBAE01, TBAC00, TBAB01, TBAH00 y TBAD00. Al ensamblaje TBAC00 requiere un tubo más corto con el fin de unirse adecuadamente con la araña AC, cuya unión al tubo está 2.5 [m] más baja que las demás. En la Figura 4.23 aparecen estos ensamblajes.

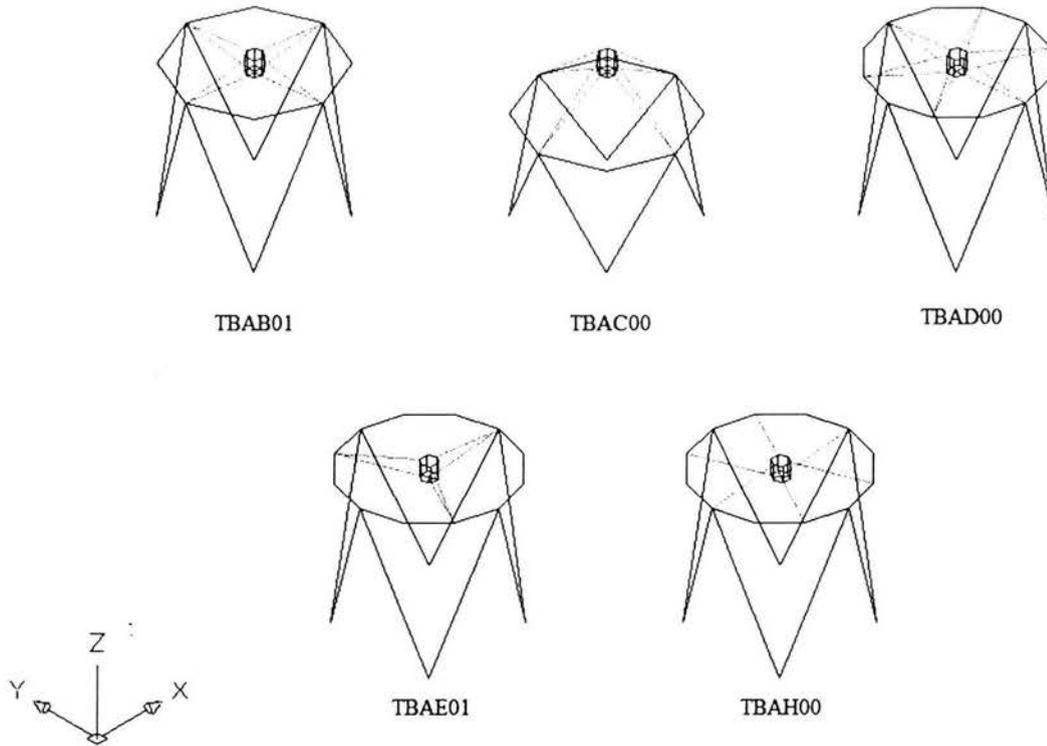


Figura 4.23 Ensambles con el tubo TB

Los ensambles fueron analizados mediante el método de elementos finitos, empleando ALGOR versión 13.30 para Windows y elementos viga con tres nodos. En esta primera etapa de evaluación de los ensambles, el material de los tubos fue acero AISI 1018 y perfil tubular de 8 [in] de diámetro y cédula 80. Las arañas se simularon con acero AISI 1018 y perfil tubular de 3.5 [in] de diámetro y cédula 80. La celda del secundario se consideró hecha con tubo de 3.5 [in] de diámetro y cédula 80 y con el material auxiliar. (ver Anexo 1).

Para cada uno de los ensambles se hicieron tres análisis diferentes, el de desplazamiento para cuando el telescopio apunta al horizonte, el de desplazamiento para cuando apunta al cenit y el análisis de frecuencia natural. Para el análisis de frecuencia natural se asignó al acero AISI 1018 como material para todas las partes de la estructura y se realizó con el telescopio apuntando al cenit.

La evaluación de los diferentes ensambles consideró:

Indicador a para 0° y 90° , ya definido con anterioridad.

La frecuencia natural del primer modo de vibración.

El área sombreada en el espejo primario (AS).

El área total (A). De la superficie exterior de la estructura.

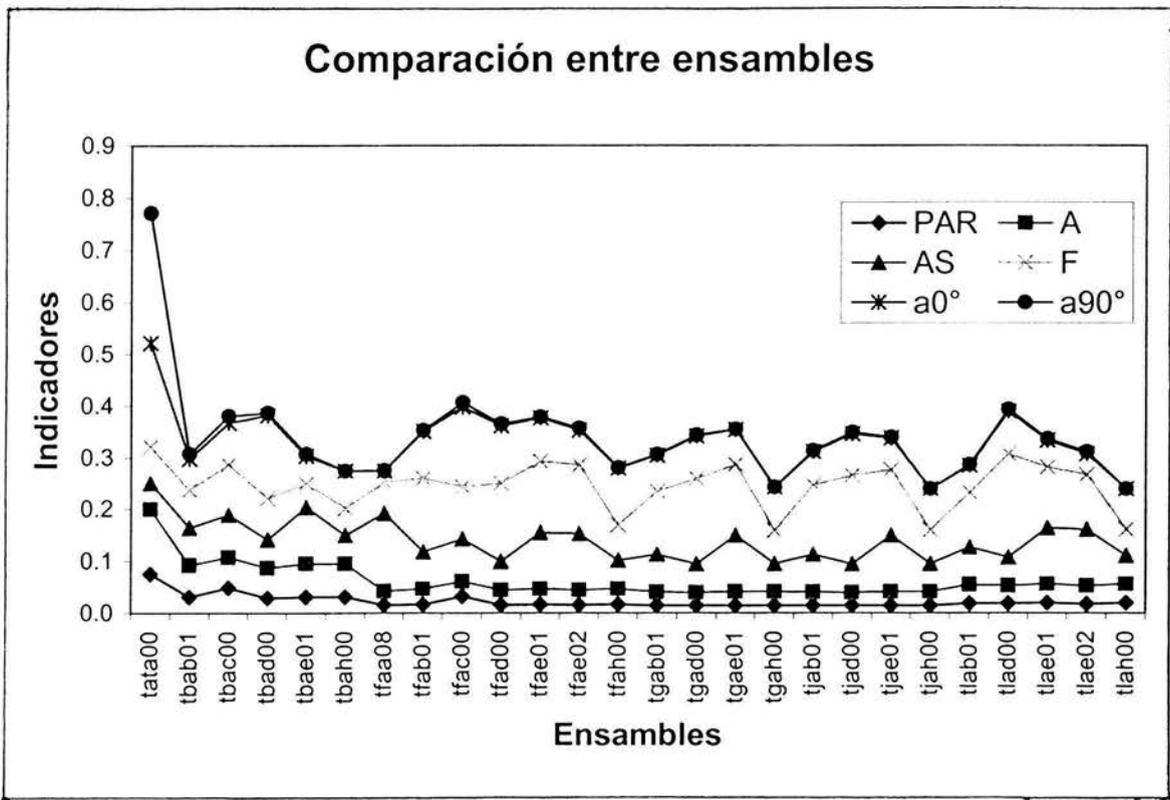
El par (PAR) generado por el peso del ensamble sobre el eje de elevación. Este valor se obtuvo al multiplicar el peso del tubo y la araña por la proyección del centro de masa sobre el eje óptico del telescopio.

