



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO



FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO DE
PROPAGACIÓN DE ONDAS EN MEDIOS
GRANULADOS VIBRATORIOS**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A N:
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA

DIRECTOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

DISEÑO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO DE PROPAGACIÓN DE ONDAS EN MEDIOS GRANULADOS VIBRATORIOS

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN OBJETIVO

CÁPITULO 1 PLANTEAMIENTO: ANTECEDENTES

- 1.1 ANTECEDENTES:
 - 1.1.1 Materiales granulares
 - 1.1.2 Importancia de su estudio
 - 1.1.3 Propagación de ondas
 - 1.1.4 Los materiales granulares y las ondas
 - 1.2.5 La mecánica de los materiales granulares
 - 1.2.6 Vibración y compactación de materiales granulares
 - 1.2.7 Parámetros en el estudio de materiales granulares sujetos a vibración
 - 1.2.8 Parámetros de estudio de ondas sonoras a través de medios granulares
 - 1.2.9 Investigaciones previas

CÁPITULO 2 DISEÑO DEL MECANISMO.

- 2.1 DISEÑO MECÁNICO
 - 2.1.1 Clasificación de los procesos de diseño
 - 2.1.2 Factores económicos
 - 2.1.3 Consideraciones de diseño
 - 2.1.4 Inconvenientes en el diseño
- 2.2 DISEÑO CONCEPTUAL DEL MECANISMO
 - 2.2.1 Metodología de diseño
 - 2.3.1-A Especificaciones del diseño del dispositivo
 - 2.2.2 Diseño conceptual
 - 2.2.2-A Funciones
 - 2.2.2-B Descripción de las funciones
 - 2.2.2-C Generación y evaluación de conceptos
 - 2.2.2-D Selección del concepto final
- 2.3 DISEÑO DE DETALLE
 - 2.3.1 Diseño de contenedores
 - 2.3.2 Diseño de bielas y manivelas
 - 2.3.3 Diseño de ejes y flechas
 - 2.3.4 Diseño de soportes
 - 2.3.5 Selección de baleros, chumaceras y rodamientos
 - 2.3.6 Selección de motores y controladores

CÁPITULO 3

CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO

3.1 CONSIDERACIONES PREVIAS

3.2 MANUFACTURA DEL DISPOSITIVO

3.2.1 Contenedores

3.2.2 Biela-Manivela

3.2.3 Estructuras

3.2.4 Ensamble total del dispositivo

CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

APENDICES

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS

INTRODUCCIÓN

Los materiales granulares son comunes en la vida del ser humano. La arena presente en enormes cantidades en los desiertos (los cuales sobrepasan más del 10% de la superficie terrestre) es uno de los ejemplos más tangibles. Además se pueden citar otros como son: granos alimenticios, productos farmacéuticos (pastillas y polvos) o simplemente la grava a la orilla de las carreteras. El presente trabajo muestra el diseño, construcción e instrumentación de un dispositivo experimental destinado al estudio de materiales granulares sujetos a vibraciones mecánicas predeterminadas por el cual se propagan ondas sonoras.

La propagación de ondas sonoras en medios granulados es un tema difícil y poco tratado, a pesar de la vasta cantidad de aplicaciones prácticas; por ejemplo: caracterización de suelos y yacimientos petroleros mediante ondas sísmicas y sonoras, propagación de ondas en medios heterogéneos, caracterización de estructuras subterráneas, etc. Por lo que el presente dispositivo contribuirá al conocimiento de la propagación de ondas en medios granulados y sus resultados serán de aplicación a sistemas sísmicos, yacimientos petroleros y suelos en general.

El mecanismo para producir las vibraciones del medio granulado consiste en un contenedor rectangular, un sistema de ejes y rodamientos y dos mecanismos biela-manivela totalmente independientes a los cuales se les puede variar la amplitud de movimiento. Esto dos mecanismos biela-manivela son controlados uno de ellos por un motor de C.A. y el segundo por un motor de C.D. ambos con velocidad ajustable. Para la generación de ondas sonoras se utilizan dos bocinas con el mismo rango de frecuencia, que son controladas por un generador de señales. El registro de las señales se hace mediante micrófonos de alta calidad con diferente rango de frecuencia. El procesamiento de las señales registradas se lleva a cabo en una consola de audio de 24 canales que está conectada por medio de un interfaz, a un centro de cómputo donde son registradas en forma digital.

La tesis está dividida en cuatro capítulos estructurados de la siguiente manera: El primer capítulo proporciona los antecedentes del estudio de materiales granulares sujetos a vibración y transmisión de ondas sonoras a través de ellos. El segundo capítulo presenta la etapa del diseño del dispositivo, mostrando los componentes y funciones de cada elemento que constituye al sistema como un todo. En este capítulo se da a conocer la metodología seguida para llegar al modelo final, así como las referencias, cálculos y el diseño conceptual del modelo finalmente seleccionado. En el tercer capítulo se muestra la construcción, manufactura y ensamble del modelo final, así como las maquinasherramientas y especificaciones técnicas de los materiales seleccionados para la construcción del prototipo. En el cuarto capítulo se muestran las conclusiones de todo el trabajo aquí presentado, las cuales se esperan sean de aportación para estudios posteriores.

OBJETIVO

1. Diseño y construcción de un dispositivo experimental para el estudio de la propagación de ondas sonoras en materiales granulares. El dispositivo proporcionará movimientos vibratorios (horizontal, vertical y combinación de ambos) con amplitud y frecuencia variables e independientes en cada uno de ellos.

Índice de figuras

CAPÍTULO 1

- 1.1 Esquema del funcionamiento de una maquina de separación densisimétrica
- 1.2 Diagrama de una tolva sujeta a vibración vertical y horizontal, para analizar el flujo de descarga
- 1.3 Ejemplos de porosidad en el empacamiento cúbico y rombohedral
- 1.4 Coeficiente de restitución en función de la altura
- 1.5 Mejora del empacamiento como función del coeficiente de restitución
- 1.6 Porosidad en función de la distancia de la pared del contenedor
- 1.7 Tamaño de las partículas en función de la porosidad
- 1.8 Movimiento convectivo de las partículas en el fenómeno de “heaping”
- 1.9 Comparación entre el apilamiento observado por Brennen y el observado por Laroche; puede verse claramente el desplazamiento de la punta del cono hacia un lado del recipiente cuando las vibraciones horizontales inherentes en la máquina alcanzan magnitudes considerables.
- 1.10 Vista esquemática del movimiento de las partículas para ondas de superficie pequeñas durante dos ciclos de oscilación.
- 1.11 Bifurcación en $\Gamma Bl = 3.7$ y en $\Gamma Bl = 6$.
- 1.12 Movimiento convectivo circular de las partículas en arqueo con 3 nodos. Las flechas verticales indican la localización de los nodos
- 1.13 Vista esquemática del movimiento de las partículas en ondas grandes de superficie y arqueo de cero nodos
- 1.14 Dispositivo para estudiar materiales granulares sujetos a vibración vertical
- 1.15 Mecanismo para estudiar el fenómeno de apilamiento y su relación con la presión.
- 1.16 Vista esquemática del dispositivo experimental para analizar materiales granulares bajo vibraciones horizontales.
- 1.17 Esquema del dispositivo para el análisis de la transición de un material granular de fluido a sólido.
- 1.18 Mecanismo para analizar el comportamiento sísmico
- 1.19 Mecanismo para estudiar materiales granulares sujeto a vibraciones horizontales, verticales y una combinación de ambas
- 1.20 Dispositivo usado para estudiar las propiedades de las ondas de presión a través de un medio granular
- 1.21 Arreglo para el estudio de la transmisión de ondas ultrasónicas de baja amplitud a través de medios granulares.
- 1.22 Dispositivo para estudiar las cadenas de esfuerzos y velocidades de propagación de impulsos acústicos en medios granulares
- 1.23 Diagrama del sistema utilizado por Chu-heng Liu y Sidney R. Nagel

CAPÍTULO 2

- 2.1 Ciclo de vida de un diseño mecánico
- 2.2 Grafico del costo en función de la confiabilidad

- 2.3 Perfil de tina de baño
- 2.4 Grafica de pastel de Pugh para la metodología de diseño
- 2.5 Arreglo para la propagación y recepción de las ondas sonoras a través de medios granulares
- 2.6 Contenedor de vidrio-acrílico
- 2.7 Contenedor aluminio-vidrio-acrílico
- 2.8 Contenedor de acrílico
- 2.9 Contenedor final con la malla de acrílico
- 2.10 Material granula dentro del contenedor
- 2.11 Contenedor con todos los aparatos requeridos
- 2.12 Propuesta de diseño 1
- 2.13 Propuesta de diseño 2
- 2.14 Matriz empleada para la evaluación de las propuestas
- 2.15 Generador de señales marca Tectronix modelo 5781-XE
- 2.16 Bocinas MS16 marca Beheringer.
- 2.17 Micrófonos modelo serie-T de la marca Shure
- 2.18 Consola de grabación SX-1
- 2.19 Interfaz firewire 410
- 2.20 Computadora Mac
- 2.21 Configuración del sistema de emisión y recepción de señales acústicas
- 2.22 Dimensiones a considerar en el contenedor
- 2.23 Diseño del contenedor
- 2.24 Dimensiones del contenedor en mm
- 2.25 Mecanismo biela.manivela del movimiento horizontal
- 2.26 Placa móvil del sistema biela-manivela del movimiento horizontal
- 2.27 Disco del sistema biela-manivela del movimiento horizontal
- 2.28 Ensamble del sistema biela-manivela del movimiento horizontal
- 2.29 Sistema biela-manivela del movimiento vertical
- 2.30 Ensamble del mecanismo biela-manivela del movimiento vertical
- 2.31 Diseño seleccionado
- 2.32 Configuración de las barras guía
- 2.33 Ensamble del movimiento vertical en el sistema de guías
- 2.34 Estructura con las guías montadas
- 2.35 Soporte para el contenedor de acrílico
- 2.36 Configuración del contenedor y las bocinas en el soporte
- 2.37 Bancada para el movimiento vertical
- 2.38 Ensamble de la bancada y el soporte sobre las guías.
- 2.39 El uso de los rodamientos en el sistema
- 2.40 Chumaceras
- 2.41 Motor PMG80 y su ubicación en la bancada del movimiento vertical
- 2.42 Motor del movimiento horizontal
- 2.43 Fuente de alimentación
- 2.44 Variador de frecuencia para el motor del movimiento horizontal
- 2.45 Unión mecanismo biela-manivela y ejes verticales
- 2.46 Ensamble total del dispositivo

CAPÍTULO 3

- 3.1 Tratamientos térmicos recomendados (valores en ° C)
- 3.2 Propiedades mecánicas mínimas estimadas
- 3.3 Nomenclatura de un electrodo para soldar
- 3.4 Velocidades de corte en diversos materiales
- 3.5 Tornos utilizados para la construcción de los elementos
- 3.6 Fresadora utilizada para la construcción de los elementos
- 3.7 Maquina CNC usada para hacer las bielas y el la manivela del movimiento vertical
- 3.8 Contenedores construidos
- 3.9 Biela finalmente manufacturada
- 3.10 Disco que hace las veces de manivela para el movimiento vertical
- 3.11 Disco que hace las veces de manivela para el movimiento horizontal
- 3.12 Unión entre los ejes verticales y horizontales
- 3.13 Unión entre los dos movimientos
- 3.14 Soportes para los ejes horizontales
- 3.15 Soporte para el motor de CD
- 3.16 Pieza donde descansan el motor DC, chumaceras y sistema biela-manivela para el movimiento vertical
- 3.17 Mesa de soporte para el motor de AC
- 3.18 Estructura para soportar la transmisión de los movimientos verticales y horizontales
- 3.19 Mesa de soporte general
- 3.20 Ensamble total del dispositivo

CÁPITULO 1

PLANTEAMIENTO: ANTECEDENTES

1.1 ANTECEDENTES

1.1.1 Materiales granulares

Durante décadas los materiales se han clasificado en tres estados fundamentales: líquidos, sólidos y gases. Sin embargo, los materiales granulares se alejan demasiado de este tipo de categorización, debido a las propiedades tan singulares que presentan. Por materiales granulares se refieren a sistemas conformados de partículas sólidas individuales sumergidas en un fluido intersticial (generalmente aire) que interactúan básicamente por fuerzas de contacto. [1]

A diferencia de los líquidos, un sistema granular se mantiene en reposo, a menos que el ángulo natural de reposo se exceda, pero cuando empieza a fluir, no ocurre de igual forma que en los líquidos ya que el flujo no sucede a todo lo largo del espesor, sino que todo el movimiento se presenta en las capas superiores del material. Además, cuando un recipiente es llenado con un material granular hasta una altura h , la presión en el fondo del contenedor, para una altura dada considerablemente grande, puede llegar a ser independiente de h , debido a que la fricción entre las partículas y el contenedor puede llegar a ser suficientemente grande para contrarrestar el peso de las partículas situadas por encima del fondo [2]. Debido a sus características tan complejas, su naturaleza aún no ha sido del todo comprendida, sin embargo los siguientes dos aspectos dan una idea general acerca de su comportamiento y diferencia de los sistemas moleculares comunes, [3,4]:

1. El efecto térmico no influye en la física de los materiales granulares que tienen más de 100 micras de tamaño. Para apreciar esto, se calcula la energía cinética E_k y la pérdida de energía potencial ΔE_p de un pequeño grano de sílice (componente básico de la arena). Para traslaciones típicas de velocidades del orden 1 cm/s, se tiene que:

$$E_k = \frac{1}{2} mv^2 \times 10^{-12} \text{ Joule}$$

Si esta energía cinética fuera enteramente debida a la agitación térmica, correspondería a una temperatura de 10^{11} Kelvin. La pérdida de energía potencial, experimentada por dicha partícula, mientras cae de una altura igual a su diámetro d , está dada por $\Delta E_p = mgd$ (esto corresponde a la situación donde las partículas resbalan unas junto a las otras mientras permanecen en contacto). Encontramos que ΔE_p y E_k son aproximadamente iguales.

2. La interacción entre los granos es disipativa a consecuencia de la colisión inelástica y a la fricción. Por lo tanto es necesaria una fuente de energía, para mantener el movimiento constante.

1.1.3 La mecánica de los materiales granulares

El estudio de la mecánica de los materiales granulares comenzó hace más de dos siglos, en dichas investigaciones se asocian hombres ilustres como Leonard Euler, Michael Fraday, Osborne Reynolds, Charles Coulomb y muchos otros. No obstante, las mayores aportaciones han sido en el último siglo en campos de investigación de ingeniería [9].

Los materiales granulares son diferentes de los sólidos, líquidos y gases, debido a su naturaleza para disipar fuerzas (gravitacionales, eléctricas o magnéticas) que están actuando sobre ellos, colisiones inelásticas y fuerzas de fricción entre las partículas son dos formas fundamentales para aminorar los campos de fuerzas que se les está aplicando. La dificultad para comprender este tipo de materiales ha hecho que la física granular sea aún una mezcla de varios conceptos, modelos, herramientas y teorías fenomenológicas. Distintos resultados experimentales son rutinariamente descritos por diferentes teorías que no tienen un común denominador en un arreglo fundamental de ecuaciones, tales como las ecuaciones de Navier-Stokes para los fluidos o las ecuaciones de Maxwell para los plasmas. En consecuencia, diferentes aproximaciones teóricas han sido propuestas para describir y analizar la mecánica de este estado de la materia:[10, 10, 11].

- Modelos microscópicos y dinámica molecular: Están basados principalmente en la propiedad de los medios granulares para disipar energía cuando hay interacciones entre las partículas. Existen muchos modelos para describir de manera específica la disipación de energía (como los de Brilliantov y Poschel). Sin embargo el caso más sencillo es cuando se tienen partículas indeformables, sin fricción entre ellas y con un coeficiente de restitución de $0 < e < 1$, caracterizando la fracción de energía pérdida sólo en el impacto entre las partículas [10].
- Modelos cinéticos: Estas teorías están fundamentadas en la función de probabilidad de distribución. Los modelos son similares a la ecuación de Boltzman para describir gases enrarecidos. La función de distribución de probabilidad básicamente está constituida por $f(v,r,t)$, que permite encontrar la velocidad en un punto determinado en un instante de tiempo[10].
- Modelos continuos y fenomenológicos: Los modelos fenomenológicos son los que se utilizan para describir al medio granular bajo ciertas condiciones, sin necesidad de un modelo base o fundamental. La validez de los modelos de medio continuo es debida al tamaño de las partículas granulares, donde la densidad total es mucho menor que el valor de la densidad de las partículas en el correspondiente medio [11].

1.1.4 Importancia de su estudio

Los materiales granulares ocupan un lugar importante en nuestra sociedad. Alrededor del mundo la producción anual de granos y segregados es enorme (alcanzando aproximadamente 10 billones métricos de toneladas). El carbón es uno de estos materiales con una cifra representativa de alrededor de 3.5×10^{12} kilogramos. Además, el proceso por

el cual pasan los materiales granulares y segregados consume aproximadamente el 10% de toda la energía producida en el planeta. Esto origina que los materiales granulares sean considerados en segundo lugar (sólo por detrás del agua) en la escala de las prioridades de las actividades humanas [3]. Los materiales granulares son comunes en la ingeniería, por ejemplo [4,5]:

- Ciencia de los materiales: Los materiales granulares son fundamentales para la preparación de compuestos, cerámicos y sintéticos, cuyas cualidades dependen críticamente de las condiciones iniciales del arreglo del grano.
- Ingeniería química: Procesos de combustión de sólidos, filtración y cromatografías en donde el análisis depende de la naturaleza y calidad del empacamiento del grano.
- Agricultura e industria alimenticia: La reología de las pastas depende de este tipo de estructuras heterogéneas. Además, el maíz, trigo, o cualquier semilla almacenada en silo es de suma importancia, ya que un mal manejo en los silos da como resultado grandes pérdidas económicas.
- Mecánica de suelos: La naturaleza de las estructuras geológicas proporciona una gran oportunidad para observar múltiples efectos en el empacamiento o flujo granular, tales como la distribución espacial de densidad, granulometría de partículas en sedimentos, avalanchas y formación y movimiento de dunas.
- Ingeniería civil: La construcción de estructuras, en las cuales los materiales granulares están implícitos, ya que el concreto es un compuesto hecho a base de ellos.

Estos son sólo algunos de los campos técnicos en los cuales se puede apreciar de manera inmediata la aplicación de los materiales granulares, sin embargo el uso de este tipo de estructuras es demasiado amplio, y no se debe dejar de mencionar los campos como la farmacología, biología y medicina.

1.1.5 Propagación de ondas

Una onda es una perturbación que se propaga en el espacio y en el tiempo. Para observar las características que debe tener una función del espacio y del tiempo, que en principio no tiene porque propagar información para que represente efectivamente una onda que se propaga, se comienza con el caso más sencillo en el cual una función que en lugar de depender de la posición y del tiempo por separado, lo hace a través de la combinación $\psi = \mathbf{x} - \mathbf{at}$, esto es:

$$f(x, t) = g(x - at) = g(\psi).$$

Donde a es una constante y la función $g(\psi)$ puede ser todo usualmente general. Para cada valor de ψ existe un único valor de g . Sin embargo, a cada valor de ψ no le corresponden unos valores de t y x determinados unívocamente, sino todos los que cumplan $x - at = \psi$. De este modo, un cierto valor de $g(\psi)$ va a repetirse (propagarse) en el tiempo y el espacio.

Suponiendo que x es la posición de equilibrio de una partícula fluida, es decir la posición que tenía dicha porción de fluido antes de que alguna onda pasara por allí; esta es

la posición a la que regresará la partícula después de que alguna onda pase a través de ella. Se llama $\xi(x, t)$ al desplazamiento en tiempo t debido al sonido de la partícula fluida respecto de su posición de equilibrio, x .

Se necesita una ecuación para describir el desplazamiento producido por las variaciones. Para ello se aplica la segunda ley de Newton para relacionar las variaciones espaciales de con las aceleraciones generadas en el fluido. En resumen, la resultante de las fuerzas exteriores que actúan sobre la región de es igual al producto de la masa de fluido contenida en el elemento por la aceleración que experimenta el fluido. Por lo que una onda plana que se propaga en una dirección arbitraria del espacio:

$$\nabla p' = -\rho_0 \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = -\rho_0 \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t}$$

Finalmente la ecuación de ondas para el desplazamiento $\xi(x, t)$:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = c_0^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \quad \text{siendo} \quad c_0^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s$$

Si se realiza el análisis de la sección anterior, suponiendo que las ondas se propagan radialmente de manera isótropa en el espacio a partir de un punto formando esferas, se tiene la ecuación de ondas tridimensional [19]:

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - c_0^2 \left(\frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p'}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p'}{\partial z^2} \right) = 0$$

Existen dos principales tipos de ondas sonoras los cuales son:

- Ondas armónicas planas: Las ondas armónicas planas son soluciones de la ecuación de onda de la forma $p' = A \cos (wt - kx + \varphi)$. Gracias a la linealidad de la ecuación de ondas cualquier suma de ondas planas es también solución de la ecuación de onda.
- Ondas esféricas: Las ondas esféricas son soluciones con simetría esférica de la ecuación de onda tridimensional:

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 p' = 0$$

1.1.6 Los materiales granulares y las ondas

La propagación de ondas a través de un medio discontinuo es de vital importancia, temas tan diversos como el aislamiento acústico, dinámica de terremotos, acústica médica y pruebas no destructivas para el conocimiento detallado de la transmisión y reflexión de ondas, están siendo desarrollados con materiales granulares. La implementación de modelos físico - matemáticos que describan las características de un material granular, en función de determinados parámetros estructurales inherentes a los medios granulados, ha

constituido un tema de preocupación para distintos aspectos de la ciencia y de la tecnología. Por una parte los investigadores de la acústica se interesan en relacionar estas propiedades con la capacidad de absorción de la energía de una onda acústica incidente, mientras que los geólogos y/o geofísicos aprovechan estas propiedades para caracterizar la geomorfología de los terrenos a través de métodos de prospección acústicos:

- **Aislamiento acústico:** Los mecanismos de propagación del sonido dentro de un material granular son un reto, debido a su naturaleza discreta y heterogénea. Fenómenos como disipación, propagación y dispersión son complejos de predecir basados en el estado del material y sus propiedades. Los materiales porosos están constituidos por una estructura granular o fibrosa, presentando una gran cantidad de intersticios o poros comunicados entre sí. Al incidir la onda acústica sobre la superficie de estos materiales, un alto porcentaje de la misma penetra por los poros haciendo entrar en vibración a las partículas produciéndose una transformación de la energía acústica en energía cinética, produciéndose una pérdida de energía por el rozamiento de las partículas [6].
- **Dinámica de terremotos:** Hasta este momento no se sabe como las pequeñas cadenas inducidas por ondas sísmicas pueden detonar terremotos en distancias largas (en algunos casos miles de kilómetros del lugar donde comenzó la generación de las ondas). Para entender la dinámica de estas perturbaciones, se han hecho estudios con materiales granulares sujetos a vibraciones mecánicas y acústicas. Se han usado esferas de vidrio para simular las zonas de falla en el material granular, sometidas a un esfuerzo normal constante, y sujetas a la transmisión continua o pulsátil de ondas acústicas. Se ha observado que a pequeñas magnitudes la falla corresponde cuando se aplica ondas de sonido con amplitudes que exceden las microcadenas en el material granular [7].
- **Caracterización de estructuras subterráneas:** Las rocas con una débil cementación intergranular son frecuentemente encontradas durante la perforación y excavación de formaciones geológicas. La solidez de estos materiales es baja, y su caracterización puede ser compleja, debido a que su comportamiento mecánico es intermedio, ya que puede ser tanto de roca como de tierra (arena). Sin embargo, las propiedades micromecánicas en una roca o arena tales como la cohesión intergranular y porosidad, pueden ser medidas mediante la propagación de ondas acústicas en estos medios [8].

1.1.7 Vibración y compactación de materiales granulares

Vibración de materiales granulares

Aunque los granos individuales son sólidos, no lo son sus propiedades colectivas. El vibrar un medio granular puede resultar en la segregación por tamaño, aparición de patrones útiles o la creación de celdas de convección. Un arreglo granular proporciona un sistema prácticamente uniforme después de la vibración; la densidad del medio pasa de un

estado inicial mal empacado a un estado final más denso. Esto es debido a que el sistema explora las configuraciones microscópicas disponibles, y eventualmente las configuraciones de baja densidad se eliminan [13]. De este fenómeno surge el concepto de compactación, el cual cuantifica la diferencia de densidad entre el estado inicial y el máximo empacado. Un material granular vibrado es importante en una amplia variedad de industrias en las cuales la densidad de los medios granulares necesita ser controlada [3]:

- Las vibraciones en un material granular son utilizadas usualmente en una mesa de separación densimétrica, máquina que se emplea para la separación del material denso y menos denso (segregación). El funcionamiento recae en una superficie vibrante que arrastra las partículas más densas hacia arriba por una superficie inclinada, Fig. 1.1 [13].

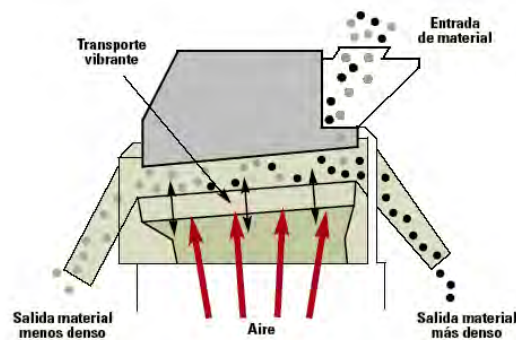


Fig. 1.1 Esquema del funcionamiento de una máquina de separación densimétrica

- La vibración en medios granulares es utilizada para inducir el flujo en tolvas y canales inclinados. Las investigaciones realizadas en este campo muestran que las tolvas sometidas a una vibración horizontal aumentan su rango de descarga al aumentar la amplitud de la velocidad de oscilación. Sin embargo, los estudios hechos en tolvas sujetas a vibración vertical demuestran que el flujo de descarga puede o no aumentar, siendo el caso más común donde éste disminuye cuando se aumenta la amplitud de la velocidad de vibración, fig. 1.2 [14].

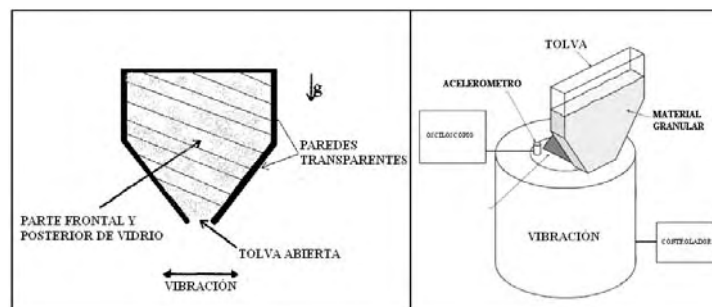


Fig. 1.2 Diagrama de una tolva sujeta a vibración vertical y horizontal, para analizar el flujo de descarga

Compactación de materiales granulares

El estudio de este problema data desde Hipócrates 420 A.E. Sin embargo, el primer estudio formal se debe a Kepler (1571-1630), quien reconoció que aparentemente la geometría perfectamente hexagonal de los copos de nieve podría representar una aproximación del empacamiento granular [17].

El fenómeno de la compactación es el resultado de la existencia de defectos de empacamiento (huecos), en un material granular aleatoriamente empaquetado. La vibración del material causa un rearrreglo de los granos y de los huecos. Cuando un hueco crece de tal forma que tiene el tamaño suficiente para acomodar un grano, el grano cae en el hueco. La repetición consecutiva de este proceso reduce la porosidad del material y lo vuelve más denso [12, 18].

El modelo microscópico que forma la base del entendimiento de la dinámica de compactación, es aquel en donde los materiales granulares que sufren vibraciones verticales son considerados como sistemas de “cúmulos” aleatoriamente empacados, que presentan fragmentación y reasociación. Cada cúmulo es un sistema de partículas con un empacamiento hexagonal y con la máxima densidad posible. De esta forma, las vibraciones causan la desintegración de cúmulos a través de la separación de sus partículas individuales con otros cúmulos de los alrededores. La formación de cúmulos es una propiedad genérica de los sistemas con disipación, y puede ser el efecto primario que controle la microdinámica de los sistemas que sufren apretamiento por el movimiento de sus partículas individuales [18].

El comportamiento de un material granular está influenciado por el arreglo de las partículas y la consecuente distribución de los huecos entre las mismas al ejercer un disturbio mecánico al material para aumentar su densidad o densificarlo. Para entender el empacamiento de un volumen de esferas, hay que considerar primero la situación plana en la que un área finita se llena con círculos que se tocan. La fracción de empaquetamiento máxima será el cociente del área cubierta entre el área total [17].

Si los círculos son de igual tamaño, el empaque más denso se obtendrá con una estructura hexagonal; para este caso, la fracción de empaquetamiento será:

$$FE = \frac{3(\text{Área del círculo})}{\text{Área del hexágono}} = \frac{\pi}{2\sqrt{3}} = 0.9069$$

Existe una infinidad de diferentes arreglos de empacamiento; sin embargo, sólo hay seis tipos básicos que se consideran como arreglos rectangulares simples, estos son: cúbicos, ortorrómbico, rombohedral, ortorrómbico girado, tetragonal-esferoidal y rombohedral ampliado. El empaque cúbico tiene la mayor energía potencial, mientras los empaques rombohedrales tienen la menor energía potencial. Dado que cualquier cuerpo trata de alcanzar la posición de menor energía potencial, los sistemas tienden hacia el estado rombohedral.

Cuando un material granular se empaqueta, se forman distintos patrones regulares de empacamiento. Existen dos formas de caracterizar estos patrones [17]:

- Por los huecos
- Por la simetría y el número de coordinación.

Según estudios de Scott, Kilgourt y Finney (1969) los valores de densidad para un empaque tridimensional cerrado son de 0.6366 ± 0.0008 y 0.6366 ± 0.0004 , respectivamente. El número de coordinación n se define como el número de esferas en contacto con una esfera determinada. Scott, Kilgourt y Finney consideraban al arreglo de esferas de un material granular como una mezcla de empaques hexagonales cerrados y cúbicos simples, en la proporción necesaria para dar con una cierta porosidad; a este tipo de empaques le llamaron empaques aleatorios. El arreglo de empaque hexagonal cerrado regular tiene porosidad mínima de 0.26, mientras que el arreglo cúbico simple tiene una porosidad máxima de 0.47. Típicamente un empaque aleatorio tendría una porosidad en la vecindad con el contenedor de 0.40. En la figura 1.4 podemos apreciar ejemplos de empacamiento cúbico y rombohedral, y su porosidad respectiva.

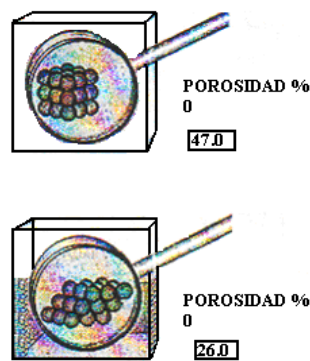


Fig. 1.3 Ejemplos de porosidad en el empacamiento cúbico y rombohedral

Además de lo expuesto anteriormente, otras características que influyen en la densidad de empacamiento son [17]:

- Tipo de partículas: La resistencia de una partícula se define como la habilidad para resistir la conversión de su energía cinética a otra forma de energía al ser impactadas. Macrae y Gray estudiaron el efecto del coeficiente de restitución de varios materiales como función de la altura a la cual se deja verter el material. En la figura 1.5 se muestra éstos resultados:

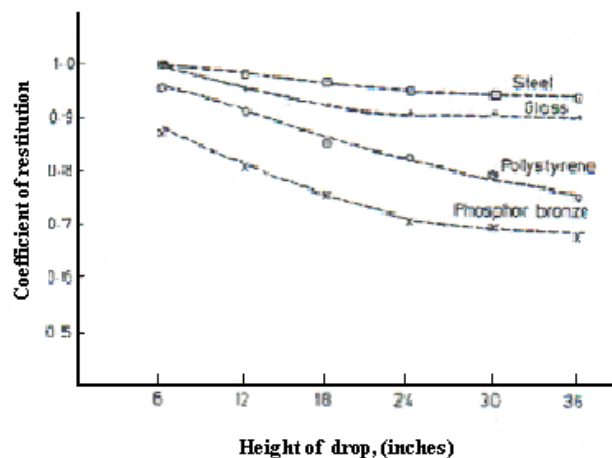


Fig. 1.4 Coeficiente de restitución en función de la altura

- Modo de llenado: Los niveles de empacamiento se producen como respuesta a ciertas condiciones de depósito. El porcentaje de “mejora de empacamiento” es el aumento de mejora de empacamiento producido por condiciones específicas de llenado. Macrae y Gray encontraron que el porcentaje de mejora de empacamiento se relaciona con el coeficiente de restitución del material, fig. 1.6:

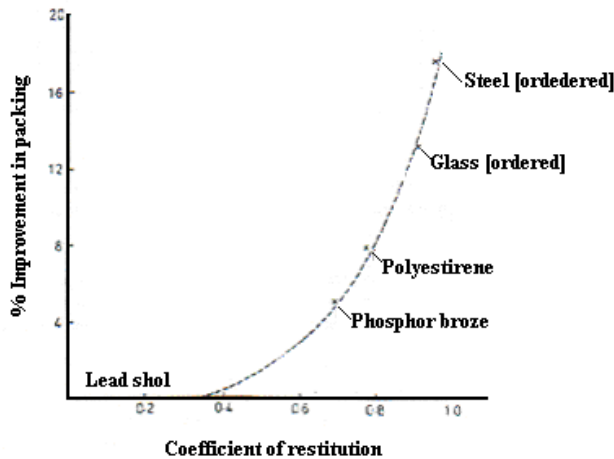


Fig. 1.5 Mejora del empacamiento como función del coeficiente de restitución

- Altura e intensidad del vaciado: Variar la altura (velocidad de impacto) y la intensidad del vaciado (número de partículas que caen por unidad de tiempo), afectan la forma de empacamiento. Macrae y Gray encontraron que la porosidad decrece cuando se aumenta la altura de caída, debido al aumento de energía cinética de las partículas al momento del impacto.
- Forma del contenedor: Algunos autores sugieren que los huecos en una superficie plana son menores a los de una pared curva. Denton (1957) comparó la proporción de los huecos de un contenedor hexagonal con las de uno cilíndrico. Él concluyó que el contenedor cilíndrico tiene menor porosidad. Benenati y Brosilow (1962) presentaron un estudio sobre la variación radial de los huecos desde las paredes del contenedor hacia el interior de las capas de esferas, fig 1.7:

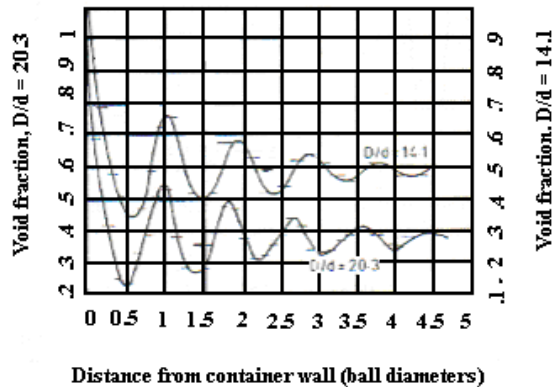


Fig. 1.6 Porosidad en función de la distancia de la pared del contenedor

- Tamaño del contenedor: Se ha encontrado que existe un valor crítico del cociente D/d arriba del cual la porosidad es razonablemente constante. El rango de valores críticos encontrados varía de 10 a 50 (Rose, 1946).
- Tamaño absoluto de las partículas: A medida que el tamaño de las partículas decrece la fricción, adhesión y otras fuerzas superficiales se vuelven más importantes, dado que el cociente de área del volumen del material aumenta, estos factores pueden producir que aparezcan efectos de puentes y arcos, con los cuales la porosidad del material aumenta. Wakeman (1975) estudió los efectos del tamaño de las partículas en la porosidad del material, y encontró que conforme el tamaño de las partículas decrece, la porosidad aumenta, lo que significa que las partículas finas tienen una mayor porosidad, fig. 1.8:

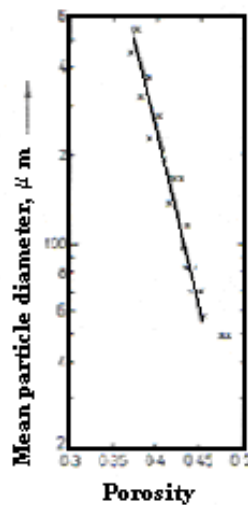


Fig. 1.7 Tamaño de las partículas en función de la porosidad

Debido a que un material granular es un medio heterogéneo la disipación de las ondas sonoras es inherente; las causas de esta disipación se encuentran tanto en el seno del propio fluido como en la frontera de este fluido con superficies sólidas u otros fluidos con los que estén en contacto. La disipación de las ondas sonoras es variada, siendo las más importantes las pérdidas por viscosidad, las pérdidas por conducción térmica y las pérdidas por intercambios moleculares. Por lo que al empaquetar un medio granular de una forma predeterminada se pueden presentar diferentes comportamientos de las ondas sonoras, tales como [20]:

- La onda acústica sigue una trayectoria de menor esfuerzo en la configuración del material
- El empaquetamiento determina la atenuación, amplificación o efectos de resonancia de las ondas acústicas. La velocidad de propagación de la onda se ve afectada debido a que es una función de las propiedades del medio.

1.1.6 Parámetros en el estudio de materiales granulares sujetos a vibración

En el presente trabajo se utilizan las mismas variables y parámetros adimensionales que algunos investigadores han definido, por las razones siguientes:

- Establecer las funciones principales que tiene el dispositivo experimental diseñado.
- Calibración del dispositivo para una mayor confiabilidad en los datos que se tengan.
- Comparación de los resultados obtenidos en la experimentación.

Independientemente del sentido de la vibración, podemos definir las características de ésta en función de la amplitud (a), y de la frecuencia (ω). Del mismo modo, las características del volumen de partículas pueden definirse en función del diámetro de las partículas (d), y de la profundidad del volumen de partículas en el contenedor (H).

Brennen [20] combinó las variables anteriores para generar dos parámetros adimensionales que permiten describir con mayor facilidad los rangos en los que se presentan los diferentes fenómenos. Estos parámetros son: la aceleración adimensional Γ ($\Gamma = a\omega^2/g$); donde g es la aceleración gravitatoria; y el número adimensional de capas N ($N = H/d$), que puede interpretarse como el número de capas de partículas en el volumen depositado en el contenedor.

Los estudios de Brennen [21] se realizaron para rangos de Γ entre 1 a 7; así como para rangos de N de 1 a 80. Por las características generales que describen a éstos fenómenos, y que detallaremos a continuación, este rango se ha llamado Estado Coherente-Condensado (coherent-condensed state).

Patrones observados

- **Apilamiento (Heaping):** El fenómeno de apilamiento (del inglés heaping) fue observado desde el siglo pasado por Faraday [20] y se describe como la formación de una pequeña colina, en un lado preferencial del recipiente, o en el centro de éste [22]. En dicho apilamiento, puede observarse claramente un patrón de movimiento convectivo de las partículas, de modo que las que se encuentran en la superficie libre se deslizan hacia abajo (o del centro hacia afuera); mientras que las partículas del fondo se mueven hacia el centro de la colina o hacia la parte alta de ésta, como se aprecia en la figura 1.9.

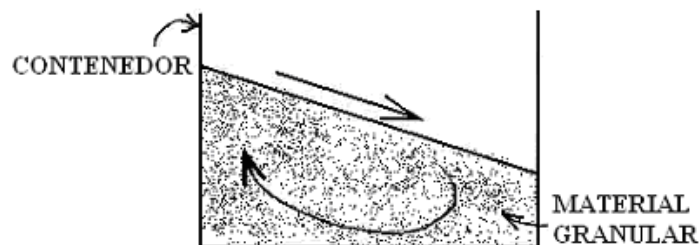


Figura 1.8 Movimiento convectivo de las partículas en el fenómeno de "heaping"

Brennen encontró, en concordancia con Evesque [22], que el fenómeno de heaping se presentaba con $\Gamma_H = 1.2$ independientemente del valor de N y del tipo de

partículas dentro de los rangos estudiados. Sin embargo, al incrementar Γ por encima de Γ_H , las partículas comienzan a acumularse en un lado preferencial del recipiente (siempre el mismo) o al centro (experimento de Laroche), presentándose al mismo tiempo un patrón convectivo en el movimiento de ellas.

Laroche utilizó recipientes de sección cuadrada, rectangular, circular y toroidal, encontrando que el tipo y dimensiones del recipiente tienen poco efecto en el movimiento convectivo de las partículas. Laroche propone que la convección se debe al flujo de aire a través de las partículas que forman un medio poroso. Evesque [24], propone que el flujo de aire es la consecuencia de la convección y no la causa de ésta última.

No se ha podido determinar por qué la punta del cono se presenta en un lado preferencial, fig. 1.10. Aunque Laroche no pone mayor atención en la tendencia de las partículas a acumularse en uno de los lados del recipiente, menciona que la máxima aceleración horizontal producida por el aparato es menor del 0.01%, respecto a la aceleración vertical.

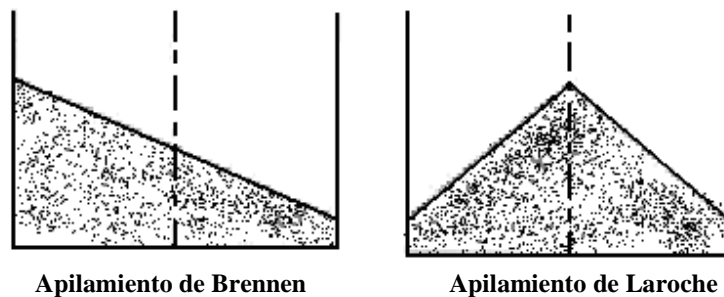


Figura 1.9 Comparación entre el apilamiento observado por Brennen y el observado por Laroche; puede verse claramente el desplazamiento de la punta del cono hacia un lado del recipiente cuando las vibraciones horizontales inherentes en la máquina alcanzan magnitudes considerables.

- **Ondas superficiales de pequeña amplitud (Small amplitude surface waves):** Si incrementamos Γ hasta un valor aproximado de 2.2 (Γ_s), aparecerá un nuevo fenómeno, al que Brennen [21] ha llamado “small amplitude surface waves”, y que se caracteriza por la formación de ondas de poca amplitud en la superficie del volumen de partículas.

Brennen encontró que, en un recipiente rectangular, regularmente las crestas de estas ondas bidimensionales se alineaban paralelamente al lado angosto del recipiente. Sin embargo, también se presentaron casos en los que, simultáneamente, se presentaban ondas con crestas paralelas al lado largo.

En la figura 1.11 se puede apreciar como la formación de las ondas se repite cada dos ciclos de vibración, siendo el número de ondas siempre $n + 0.5$ donde n es un número entero mayor a cero.

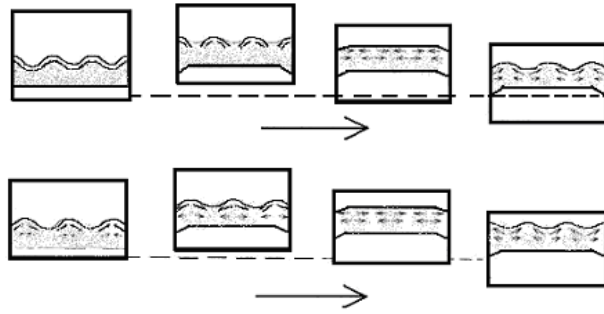


Figura 1.10 Vista esquemática del movimiento de las partículas para ondas de superficie pequeñas durante dos ciclos de oscilación.

Se encontró también, que a medida que Γ aumenta, la amplitud de las ondas y la movilidad de las partículas de la superficie libre también aumenta. Brennen determinó que la amplitud y la longitud de las ondas, aumentan a medida que aumentamos N ; sin embargo, los valores de éstas permanecen constantes a partir de $N=7$.

- **Arqueo (Arching):** El tercer patrón identificable dentro de estado coherente-condensado es el conocido como arqueado. El valor crítico de Γ en el que este fenómeno comienza a presentarse es $\Gamma_{BI} = 3.7$, conocido también como primera bifurcación. Este nombre lo recibe por la bifurcación que se presenta en la gráfica del tiempo adimensional de vuelo de las partículas como función de la aceleración adimensional, fig 1.12. Cabe aclarar que el tiempo de vuelo de las partículas es el periodo en el que las partículas que forman la capa inferior del volumen se desprenden de éste, a consecuencia de la vibración.

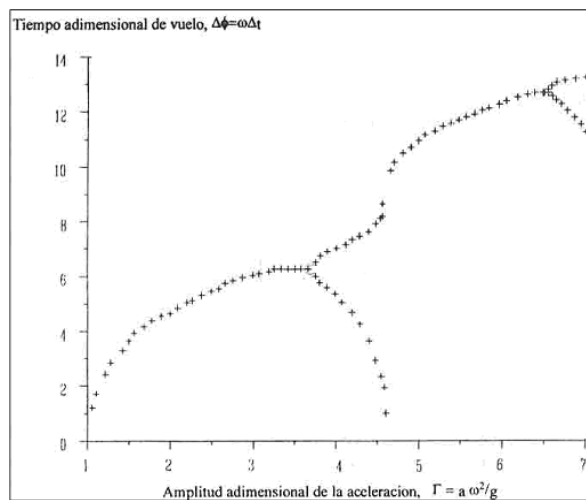


Figura 1.11 Bifurcación en $\Gamma_{BI} = 3.7$ y en $\Gamma_{BI} = 6$.

En esta misma figura, podemos observar que existe otro valor crítico ($\Gamma^*_{BI} = 4.6$), conocido como “retorno a tiempo de vuelo único”. El fenómeno de arqueado se presenta precisamente entre los valores críticos mencionados.

Básicamente, lo que ocurre una vez sobrepasado Γ_{BI}^* , es que las partículas oscilan desfasadamente respecto a la frecuencia de vibración, generando de este modo una serie de arcos con características particulares, fig 1.13. A la región de los arcos con menor amplitud de oscilación se le ha llamado “nodo”. De la misma forma un “anti-nodo”, es la región entre dos nodos que presenta mayores amplitudes.

Se observó [25], que a medida que N aumenta, ambos valores críticos disminuyen independientemente del tipo de partículas. Cuando se presentan 3 o más nodos, estos siempre se colocan simétricamente en el recipiente, cuyas paredes coinciden con anti-nodos. Sin embargo con 1 o 2 nodos, éstos pueden presentarse asimétricamente. Se notó [18], que para N pequeñas, la presencia de varios nodos representa un estado más estable; mientras que con N grandes, el arqueo con cero nodos es el fenómeno más común.

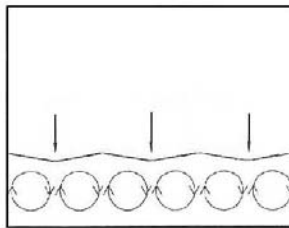


Figura 1.12 Movimiento convectivo circular de las partículas en arqueo con 3 nodos. Las flechas verticales indican la localización de los nodos

- **Ondas superficiales de gran amplitud (“Large amplitude surface waves”):** El valor Γ en el que se presenta el fenómeno de ondas de superficie de gran amplitud es cercano al de Γ_{BI}^* . Sin embargo se observó [25] que a medida que N aumenta, Γ_L disminuye, alcanzando un valor constante cerca de $N=30$.

Las ondas de gran amplitud se presentan en la superficie libre de las partículas, pero la formación de estas últimas se repite cada cuatro ciclos de vibración en vez de cada dos. Las ondas de gran amplitud siempre se forman superpuestas al fenómeno de arqueo con cero, uno y dos nodos, fig 1.14. En este fenómeno el número de ondas es siempre $n/2$ (donde n es entero mayor a cero), además de que los anti-nodos se localizan en las paredes del recipiente en todos los casos.

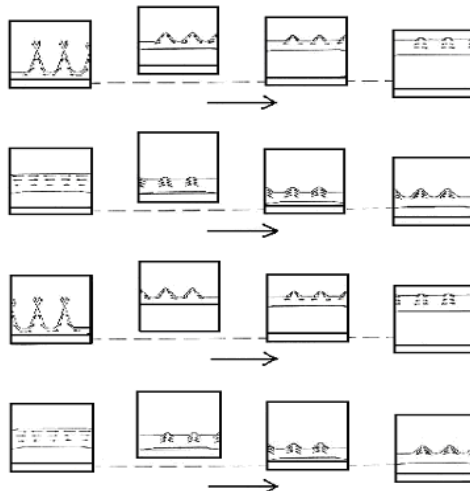


Figura 1.13 Vista esquemática del movimiento de las partículas en ondas grandes de superficie y arqueo de cero nodos

1.1.7 Parámetros de estudio de ondas sonoras a través de medios granulares

Entre los primeros que se deben citar los trabajos de Delany y Bazley sobre materiales acústicos fibrosos, en los que se puede predecir la absorción acústica del material a partir de un único parámetro: la resistividad al flujo de aire, s . Este primer modelo predice con buena aproximación el comportamiento de este tipo de materiales (fibra de vidrio, lana de roca, etc.) su aplicación a materiales granulares sólo ofrece tendencias de comportamiento [6].

Hay que remitirse a otros autores, Biot, Attenborough, Stinson y Champoux, Allard, Pfretzschner, etc., que ofrecen modelos más elaborados y con mejores grados de aproximación en materiales de tipo granular (por ejemplo arenas), introduciendo nuevos parámetros inherentes al material, como son: la porosidad, tortuosidad, factores de forma de los poros, etc. [6].

La estructura de este tipo de materiales puede asimilarse a un esqueleto rígido o elástico formado por los granos del material, y en cuyos intersticios, rellenos de un fluido (generalmente aire) se propaga la onda acústica, con un proceso de degradación energética debido a fenómenos de gradiente de viscosidad y temperatura. Asociados a la forma, tamaño y tipo de conexión de los huecos intersticiales, se encuentran la definición de los parámetros profusamente utilizados en la mayoría de los modelos físicos mencionados anteriormente: porosidad, Ω , tortuosidad, T , y resistividad al flujo de aire, σ [6]:

- Porosidad (Ω): Se define a través del cociente entre el volumen de aire contenido en las cavidades del mismo y el volumen total considerado. La medida de esta magnitud puede determinarse mediante la utilización de una balanza de precisión, saturando el volumen muestra con un fluido determinado, conocidas las densidades del fluido y del material constitutivo.
- Tortuosidad (T): Está directamente relacionado con la forma de los poros y la variación de su sección recta a lo largo de su longitud, así como con la existencia de ramificaciones colaterales. Para el caso de materiales absorbentes acústicos, rígidos porosos, las teorías clásicas parten de asumir microestructuras uniformes de poros de forma cilíndrica alineados según la dirección de propagación de la onda sonora. En el caso real, resulta imposible el cálculo de la tortuosidad a través de algoritmos matemáticos, por lo que se recurre a su determinación experimental. La metrología más estudiada de este parámetro, está basada en los trabajos de Brown aplicados a rocas y suelos arcillosos. El método se fundamenta en la analogía existente entre propiedades acústicas y eléctricas de los materiales granulares no conductores. Para el caso general de materiales con poros no cilíndricos, la expresión de la tortuosidad viene dada por:

$$T = \Omega \frac{r_c}{r_f}$$

siendo r_f y r_c las resistividades eléctricas de un fluido conductor y del material saturado con dicho fluido, respectivamente.

- Resistividad al flujo de aire (σ): Parámetro más característico de las propiedades acústicas de los materiales porosos. En esencia, y para un flujo continuo y calibrado de aire, proporcionado por un compresor, la determinación de σ , se obtiene a través de la medida de la presión diferencial, ΔP , entre ambos lados de la muestra (presión

ejercida por el flujo de aire y presión atmosférica), y el flujo de aire proporcionado por el compresor:

$$\sigma = \frac{\Delta P}{\phi} \cdot \frac{A}{d}$$

siendo A y d la sección y espesor de la muestra respectivamente. La determinación de s se realiza a partir de medidas simultáneas de flujos y presiones incrementales, con instrumentos debidamente calibrados.

1.1.8 Investigaciones previas

El estudio de los materiales granulares sujetos a vibración y por los cuales se propagan ondas acústicas en sí no está muy desarrollado. Sin embargo, los trabajos existentes han analizado el comportamiento de los medios granulares bajo vibraciones (horizontales, verticales y su combinación), no obstante, los dispositivos diseñados para transmitir las vibraciones presentan una escasa versatilidad, debido a que se enfocan solamente en una dirección (vertical u horizontal). Existen muy pocos diseños en los cuales la combinación de ambos sentidos de vibraciones sea posible.

Además, los dispositivos diseñados para el análisis de las ondas sonoras a través de un medio granular están limitados en su forma, ya que igual que las vibraciones mecánicas, la gran mayoría de las investigaciones se enfocan en el análisis de la onda sonora en una sola dirección. En el siguiente listado se muestran algunos de los trabajos más relevantes en el estudio de materiales granulares sometidos a vibraciones mecánicas y los trabajos que se han realizado con medios porosos y ondas sonoras:

1.- Se analizó el comportamiento de un material granular sujeto a vibraciones verticales, reportando varios fenómenos observados que dependían de la amplitud de la excitación. Dichos fenómenos fueron “arqueo, apilamiento y ondas de superficie”. El dispositivo consistía de un contenedor montado sobre un agitador electromagnético, el cual proporcionaba vibraciones senoidales verticales. La frecuencia de oscilación podía ser controlada en un rango de ± 0.5 Hz y el nivel de la aceleración se podía controlar en un rango de $\pm 0.1g$. El dispositivo contaba con tres tipos de contenedores de acrílico rectangulares, los cuales permitían cambiar las cantidades de material granular analizado. Por último, la aceleración adimensional (T) tenía un rango de variación de $0 < T < 8$. La siguiente figura muestra la configuración de este dispositivo [20]:

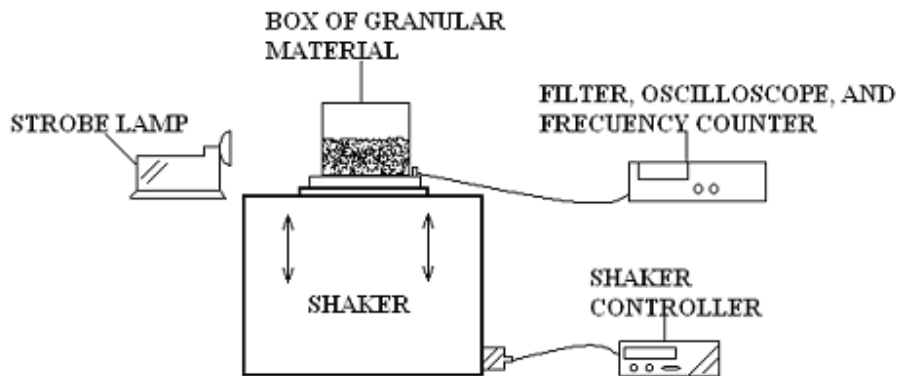


Fig.1.14 Dispositivo para estudiar materiales granulares sujetos a vibración vertical

2.- El siguiente dispositivo proporcionaba vibraciones verticales y permitió el análisis del fenómeno conocido como apilamiento. El diseño permitió establecer la relación existente entre la presión y el apilamiento. Si la presión se reduce, el apilamiento aumenta. El sistema consistía de un contenedor rectangular montado en una base sujeta a un mecanismo biela-manivela, las señales enviadas fueron del tipo $z = A\cos(t)$. En demasiadas ocasiones el contenedor rectangular fue cambiado por uno cilíndrico con el fin de reducir los efectos de las fuerzas de fricción entre las paredes laterales. Se utilizó el parámetro adimensional T , el cual fue variado de $T > 1$. La siguiente figura muestra el dispositivo descrito [29]:

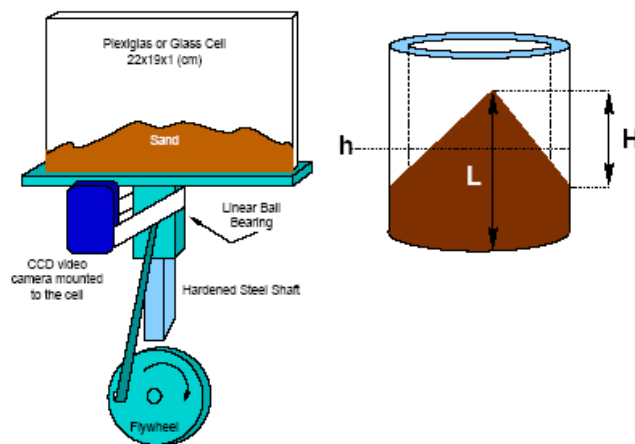


Fig. 1.15 Mecanismo para estudiar el fenómeno de apilamiento y su relación con la presión.

3.- Se estudió el fenómeno de convección que presenta un material granular al ser sometido a agitaciones horizontales. El dispositivo consistía en un agitador electromagnético controlado por un generador de señales (señales sinusoidales). Las frecuencias y aceleraciones eran medidas con un acelerómetro que estaba conectado a un osciloscopio. T tuvo un rango de $1 < T < 6$. El dispositivo contaba con un recipiente circular, con un diámetro de 12 cm. La experimentación fue monitoreada por una cámara de alta velocidad. La siguiente figura muestra el arreglo experimental de este dispositivo [27]:

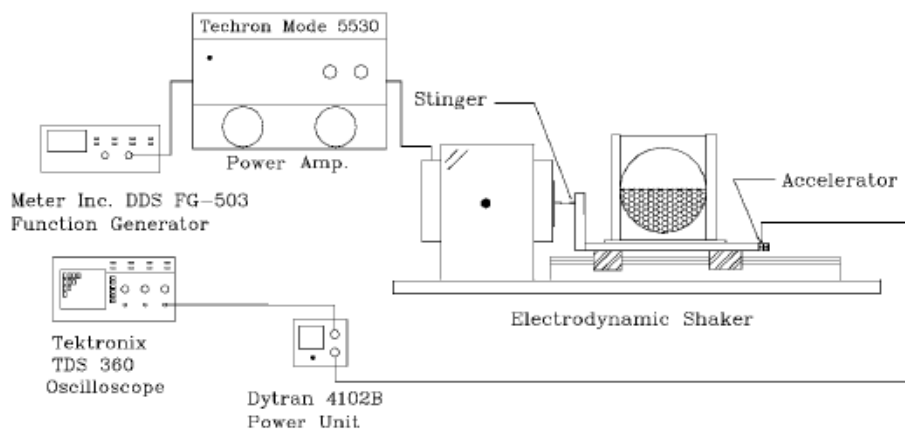


Fig. 1.16 Vista esquemática del dispositivo experimental para analizar materiales granulares bajo vibraciones horizontales.