Estos indicadores fueron normalizados siguiendo el procedimiento definido con anterioridad. El porcentaje para ponderar a cada uno de estos indicadores aparece en la Tabla 4.6

Tabla 4.6 Ponderación de los indicadores

INDICADOR	PORCENTAJE
$a90^\circ$	25.0%
$a0^\circ$	20.0%
Frecuencia natural	20.0%
AS	15.0%
A	12.5%
PAR	7.5%

A partir de los análisis realizados a cada ensamble, empleando estos indicadores y su ponderación se obtuvieron los resultados que se muestran en la Gráfica 4.14:



Gráfica 4.14

Los puntos superiores de la Gráfica 4.14 indican la suma ponderada de cada uno de los indicadores correspondientes a cada ensamble. El valor de esta suma se muestra en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7 Suma para cada ensamble

ENSAMBLE	SUMA PONDERADA DE LOS INDICADORES NORMALIZADOS
TATA00	0.771
TFAC00	0.406
TLAD00	0.393
TBAD00	0.387
TBAC00	0.380
TFAE01	0.379
TFAD00	0.365
TFAE02	0.356
TGAE01	0.355
TFAB01	0.352
TJAD00	0.349
TGAD00	0.344
TJAE01	0.339
TLAE01	0.336
TJAB01	0.313
TLAE02	0.311
TBAE01	0.307
TBAB01	0.307
TGAB01	0.306
TLAB01	0.286
TFAH00	0.280
TFAA08	0.275
TBAH00	0.274
TGAH00	0.242
TJAH00	0.239
TLAH00	0.239

El valor máximo de esfuerzo lo presentó el ensamble TATA00 y tuvo un valor de 59.1 [MPa]. Este valor de esfuerzo es aceptable por solamente representar el 13% del límite de cedencia del material. De los 26 ensambles analizados se seleccionaron a los siete mejores. Estos siete ensambles son los que cuentan con la geometría más rígida de entre los evaluados.

5 RESULTADOS

Los siete mejores conceptos fueron TATA01, TFAC01, TLAD01, TBAD01, TBAC01, TFAE02 y TFAD01. Estos se aprecian en la Figura 5.1:

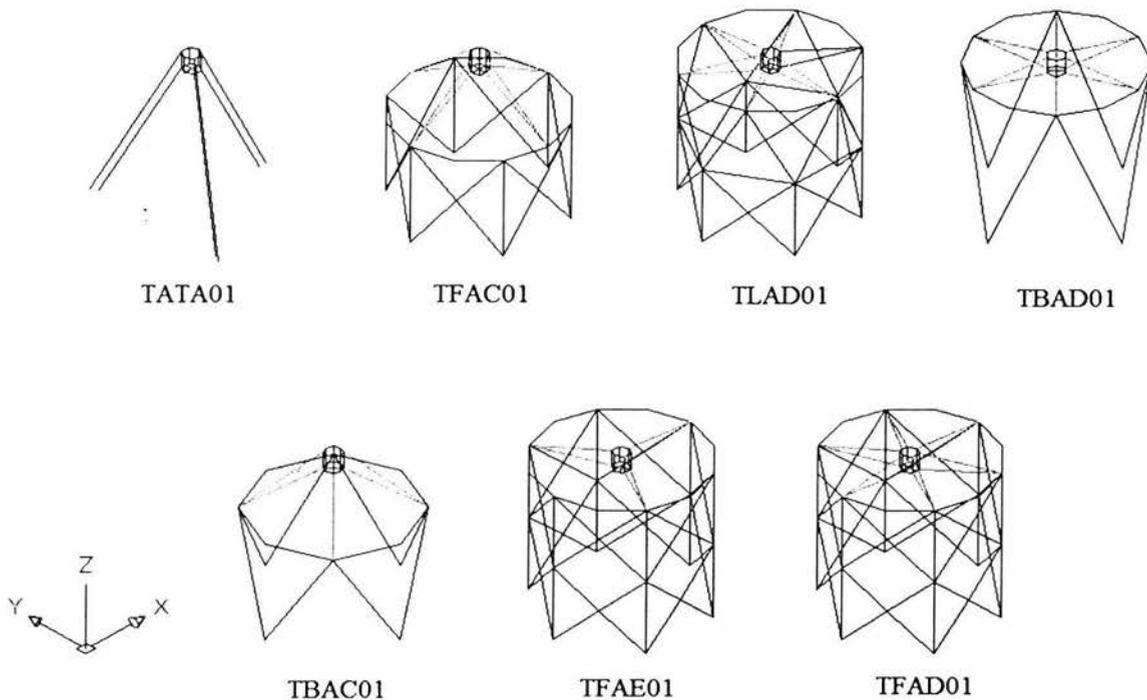


Figura 5.1 Los siete mejores

Con el fin de reducir la masa de la estructura y la sombra que ésta genera sobre el espejo primario se sustituyeron los perfiles con los que se modelaron los diferentes conceptos por otros más ligeros y más delgados. El ensamble TATA02 se modeló con un perfil de acero estructural hueco (HSS) 8x2x0.25 y el resto de los ensambles se simularon con solera 50.8x12.7 [mm] en las arañas y perfil tubular de 8 [in] y cédula 40 en el tubo. (Anexo 1). El acero AISI 1018 es el material con el que se modelaron al tubo y a la araña, la celda del secundario se modeló con el material auxiliar y con el mismo perfil que en ocasiones anteriores, exceptuando el caso de análisis de frecuencia en el que se empleó acero AISI 1018 para todas la celda del secundario y las demás partes.

En el análisis mediante elementos finitos de estos conceptos se determinaron los parámetros: frecuencia natural de vibración en el ensamble al apuntar al cenit y desplazamiento total del nodo central inferior de la celda del secundario en cuatro

diferentes posiciones de elevación. Estas cuatro diferentes posiciones corresponden a los ángulos de elevación 0° , 30° , 60° y 90° . Para comparar a estos conceptos se utilizaron los indicadores:

Indicador a , para las cuatro diferentes posiciones de elevación.

La frecuencia natural del primer modo de vibración.

El área sombreada en el espejo primario (AS).

El área total (A). De la superficie exterior de la estructura.

El par (PAR) generado por el peso del ensamble sobre el eje de elevación.