4.- La construcción del siguiente dispositivo permitió el estudio de la transición de un material granular de fluido a sólido. El dispositivo consistía en un contenedor rectangular montado en un agitador electromagnético, el recipiente estaba sujeto a cuatro rodamientos los cuales permitían un deslizamiento horizontal, las señales proporcionadas por el agitador electromagnético eran sinusoidales. La base del contenedor era porosa con el fin de reducir el peso del material al hacer pasar un flujo de gas vertical a través de él. Las frecuencias y aceleraciones se midieron con un acelerómetro. La siguiente figura muestra el arreglo del dispositivo [28]:

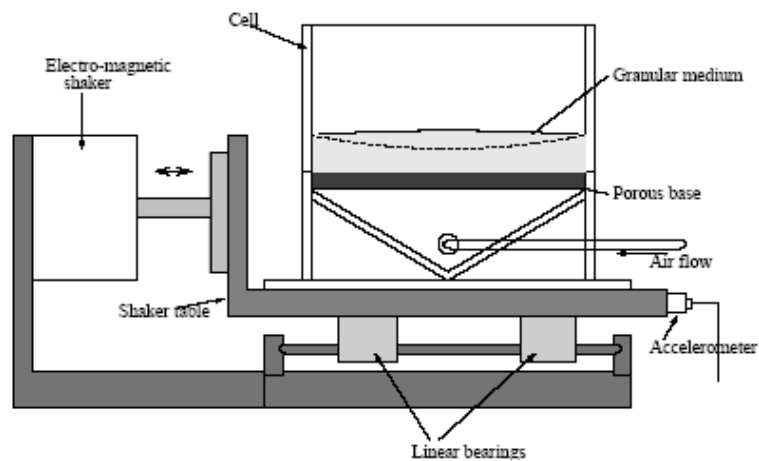


Fig.1.17 Esquema del dispositivo para el análisis de la transición de un material granular de fluido a sólido.

5.- El análisis del comportamiento de los terremotos aún sigue siendo un problema complejo para la geofísica. El dispositivo aquí mostrado permitió tener una mejor comprensión del comportamiento de los sismos. El mecanismo consistía de un pistón horizontal que aplicaba un esfuerzo normal constante, un pistón vertical el cual aplicaba un desplazamiento constante, una fuente sonora que proporcionaba las ondas acústicas y un acelerómetro. La siguiente figura describe a este diseño [7]:

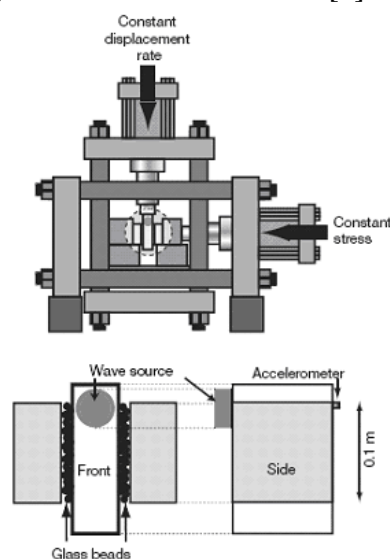


Fig. 1.18 Mecanismo para analizar el comportamiento sísmico

6.- El siguiente aparato permitió el análisis experimental del comportamiento de materiales granulares sujetos a vibraciones horizontales, verticales y combinaciones de ambas. El mecanismo consistía en geometrías cuadradas, rectangulares y cilíndricas montadas sobre una base, conectada a un mecanismo biela-manivela, el cual permitía variar el ángulo de transmisión de movimiento, con el fin de obtener la combinación de las vibraciones horizontales y verticales. Las frecuencias de oscilación cubrieron el intervalo entre 0 y 35 Hz y las amplitudes se variaron entre 0 y 5.5 mm. El dispositivo contaba con cámaras de video de alta velocidad. En este arreglo T podía ser variado de $1 < T < 10$, [26].

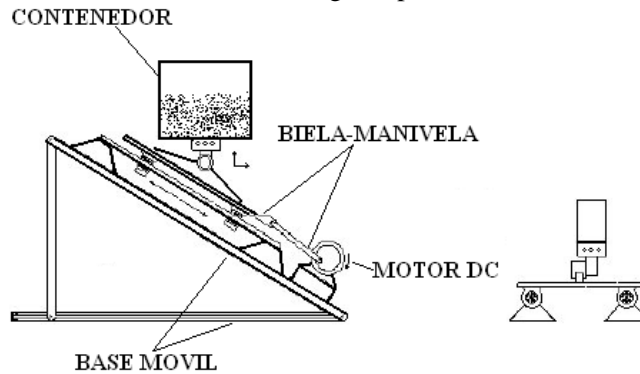


Fig. 1.19 Mecanismo para estudiar materiales granulares sujeto a vibraciones horizontales, verticales y una combinación de ambas

7.- Brennen ha estudiado los efectos de heterogeneidad y no-linealidad de las propiedades de las ondas de presión a través de medios granulares, así como el estudio de la atenuación de las ondas de presión. El dispositivo construido para este experimento estaba constituido por un contenedor rectangular de acrílico, mismo que permitía tener profundidades en el material granular de 16.5 cm; un pistón circular de 10 cm de diámetro se ubico a 8 cm de la base del recipiente, éste elemento era utilizado para transmitir las agitaciones horizontales (ondas de presión), dicho elemento podía tener vibraciones en un rango de Hz a kHz. Para realizar la toma de datos fueron puestas dos galgas extensiométricas, las cuales fueron colocadas a la misma profundidad pero a diferente distancias. Por último todo este equipo fue colocado sobre una base a la cual se le transmitían vibraciones verticales mediante un agitador electromagnético. Dicho instrumento se ponía a funcionar por una par de minutos a una frecuencia de 20 Hz, y sus funciones eran: Primero, hacer que el medio granular tuviera un estado más compacto y segundo, tener un estado en excitación por el cual se propagaban las ondas. El siguiente esquema muestra el arreglo de este dispositivo [31]:

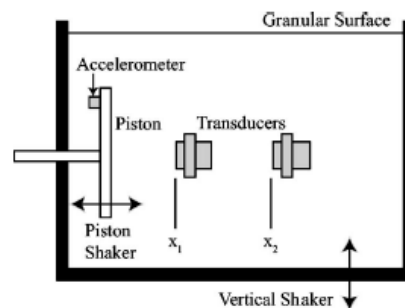


Fig. 1.20 Dispositivo usado para estudiar las propiedades de las ondas de presión a través de un medio granular

8.- La propagación de ondas sonoras a través de un medio granular permite realizar estudios en su estructura y sus propiedades mecánicas. Esta investigación proporcionó nueva información acerca de la transmisión de ondas ultrasónicas de baja amplitud a través de partículas de vidrio no-cohesivas confinadas en un contenedor. En este trabajo se puso un especial énfasis en la naturaleza de la propagación del sonido a diferentes longitudes de onda para el tamaño de las partículas de vidrio. El dispositivo consistía de un contenedor cilíndrico de acrílico con un diámetro de 35 mm. En dicho recipiente se vaciaba el medio granular con un empacamiento aleatorio. El contenedor era vibrado de manera horizontal, hasta obtener una compactación de 0.63. Luego de esto, mediante un pistón se aplicaba un esfuerzo normal con un rango de 0.03 a 3 MPa. Para tomar los datos se colocaron piezoeléctricos en la parte superior e inferior del recipiente. La fuente acústica permitía rangos de señal de 20 kHz a 1 MHz, dichas señales eran mandadas como pulsos con una duración de 2 ms. Para analizar los datos se utilizó una computadora y un osciloscopio. El siguiente esquema muestra la configuración de este dispositivo [32]:

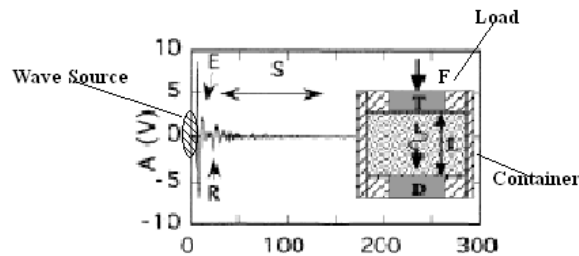


Fig 1.21 Arreglo para el estudio de la transmisión de ondas ultrasónicas de baja amplitud a través de medios granulares.

9.- Vilchinska realizó un análisis donde los patrones de cadenas de fuerzas en arena densa y suave y la velocidad de propagación de un impulso ultrasónico a través de arenas de cuarzo bajo una fuerza explican el mecanismo por el cual los materiales granulares, tales como arenas densas y suaves responden a una carga externa. El experimento consistía en una fuente de ultrasonido que proporcionaba los impulsos acústicos, mismo que estaba conectado a un generador de señales ajustable. El contenedor donde se depositaba la arena era cilíndrico, en dicho contenedor se colocaron piezoeléctricos. La siguiente figura muestra la configuración descrita:

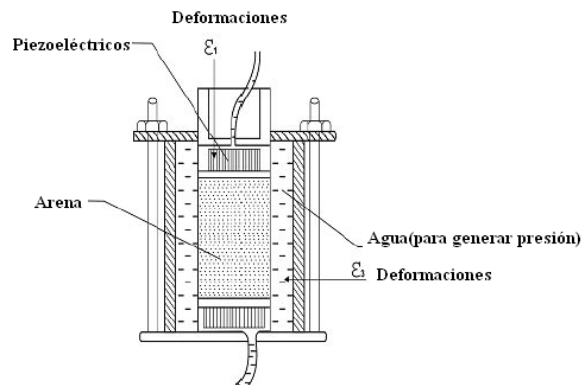


Fig. 1.22 Dispositivo para estudiar las cadenas de esfuerzos y velocidades de propagación de impulsos acústicos en medios granulares

10.- El trabajo de Chu-heng Liu y Sidney R. Nagel [34] tuvo como objetivo investigar las propiedades de las vibraciones de baja amplitud a través de materiales granulares. Para cumplir sus objetivos construyeron un dispositivo capaz de transmitir señales de baja frecuencia. Para evitar la reflexión de las ondas en las paredes, éstas se forraron con hojas de styrofoam. A su vez la caja es aislada de vibraciones externas y fluctuaciones en la temperatura por varias capas de styrofoam y encapsulada en un contenedor plástico lleno de gas nitrógeno seco. Se conectó un disco de aluminio de 7 cm de diámetro a una bocina externa para transmitir vibración en una dirección bien definida. La aceleración del disco era monitoreada con un acelerómetro (D1) adherido a su parte trasera y controlado con un sistema electrónico de lazo cerrado. Los acelerómetros respondían a la vibración transmitida a través de su contacto con las esferas de vidrio de 5 mm de diámetro utilizadas en el experimento.

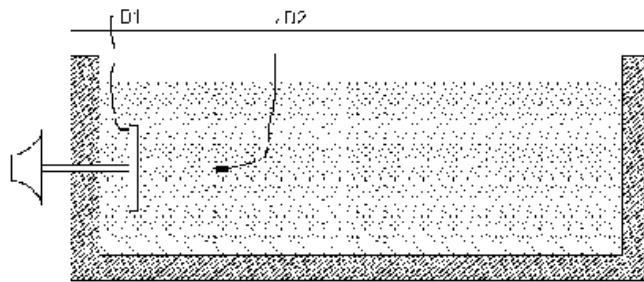


Fig. 1.23 Diagrama del sistema utilizado por Chu-heng Liu y Sidney R. Nagel

Como se puede observar los trabajos realizados para el estudio de materiales granulares sujetos a vibración horizontal y vertical, asimismo las investigaciones sobre el comportamiento de ondas sonoras a través de un medio granulado son escasas y siguen una configuración base (fuente ultrasónica y un pistón para aplicar una carga normal). Además, la combinación de ondas sonoras y vibraciones aún sigue sin ser totalmente investigada. Los trabajos más cercanos a este arreglo son los realizados por Holster [31], el equipo de Paul [7] y Mena [26]. Sin embargo en los dos primeros estudios la transmisión de las vibraciones mecánicas se limita a una sola dirección (vertical en ambos casos), al igual que la transmisión de ondas es solamente propagada en una dirección. En la investigación de Mena [26], la combinación de las vibraciones mecánicas es proporcionada al variar un cierto ángulo de la base del contenedor.

Lo anterior conduce al diseño de un dispositivo mecánico que permita el estudio de los materiales granulares sometidos a vibraciones mecánicas horizontales, verticales y combinación de ambas con una independencia en las amplitudes y velocidades de las excitaciones, así como el estudio de la propagación de ondas acústicas verticales y horizontales completamente independientes una de la otra.

Es por ello que en los siguientes capítulos se muestra el desarrollo del diseño, y construcción de un dispositivo experimental que permite tener las características mencionadas. Se hace mención de que el diseño fue realizado tomando varios puntos de vista y análisis de las investigaciones hechas anteriormente.

CÁPITULO 2

DISEÑO DEL DISPOSITIVO

2.1 DISEÑO MECÁNICO

2.1.1 Clasificación de los procesos de diseño

La mayoría de los problemas de diseño están basados en experiencias y limitaciones, debido a que todo diseño tiene uno o varios objetivos a cumplir: Obtener un resultado final al cual se llega mediante la construcción o acción tangible de un objeto [35].

Los ingenieros especialistas en el diseño aportan las siguientes características a todo modelo creado:

- Manufactura y ensamblado
- Calidad en el diseño
- Ciclo de vida del objeto
- Costos

Estas características están basadas en los materiales que satisfacen los requerimientos de seguridad, confiabilidad y costo de producción. Al tenerse los anteriores puntos, la ingeniería de diseño toma en cuenta las posibilidades de falla en el mecanismo construido, así como las medidas para evitar o reducir las mismas en el supuesto de ser inevitables.

El diseño mecánico es un método creativo e innovador que comienza en base a los requerimientos del sistema, de tal modo que las características demandadas por el dispositivo queden satisfechas. Las consideraciones técnicas del diseño mecánico se centran en dos áreas generales:

1. Relación esfuerzo-deformación-resistencia en un elemento sólido
2. Dinámica del sistema que involucre fenómenos como: Fricción, lubricación y deterioro debido a las condiciones en el cual se encuentre el dispositivo.

Cumpliendo con los objetivos mecánicos, laborales y de entorno, la seguridad de un sistema es una de las principales reglas a seguir en la ingeniería de diseño, debido a ello se tienen que realizar evaluaciones respecto al ciclo total de vida del mecanismo (inicio y deshecho del sistema), la siguiente figura muestra el ciclo de vida inicial de un diseño mecánico:

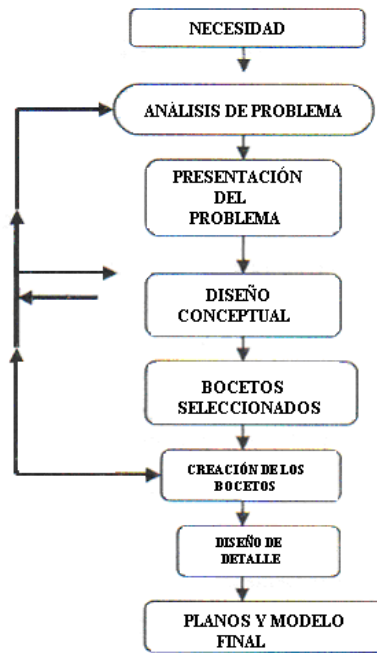


Fig. 2.1 Ciclo de vida de un diseño mecánico

El resultado final en el proceso del diseño mecánico depende de distintos factores, como capacidad de manufactura y clasificación del material. El costo y construcción depende de la demanda existente en el mercado. Pero para casos como el presentado en este trabajo, el costo se reduce a las demandas del dispositivo y a los materiales, debido a que el sistema es puramente experimental.

En la ingeniería de diseño se tienen en general tres tipos de sistemas o productos finales, los cuales son [36]:

- I. Sistemas estáticos: Son aquellos diseños que han sido evaluados y probados, no se les ha realizado adaptaciones o modificaciones, ya que su demanda en la industria y campo laboral es continúa, cumple con todas las necesidades para las que fue diseñado.
- II. Sistemas dinámicos: Son los que tienen una vida limitada y que evolucionan debido a nuevos requerimientos e innovaciones de mayor tecnología, tales como reducción de peso, dimensiones o estéticos.
- III. Sistemas de nuevo diseño: De acuerdo a las ideas y necesidades presentadas, así como a las investigaciones realizadas que el demandante o empresa establezcan se elabora un prototipo del sistema o pieza que se requiera.

2.1.2 Factores económicos en el diseño mecánico

El costo de un sistema es uno de los puntos más importantes en la ingeniería de diseño. Las tolerancias en el diseño influyen demasiado en la rentabilidad del sistema final, con tolerancias más reducidas los costos incrementan de manera considerable. El término tolerancia implica la variación de las dimensiones y los límites para la rugosidad de la superficie, como son la variación de las propiedades mecánicas producidas por tratamientos térmicos y otros procesos.

En la creación de algún diseño, la comparación entre las propuestas es fundamental, esta característica siempre favorece a los diseños con un menor número de elementos que cumpla con los requerimientos previamente citados, debido a que los costos y tiempos son menores. Cuando se tiene un proyecto con una planeación adecuada el costo y la confiabilidad del producto son óptimos, fig. 2.2 [37]:

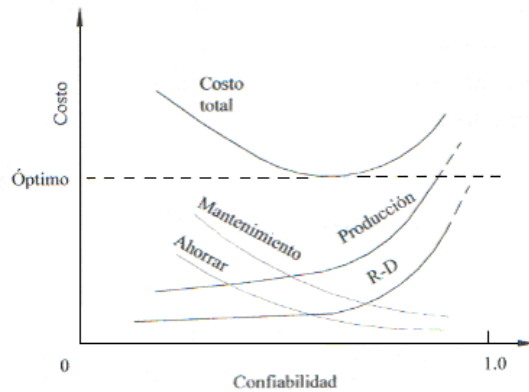


Fig 2.2 Grafico del costo en función de la confiabilidad

La ingeniería de diseño debe prevenir las fallas en los mecanismos, actualmente se utiliza una curva conocida como “perfil de tina de baño” que define tres zonas de falla. Dicha grafica relaciona la frecuencia de falla contra el tiempo de servicio. En la primera zona muestra las falla prematuras debidas a las deficiencias del diseño, errores en el ensamble y defectos de manufactura. Un diseño bien estructurado minimiza la presencia de fallas en esta primera zona y extiende el tiempo de servicio aumentando la confiabilidad del conjunto o un elemento en específico, figura del “perfil de tina de baño”:

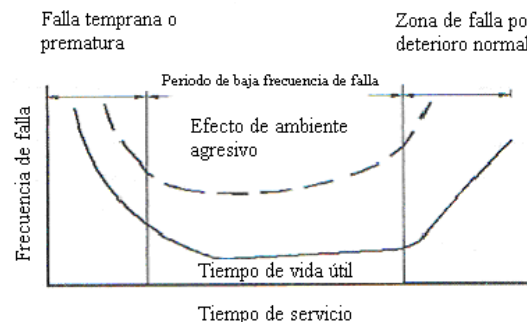


Fig. 2.3 Perfil de tina de baño

2.1.3 Consideraciones de diseño

Las consideraciones que intervienen en el diseño de un elemento o sistema son llamados factores de diseño. El termino factor de diseño es utilizado para evaluar la condición de seguridad de un elemento. La utilidad más usual del factor de diseño se tiene cuando se compara el esfuerzo con la resistencia a fin de evaluar el grado de seguridad. En ocasiones ciertos factores son críticos y si satisfacen a los objetivos, ya no es necesario considerar a los demás, algunos de ellos son:

1 Resistencia	10 Seguridad
2 Confiabilidad	11 Peso
3 Condiciones térmicas	12 Ruido
4 Corrosión	13 Forma y Tamaño
5 Desgaste	14 Flexibilidad
6 Fricción	15 Rigidez
7 Procesamiento	16 Acabado de superficies
8 Utilidad	17 Lubricación
9 Costo	18 Mantenimiento

2.1.4 Inconvenientes en el diseño

Las principales causas de falla en el diseño mecánico son debidas a la inadecuada selección del material, proceso de manufactura, almacenamiento, condiciones de servicio, sobrecargas o daños mecánicos. Los errores frecuentemente cometidos en el proceso de diseño son:

- **Tamaño y forma de los elementos:** Las deficiencias en el diseño que se cometen con mayor reincidencia son la presencia de concentradores de esfuerzo, generados por una mala elección de las características geométricas, cambios de sección y tolerancias. En el presente estudio, esta característica fue fundamental en todo el proceso de diseño, debido a que el dispositivo está trabajando a frecuencias de 35Hz y con masas de 40kg las fuerzas inerciales son demasiado elevadas, por lo que las geometrías tuvieron que ser cuidadosamente elegidas.
- **Material:** La selección del material se realiza de acuerdo a la funcionalidad de los elementos, considerando las propiedades del material y la posibilidad para manufacturarlo, así como el comportamiento del medio ambiente en el que va a operar. Debido a que el dispositivo aquí mostrado esta bajo condiciones ambientales constantes y a que las fuerzas dinámicas son las más influyentes en el mecanismo, se eligieron dos tipos de acero (4140 y cold rolled),.

2.2 DISEÑO CONCEPTUAL DEL DISPOSITIVO

2.2.1 Metodología de diseño

El diseño conceptual está basado en la definición del problema y parte de él para delimitar aun más a los conceptos, especificaciones y consideraciones, hasta llegar a la generación de alternativas y selección de ellas. De acuerdo con Pugh, se hizo un desarrollo basado en las especificaciones de diseño del producto (PDS por sus siglas en inglés). Al utilizar este desarrollo se optimiza la selección de la mejor propuesta.

Este método está compuesto fundamentalmente de cuatro etapas, las cuales son: Primera, identificación del objetivo primordial del diseño. Segundo, creación de especificaciones del diseño, esta parte es basada por Pugh en una grafica de pastel, ver

figura 2.4. Tercero, creación de diseño conceptual y de configuración, y cuarto, diseño de detalle. Cuando las especificaciones están ya bien establecidas se procede a la generación de conceptos que brinden soluciones a los requerimientos del producto. Una vez que se eligen las soluciones óptimas, se procede a la etapa de configuración, en donde se combina las opciones propuestas en la generación de conceptos y se validan.

La última etapa es el diseño de detalle, en donde se tiene el dispositivo final, los cuales han sido calculados y dimensionados previamente [38]:

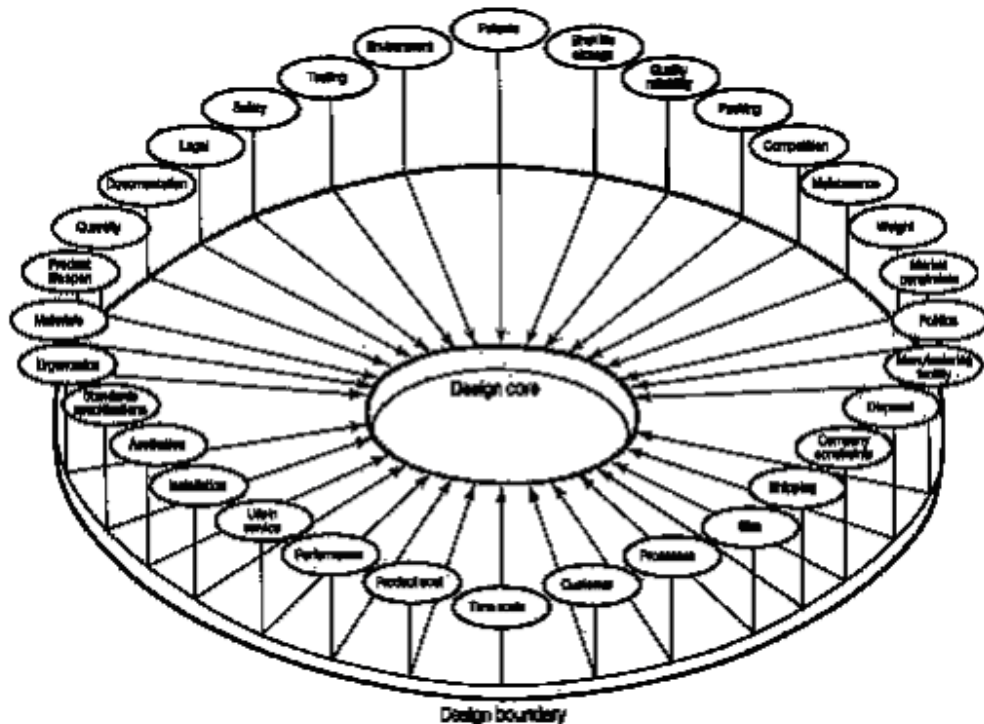


Fig. 2.4 Grafica de pastel de Pugh para la metodología de diseño

2.3.1-A Especificaciones del diseño del dispositivo

Por tanto, basándose en la metodología propuesta por Pugh, las especificaciones técnicas que cumple el dispositivo aquí mostrado son:

- Temperatura: 5°C – 30 [°C]
- Presión: 97 800 [kPa]
- Humedad: 12% - 90%
- Costo: \$ 80 000.00
- Volumen total: 3.375 [m³]
- Voltaje para su funcionamiento: 220 [V]
- Funcionalidad
- Exactitud
- Manufactura
- Mantenimiento
- Vida útil

- Ergonomía

2.2.2 Diseño conceptual

2.2.2-A Funciones

Para realizar la presente investigación se requirió construir un aparato experimental que fuera capaz de realizar las siguientes funciones:

1. Contener materiales granulares dentro de varias geometrías.
2. Proporcionar movimiento vertical vibratorio a diferentes amplitudes y frecuencias.
3. Proporcionar movimiento horizontal vibratorio a diferentes amplitudes y frecuencias.
4. Realizar una combinación de las vibraciones mecánicas (horizontales y verticales) independientes, a diferentes frecuencias y amplitudes.
5. Permitir la emisión de ondas sonoras (verticales y horizontales) a través del medio granular en movimiento.
6. Capturar la onda sonora después de haber cruzado el material granular.
7. Grabar digitalmente los datos experimentales para su análisis posterior.

Aunque a primera vista el dispositivo experimental puede parecer complejo al analizar las características requeridas se puede observar que el sistema en sí consiste en tres subsistemas:

- I. Contenedor de material granular.
- II. Sistema de movimiento biaxial oscilatorio.
- III. Sistema de emisión y recepción de señales acústicas.

2.2.2-B Descripción de las funciones

I. Contenedor de material granular

Esta es la parte del mecanismo que se encarga de llevar las fuentes sonoras, micrófonos de alta eficiencia, material granular y aislamiento acústico para la fidelidad de los datos adquiridos. Está compuesta de dos contenedores. El primero de ellos, llamado “contenedor externo” es al que se le acoplan rodamientos lineales para permitir el libre movimiento al transmitir vibraciones mecánicas verticales, una base de metal para conectarlo con el sistema biela-manivela y en su parte superior lleva una de las fuentes sonoras para propagar las señales acústicas de manera perpendicular al material granular. Dicho contenedor es capaz de soportar los esfuerzos producidos por el mismo mecanismo al estar en movimiento.

El segundo contenedor, llamado en su caso “contenedor interno”, es el que lleva en su interior una malla de acrílico con forma de “U”, espuma aislante, otra fuente sonora para la propagación de ondas acústicas horizontales y material granular. En resumen el contenedor en conjunto (externo e interno) debía cumplir con las siguientes especificaciones:

- Volumen suficiente para contener un peso aproximado 2.5 Kg de material granular,

- Traslucido para permitir visualizar los fenómenos en el material granular [20, 26],
- Dimensiones tales que las fuentes emisoras de sonido puedan ser contenidas dentro,
- Liviana para no requerir un motor demasiado potente y evitar fuerzas inerciales elevadas,
- Permitir un número adimensional de capas (N) de $0 < N < 80$.

II. Sistema de movimiento biaxial oscilatorio

Este subconjunto es el más importante de los tres, debido a que es el encargado de la transmisión de las vibraciones mecánicas horizontales, verticales y la combinación de ambas. A demás dichas vibraciones son completamente independientes en su frecuencia y amplitud de trabajo. Para poder llevar a cabo las funciones descritas se requerían los siguientes componentes:

- **Sistemas biela-manivela:** Son los mecanismos encargados de oscilar al material granular de manera vertical, horizontal y combinación de ambas. Estos sistemas son completamente independientes, a demás de contar con la posibilidad de cambiar la amplitud del movimiento oscilante.
- **Motores:** Son los que proporcionan el movimiento para producir las vibraciones verticales y horizontales. Una de las características fundamentales de estos dispositivos es que se pueda controlar su frecuencia de manera independiente para cada tipo de vibración (vertical y horizontal). Los tipos de motores a utilizar son de corriente alterna y de corriente directa, debido a sus características propias como la conservación de torque.
- **Controladores de velocidad:** Dispositivos encargados de la manipulación de la velocidad (frecuencia) de los movimientos oscilantes, tanto para el horizontal y vertical. Al igual que los sistemas biela-manivela son completamente independientes
- **Sistema de guiado:** Está compuesto por barras guías horizontales y verticales, las cuales dan firmeza y rigidez al sistema, ya que este subsistema sostendrá a la mayoría de los componentes de todo el dispositivo experimental.
- **Rodamientos:** Son los que permiten el libre deslizamiento de ciertos dispositivos al estar sujetos a movimientos horizontales y verticales sobre las barras guías.
- **Estructuras:** Es donde será soportado todo el conjunto.
- **Accesorios mecánicos:** Las chumaceras son para la libre transmisión de movimiento rotatorio del sistema, a demás de servir como soporte para los sistemas biela-manivela. Los coples son los elementos encargados de conectar las flechas de los motores y los sistemas biela-manivela para la transmisión del movimiento.