Cada uno de los indicadores se ponderó con los porcentajes que aparecen en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Ponderación de los indicadores

INDICADOR	PORCENTAJE
a_{90°	17.5%
a_{60°	15.0%
a_{30°	12.5%
a_{0°	2.5%
AS	15.0%
PAR	15.0%
A	12.5%
Frecuencia natural	10.0%

La frecuencia natural se ponderó solamente con 10% porque la frecuencia del primer modo de vibración para todos los modelos fue inferior a los 5.4 [Hz] y este modo, en todos los conceptos, se presentó alrededor del eje óptico del telescopio Figura 5.2. Esa baja frecuencia se debe a la disminución de rigidez ocasionada por el uso de elementos más delgados, pero es susceptible de aumentar al tensar dichos elementos. En la Gráfica 5.1 se muestra la suma ponderada de los indicadores normalizados para cada uno de los siete conceptos.

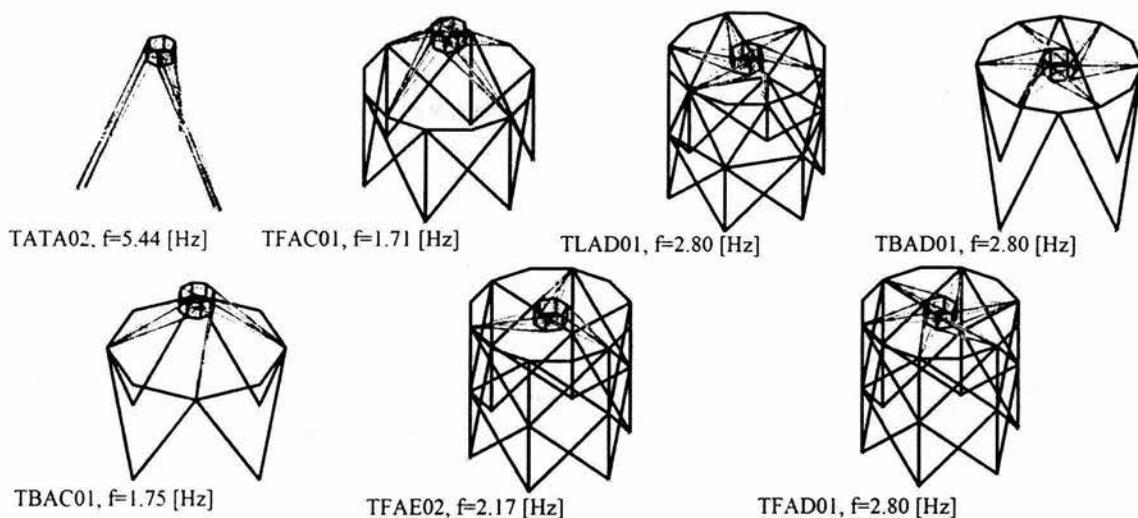
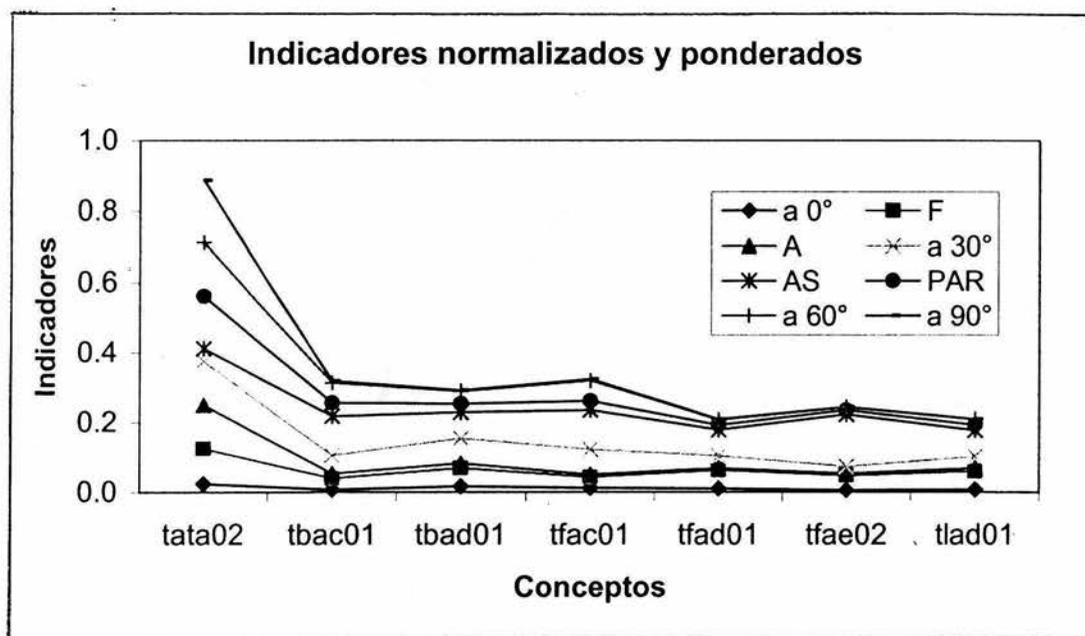
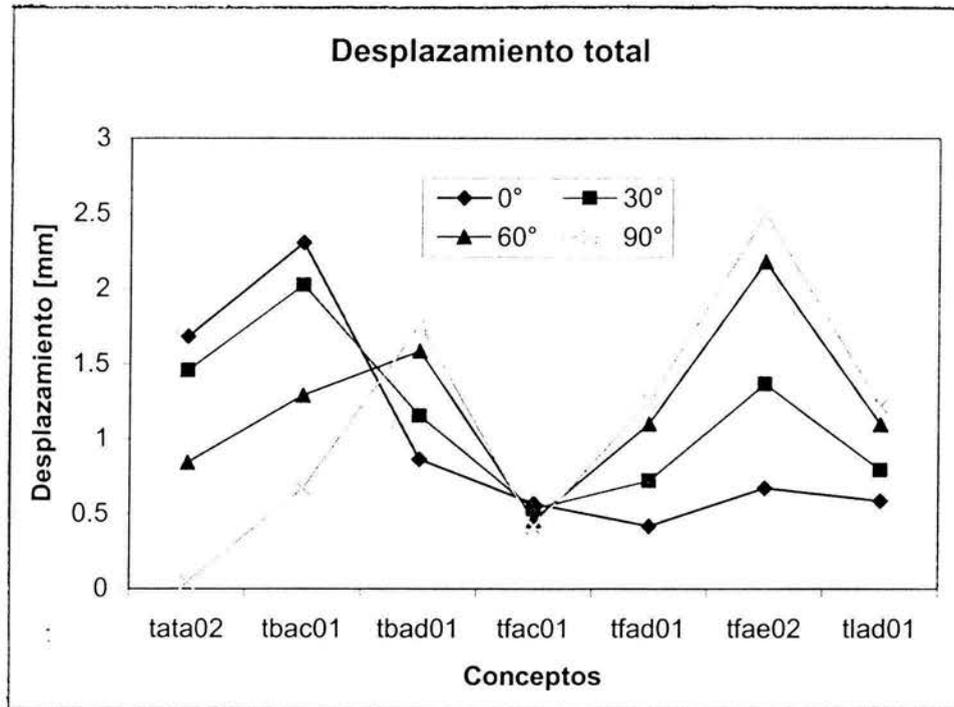


Figura 5.2 Frecuencia natural para el primer modo de vibración

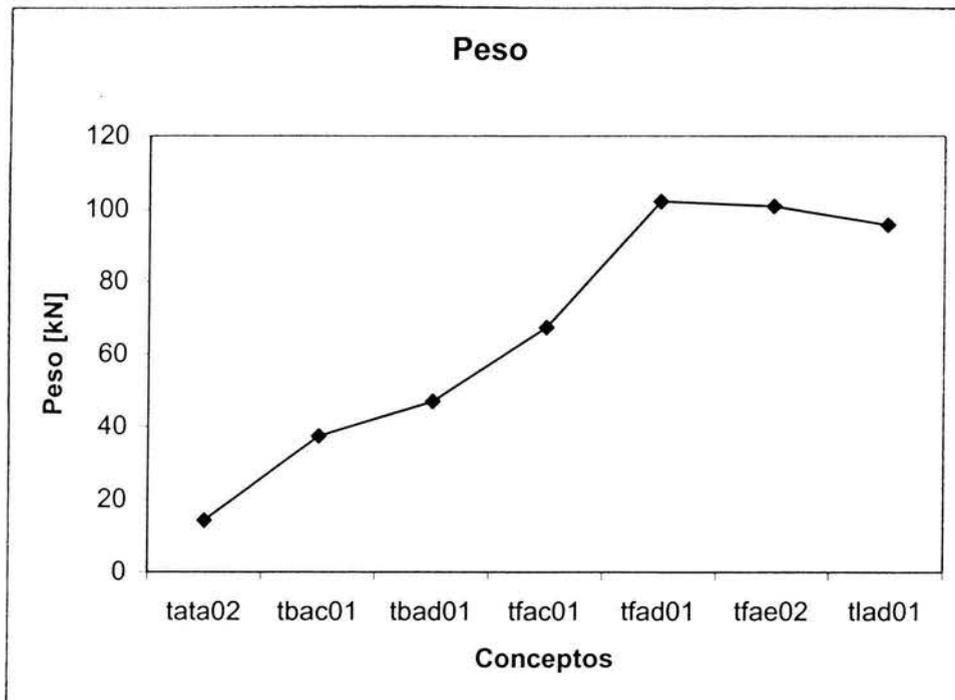


Gráfica 5.1

En esta gráfica se observa que el concepto TATA02 destaca por alcanzar una suma cercana al doble del valor obtenido para los demás conceptos. En la Gráfica 5.2 aparece la magnitud del desplazamiento total para cada concepto en cada una de la cuatro posiciones de elevación, en la Gráfica 5.3 se compara el peso de cada uno de los conceptos.



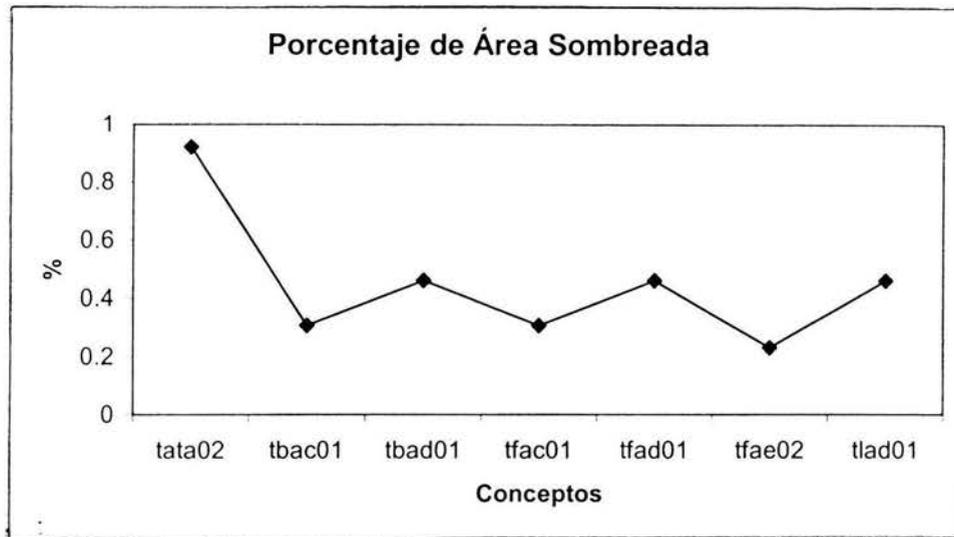
Gráfica 5.2



Gráfica 5.3

En la Gráfica 5.2 se observa que el único concepto en mantenerse con valores de desplazamiento inferiores a 1 [mm] es el concepto TFAC01. En la Gráfica 5.4 se aprecia

que el concepto TATA02 genera la mayor sombra sobre el espejo primario e incluso tiene un valor superior al permitido por las especificaciones.



Gráfica 5.4

Con los resultados obtenidos en la evaluación de los siete conceptos se puede afirmar que el muy bajo peso del concepto TATA02 y su extraordinariamente pequeño desplazamiento al apuntar al cenit lo hacen parecer el mejor de los conceptos, aunque sus desplazamientos no sean los menores para todos los casos. Al analizar detenidamente al concepto TATA02 se observa que su desplazamiento, al apuntar al cenit, es del orden de decenas de micrómetros; pero es mayor a 1 [mm] en los casos en los que se apunta a 0° y a 30° . En la Figura 5.3 se muestra el modelo deformado del concepto TATA02 a consecuencia de su peso propio y del de la celda del secundario al apuntar al horizonte (0°).