III Sistema de emisión y recepción de señales acústicas

Este arreglo es el encargado de la propagación y recepción de las ondas sonoras a través de medios granulares. Una de sus principales características es su capacidad para enviar señales acústicas de manera horizontal, vertical y una combinación de ambas, a diferentes frecuencias de trabajo. El sistema está compuesto por los siguientes elementos:

- Fuentes sonoras: Son las encargadas de la emisión de las señales
- Micrófonos de alta eficiencia: Son los que registran la señal proporcionada por las fuentes sonoras. Éstos serán colocados a distintas profundidades del medio granular, así como a diferentes longitudes de las fuentes sonoras.
- Generador de señales: Proporciona y controla las señales sinusoidales emitidas por las fuentes sonoras.
- Consola de audio: Registra y graba las señales recibidas por los micrófonos de alta eficiencia.
- Interfaz: Es el dispositivo utilizado para el intercambio de datos entre la consola y un computador.
- Computadora: Análisis y procesamiento de los datos adquiridos.

Los aparatos anteriores para poder cumplir con su función tienen la siguiente configuración:

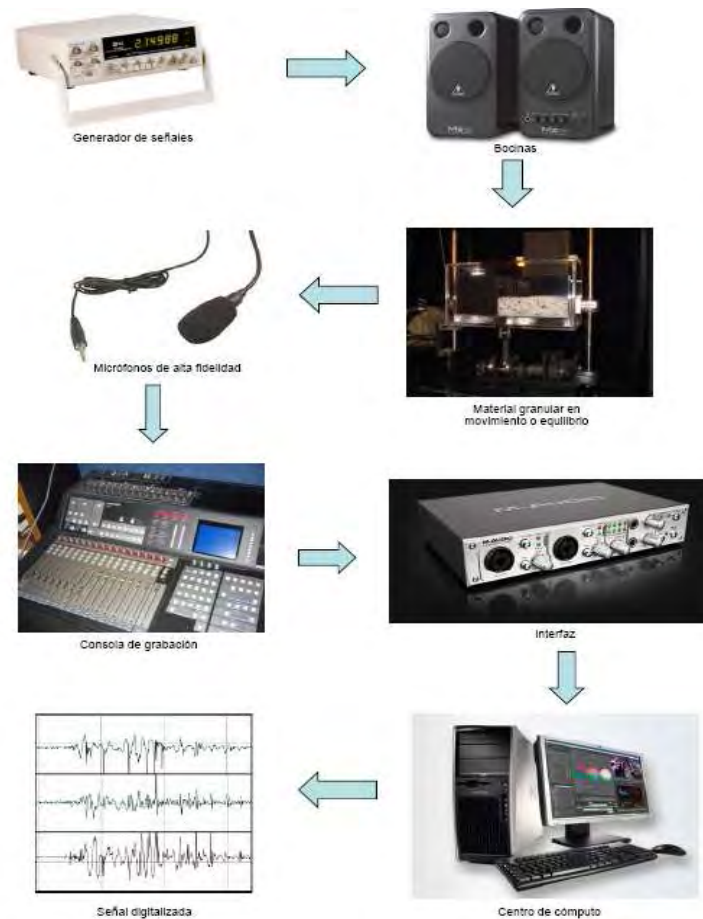


Fig 2.5 Arreglo para la propagación y recepción de las ondas sonoras a través de medios granulares

2.2.2-C Generación y evaluación de conceptos

De esta manera se propusieron sistemas tentativos cuyo funcionamiento general sería el siguiente: el sistema experimental consiste en un contenedor oscilante para medios granulares. El contenedor tiene la capacidad de oscilar en direcciones longitudinal y

vertical a gran variedad de frecuencias y amplitudes. Se integra al contenedor oscilante, un sistema emisor de señales acústicas acoplado a un generador de señales. La propagación del sonido, ya sea en el medio en estado estático u oscilando, se registra mediante micrófonos de alta sensibilidad colocados en las paredes y en el interior del contenedor. Dichas señales pasan por un sistema de filtros hasta una consola de grabación y por medio de una interfaz, a un centro de cómputo donde son registradas en forma digital. Una vez identificados los componentes del conjunto se procede al diseño y selección de cada sistema.

I. Contenedor de material granular

Tomando en cuenta las características antes mencionadas el primer paso que se llevó a cabo fue determinar el material del cual sería construido el contenedor.

- **Contenedor de vidrio-acrílico**

La primera propuesta de material de vidrio (figura 2.5), fue desechada casi de manera inmediata, pues aunque es un material que permite la visualización de los patrones presentados en los materiales granulares y es un buen aislante acústico, los esfuerzos a los que el contenedor estaría sometido provocarían que el vidrio se rompiera, a menos de tener espesores en las paredes del contenedor de 3cm, a consecuencia de aumentar los espesores la potencia del motor por cual se transmite el movimiento incrementaría así como las fuerzas inerciales de todo el sistema.

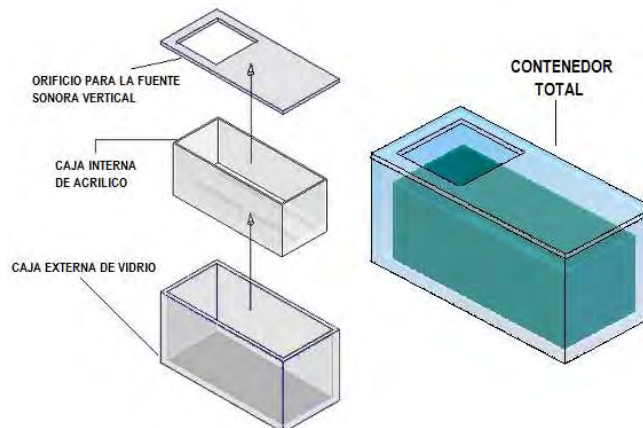


Figura 2.6 Contenedor de vidrio-acrílico

- **Contenedor compuesto de aluminio-vidrio-acrílico**

La segunda opción era construir una caja de aluminio con una de las caras frontales de vidrio, es decir, cuatro caras y la tapa de aluminio, y una cara de vidrio para permitir la visualización del material granular. A primera vista parece una idea viable, sin embargo el peso del aluminio y el vidrio con una densidades de 2.5 g/cm^3 y 2 g/cm^3 respectivamente, implicaba problemas. Aunque el aluminio soportaba de manera satisfactoria las cargas producidas por el mecanismo en movimiento, el contenedor con un gran peso incrementaría la capacidad del motor. A demás al tomar en cuenta los componentes como son fuente emisora de ondas acústicas, material granular y micrófonos, la propuesta era demasiado pesada y el objetivo de ser liviana no se cumplía, de esta manera debido al peso excesivo del aluminio la idea fue considerada no apta para nuestros objetivos.

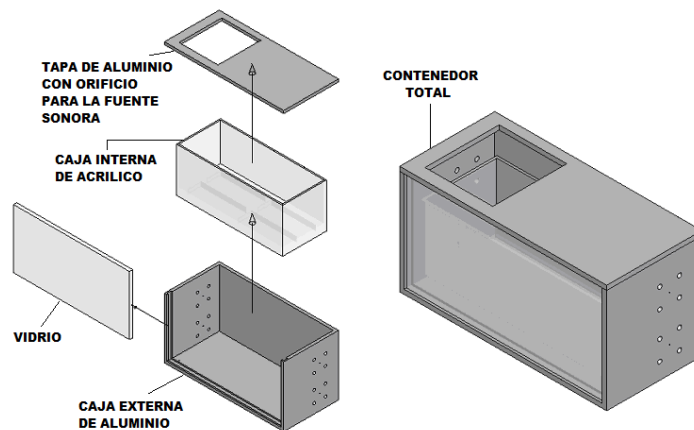


Fig. 2.7 Contenedor aluminio-vidrio-acrílico

- **Contenedor de acrílico-acrílico**

Este recipiente cumplía con el requerimiento de ser transparente, además el acrílico es un material relativamente rígido, característica necesaria al estar sometido a movimiento oscilatorio. El material acrílico tiene la ventaja de poder utilizar una placa con suficiente espesor para asegurar una rigidez adecuada y al mismo tiempo mantener la ligereza del contenedor, debido a que el acrílico tiene una densidad de 1.5 g/cm^3 . Tomando en cuenta lo anterior se acordó construir el contenedor de material granular de acrílico que además de ser traslucido es rígido al someterse a vibración.

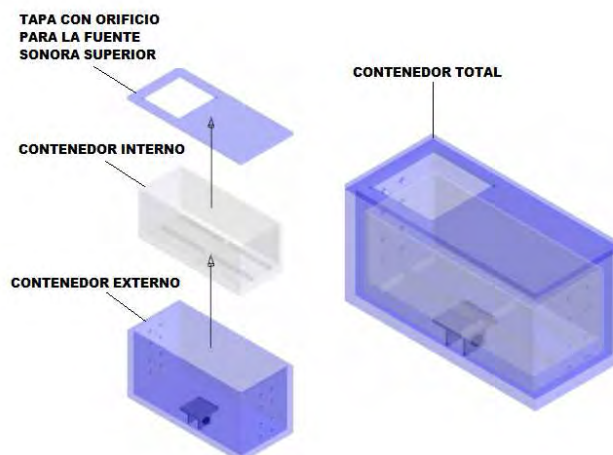


Figura 2.8 Contenedor de acrílico

La mejor opción es la basada en el contenedor hecho de acrílico-acrílico. Aunque es notorio el valor bajo en la rigidez, se elige esta opción, ya que en caso de ser necesario un componente de refuerzo, éste no aumentaría el peso de una manera considerable.

Después de haber determinado el contenedor, se determinaron las dimensiones de dicho contenedor (figura 2.9). Las dimensiones del contenedor están en función del número adimensional de capas (N). Además, se debe considerar que la fuente emisora de ondas acústicas debe ser contenida dentro para permitir la propagación de las ondas acústicas lo más directamente posible a través del material granular. Se hace mención de que al

contenedor finalmente elegido (opción III), se le agregó una malla de acrílico en forma de “U”, la cual permitía una separación entre la base de la caja interna de acrílico y las paredes laterales. En esta separación se colocó espuma acústica aislante, con el fin de evitar reflexión en las ondas propagadas. En la siguiente figura se observa la malla y el ensamble con la caja de acrílico.

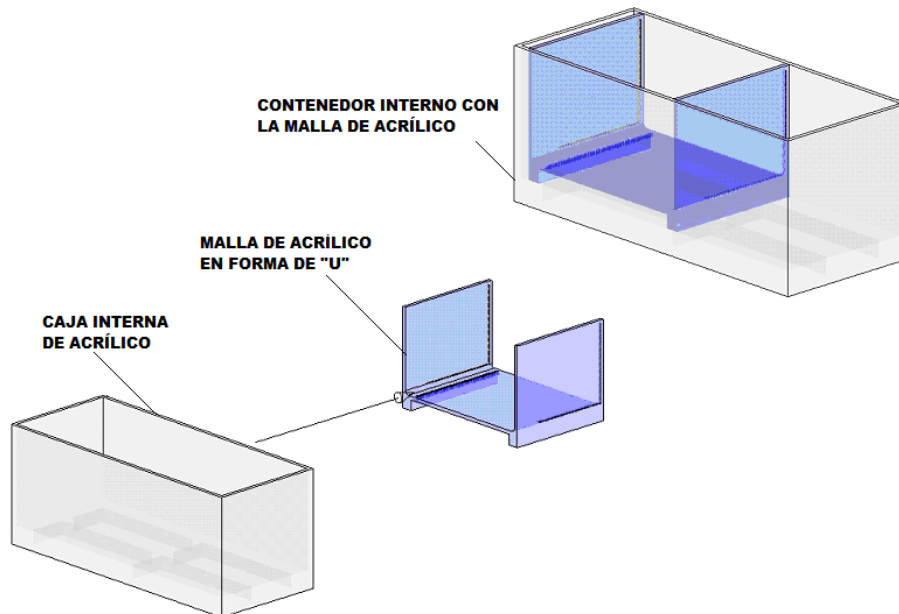


Fig. 2.9 Contenedor final con la malla de acrílico

Luego de colocar la malla de acrílico, el espacio donde es contenido el material granular queda definido. La siguiente figura muestra el arreglo:

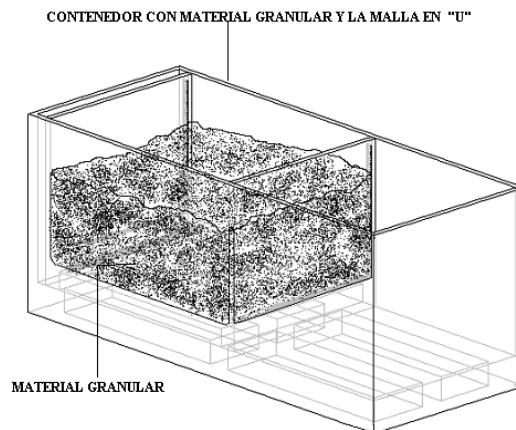


Fig. 2.10 Material granula dentro del contenedor

Las fuentes emisoras de ondas acústicas están colocadas en la parte superior y la otra en un costado del material granular. De esta manera se asegura la transmisión de ondas en dirección vertical y horizontal. La configuración de la fuente emisora de ondas debería ser considerada en la construcción del contenedor, así se diseñó un contenedor capaz de alojar la fuente emisora de ondas y tener un espacio suficiente para el material granular. Por tanto,

el modelo finalmente elegido para el contenedor del material granular y los dispositivos de audio es el que se muestra a continuación:

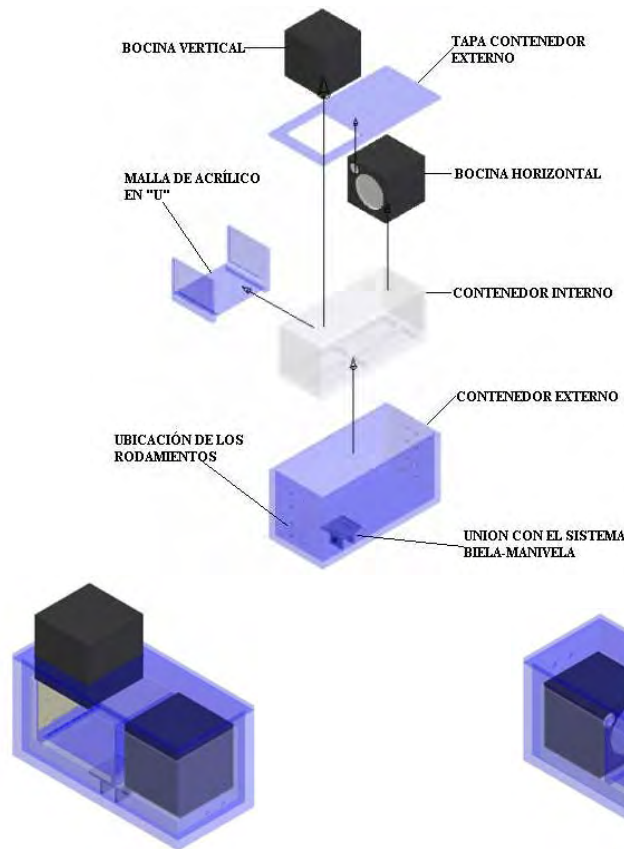


Fig. 2.11 Contenedor con todos los aparatos requeridos

II. Sistema de movimiento biaxial oscilatorio

En esta etapa del diseño se generaron varias ideas, sin embargo sólo se citarán las dos ideas más representativas durante este proceso. Como bien ya se ha mencionado las ideas propuestas deberían de cumplir con los siguientes objetivos:

- Proporcionar movimiento horizontal a diversas amplitudes y frecuencias.
- Proporcionar movimiento vertical a diferentes amplitudes y frecuencias.
- Permitir el movimiento combinado, es decir, aplicar movimiento tanto horizontal como vertical a mismo tiempo.
- Independencia de los movimientos.

Propuesta de diseño 1

El primer diseño propuesto se basa en el uso de un sólo motor y un mecanismo biela-manivela. Dicho mecanismo está sujeto a una placa con la característica de poder ser inclinada y así realizar movimientos combinados y totalmente horizontales y verticales (figura 2.12).

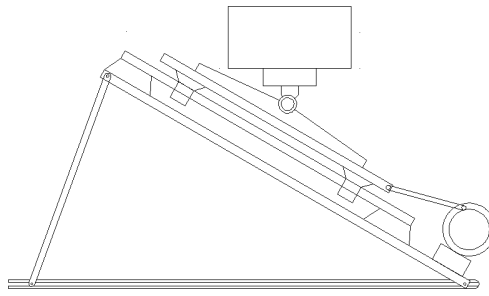


Fig. 2.12 Propuesta de diseño 1

Este diseño tiene como ventaja el uso de un sólo motor para poner en movimiento el material granular. La placa se puede inclinar de manera que se tiene en los extremos movimiento horizontal y vertical respectivamente. La simplicidad en el diseño y su fácil construcción hacen atractivo a este diseño.

Por otra parte, es evidente que los movimientos horizontal y vertical no son independientes, lo cual viola uno de los puntos a cubrir en el diseño. Si bien las amplitudes de los movimientos son las componentes de la amplitud real en este diseño y pueden ser variadas según las relaciones de seno y coseno, las frecuencias de dichos movimientos son siempre las mismas pues la frecuencia del motor no tiene ninguna relación trigonométrica.

Propuesta de diseño 2

En este diseño se utilizan dos motores para producir el movimiento horizontal y el vertical de manera independiente. El contenedor del material granular se mueve sobre unas guías horizontales impulsado por un mecanismo biela-manivela acoplado a uno de los motores, produciéndose así el movimiento vertical. Igualmente, las guías sobre las cuales desliza el contenedor son movidas por otro mecanismo biela-manivela exterior produciéndose así el movimiento horizontal (figura 2.13).

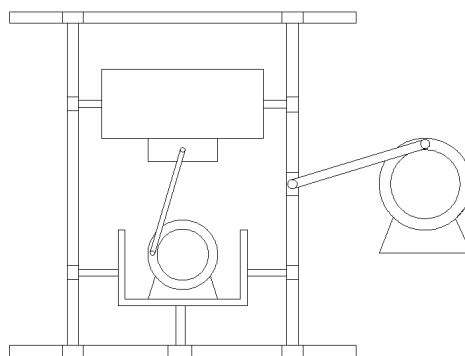


Fig. 2.13 Propuesta de diseño 2

En este diseño cada movimiento es producido por la acción de un motor, así se logra una total independencia de los mismos, lo cual es una característica importante a cubrir en el diseño. La independencia de los movimientos permite al usuario controlar cada movimiento, en cuanto a su amplitud y frecuencia, y producir un movimiento puramente

horizontal o vertical al accionar un sólo motor según sea el caso. Así mismo, un movimiento combinado puede ser producido y cada movimiento es independiente del otro en frecuencia y amplitud. Esta configuración es muy versátil y con ella se tiene una amplia variedad de combinaciones de movimientos.

La elección de la propuesta adecuada del diseño debía realizarse en base a criterios bien definidos, estos fueron:

- Independencia de movimientos
- Facilidad de control de los movimientos
- Simplicidad en la variación de parámetros
- Proporcionar gran variedad de combinaciones de movimientos
- Manufactura sencilla
- Costo

En cuanto a la independencia de movimientos es evidente que la propuesta número dos satisface completamente este requerimiento. Por lo que respecta a la propuesta de diseño 1, al realizar el movimiento combinado, éstos se encuentran íntimamente relacionados en la amplitud y frecuencia; específicamente, una relación trigonométrica es el nexo entre un movimiento y otro. Así, una dependencia en las amplitudes de los movimientos y una imposibilidad de tener diferentes frecuencias para los movimientos vertical y horizontal, comienzan a mostrar las debilidades de la propuesta de diseño 1.

A primera vista la simplicidad en la variación de parámetros parece ser mayor en el primer diseño, sin embargo al analizar detalladamente el proceso de variación en los dos diseños se puede concluir que esta noción es errónea. Primero, en el primer diseño la inclinación del dispositivo debe ser calculada para lograr las amplitudes deseadas en cada movimiento. Segundo, la variación de la manivela debe realizarse de manera precisa. Tercero, debido al constante cambio en la inclinación de la placa de soporte para llevar a cabo los diferentes experimentos es necesario incorporar un sistema de alineamiento del contenedor con el fin de colocarlo y mantenerlo en posición horizontal durante el funcionamiento del motor. En lo que se refiere al segundo diseño, la variación de las amplitudes se realiza de manera independiente y prácticamente es el único detalle a considerar pues las guías se mantienen en sus posiciones verticales y horizontales respectivamente, al igual que el contenedor de material granular mantiene su posición en todo momento.

La manufactura de los dos sistemas es relativamente complicada por la cantidad de piezas móviles en cada uno de ellos, sin embargo el uso de partes comerciales facilita la manufactura y construcción de ambos sistemas. Quizás en el sistema 2 por incluir en su configuración dos motores resultaría un poco más difícil de construir. Sin embargo, en el funcionamiento el primer sistema tiene el inconveniente de sufrir mayor desgaste pues se deben mover muchas piezas para fijar los parámetros deseados, mientras en el segundo diseño sólo se deben variar las amplitudes de los movimientos, evitando así posibles desalineaciones que sufriría el primer diseño. Por lo tanto, la ligera mayor complejidad de la manufactura de la segunda propuesta se ve justificada.

En lo referente al costo, resulta sencillo llegar a la conclusión de que la opción 1 es la más económica por el uso de un sólo motor y la simplicidad del diseño. A pesar de lo

anterior, el costo mayor de la propuesta 2 se justifica por ser la única manera de lograr la independencia de las oscilaciones.

Analizando los argumentos antes mencionados parece ser que la opción dos cumple con el mayor número de características del diseño buscado. No obstante, para asegurar nuestra elección se recurrió al uso de una matriz de decisión y así reforzar nuestra decisión. A continuación se presenta la matriz de decisión y los aspectos que se consideraron para la evaluación de las propuestas (figura 2.14).

PROPUESTA	COSTO FP= 0.2	FACILIDAD DE MANUFACTURA FP= 0.2	INDEPENDENCIA DE MOVIMIENTOS FP= 0.4	RANGO DE TRABAJO FP= 0.2	CALIFICACIÓN TOTAL
1	10	10	5	5	7
2	5	5	10	10	8

Fig. 2.14 Matriz empleada para la evaluación de las propuestas

De acuerdo con la matriz de decisión y los argumentos presentados anteriormente, los cuales coinciden, se llegó a la conclusión de que la opción dos cubría en su totalidad los aspectos importantes para desarrollar una máquina adecuada para el tipo de experimentos a llevar a cabo.

III Sistema de emisión y recepción de señales acústicas

En esta parte del diseño del dispositivo se procedió a la selección de los elementos que conformarían el sistema de emisión y recepción de señales. A continuación se muestran los dispositivos elegidos:

- **Generador de señales:** Para satisfacer esta necesidad del diseño, se seleccionó un generador de señales marca Tectronix modelo 5781-XE (figura 2.15). Este generador cuenta con amplio rango de amplitudes y frecuencias, además de poder controlar la forma de la onda transmitida. El generador puede ser conectado mediante cables “bnc” a las fuentes sonoras para la emisión de las señales. La facilidad para controlar la señal transmitida a través de las bocina de manera remota fue una característica importante para decidir usar un generador de señales como éste.



Fig. 2.15 Generador de señales marca Tectronix modelo 5781-XE

- **Fuentes sonoras:** Las bocinas debían estar lo más cerca posible del material granular, así que las dimensiones jugaban un papel muy importante. La idea era colocar dos bocinas, una a un costado del material granular y la otra en la parte superior de éste. En este arreglo la onda acústica puede ser transmitida ya sea de

manera horizontal o vertical, más aún, es posible accionar las dos bocinas al mismo tiempo y tener dos señales independientes una de la otra, lo que amplía aún más los rangos de estudio. Como se mencionó anteriormente, las dimensiones del contenedor están directamente relacionadas con las de la fuente sonora. Por ello fue necesario considerar las bocinas de menor tamaño disponibles en el mercado. Sin embargo, el tamaño de las bocinas influye en el rango de frecuencias que éstas manejan. De nada sirve tener un buen generador de señales si las bocinas no pueden hacer uso del rango de frecuencias y amplitudes capaces de ser emitidas por el generador. Así, la tarea consistió en buscar las bocinas que ofrecieran un equilibrio entre tamaño y rango de respuesta. Otra característica a considerar era el peso, las bocinas se moverían con el material granular y un peso excesivo implicaba el uso de un motor demasiado potente. Al hacer una búsqueda y descartar posibilidades, se llegó a la conclusión de que las bocinas MS16 de la marca Behringer eran las más adecuadas por su tamaño, peso y rango de respuesta.



Fig. 2.16 Bocinas MS16 marca Behringer.

- **Micrófonos:** La recepción de la onda acústica después de haber cruzado el material granular es la base de esta investigación. Entre las características a cumplir se encuentran: tener alta fidelidad, no afectar el movimiento del material y tener pequeñas dimensiones para poder ser colocados dentro del medio granular. Al tenerse en cuenta lo anterior se decidió utilizar en primera instancia micrófonos inalámbricos, por sus dimensiones óptimas para ser colocados dentro del contenedor. En cuanto a la fidelidad, se buscaron micrófonos con un rango amplio de respuesta y se decidió utilizar el modelo SERIE-T de la marca SHURE. Éstos son micrófonos muy pequeños, con un amplio rango de frecuencia y alta fidelidad, adecuados para cumplir los objetivos del diseño.



Fig. 2.17 Micrófonos modelo serie-T de la marca Shure.

Los micrófonos antes mencionados, por su diminuto tamaño pueden ser colocados en posiciones estratégicas dentro del contenedor y así analizar la señal acústica en el material en diversas posiciones. Así, la posibilidad de colocarlos en diferentes configuraciones, permite hacer un análisis tridimensional de la transmisión de la onda acústica a través del material.

- Consola de grabación: Para la recepción y grabación de la onda recibida por los micrófonos se llegó a la conclusión de que una consola de grabación era lo más adecuado. Se eligió la consola de grabación modelo SX-1 (figura 2.18) por su gran capacidad de almacenamiento, procesamiento, fácil manejo y el gran número de canales para trabajar. Debido al número de micrófonos utilizados en el experimento se eligió la SX-1 para trabajar independientemente cada señal captada por los micrófonos. Los micrófonos son conectados a los canales de la consola y la señal recibida por cada uno de los micrófonos se graba de manera independiente para después ser transmitida al centro de cómputo para su análisis.



Fig. 2.18 Consola de grabación SX-1.

- Interfaz: El objetivo del uso de la interfaz es poder enviar las grabaciones hechas en la consola hacia una computadora para almacenarla digitalmente y después analizarla mediante el uso de software. De esta manera lo único que hay que considerar para su adquisición son las características de la consola, así el modelo firewire 410 (figura 2.19) de la marca M-audio resulta adecuado para realizar la tarea de transmitir la información de la consola hacia la computadora.



Fig. 2.19 Interfaz firewire 410

- Computadora y software: La información recibida en la consola de grabación debía ser almacenada para después analizarla. Así, se decidió utilizar una computadora Mac de la marca Apple (figura 2.20). Se decidió este modelo por su gran capacidad de almacenamiento, su resolución de gráficos, su capacidad para el análisis de datos, (superior a una pc) y su rendimiento veloz.



Fig. 2.20 Computadora Mac

Después de haberse presentado los elementos del arreglo de emisión y recepción de señales acústicas, a continuación se muestra la configuración de estos elementos:

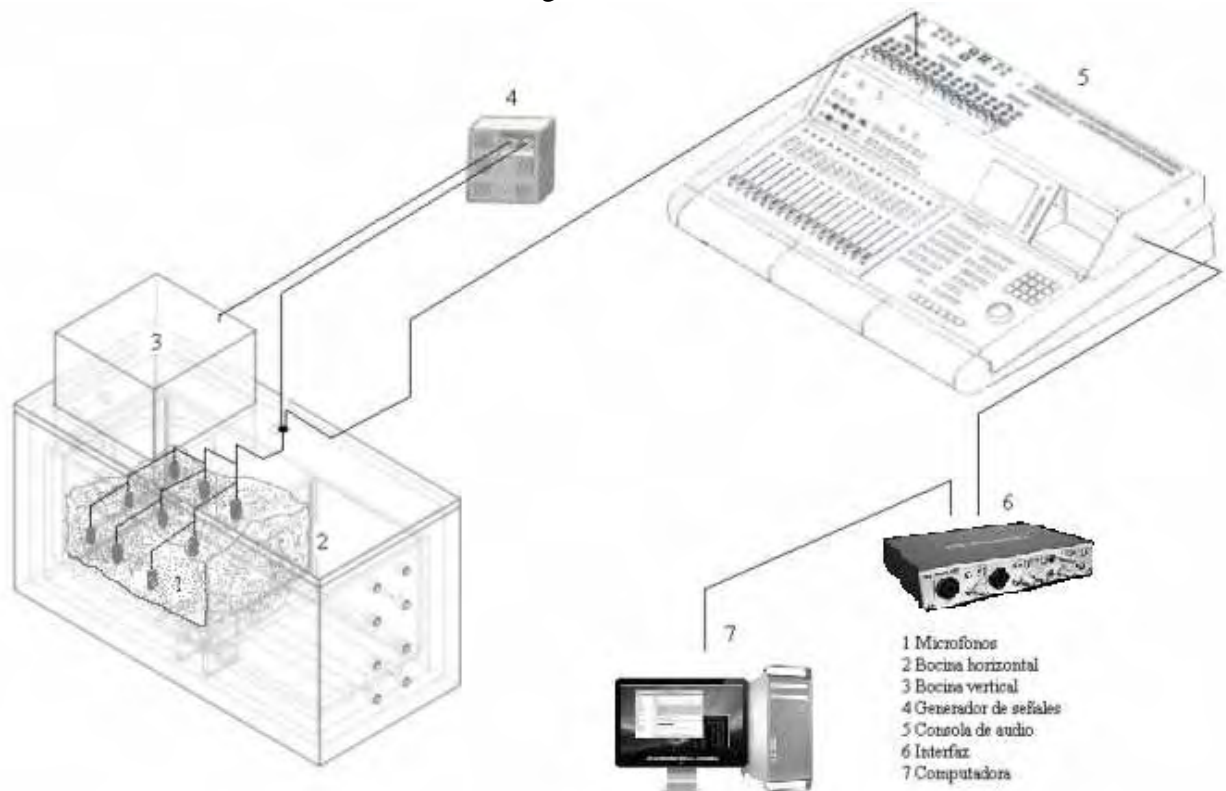


Fig. 2.21 Configuración del sistema de emisión y recepción de señales acústicas

Las especificaciones técnicas de los dispositivos anteriormente descritos pueden ser consultadas en el apéndice I, que se encuentra al final de este trabajo.

2.2.2-D Selección del concepto final

Después de haber seleccionado los mecanismos electrónicos para el sistema de emisión y recepción de las ondas, así como haberse generado las matrices de decisión para el contenedor y el mecanismo biaxialmente vibratorio. Se obtuvo el concepto final. Esta configuración pasa a la etapa de diseño de detalle y se resume a continuación.

Configuración final

I. Contenedor de material granular

- cajas con distintas dimensiones de acrílico
- 1 malla con forma de “U” de acrílico
- Espuma de absorción acústica

II. Sistema de movimiento biaxial oscilatorio

- sistemas biela-manivela
- motores para producir el movimiento (AC y DC)
- chumaceras auto-alienables
- 7 rodamientos lineales
- guías eje de acero tratado
- 2 estructuras metálicas de acero para soportar los dos tipos de oscilaciones
- 2 controladores de velocidad para manejar independientemente a los motores
- 2 coples tipo estrella

III. Sistema de emisión y recepción de señales acústicas

- Dos fuentes sonoras
- 8 micrófonos de alta fidelidad
- 1 consola de audio de 32 canales
- 1 generador de señales
- 1 interfaz
- 1 computadora Macintosh

Luego de mencionar los componentes de cada uno de los subsistemas que constituyen el concepto final elegido, se procede a realizar el diseño de detalle de los principales componentes. En la siguiente figura se puede observar el concepto final elegido, además se hace mención de que los planos de cada uno de los componentes del contenedor y del sistema vibratorio pueden ser consultados en el apéndice II de este trabajo.

2.3 DISEÑO DE DETALLE

Esta sección comprende los detalles que delimitan el dispositivo. Como son demasiados los cálculos que se realizaron para la selección de los dispositivos, todos ellos son presentados en el apéndice III de este estudio, por lo que en esta parte se dan a conocer las funciones de cada elemento. Así mismo, las especificaciones técnicas de los dispositivos mostrados en esta sección que no requirieron un rigor matemático pueden ser revisadas en el apéndice IV del mismo.

Cabe mencionar que no todos los sistemas del dispositivo contienen cálculos que afecten en el diseño o en el funcionamiento del prototipo, por lo que hay que calcular sólo las variables que de manera directa tienen relevancia como son los sistemas de transmisión de movimientos, guías y motores.

Por último se deja muy en claro que los cálculos realizados fueron hechos solo para el mecanismo biela-manivela encargado de las oscilaciones horizontales. Se eligió este sistema debido a que las masas a mover son el doble de las que excitará el sistema biela-manivela para vibraciones verticales, y a consecuencia de ello las fuerzas inerciales son ampliamente diferentes. Al tomar en cuenta esto y un factor de seguridad de 1.5 las dimensiones de diseño obtenidas para las vibraciones horizontales son simplemente extrapoladas al sistema de vibraciones verticales quedando obviado que el mecanismo biela-manivela para estas oscilaciones no fallara a consecuencia de los esfuerzos aplicados.

1.1.6 Diseño de contenedores

Después de haber determinado el diseño y material del contenedor, se procedió a determinar las dimensiones de dicho elemento (figura 2.23). El número adimensional de capas (N) afecta directamente las dimensiones del contenedor. Además, se debe considerar que la fuente emisora de ondas acústicas debe ser contenida dentro para permitir la emisión de las ondas acústicas a través del material granular.

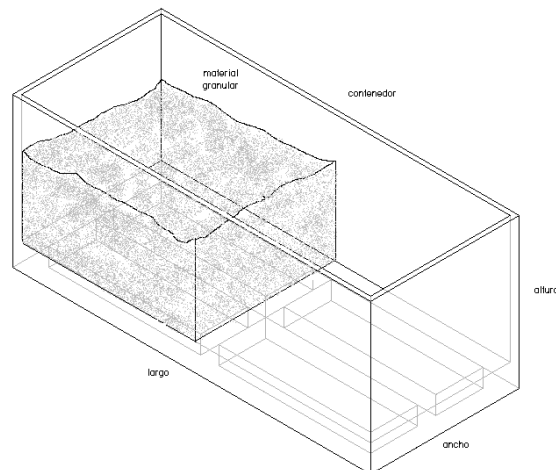


Fig. 2.22 Dimensiones a considerar en el contenedor

La fuente emisora de ondas acústicas sería un par de bocinas, colocadas una en la parte superior y la otra en un costado del material granular. De esta manera se asegura la transmisión de ondas en dirección vertical y horizontal. La configuración de la fuente emisora de ondas debería ser considerada en la construcción del contenedor, así se diseñó un contenedor capaz de alojar la fuente emisora de ondas y tener un espacio suficiente para el material granular (figura 2.24).

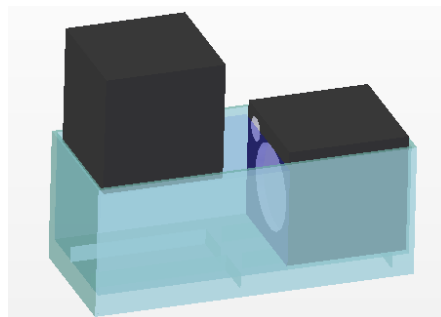


Fig. 2.23 Diseño del contenedor

El diseño anterior cumple con las características propuestas en un principio y como se puede observar sus dimensiones dependen del tamaño de las bocinas a usar, de esta manera al considerar las bocinas elegidas (MS-16), las dimensiones del contenedor son 395x164x165 mm (figura 2.25). Cabe señalar que se utilizó un acrílico de 5 mm de espesor, que es lo suficientemente rígido para soportar los esfuerzos sobre la caja.

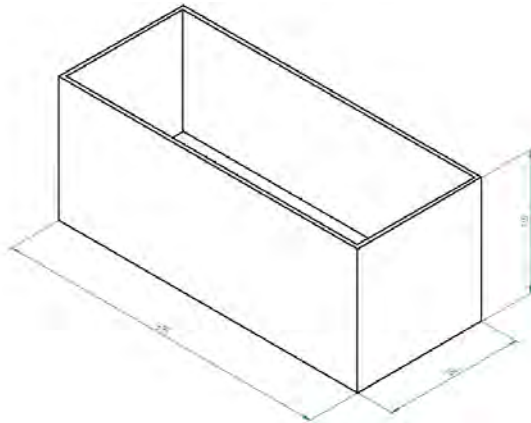


Fig. 2.24 Dimensiones del contenedor en mm.

2.3.2 Diseño de bielas y manivelas

Sistema capaz de variar la amplitud del movimiento. La pieza que hace las veces de manivela es capaz de cambiar de posición. El sistema diseñado para el movimiento horizontal se muestra en la figura 2.26.

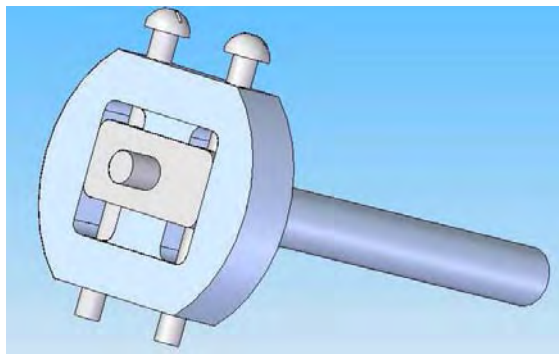


Figura 2.25 Mecanismo biela.manivela del movimiento horizontal

En esta configuración el eje sobre el cual gira la biela esta unido a una placa (figura 2.27) la cual puede deslizar sobre el disco (figura 2.28) para así poder colocar el eje a la distancia adecuada y lograr la amplitud deseada. Cabe destacar que tanto la placa como el disco tienen cuerda para colocar y mantener a la placa en la posición deseada por medio de dos tornillos.

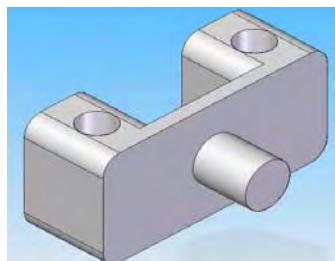


Fig. 2.26 Placa móvil del sistema biela-manivela del movimiento horizontal

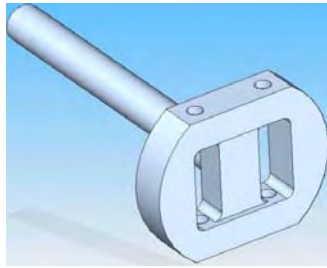


Fig. 2.27 Disco del sistema biela-manivela del movimiento horizontal

Al ensamblar el disco, la placa y la biela como se muestra en la figura 2.29, se consigue armar un dispositivo capaz de proporcionar movimiento vibratorio. Además, la amplitud de dicho movimiento puede ser variada, pues colocada la placa a la amplitud deseada los tornillos se aprietan y con esto se mantiene fija la amplitud del movimiento. De esta manera el sistema biela-manivela para el movimiento horizontal está completamente determinado.

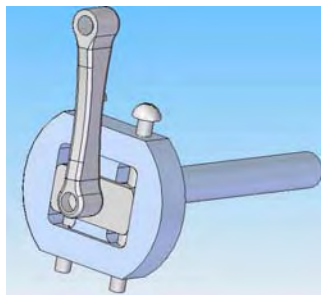


Fig. 2.28 Ensamble del sistema biela-manivela del movimiento horizontal

Para el movimiento vertical, por tratarse de un sistema que pondría en movimiento a una masa menor pero que tenía a la gravedad en su contra, se diseñó otro sistema, conservando las mismas dimensiones importantes que las del movimiento horizontal en las piezas que están sujetas a esfuerzos críticos. Además, el espacio disponible para este mecanismo era reducido y fue una de las razones para cambiar la geometría del diseño. Este sistema estaba formado por dos discos sobre los cuales deslizaba una placa similar a la del mecanismo anterior. En la figura 2.30 se muestra la placa con un solo disco.

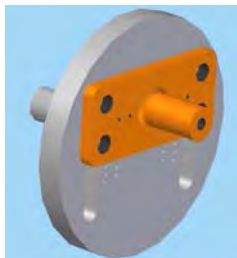


Fig. 2.29 Sistema biela-manivela del movimiento vertical

En este diseño cuatro tornillos son colocados de manera horizontal y se utilizan tuercas para apretarlos y así asegurar la amplitud elegida. El sistema de posicionamiento a diferencia del diseño antes mencionados no son los tornillos en sí (éstos sólo cumplen la función de impedir el movimiento de la placa) si no que se colocaron perforaciones tanto a la placa como al disco para insertar pernos de posicionamiento. Las perforaciones permiten obtener amplitudes de 0 a 15 mm con espaciado de 1 mm. Los discos descansan sobre chumaceras y el ensamble completo se puede apreciar en la figura 2.31.

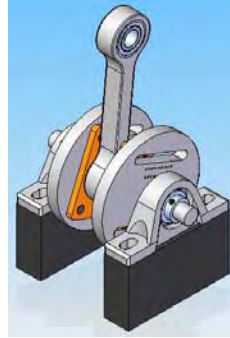


Fig. 2.30 Ensamble del mecanismo biela-manivela del movimiento vertical

1.1.7 Diseño de ejes y flechas

De acuerdo con el diseño seleccionado (figura 2.32) el sistema de guías consistía de dos barras horizontales fijas y dos barras verticales que se movían sobre las barras horizontales.

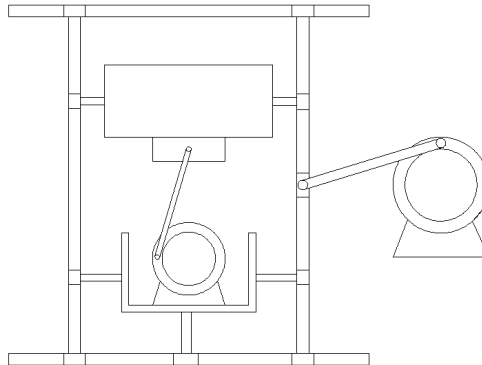


Fig. 2.31 Diseño seleccionado

Siendo así, se seleccionaron barras sólidas de 30 mm de diámetro de acuerdo a los cálculos realizados, para mayor información acerca de los cálculos de las barras referirse al apéndice III. Las cuatro barras se colocaron de acuerdo a la configuración de la figura 2.33. En dicha configuración las barras verticales están soportadas por rodamientos que a su vez están montados en las barras horizontales fijas. Con este arreglo el sistema biela-manivela del movimiento horizontal impulsado por un motor proporciona movimiento vibratorio a las barras verticales.



Fig. 2.32 Configuración de las barras guía

El arreglo anterior de guías se realizó con la idea de colocar en el centro de las barras verticales el contenedor de material granular así como los componentes del movimiento horizontal. Para ello fue necesario construir una bancada de aluminio para albergar los elementos del movimiento horizontal y colocar rodamientos en los costados al soporte exterior de acrílico (figura 2.34).

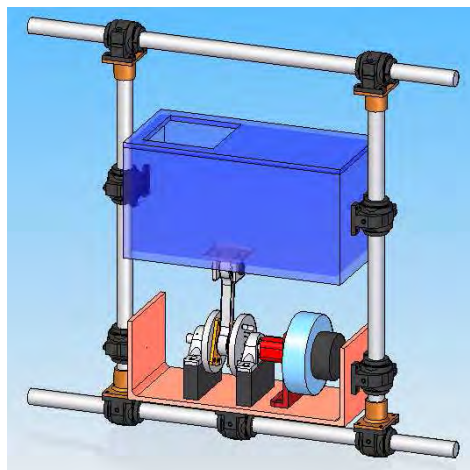


Fig. 2.33 Ensamble del movimiento vertical en el sistema de guías

Para mantener fijas las guías horizontales y darle rigidez al sistema en su totalidad se construyó una estructura sobre la cual fueron colocadas las guías. Las guías horizontales eran fijadas a la estructura mediante el uso de tornillos de presión y así poder armar y desarmar el sistema cuando fuera necesario (figura 2.34).

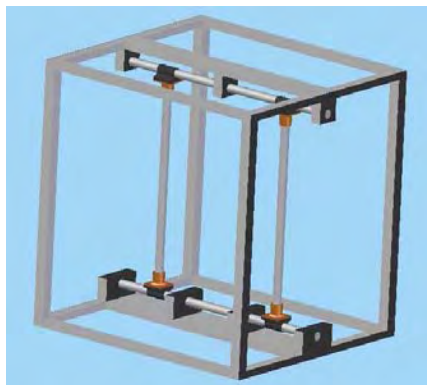


Fig. 2.34 Estructura con las guías montadas

2.3.4 Diseño de soportes

Soporte para el contenedor de material granular

Para poder transmitir el movimiento del mecanismo biela-manivela del movimiento horizontal y poder fijar el contenedor de material granular a las guías verticales fue necesario construir un soporte de acrílico. Dicho soporte tiene la función de absorber los esfuerzos generados por el movimiento y así proteger al contenedor de material granular (figura 2.35).

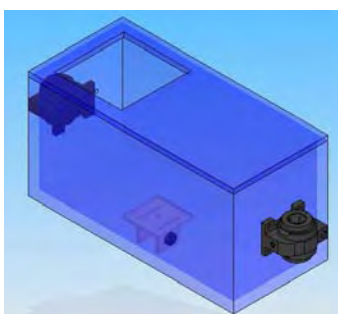


Fig. 2.35 Soporte para el contenedor de acrílico

El soporte de acrílico tiene las dimensiones suficientes para albergar al material granular, las bocinas y la caja interna de acrílico. Además, se dejó un espacio entre el contenedor de material granular y el soporte para ser relleno de espuma acústica que impediría el rebote de las señales acústicas (figura 2.36).

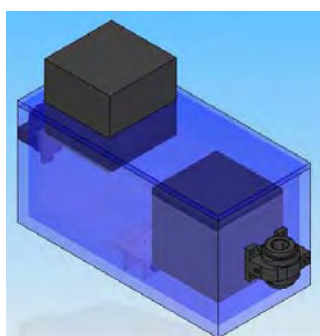


Figura 2.36 Configuración del contenedor y las bocinas en el soporte

Bancada para el movimiento vertical

Esta fue construida para albergar el sistema biela-manivela del movimiento vertical así como el motor que lo impulsa. Al colocar el sistema encargado de proporcionar el movimiento vertical sobre la bancada era posible mover el sistema en su conjunto (figura 2.37).

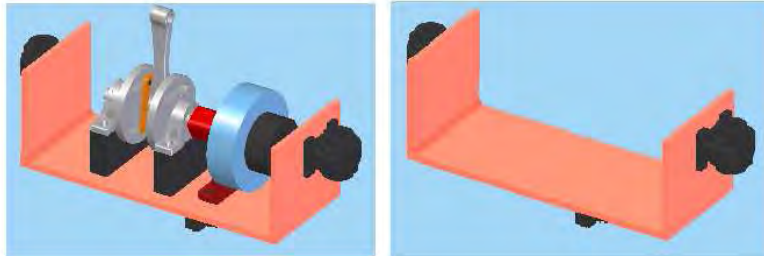


Fig. 2.37 Bancada para el movimiento vertical

La bancada tiene el largo del soporte para el contenedor de material granular para que los dos elementos se unan a las guías verticales mediante el uso de rodamientos idénticos (figura 2.38).

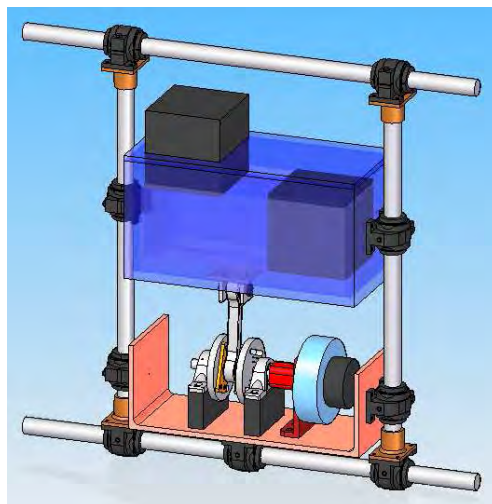


Fig. 2.38 Ensamble de la bancada y el soporte sobre las guías.

2.3.5 Selección de valeros, chumaceras y rodamientos

Rodamientos

Éstos se utilizaron para acoplar diversos elementos del sistema, se utilizaron cuatro para acoplar las guías, tres para la bancada del movimiento vertical y cuatro para el soporte del contenedor de material granular (figura 2.39).

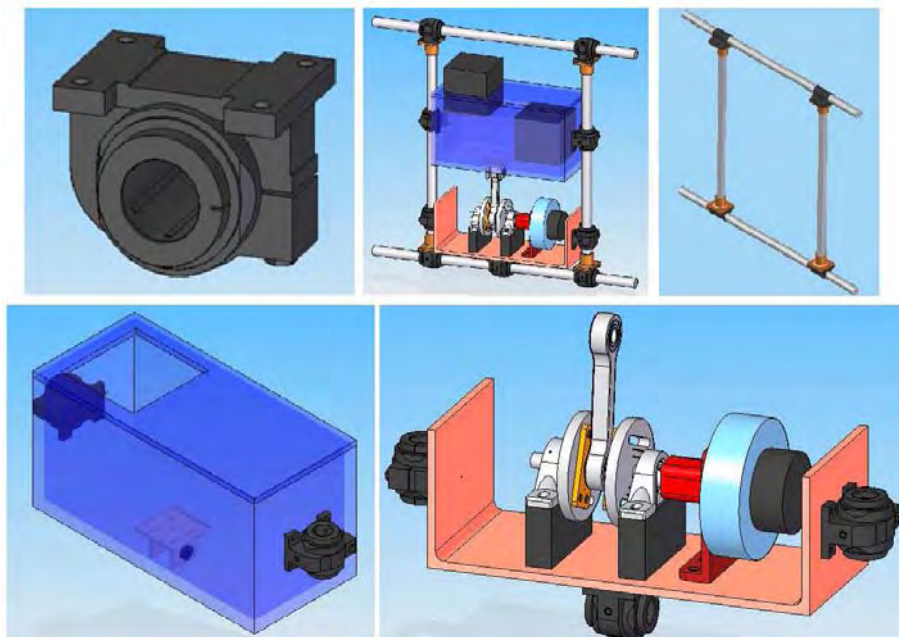


Fig. 2.39 El uso de los rodamientos en el sistema

Chumaceras

Se utilizaron cuatro, dos para el movimiento vertical y dos para el horizontal. La función de éstas es mantener los discos de cada movimiento en su posición y permitir el giro sobre su eje. La figura 2.40 muestra la posición de cada chumacera en los respectivos movimientos.

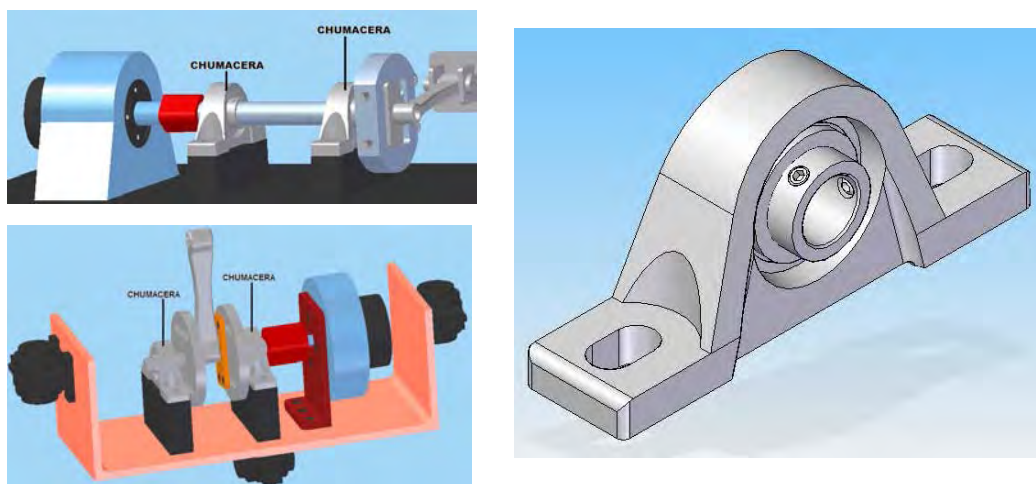


Fig. 2.40 Chumaceras

2.3.6 Selección de motores y controladores

Motor para el movimiento vertical

De acuerdo con el diseño del mecanismo que proporcionaría el movimiento vertical, el motor debía cumplir con las siguientes características:

- Dimensiones pequeñas para ser colocado en la bancada del movimiento vertical
- Bajo peso pues el conjunto sería movido a su vez por el mecanismo horizontal por lo cual es deseable una masa pequeña.
- Una alta relación potencia-peso

Los cálculos arrojaron un dato de 0.9 [Hp] necesarios en el motor para lograr mover el contenedor de material granular en el sentido vertical (ver apéndice III). Reducir el peso fue un requerimiento del diseño por lo que se utilizó el motor modelo PMG80 de corriente directa de la marca Perm motor, este motor es el que presentó la mejor relación potencia-peso del mercado. La potencia de este motor es de 2.1 [Hp] y con un peso de sólo 3.4 [kg]. Además, las dimensiones del motor permitían colocarlo perfectamente en la bancada sin tener problemas de espacio. La figura 2.41 muestra el motor y el ensamble de éste en el mecanismo biela-manivela del movimiento vertical.

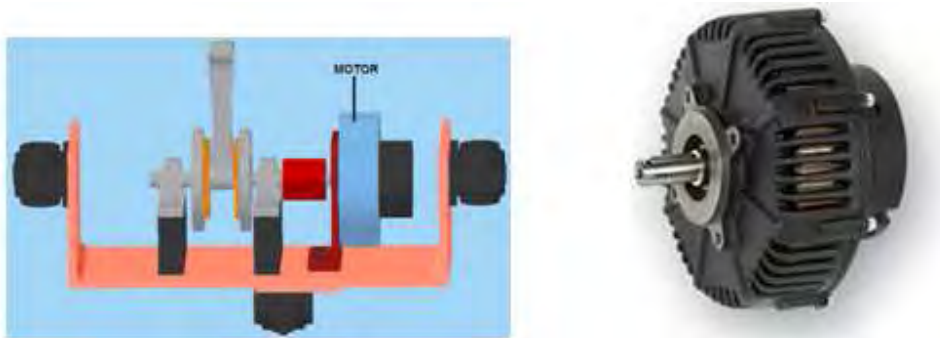


Fig. 2.41 Motor PMG80 y su ubicación en la bancada del movimiento vertical

Motor para el movimiento horizontal

Este motor a diferencia del utilizado para el movimiento vertical se mantendría estático. De esta manera el peso de este motor tenía poca importancia, la potencia era el factor fundamental a cumplir. De acuerdo con los cálculos (ver apéndice III) se requería un motor de 1.74 [Hp]. Además de la potencia se esperaba una alta eficiencia del motor. Así, se decidió utilizar el motor de alta eficiencia trifásico modelo GP10 de la marca Siemens de 3 [Hp]. El motor y su configuración en el mecanismo biela-manivela se muestra en la figura 2.42.

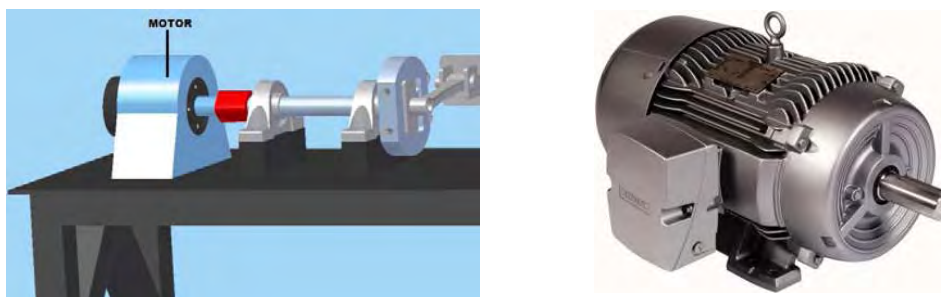


Fig. 2.42 Motor del movimiento horizontal

Controlador para el motor del movimiento vertical

Para regular la velocidad del motor de corriente directa se utilizó una fuente de alimentación modelo N5764A de la marca agilent technologies. Se utilizó esta fuente debido a la alta corriente necesaria para poner en movimiento el motor además de la exactitud de la fuente (figura 2.43). El control del motor se realiza mediante la variación del voltaje.

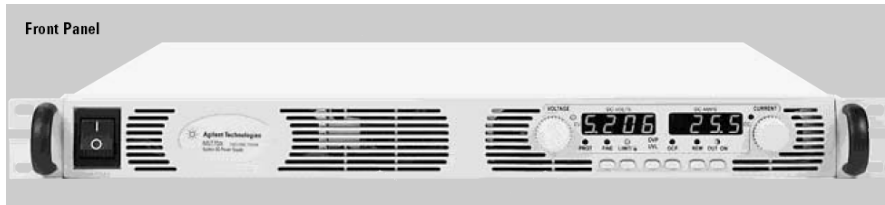


Fig. 2.43 Fuente de alimentación

Controlador para el motor del movimiento horizontal

Para el control del motor de corriente directa se utilizó un variador de frecuencia modelo V1000 de la marca Yaskawa diseñado para motores trifásicos de corriente directa tal como el utilizado en este diseño (figura 2.44). Este controlador es capaz de variar la frecuencia de 1 a 60 [Hz] con una precisión del 0.001 [V].