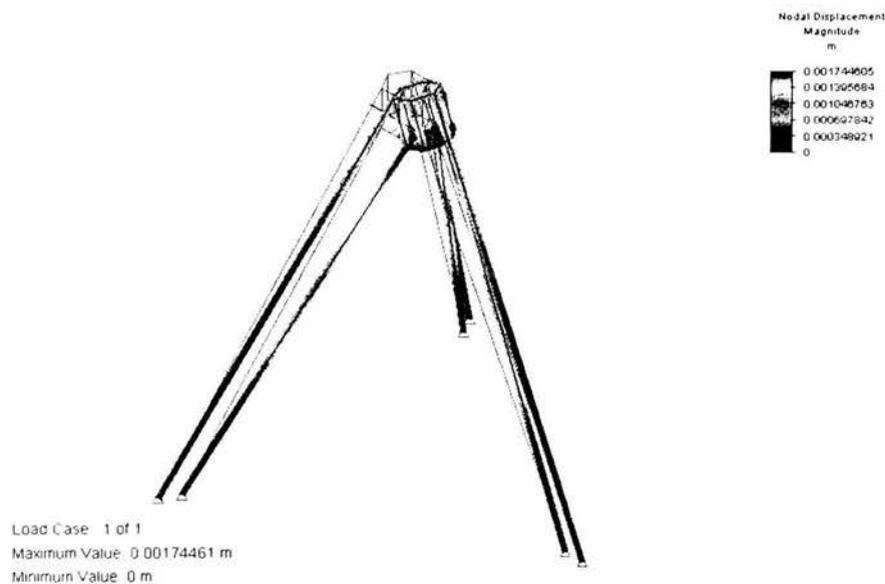


Figura 5.3 Versión TATA02 en la posición 0°

Para mejorar el desempeño del concepto TATA se reforzaron sus patas al unir las entre sí mediante tubos de 1.5 [in] y cédula 80, teniendo como resultado a la versión TATA03, la cual se aprecia en la Figura 5.4. En esta versión del concepto TATA se empleó el mismo material que en las simulaciones anteriores y los elementos más largos de las patas fueron idénticos a los empleados en la versión TATA02. La versión TATA03 solamente se analizó en la posición de 0° , no se analizó en otras posiciones porque los resultados de este primer análisis indican un comportamiento muy semejante a la versión TATA02. El resultado obtenido se muestra en la Figura 5.4, donde se aprecia una gran deformación en las patas. El desplazamiento del secundario en este caso es de 1.14 [mm].

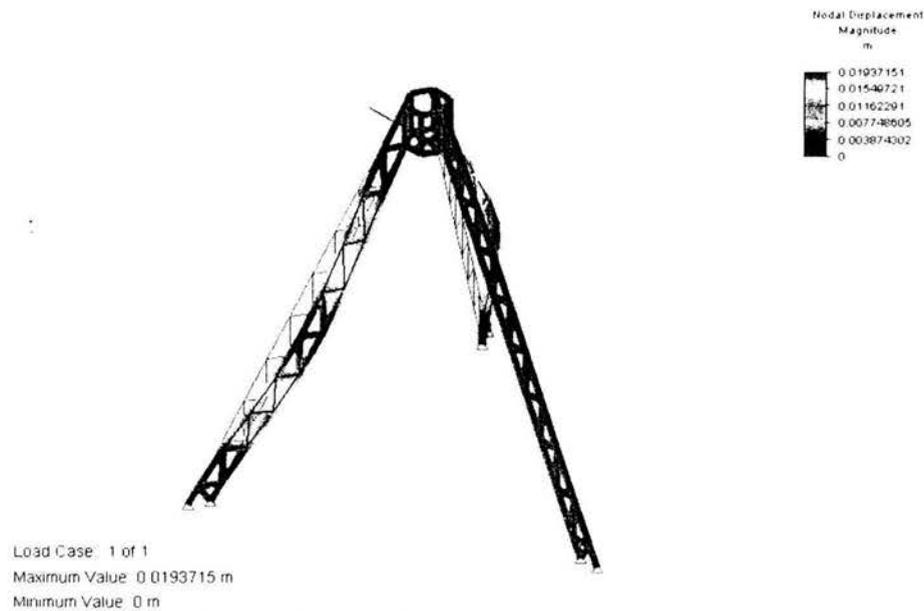
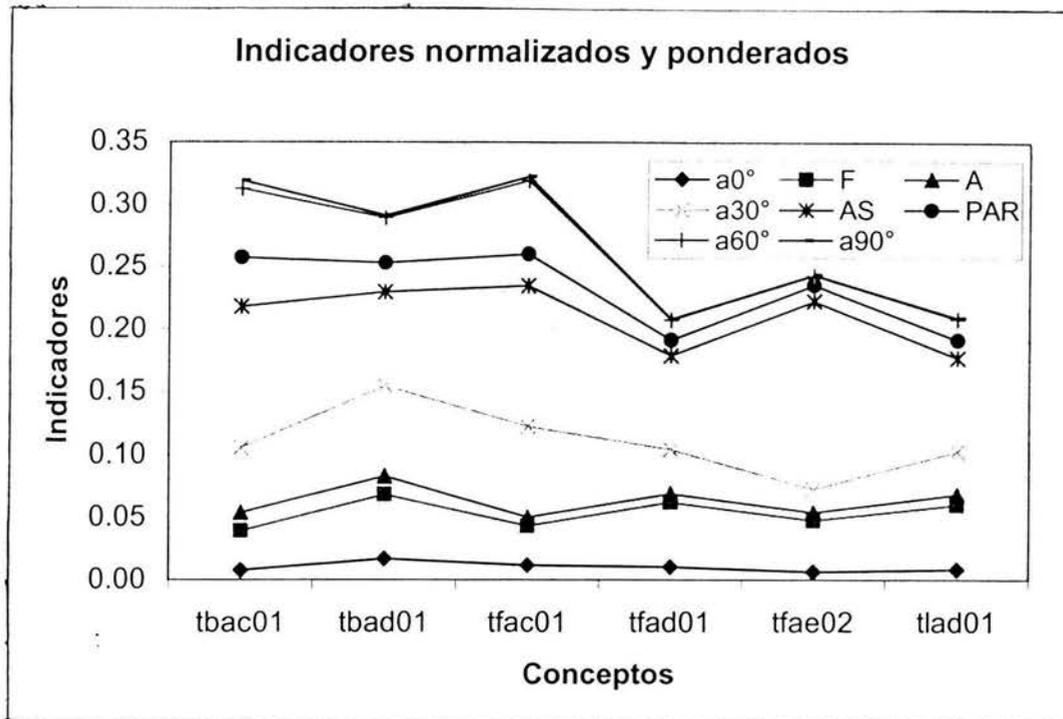


Figura 5.4 Versión TATA03 en la posición 0°

La deformación que sufren las patas del concepto TATA03 al apuntar al horizonte señala la debilidad de éstas ante cargas transversales a su eje longitudinal. Esa debilidad solamente se corregirá al aumentar el ancho de los perfiles que conformen a las patas, pero ese hecho aumentará la sombra proyectada sobre el espejo primario, valor que en este momento ya se encuentra fuera de especificaciones. Mediante este razonamiento se concluye que el concepto TATA sea descartado al no permitir su optimización. La suma ponderada de los indicadores normalizados de los conceptos restantes se muestra en la Gráfica 5.5 y el valor de esta suma se reporta en la Tabla 5.2.



Gráfica 5.5

Tabla 5.2 Suma para cada ensamble

ENSAMBLE	SUMA PONDERADA DE INDICADORES NORMALIZADOS
TFAC01	0.323
TBAC01	0.319
TBAD01	0.291
TFAE02	0.244
TLAD01	0.210
TFAD01	0.208

Como se observa, el concepto TFAC01 es el mejor de los seis conceptos. En la Gráfica 5.2 y en la Gráfica 5.4 se observa que este concepto cumple con las especificaciones de desplazamiento total y sombra proyectada sobre el espejo primario. Se mencionó anteriormente que ninguno de los conceptos alcanzó los 8 [Hz] en su frecuencia natural de vibración para el primer modo, es por ello que solamente restará cumplir con esa especificación para que el concepto TFAC, ver Figura 5.5, cumpla con todas las especificaciones.