Fig. 2.44 Variador de frecuencia para el motor del movimiento horizontal

Unión mecanismo biela-manivela y ejes verticales

Debido a la construcción de la estructura externa nos vimos obligados a diseñar una extensión para conectar el mecanismo biela-manivela con los ejes a mover. Así, se construyó una extensión la cual se muestra en la figura 2.45.



Fig. 2.45 Unión mecanismo biela-manivela y ejes verticales

Por último se muestra el ensamble total de todos los elementos que constituyen al sistema, en la figura 2.46 se muestra dicho esquema:

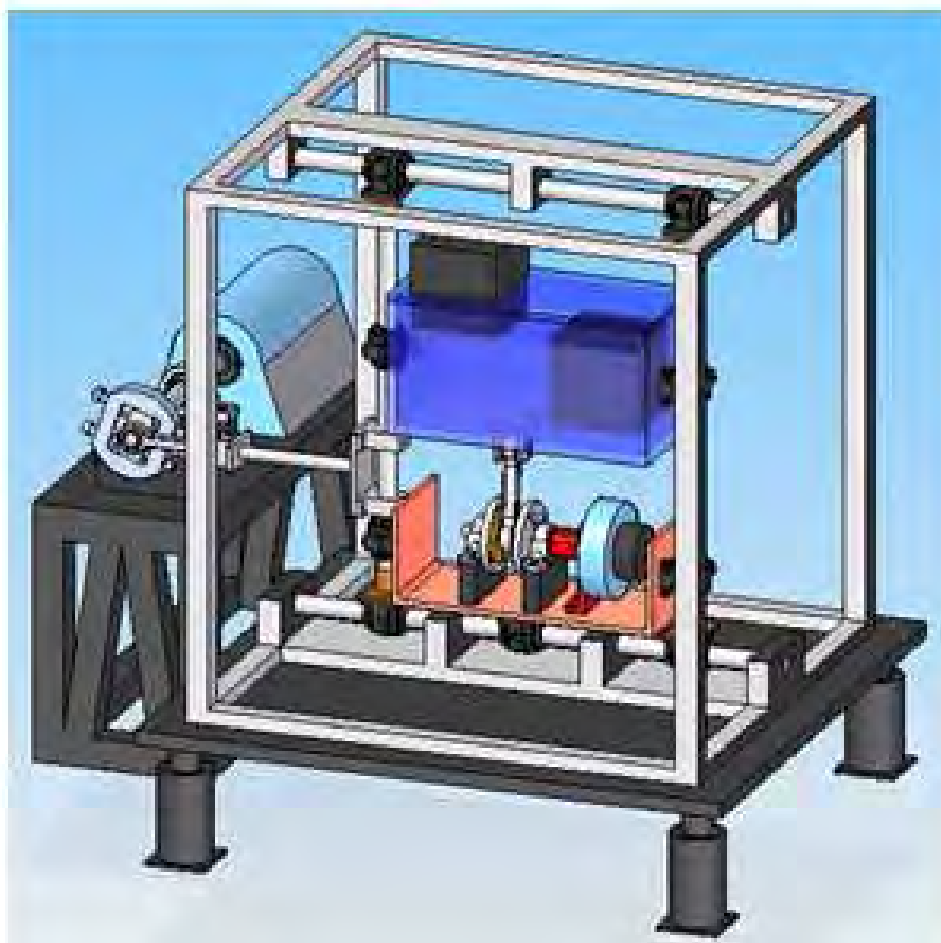


Fig. 2.46 Ensamble total del dispositivo

CÁPITULO 3. **CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO**

3.1 CONSIDERACIONES PREVIAS

Como se puede observar en el capítulo anterior el dispositivo está diseñado para ser construido con las maquinas existentes en los talleres de la UNAM. Sin embargo, algunas piezas que requirieron de mayor complejidad fueron realizadas en talleres ajenos a la universidad.

Debido a los requerimientos del dispositivo algunas piezas están sujetas a esfuerzos de mayores que otras, esto a consecuencia de las masas que se mueven en el sistema para cada tipo de vibración es distinta. Es por ello que se utilizaron dos tipos de materiales principales para su construcción, los cuales son: Acero 4140 y “cold rolled”.

El acero 4140 es uno de los aceros de baja aleación más populares por el espectro amplio de propiedades útiles en piezas que se someten a esfuerzo, con relación a su bajo costo. Al templearlo se logra muy buena dureza con una gran penetración de la misma, teniendo además un comportamiento muy homogéneo. Tiene también una buena resistencia al desgaste. Se emplea en cigüeñales, engranes, ejes, mesas rotatorias, válvulas y ruedas dentadas. También es utilizado en piezas forjadas, como herramienta, llaves de mano y destornilladores, espárragos, árboles de levas, flechas de mecanismos hidráulicos, etc.

Debido a los esfuerzos a los que se someten las piezas de mayor importancia, este acero fue elegido para su construcción. En las siguientes tablas se muestran sus especificaciones técnicas más generales [39].

FORJADO	NORMALIZADO	RECOCIDO		TEMPLADO	REVENIDO	PUNTOS CRÍTICOS APROX.	
		ABLANDAMIENTO	REGENERACIÓN			Ac1	Ac3
1050-1200	870-900	680-720	815-870 enfriar en horno	830-850 Aceite	500-650	750	790

Tabla 3.1 Tratamientos térmicos recomendados (valores en ° C)

TIPO DE PROCESO Y ACABADO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN			LÍMITE DE FLUENCIA			ALARGAMIENTO EN 2" %	REDUCCIÓN DE ÁREA %	DUREZA BRINELL	RELACIÓN DE MAQUINABILIDAD 1212 EF = 100%
	MPa	(kgf/mm2)	Ksi	MPa	(kgf/mm2)	Ksi				
CALIENTE Y MAQUINADO	614	63	89	427	44	62	26	57	187	70
ESTIRADO EN FRÍO	703	72	102	620	63	90	18	50	223	
TEMPLADO Y REVENIDO*	1172	120	170	1096	112	159	16	50	341	

Tabla 3.2 Propiedades mecánicas mínimas estimadas

El acero “cold rolled” fue utilizado para las piezas que están bajo la acción de esfuerzos menores, tales como soportes y algunas estructuras. Además para la construcción de las estructuras que soportan a los dos tipos de movimientos se usó perfil tubular recto (PTR). Como se aprecia en el diseño finalmente elegido la gran mayoría de las piezas se soldaron, debido a su complejidad al ser ensambladas. La soldadura es un proceso para la unión de dos metales por medio de calor y/o presión y se define como la liga metalúrgica entre los átomos del metal a unir y el de aporte. Existen diversos procesos de soldadura los

que difieren en el modo en que se aplica el calor o la energía para la unión. A continuación se presenta una manera general de agruparlos [1-B]:

- | | |
|------------------------------|-----------------------------|
| 1. Soldadura blanda | 6. Soldadura por inducción |
| 2. Soldadura fuerte | 7. Soldadura por arco |
| 3. Soldadura por forja | 8. Soldadura por vaciado |
| 4. Soldadura con gas | 9. Soldadura por fricción |
| 5. Soldadura con resistencia | 10. Soldadura por explosión |

Los equipos con los cuales cuenta el Instituto de Ingeniería y el Instituto de Investigaciones en Materiales para soldar son arco eléctrico y arco de gas, es por ello que las piezas del mecanismo fueron soldadas de esta forma. El proceso de arco eléctrico es en el cual la energía se obtiene por medio del calor producido por un arco eléctrico que se forma entre la pieza y un electrodo. Por lo regular el electrodo también sirve de metal de aporte, el que con el arco eléctrico se funde, para que así pueda ser depositado entre las piezas a unir. La temperatura que se genera en este proceso es superior a los 5,500°C. La corriente que se utiliza en el proceso puede ser directa o alterna, utilizándose en la mayoría de las veces la directa, debido a la energía es más constante con lo que se puede generar un arco estable. Para la generación del arco existen los siguientes electrodos:

- Electrodo de carbón: Se utiliza sólo como conductor para generar calor.
- Electrodo metálico: El propio electrodo sirve de metal de aporte al derretirse sobre los materiales a unir.
- Electrodos recubiertos: Mejora las características de la soldadura. Los electrodos para este tipo de soldadura están sujetos a norma de calidad, resultados y tipos de uso. La nomenclatura es la siguiente:

E-XX-Y-Z

Elemento	Significado
E	Electrodo para arco eléctrico
XX	Resistencia a la tensión en lb/in ²
Y	Posición de aplicación: 1 <i>Cualquier posición</i> 2 <i>Vertical</i> 3 <i>Horizontal</i>
Z	Características de la corriente 0 <i>CC invertida</i> 1 <i>CC y CA sólo invertida</i> 2 <i>CC (directa) y CA</i> 3 <i>CC y CA (directa)</i>
Letras	Depende de la marca de los electrodos establece las aleaciones y las características de penetración

Tabla 3.3 Nomenclatura de un electrodo para soldar

Soldadura por arco con gas protector en este proceso la unión se logra por el calor generado por un arco eléctrico que se genera entre un electrodo y las piezas, pero el electrodo se encuentra protegido por una copa por la que se inyecta un gas inerte como argón, helio o CO₂. Con lo anterior se genera un arco protegido contra la oxidación y además perfectamente controlado. Existen dos tipos de soldadura por arco protegido la TIG y la MIG. La soldadura TIG (tungsten inert gas) es aquella en la que el electrodo de la máquina es de tungsteno, por lo que el metal de aporte se debe añadir por separado.

La soldadura MIG (metal inert gas) es la que el electrodo es de un metal que se utiliza como metal de aporte, por lo que este sistema es considerado como un proceso de soldadura continua.

Por último, las piezas fueron maquinadas en tres tipos de dispositivos existentes en los talleres de los institutos ya mencionados. Estos dispositivos fueron:

➤ **Torno**

Las máquinas para tornear incluyen operaciones de corte que producen sólidos de revolución. La velocidad de corte se expresa en metros por minuto y en un torno es la velocidad superficial o velocidad a la que la pieza pasa al cortador, y ésta se puede expresar de la siguiente manera:

$$VC = \pi DN / 1000$$

donde

- VC = Velocidad de corte [m/min]
- $\pi = 3.141615\dots$
- D = Diámetro [mm]
- N = Velocidad de rotación [rev/min]

Las velocidades de corte ya han sido calculadas para diversos tipos de materiales, la tabla muestra algunos ejemplos de éstas. Cabe mencionar que debido a la elevada dureza del acero 4140, las velocidades de corte fueron bajas, en promedio 400-600 rev/min.

Material	Refrendado, torneado, rectificación				Roscado	
	Desbastado		Acabado		pies/min	m/min
	pies/min	m/min	pies/min	m/min	pies/min	m/min
Acero de máquina	90	27	100	30	35	11
Acero de herramienta	70	21	90	27	30	9
Hierro fundido	60	18	80	24	25	8
Bronce	90	27	100	30	25	8
Aluminio	200	61	300	93	60	18

Tabla 3.4 Velocidades de corte en diversos materiales

Para la construcción del prototipo se utilizaron los tornos del taller de máquinas y herramientas del Instituto de Investigaciones en Materiales y del Instituto de Ingeniería.

Con estas maquinas que se observan en la figura 3.1.6 básicamente se realizaron las siguientes operaciones:

- Refrentado
- Torneado cilíndrico
- Centrado
- Taladrado
- Roscado
- Rasurado
- Machueleado



Fig. 3.5 Tornos utilizados para la construcción de los elementos

➤ **Fresadora**

La fresadora utilizada para la manufactura de algunas piezas fue del tipo vertical, llamada así por la posición en la cual tiene su árbol de corte. La velocidad de corte se determina por el diámetro del cortador. El movimiento de la pieza con respecto al cortador no está considerado en este cálculo, por lo que la velocidad de corte queda expresada por la siguiente ecuación:

$$VC = \pi DN / 1000$$

donde

- VC = Velocidad de corte [m/min]
- $\pi = 3.141615\dots$
- D = Diámetro del cortador [mm]
- N = Velocidad de rotación [rev/min]

Las operaciones realizadas en este dispositivo que se observa en la figura 3.1.6 fueron las siguientes:

- Refrentado a escuadra
- Realización de cajas
- Taladrado de precisión



Fig. 3.6 Fresadora utilizada para la construcción de los elementos

➤ Maquina CNC

Este dispositivo fue requerido debido a la precisión requerida en la longitud y diámetro de las bielas y en el mecanismo que proporciona las amplitudes para el movimiento vertical. Las operaciones realizadas en esta maquina fueron las siguientes:

- Refrentado
- Barrenado
- Desbastado
- Creación de cajas y ranuras

En la siguiente figura se puede apreciar la maquina CNC que se utilizó para la realización de las piezas más complicadas de este dispositivo.



Fig. 3.7 Maquina CNC usada para hacer las bielas y el la manivela del movimiento vertical

1.2 MANUFACTURA DEL DISPOSITIVO

1.2.1 Contenedores

Debido a que el material que del cual están hechos los contenedores es de acrílico, la manufactura de estos dispositivos tuvo que ser realizada por una compañía ajena a la universidad. En la siguiente figura 3.8 se muestra los contenedores.

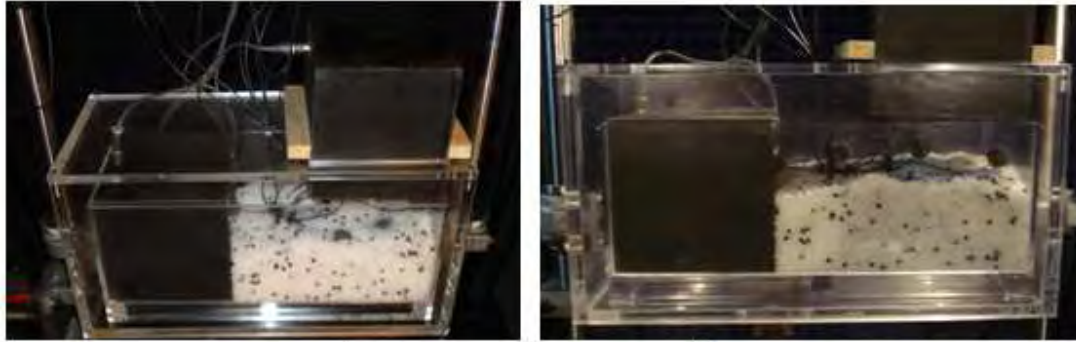


Fig. 3.8 Contenedores contruidos

1.2.2 Biela-Manivela

Estas piezas fueron hechas de acero 4140 debido a que son por las cuales se transmite el movimiento del mecanismo. Las maquinas utilizadas para la manufactura de estos elementos fueron el torno y la maquina CNC.

El dispositivo CNC fue requerido en estos componentes ya que la longitud de separación entre cada perforación de las bielas tenía que ser altamente precisa, dicha longitud es 150mm. Además los barrenos en los cuales se insertarían los valeros no deberían de tener un juego mayor a las centésimas de milímetro, ya que si esto sucedía los valeros quedarían holgados o simplemente no entrarían en los orificios. El diámetro de estos barrenos es de 30mm. Cabe mencionar que las bielas fueron construidas exactamente igual para ambos movimientos. En la figura 3.9 se muestra el elemento terminado.

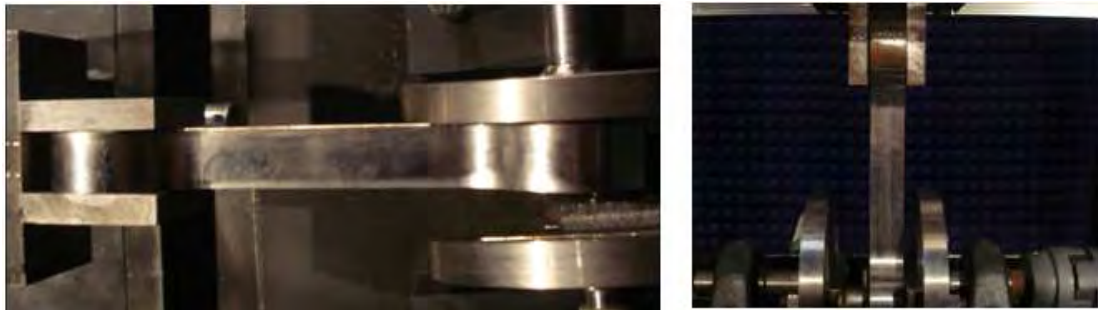


Fig. 3.9 Biela finalmente manufacturada

Además de hacer las dos bielas en la máquina de CNC, también se realizó el dispositivo que permite variar las amplitudes para el movimiento vertical. Este dispositivo esta también hecho de acero 4140. Fue trabajado primeramente en el torno para realizar un desbaste. Luego de ello se llevo a la maquina CNC, donde las perforaciones que permiten las distintas amplitudes fueron hechas. Por último, como este elemento lleva una flecha que se conecta mediante un cople al motor de CD, se tuvo que soldar a éste. Se utilizó soldadura de arco de gas tipo TIG, debido a que el cordón debería ser bastante fino para no afectar a los barrenos que permiten el posicionamiento de las amplitudes. Los barrenos para dichas amplitudes tienen un diámetro de 1mm. En la figura 3.10 se muestra esta pieza.



Fig. 3.10 Disco que hace las veces de manivela para el movimiento vertical

Por último, para la manivela en el movimiento horizontal solamente se usaron los tornos para desbastar el componente y la fresadora para realizar las ranuras por las cuales pasan unos tornillos para proporcionar la amplitud. Este elemento fue hecho de acero “cold roll”. Se construyó de este material ya que se podía aumentar la masa sin afectar de manera significativa las condiciones de funcionamiento del dispositivo. Además al aumentar la masa de manera considerable los esfuerzos ya no jugarían un papel considerable. La siguiente imagen muestra esta pieza.



Fig. 3.11 Disco que hace las veces de manivela para el movimiento horizontal

1.2.3 Uniones, soportes y estructuras

Para poder conectar los ejes verticales con los horizontales se ocuparon de uniones a las cuales se les llamaron coloquialmente “capuchones”. Estos elementos fueron hechos de aluminio. Este material fue elegido debido a que dichas piezas no están bajo la acción de esfuerzos considerables, y a consecuencia de esto el material no fallará. Las piezas fueron trabajadas principalmente en el torno, en donde se hicieron operaciones de desbaste, refrentado y perforado. Como este elemento está compuesto por dos piezas (un cilindro y una base) se utilizó soldadura de arco especial para aluminio para poder unir las. En la siguiente figura se muestran estas piezas.



Fig. 3.12 Unión entre los ejes verticales y horizontales

Para construir la pieza que une a los dos movimientos se utilizó acero “cold rolled”. La pieza fue trabajada en el torno y la fresadora, en donde se realizaron operaciones de barrenado, refrentado y careado. Este elemento al igual que el anterior se compone de varias piezas, mismas que fueron unidas con soldadura de arco. La siguiente imagen muestra este elemento.

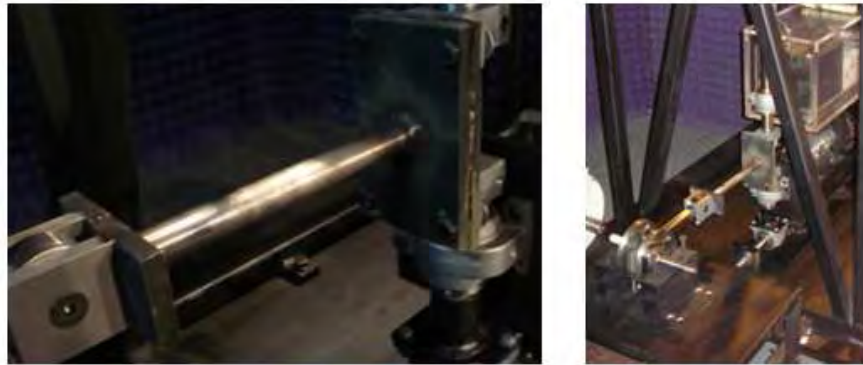


Fig. 3.13 Unión entre los dos movimientos

Los soportes en los cuales se empotraron los ejes horizontales fueron construidos de acero “coldrolled”. Estos elementos se realizaron en el torno y la fresadora con operaciones de desbaste, barrenado, machueleado y creación de cajas. En la siguiente imagen se muestran estas piezas finalizadas.

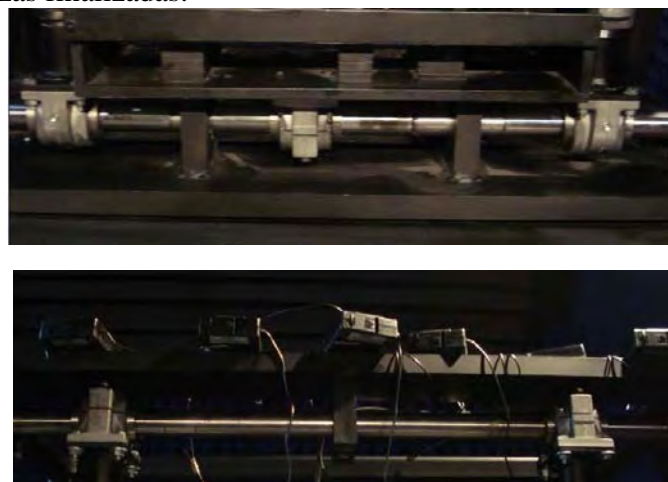


Fig. 3.14 Soportes para los ejes horizontales

Otro de los soportes construidos fue una pieza de acero “cold rolled” que soporta el motor de CD. Esta pieza fue trabajada en el torno de cuatro mordazas para la realización de cajas y algunas perforaciones. Para finalizar este componente fue necesario soldadura de arco para acero. La imagen muestra este elemento.



Fig. 3.15 Soporte para el motor de CD

Los motores fueron colocados de la siguiente manera: El motor de CD para el movimiento vertical fue puesto en una estructura en forma de “U”. Esta pieza esta hecha de acero “cold rolled” y fue trabajada muy poco debido a que se compraron las placas de material rectificadas, la única operación que se hizo fue una serie de barrenos para la ubicación de los rodamientos. En la siguiente imagen se puede ver esta pieza.

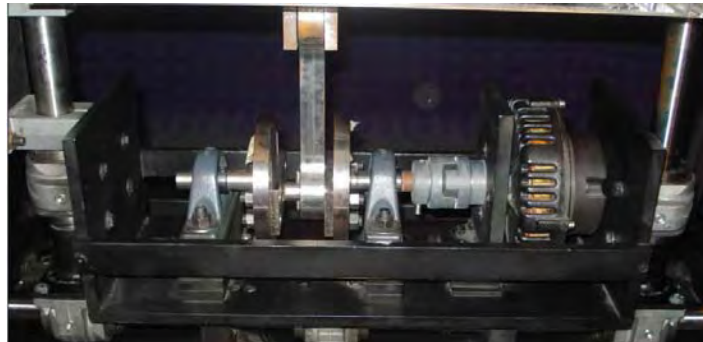


Fig. 3.16 Pieza donde descansan el motor DC, chumaceras y sistema biela-manivela para el movimiento vertical

Para el motor AC y el cual provee las oscilaciones horizontales se construyo una mesa de perfil tubular rectangular y una placa de acero “cold rolled”. Para la construcción de esta pieza solo fue necesaria una sierra para cortar los perfiles a su debido tamaño y la soldadora para unir los perfiles cortados y la placa de acero. La imagen muestra este componente.



Fig. 3.17 Mesa de soporte para el motor de AC

Los elementos como los ejes verticales y horizontales, los soportes, el motor de CD, la bancada de éste, y algunos otros elementos son sostenidos en una estructura de perfil tubular rectangular. Esta estructura que tiene forma de cubo fue construida haciendo uso de la sierra para cortar los tramos en sus debidas longitudes y de la maquina para soldar. A continuación de muestra este componente.

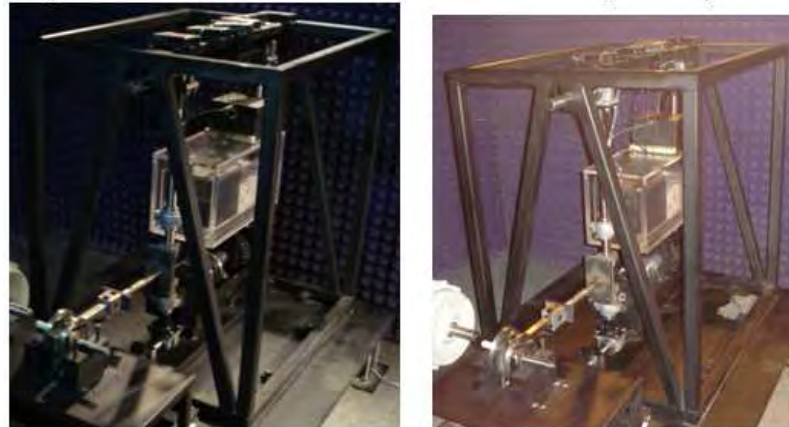


Fig. 3.18 Estructura para soportar la transmisión de los movimientos verticales y horizontales

Por último, se construyó una mesa de acero “coldrolled” la cual soportaba a la estructura descrita en el párrafo anterior y con todos sus elementos (ejes, chumaceras, motor, bancada, motor, etc.). Para la elaboración de este elemento se utilizaron taladros para hacer algunas perforaciones necesarias. Además, la mesa tiene cinco patas para ser sostenida, estas patas fueron hechas de tubos con distintos diámetros, los tubos fueron refrentados y dejados a la misma longitud haciendo uso del torno. Cabe mencionar que dentro de los tubos que hacían las veces de patas se colocó silicón y perdigones de plomo para ayudar a amortizar las vibraciones producidas por el mismo sistema y ajenas a él. Para unir las patas con la placa de acero “cold rolled” y formar la mesa fue utilizada soldadura de arco. La imagen muestra este elemento.



Fig. 3.19 Mesa de soporte general

3.2.4 Ensamble total del dispositivo

Luego de haber realizado una descripción general del como se construyeron los elementos que conforman el mecanismo, se muestra el ensamble total de todo el dispositivo.

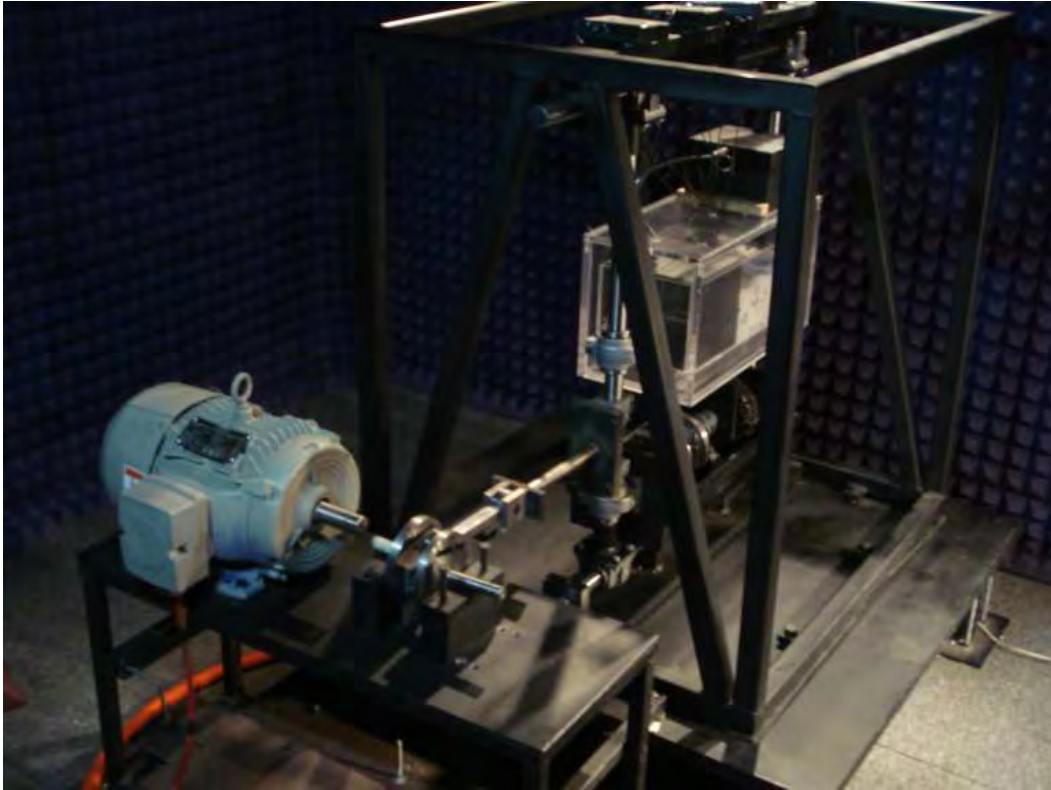
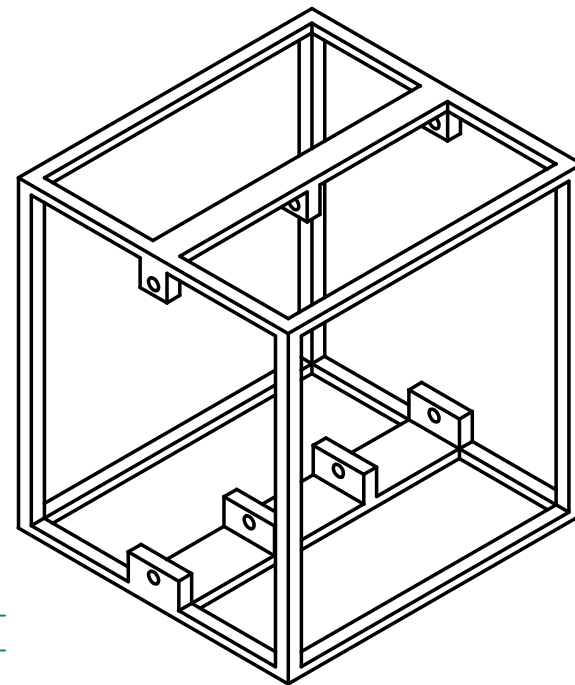
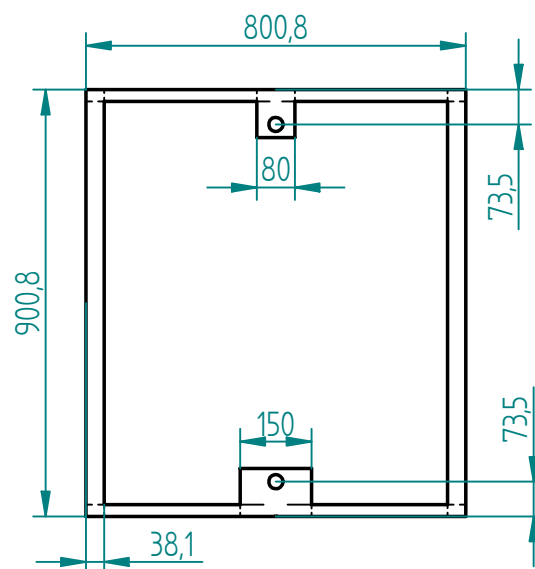
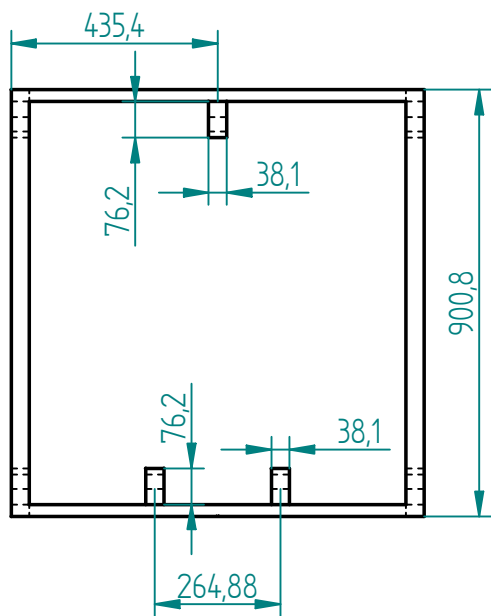
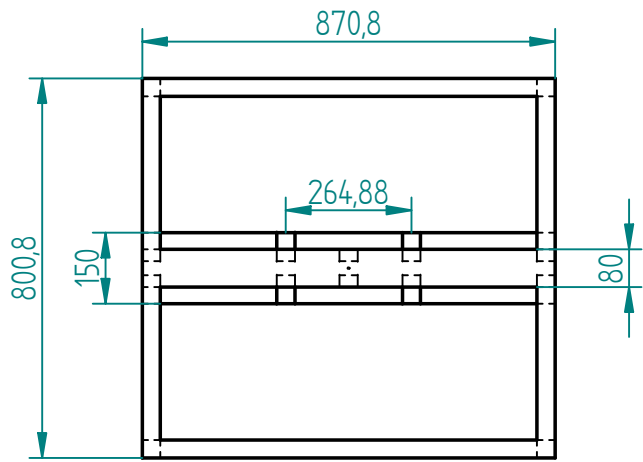


Fig. 3.20 Ensamble total del dispositivo

CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

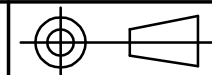
- Se construyó un mecanismo experimental que proporciona vibraciones horizontales, verticales y combinación de ambas, con un amplio rango de amplitudes y frecuencias para cada tipo de movimiento. Asimismo, las amplitudes y frecuencias para los movimientos son completamente independientes.
- El mecanismo permite un movimiento a la vez, con esto se pueden tener tres tipos de análisis durante la etapa de experimentación, ya que el material granular puede ser estudiado en movimiento horizontal, dejando el vertical sin funcionamiento o viceversa. Esta es una enorme ventaja, debido a que en la etapa de calibración del dispositivo se podrán analizar los resultados obtenidos con este mecanismo y los obtenidos en investigaciones anteriores.
- El aparato permite utilizar los parámetros adimensionales para el estudio de los materiales granulares sujetos a vibraciones, tales como la aceleración adimensional (T) y el número adimensional de capas (N).
- En base a los análisis de esfuerzos realizados se determinó que los elementos críticos en el sistema son los pernos que sostienen a las bielas. En estas piezas se tienen fuerzas de 30 [kN], así que se puso especial interés al material de estos elementos y sus geometrías.
- Con el análisis general de vibraciones se obtuvieron las frecuencias naturales. Las frecuencias naturales fueron tomadas como base para evitar la resonancia o fallas en el mecanismo cuando estuviera en funcionamiento. La frecuencia de trabajo máxima es de 220 [rad/s] y la frecuencia natural más baja del sistema es de 1834 [rad/s], por lo que se observa que la frecuencia de trabajo está demasiado lejos de provocar la resonancia. Debido a la complejidad para balancear al sistema se tiene en cuenta que durante la etapa de experimentación se debe de poner especial atención al comportamiento del material granular. Si el material granular es afectado de manera considerable se pueden colocar amortiguadores dinámicos, para reducir el efecto de las vibraciones mecánicas por desbalanceo.
- Uno de las etapas inmediatas como trabajo a futuro que se tiene es la calibración del sistema mecánico en base a investigaciones previas. Como segunda etapa se tiene la caracterización del equipo de audio y los controladores de velocidad. La tercera parte sería la propagación de ondas con el material granular en reposo, luego con movimiento vertical (debido a que hay una mayor cantidad de trabajos), después el estudio en movimiento horizontal, y por último la combinación de ambos movimientos. Cabe mencionar que los movimientos se harían con las mismas amplitudes y frecuencias.

APENDICE I PLANOS DEL MECÁNISMO



DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAIXIAL PARA MATERIALES GRANULARES

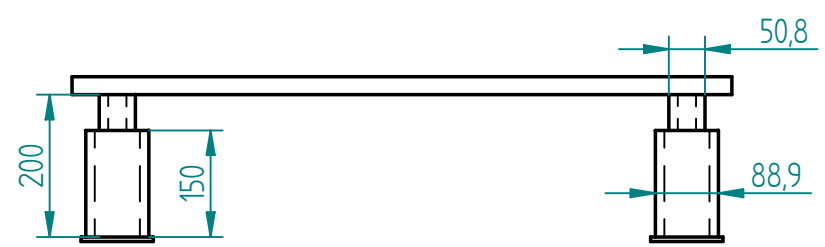
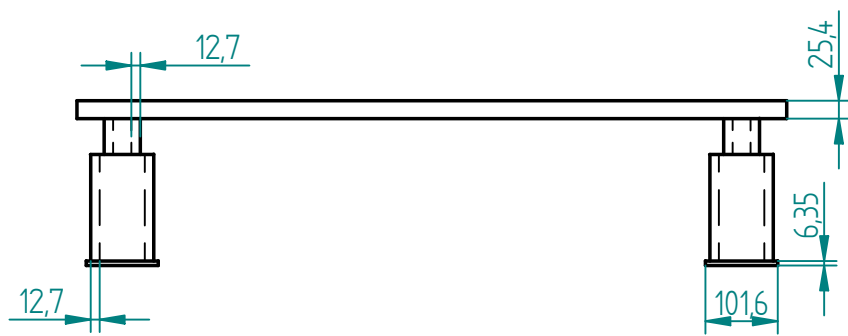
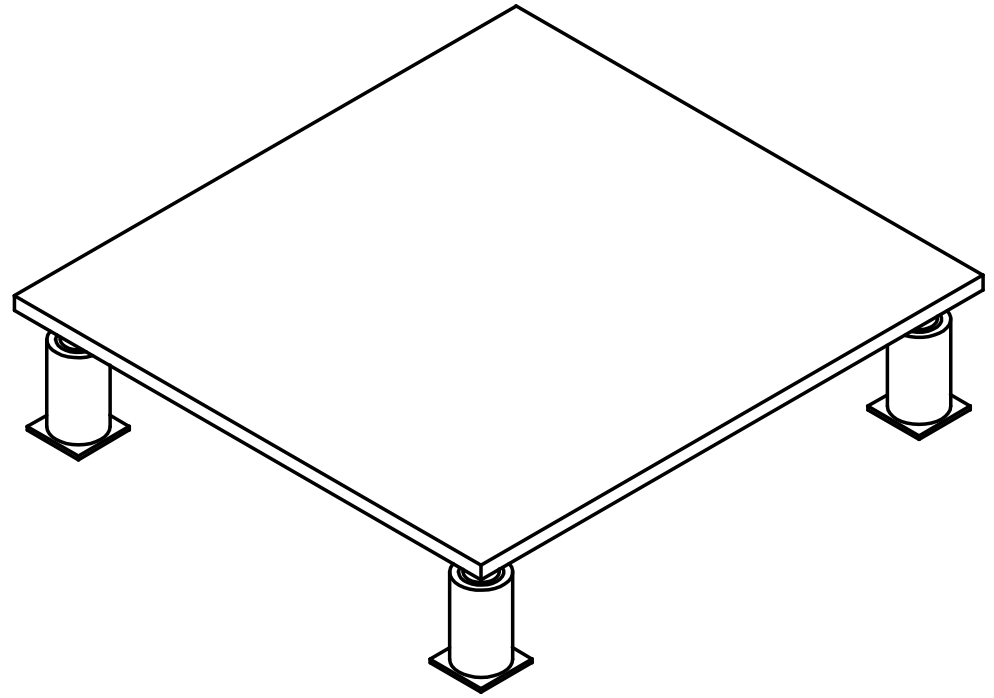
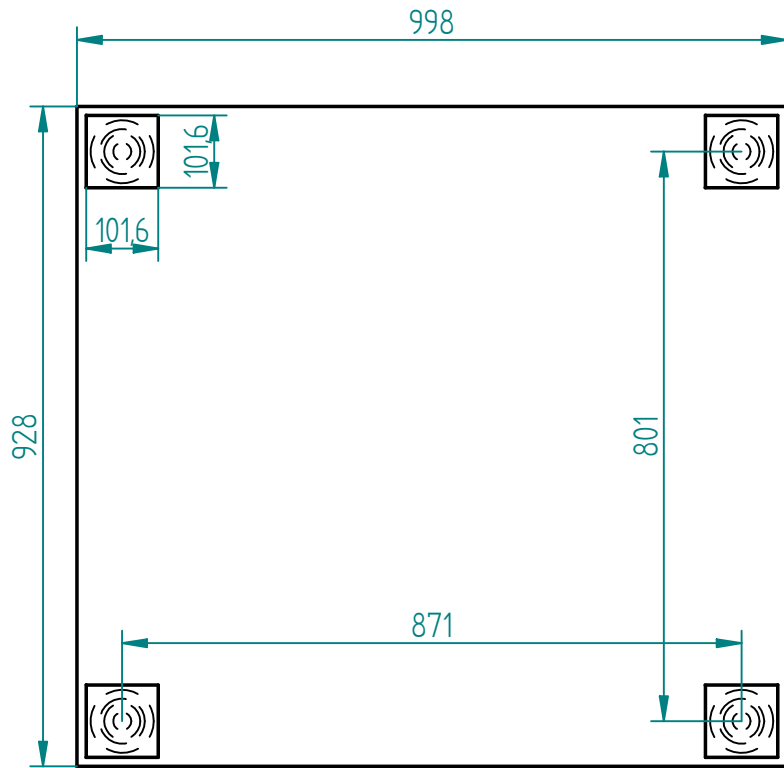
PLANO: ESTRUCTURA PARA LAS GUÍAS



JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

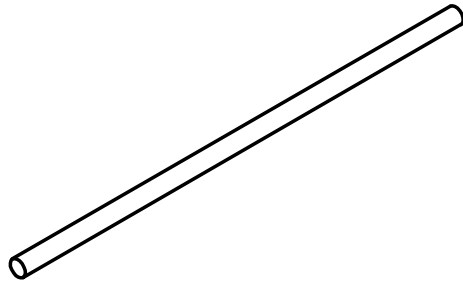
Acotaciones en mm
Escala: 1:15

MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-1

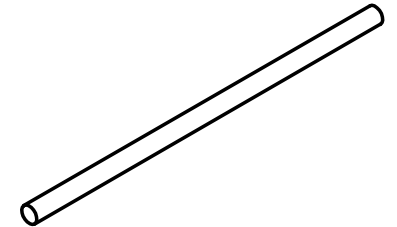
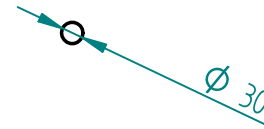


DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAIXIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO:	MESA SOPORTE PARA LA ESTRUCTURA
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:10
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA
No DE PLANO: MBV-2	

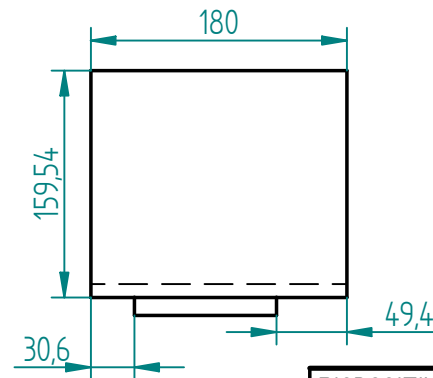
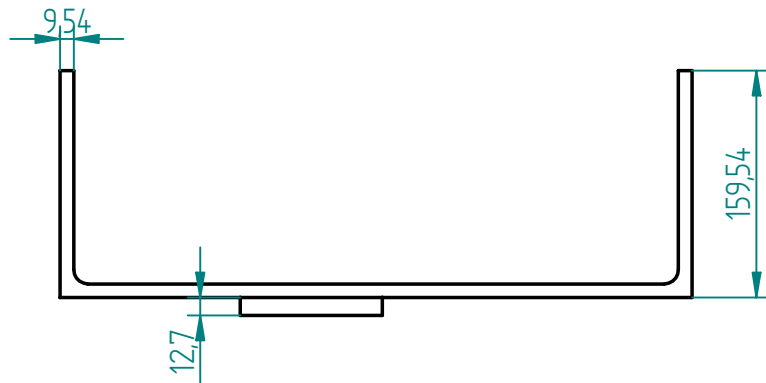
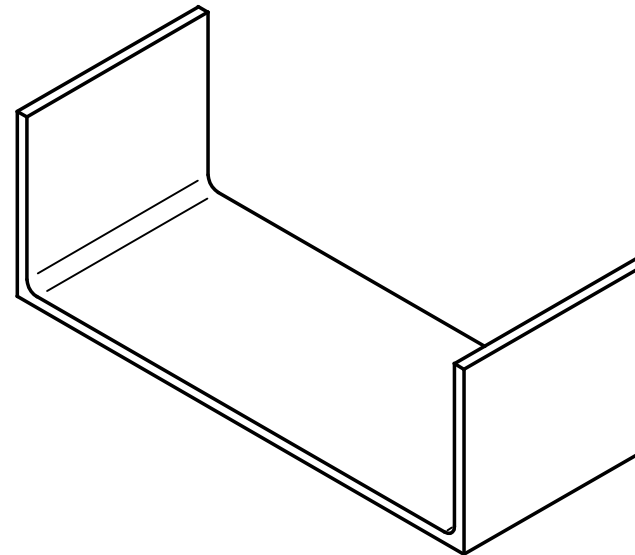
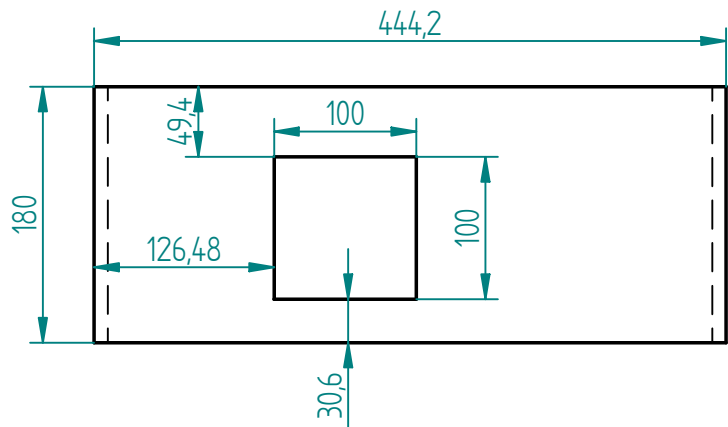
EJE HORIZONTAL



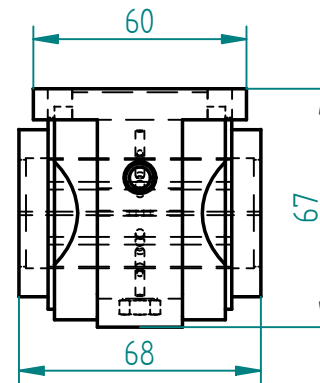
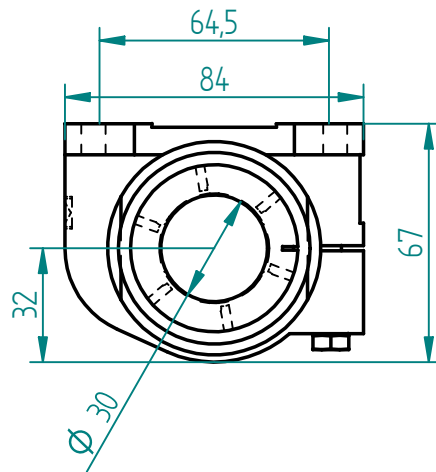
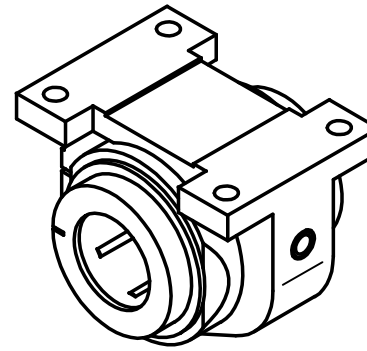
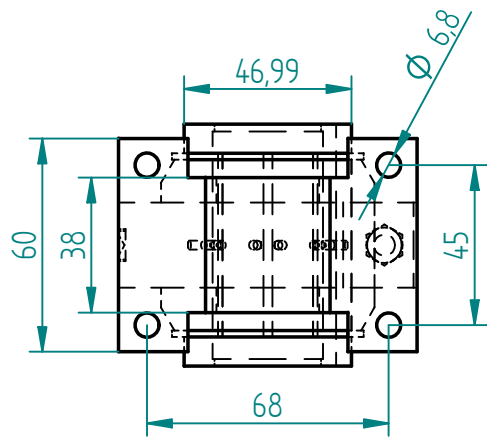
EJE VERTICAL



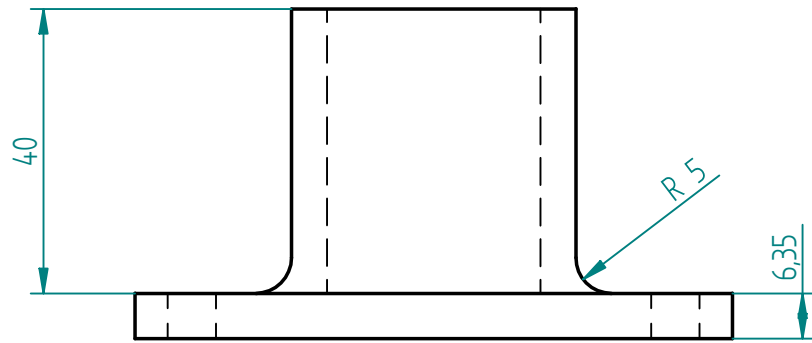
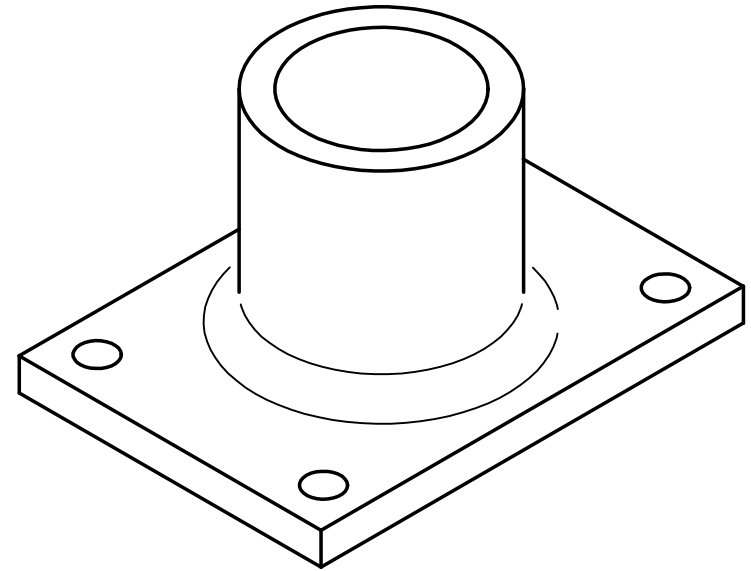
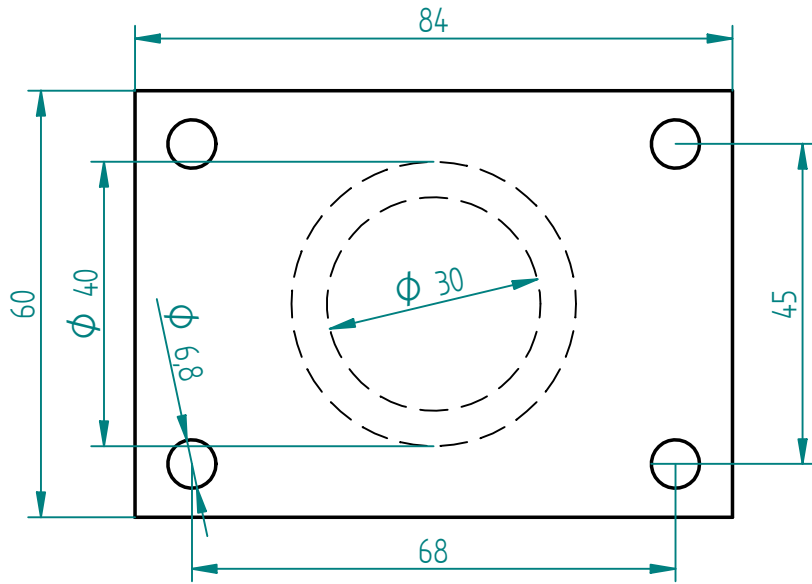
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO: EJES (GUÍAS)	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:10
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA No DE PLANO: MBV-3



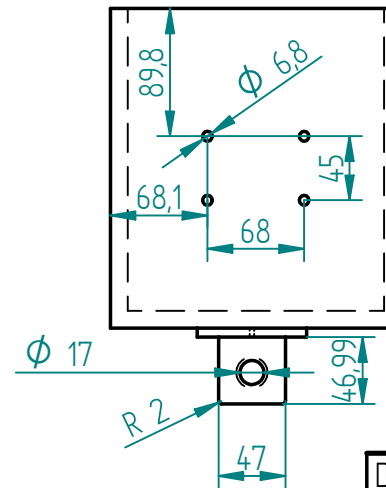
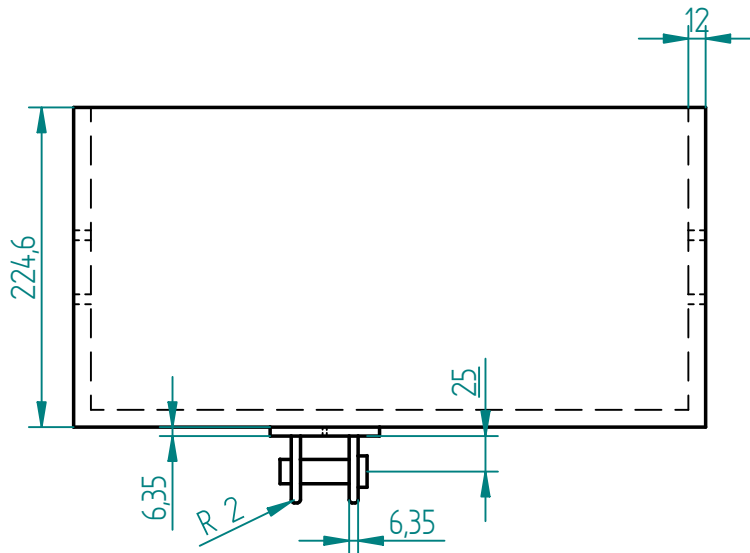
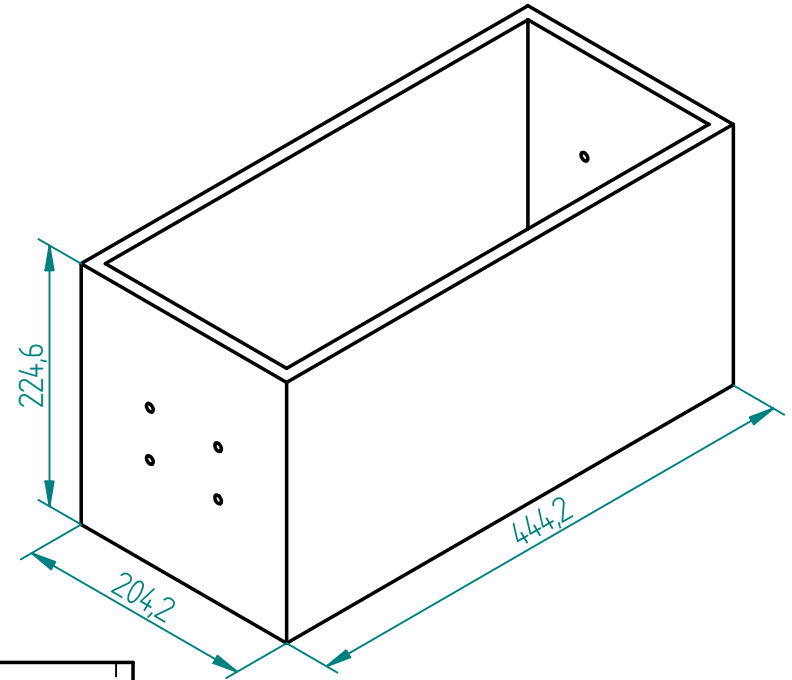
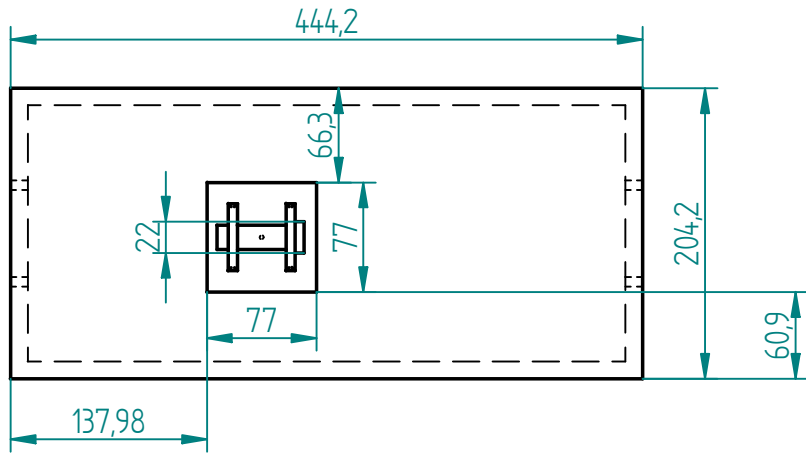
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAIXIAL PARA MATERIALES GRANULARES		
PLANO:	BANCADA PARA EL MOVIMIENTO VERTICAL	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA		Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO		Escala: 1:5
MEXICO D.F., MARZO 2009 ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA		No DE PLANO: MBV-4