El esfuerzo máximo que se presenta en la versión TFAC01 es de 9.5 [MPa], apuntando al horizonte. En la Figura 5.6 se muestra a la versión TFAC01 en la posición apuntando al horizonte y los desplazamientos generados por su propio peso y el del espejo secundario. En la Figura 5.7 se puede observar el primer modo de vibración de la estructura, el cual involucra a la celda del secundario y a la araña, y es primordialmente alrededor del eje óptico. En la misma figura se muestra el quinto modo de vibración, en el cual, por primera

ocasión, se presentan en el tubo las mayores amplitudes de vibración. Este modo tiene una frecuencia de 18.5 [Hz].

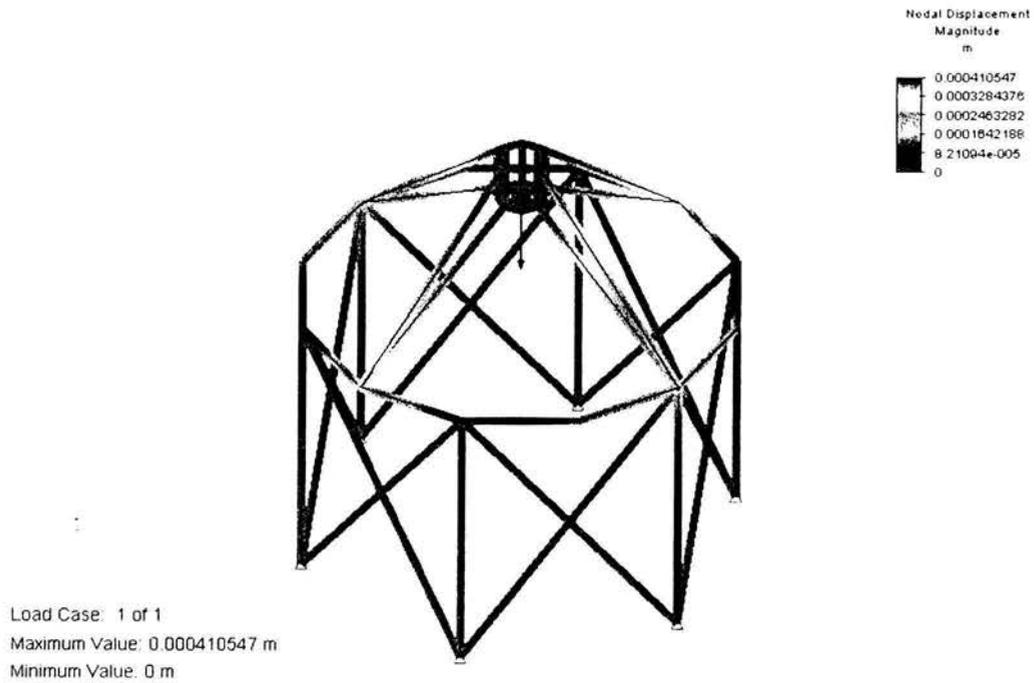


Figura 5.5 Versión TFAC01

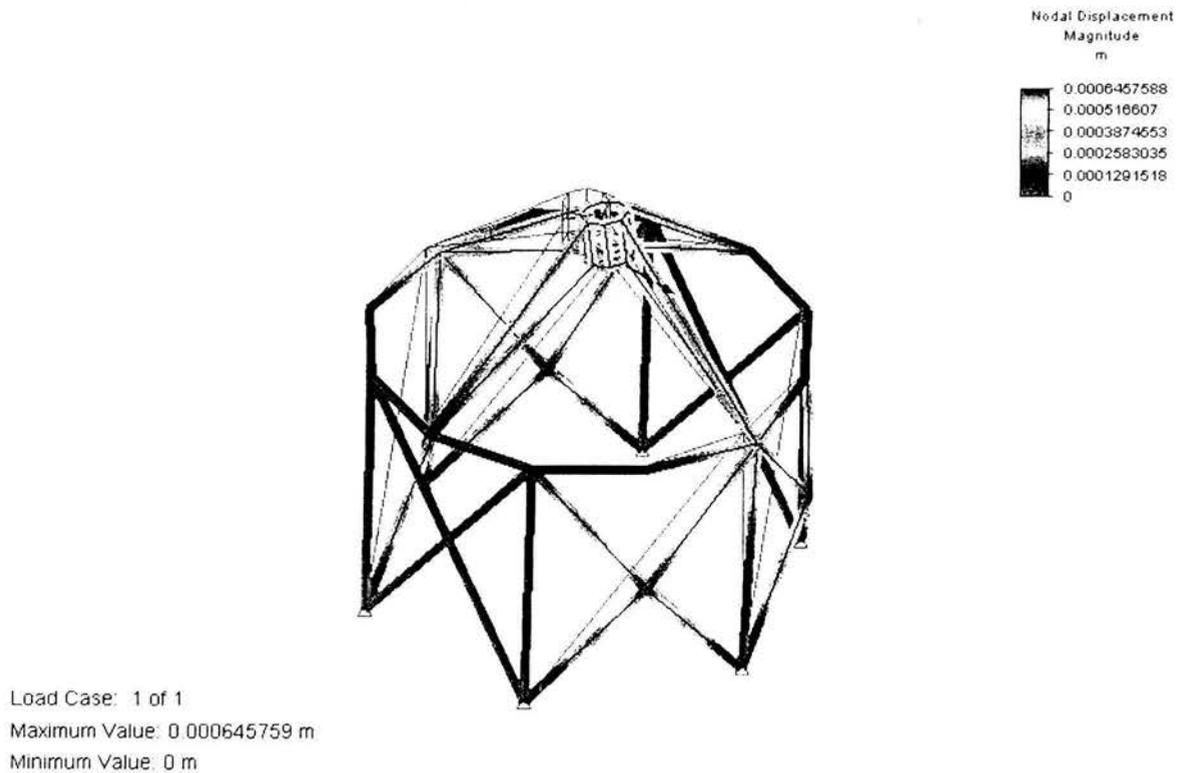


Figura 5.6 Versión TFAC01 apuntando al horizonte. Se muestra al modelo desplazado.

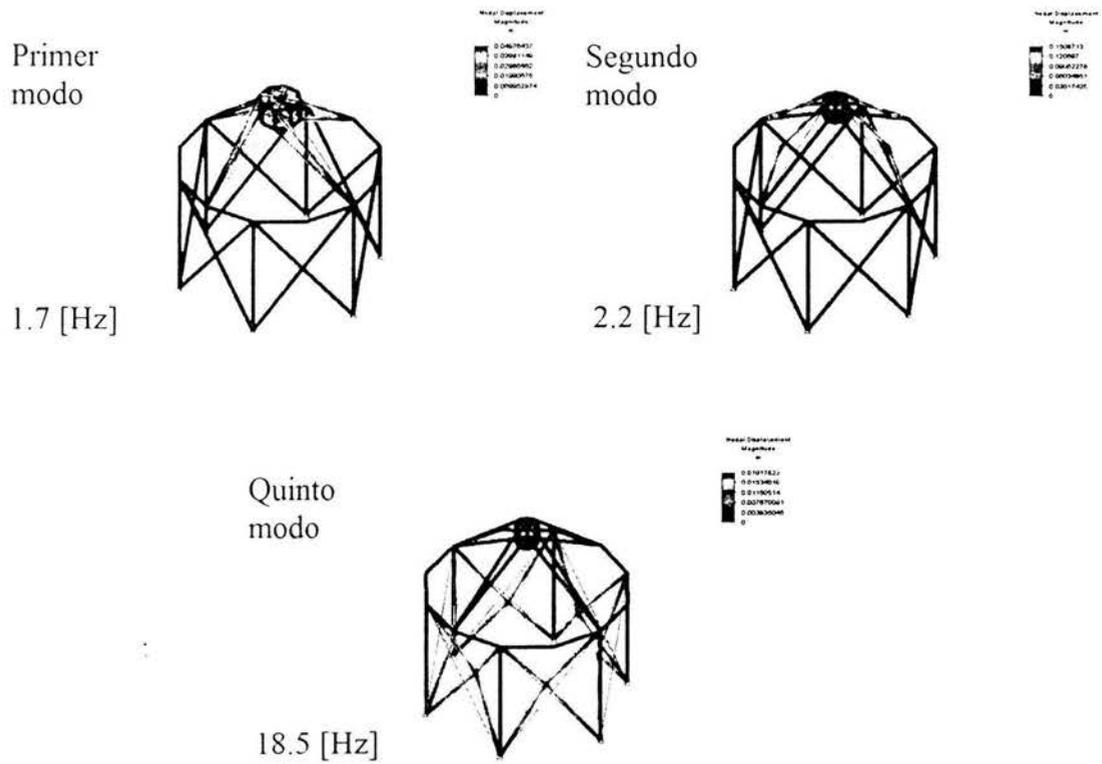


Figura 5.7 Modos de vibración de la versión TFAC01

CONCLUSIONES

Mediante la aplicación de la metodología del diseño conceptual, el análisis mediante elementos finitos y cálculos analíticos se determinó que el concepto geométrico TFAC en su versión 01 es el ensamble, dentro de los veintiséis propuestos, que mejor desempeño presentó. El desplazamiento entre el espejo secundario y el primario, debido a la deformación de las estructuras tubo y araña de la versión TFAC01, es menor a 1 [mm] en las cuatro diferentes posiciones de elevación estudiadas. La máxima diferencia entre los desplazamientos totales para las cuatro diferentes posiciones de elevación de esta versión es 0.16 [mm]. Este valor contrasta con las diferencias obtenidas para los demás conceptos, que fueron cercanas a 1 [mm]. La sombra que la versión TFAC01 proyecta sobre el espejo primario es de 0.3 %. Es por ello que la versión TFAC01 cumple con las especificaciones de desplazamiento y de sombra proyectada sobre el espejo primario.

La frecuencia natural para el primer modo de vibración de la versión TFAC01 no cumple con la especificación de ser mayor a los 8 [Hz]. En este caso se propone tensar las vigas que componen a la araña y así aumentar su frecuencia natural. Ninguno de los otros conceptos logró cumplir con esta especificación.

La matriz QFD obtenida en el desarrollo de esta tesis no es definitiva. Deberá enriquecerse cuando se tenga mayor conocimiento sobre el proyecto y se puedan definir más necesidades, tanto de las estructuras araña y tubo como del resto de los componentes mecánicos del telescopio.

En esta etapa de diseño conceptual se identificó al concepto TFAC como una alternativa viable para construir la estructura. En las siguientes etapas de diseño se deberán hacer estudios más detallados. Tales como, definir el proceso de unión entre las vigas que constituirán al tubo y a la araña, así como su unión al anillo de elevación; el análisis dinámico de la estructura bajo cargas de viento o sísmicas; la interacción entre la estructura y el sistema de óptica activa.

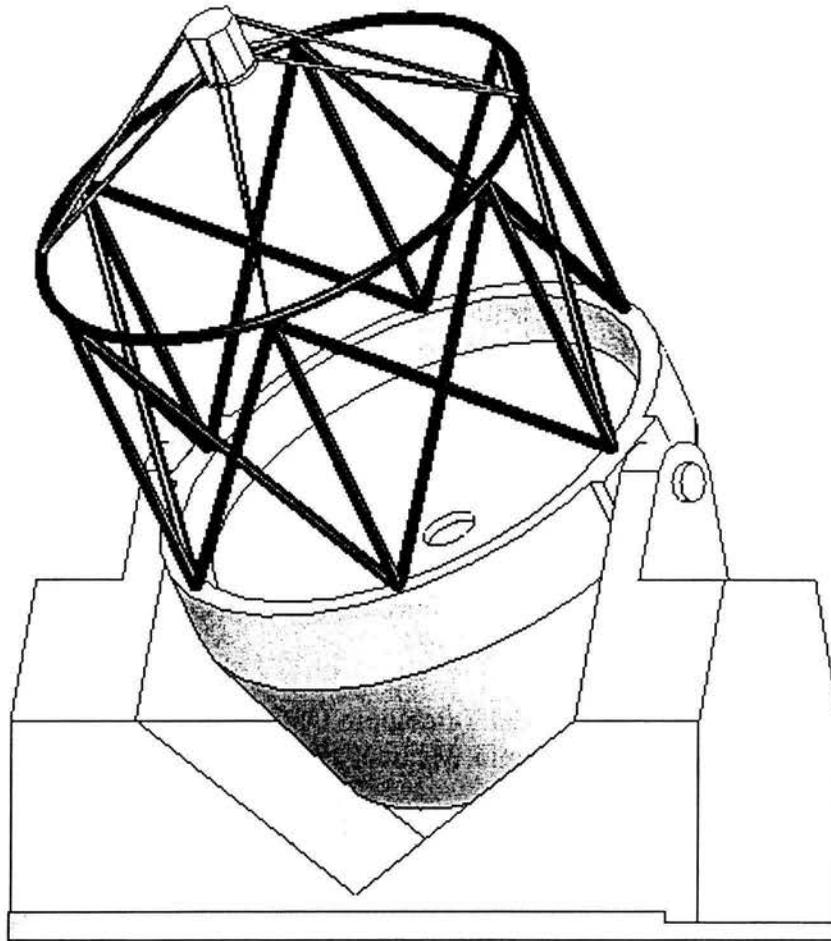


Figura 1 Telescopio con el concepto TFAC01

REFERENCIAS

- [1] An Introduction to Active and Adaptive Optics
<http://www.eso.org/projects/aot/introduction.html>
- [2] Angeli George Z., “Characterization of Wind Loading of Telescopes”, *SPIE Proceedings*, Integrated Modeling of Telescopes, Vol. 4757, 2002.
- [3] Baumeister T., y Avallone E, Marks Manual de Ingeniero Mecánico Vol. 1, México, 1978.
- [4] Berry, R., Build your own Telescope, Willmann-Bell, Virginia, 1994.
- [5] Chandrupatla, T. R., y Belegundu A. D., Introducción al Estudio del Elemento Finito en Ingeniería, p. 412, Prentice Hall, México, 1999.
- [6] Cruz-González I., et al, Proyecto del Telescopio Óptico-Infrarrojo Mexicano de Nueva Tecnología: TIM, Instituto de Astronomía, México, 1998.
- [7] Del Vecchio C., Davison, W. B., Gallieni, W., Rigato, G., Miglietta L., “Finite Element Analysis of the Columbus Telescope Project Elevation Structure”, *ESO Proceedings*, Progress in Telescope and Instrumentation Technologies, 1992.
- [8] Del Vecchio C., et al, “The Mechanical Structure of the Large Binocular Telescope”, *SPIE Proceedings*, Optical Telescopes of Today and Tomorrow, Vol. 2871, 1996.
- [9] Del Vecchio, C., Miglietta, L., Davison, W., “The Mechanical Design of the Large Binocular Telescope”, *SPIE Proceedings*, Advanced Technology Optical Telescopes V, Vol. 2199, 1994.
- [10] Dixon, R. T., Dynamic Astronomy, Prentice-Hall, New Jersey, 1975.
- [11] Euro50 Telescope Home Page. <http://www.astro.lu.se/~torben/euro50/>
- [12] Farah, A., “Diseño y Análisis de la Celda para el Espejo Primario del Telescopio TIM, Usando el Método del Elemento Finito”, p. 79, Tesis de licenciatura FI-UNAM, México, 2000.
- [13] Gemini Telescopes Home Page. <http://www.gemini.edu/media/factsheet.html>

- [14] Gray P. M., et al, "Support and Actuation of Six Secondaries for the 6.5 m MMT and 8.4 m LBT Telescopes", *SPIE Proceedings*, Optical Telescopes of Today and Tomorrow, Vol. 2871, 1996.
- [15] Halliday, D., y Resnick, R., Fundamentos de Física: Versión Ampliada, p. 726, CECSA, México, 1986.
- [16] Harvey J. E., Ftaclas Ch., "Diffraction Effects of Telescope Secondary Mirror Spiders on Various Image-Quality Criteria", *Applied Optics*, Vol. 34, No. 28, 1995.
- [17] Hecht, E., y Zajac, A., Óptica, Addison-Wesley Iberoamericana, Delaware, 1986.
- [18] Lake County Atronomical Society. <http://www.bpcps.com/lcas/Articles/telehist.htm>
- [19] Largest Telescopes of the World. <http://home.tiscali.se/pausch/bigtel/LargestTelescope.html>
- [20] LBT 8.4 meter Honeycomb Mirror Casting #1. <http://medusa.as.arizona.edu/mlab/lbtcast.html>
- [21] LBT Telescope Home Page. <http://medusa.as.arizona.edu/lbto/index.htm>
- [22] Malacara. D., y Malacara, J. M., Telescopios y Estrellas, Fondo de Cultura Económica, México, 1988.
- [23] OWL Telescope Home Page. <http://www.gtcdigital.net/gtc.htm>
- [24] Página Electrónica del Telescopio GTC. <http://www.gtcdigital.net/gtc.htm>
- [25] Parodi, G., et al, "LBT Primary Mirrors: The Final Design of the Supporting System", *SPIE Proceedings*, Optical Telescopes of Today and Tomorrow, Vol. 2871, 1996.
- [26] Pedrayes M., et al, Diseño de la Estructura del Telescopio Óptico-Infrarrojo Mexicano (TIM) de Nueva Tecnología", Instituto de Astronomía, Ensenada, 2000.
- [27] Popov, E. P., Mecánica de Sólidos, Pearson Educación, México, 2000.
- [28] Spyrakos, C. C., y Raftoyiannis, J., Finite Element Analysis in Engineering Practice, Algor Publishing Division, Pittsburgh, 1997.
- [29] Subaru Telescope Home Page. <http://www.naoj.org/index.html>
- [30] Ullman, D. G., The Mechanical Design Process, p. 120, McGraw-Hill, Boston, 1997.
- [31] Ullman, D. G., The Mechanical Design Process, p. 122, McGraw-Hill, Boston, 1997.

[32] VLT Telescope Home Page. <http://www.eso.org/projects/vlt/unit-tel/>

[33] Zienkiewicz, O.C., y Taylor, R. L., El Método de los Elementos Finitos, Volumen 1, p. 2, McGraw-Hill, Barcelona, 1994.

ANEXO 1

Material	Acero AISI 1018
Densidad	7823 [kg/m ³]
Módulo de elasticidad	206.8 [GPa]
Coefficiente de Poisson	0.3
Límite de cedencia	450 [MPa]

Aplicable a elementos estructurales según la norma ASTM A36

Material	Auxiliar
Densidad	7800 [kg/m ³]
Módulo de elasticidad	2000 [GPa]
Coefficiente de Poisson	0.3

Tubo	3.5 [in] cédula 80
Diámetro externo (DE)	101.6 [mm]
Diámetro interno (DI)	85.45 [mm]

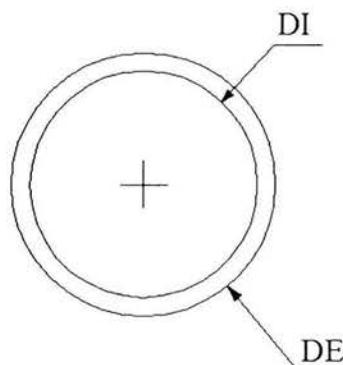
De acuerdo con la norma ASTM A53-94

Tubo	8 [in] cédula 80
Diámetro externo (DE)	219.1 [mm]
Diámetro interno (DI)	193.68 [mm]

De acuerdo con la norma ASTM A53-94

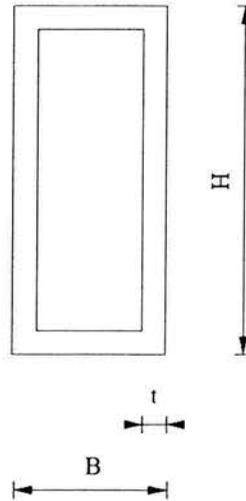
Tubo	8 [in] cédula 40
Diámetro externo (DE)	219.08 [mm]
Diámetro interno (DI)	202.72 [mm]

De acuerdo con la norma ASTM A53-94



Perfil	HSS 8x2x0.25
Base (B)	50.8 [mm]
Altura (H)	203.2 [mm]
Espesor de pared (t)	5.92 [mm]

De "Hollow Structural Steel Dimension and Section Properties" Steel Tube Institute of North America



Solera	½ x 2 [in]
Base (B)	13 [mm]
Altura (H)	51 [mm]

De acuerdo con la norma ASTM A108-03