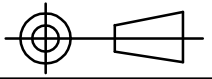


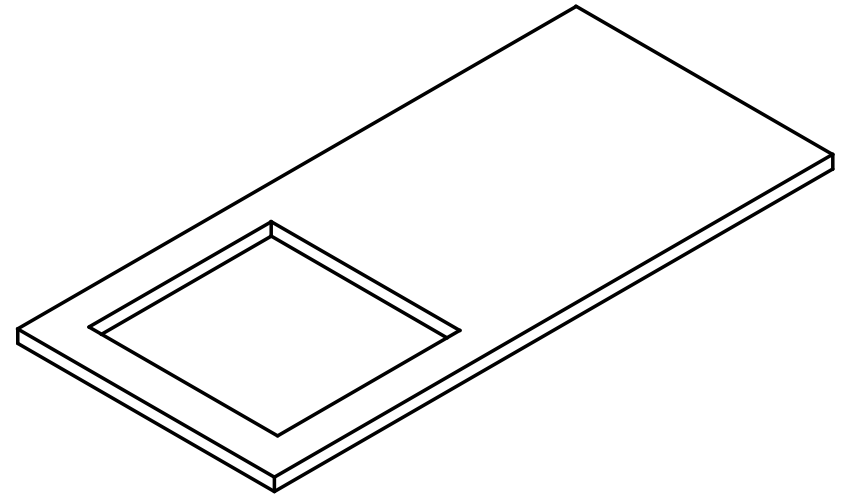
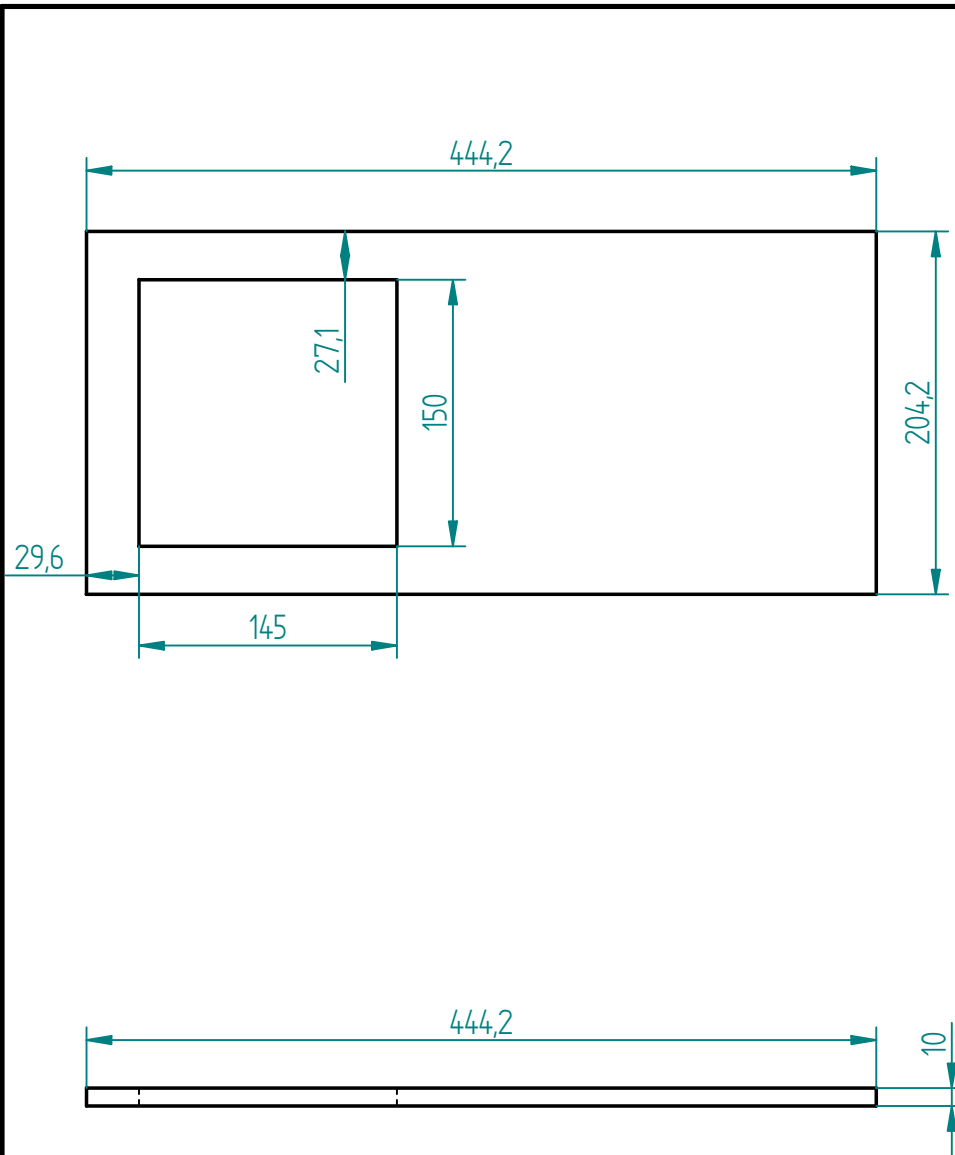
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES		
PLANO:	RODAMIENTO	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm	
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:2	
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA	No DE PLANO: MBV-5



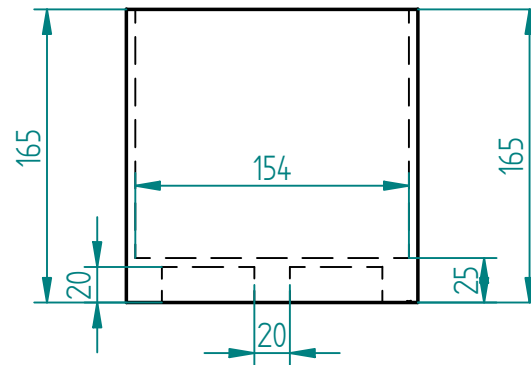
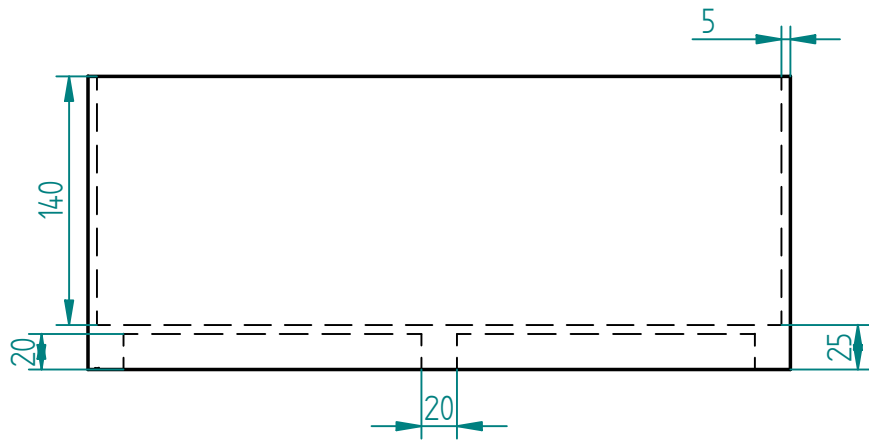
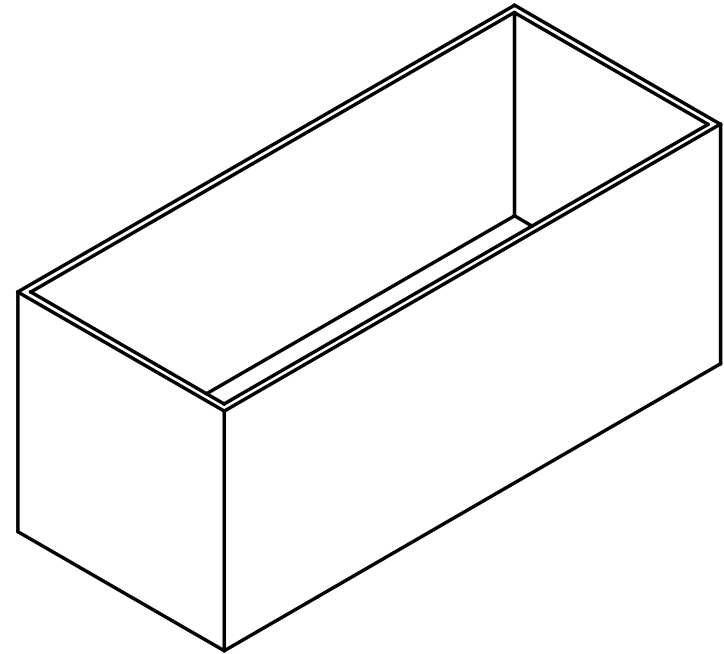
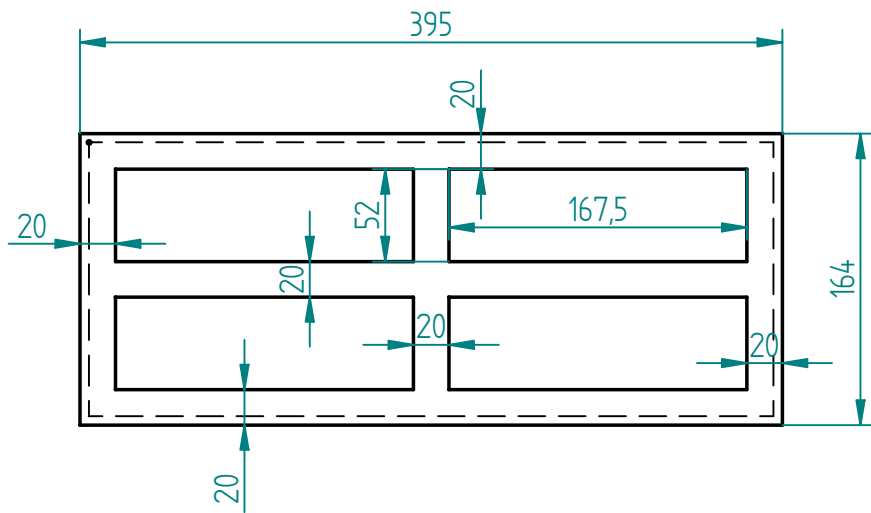
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES			
PLANO:	CAPUCHÓN		
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA		Acotaciones en mm	
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO		Escala: 1:1	
MEXICO D.F., MARZO 2009		ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA	No DE PLANO: MBV-6



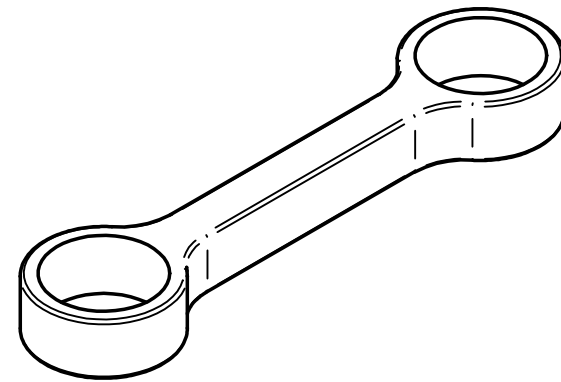
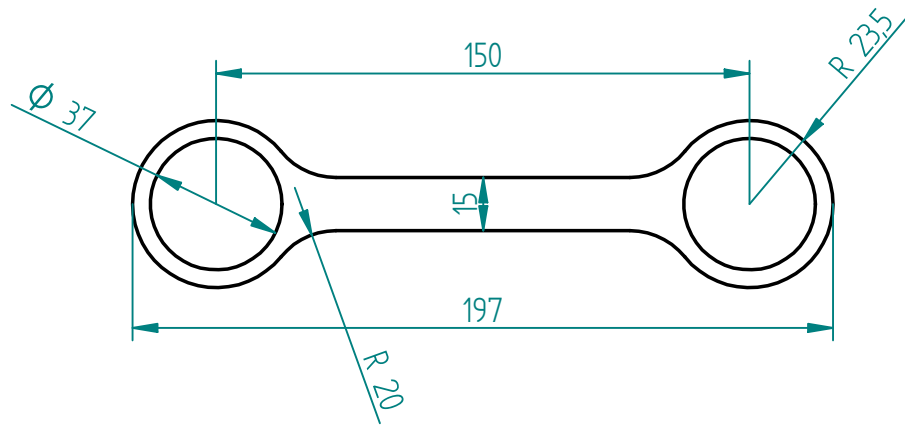
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAIXIAL PARA MATERIALES GRANULARES		
PLANO:	CAJA DE ACRÍLICO EXTERIOR	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm	
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:5	
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA	No DE PLANO: MBV-7



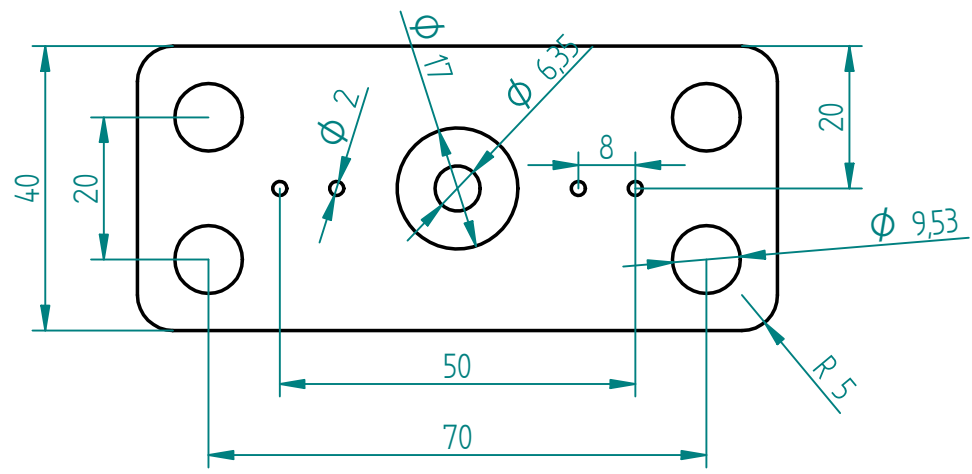
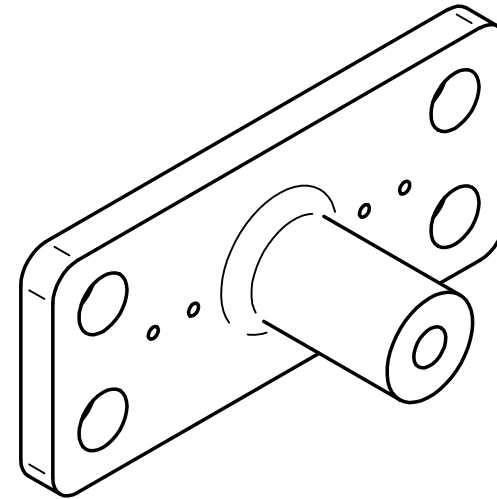
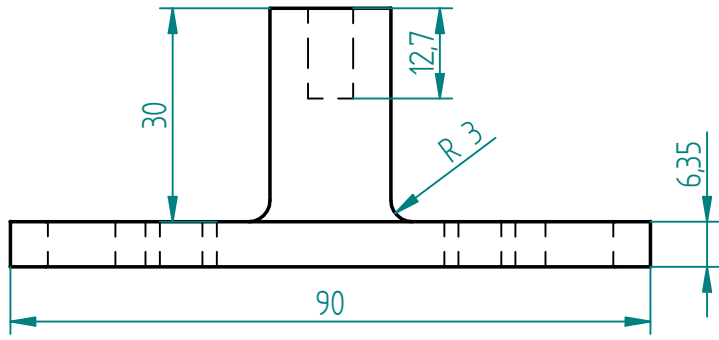
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO:	TAPA DE LA CAJA DE ACRÍLICO EXTERIOR
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:4
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA No DE PLANO: MBV-8



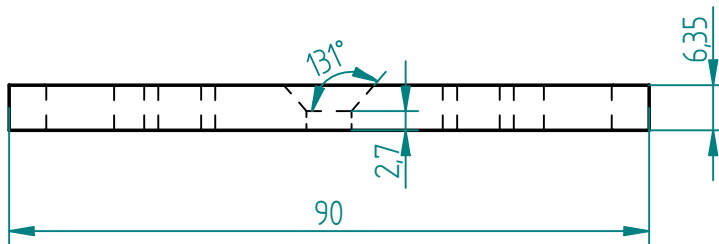
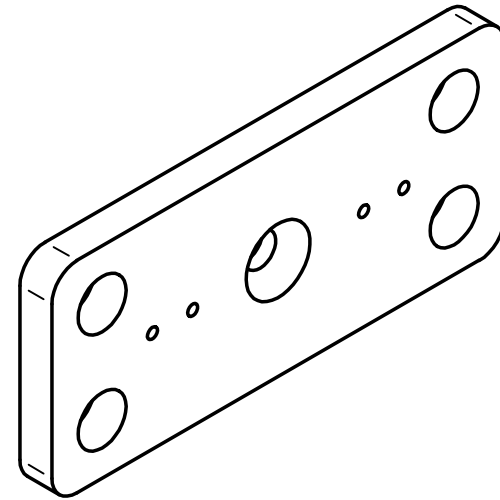
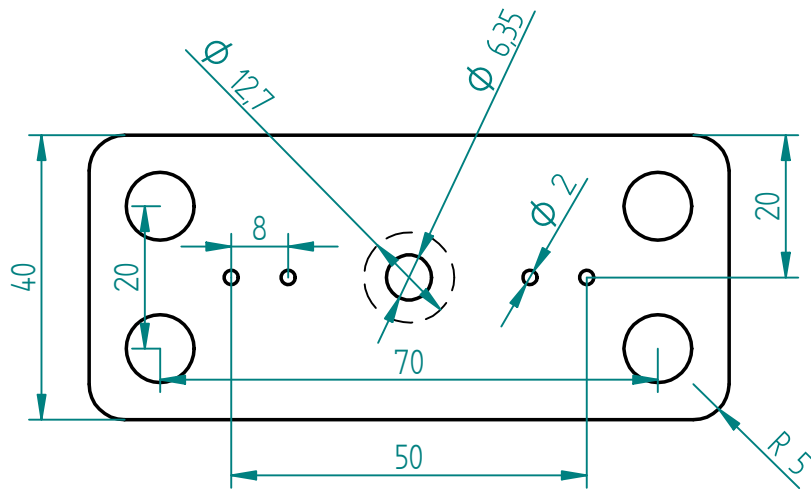
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES		
PLANO:	CONTENEDOR DEL MATERIAL GRANULAR	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm	
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:4	
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA	No DE PLANO: MBV-9



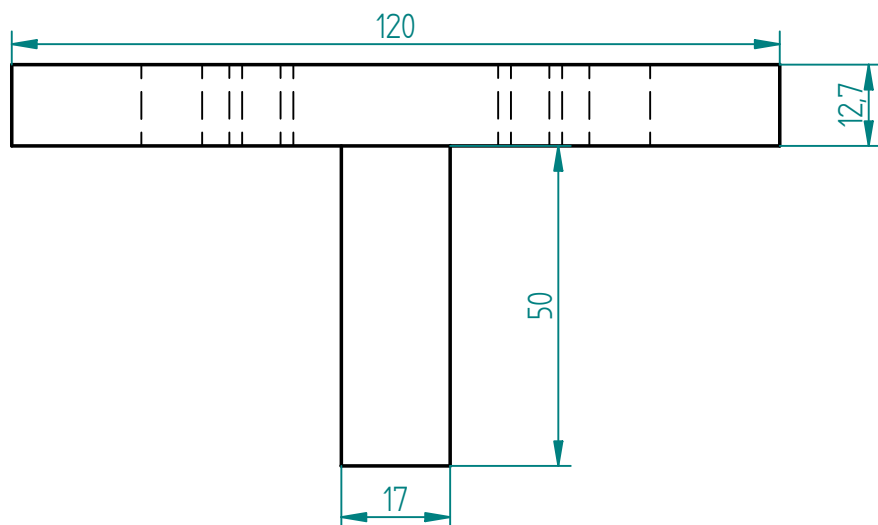
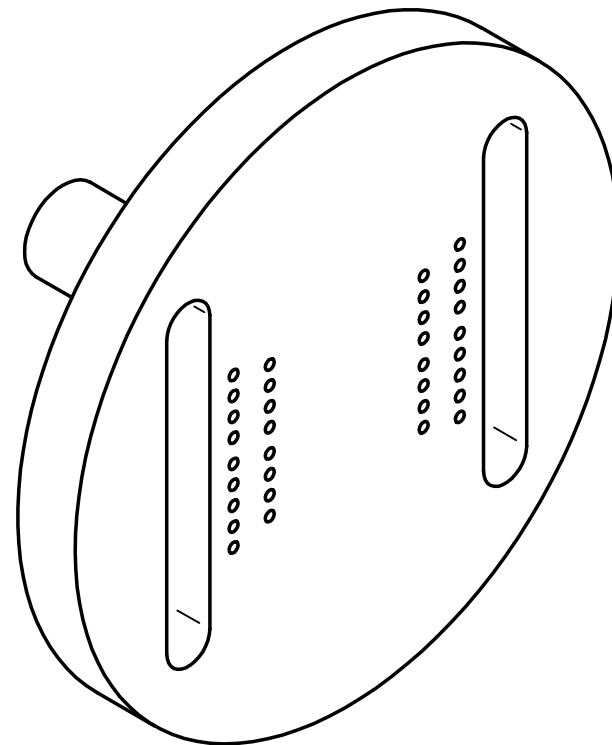
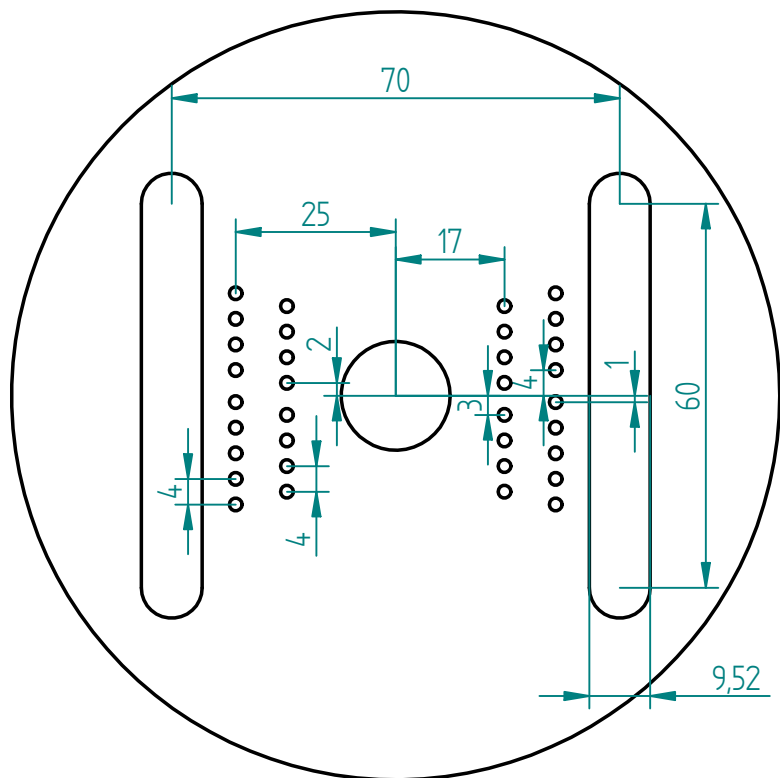
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO: BIELA	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:2
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA No DE PLANO: MBV-10



DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO: SOPORTE PARA LA BIELA DEL MOVIMIENTO VERTICAL 1	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:1
MEXICO D.F., MARZO 2009 ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA	No DE PLANO: MBV-11

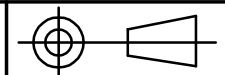


DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO: SOPORTE PARA LA BIELA DEL MOVIMIENTO VERTICAL 2	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:1
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA No DE PLANO: MBV-12



DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES

PLANO: CIGÜEÑAL PARA EL MOVIMIENTO VERTICAL



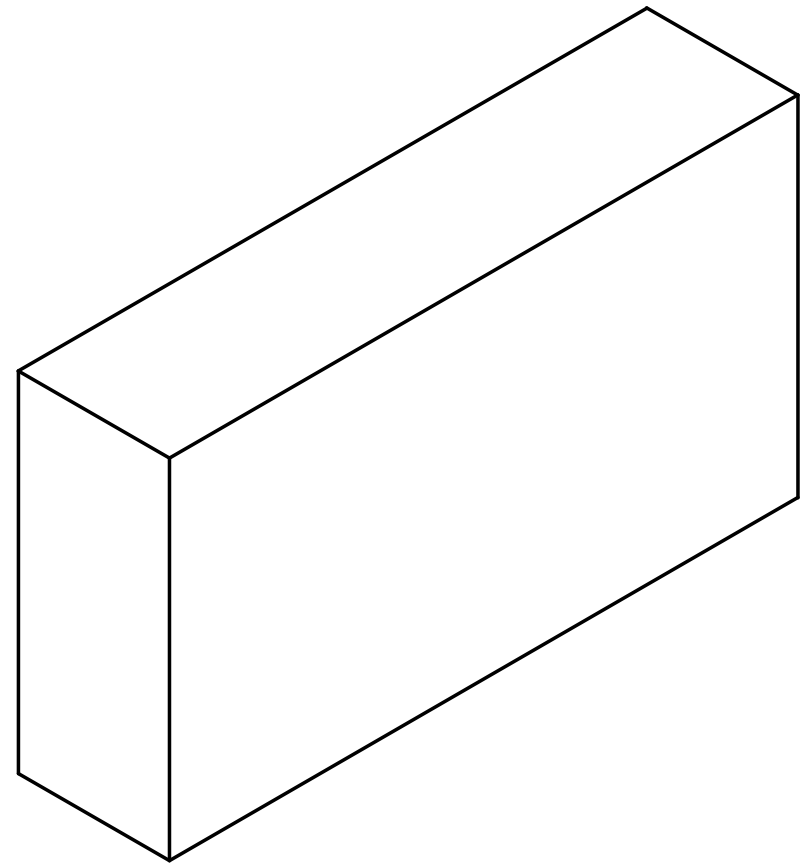
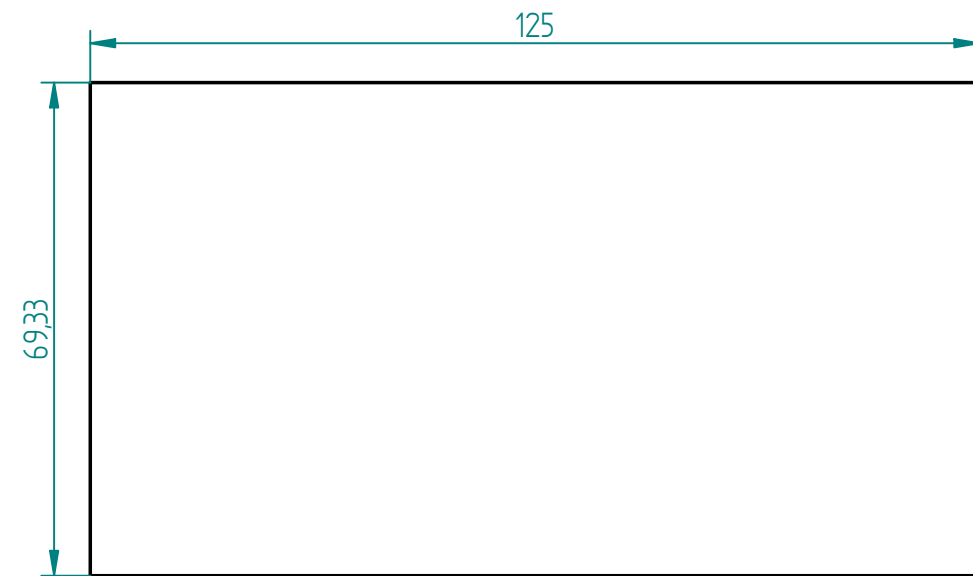
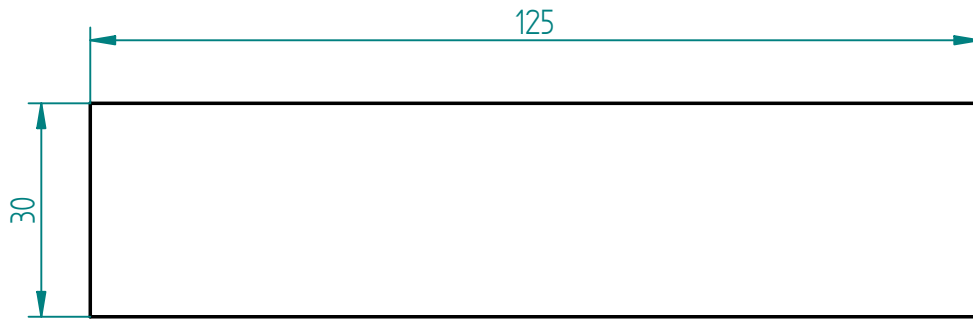
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA

Acotaciones en mm

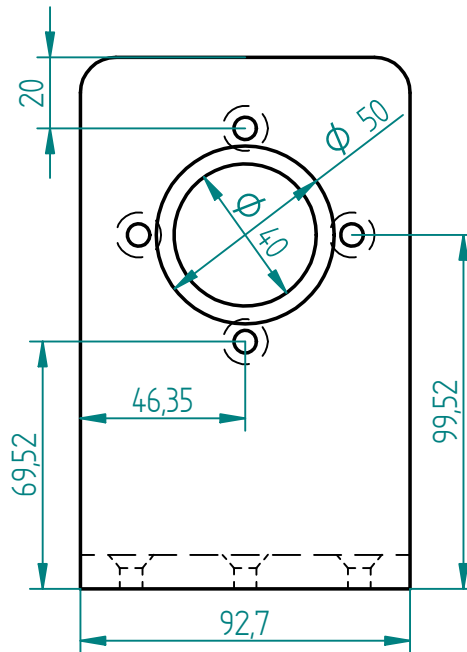
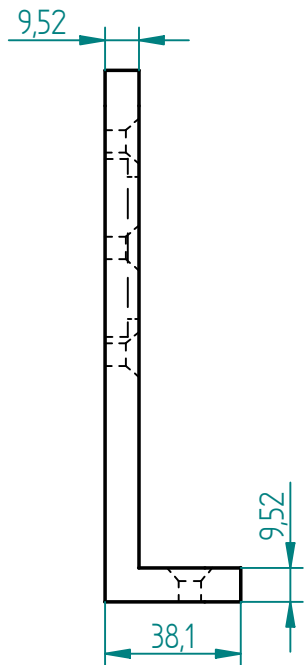
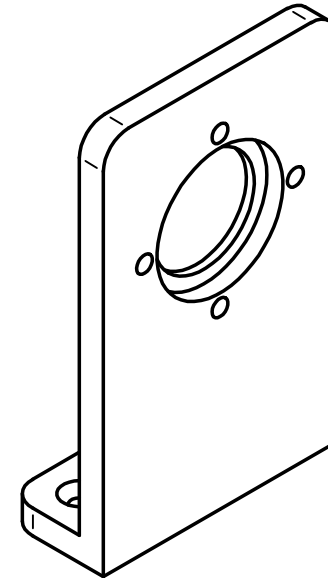
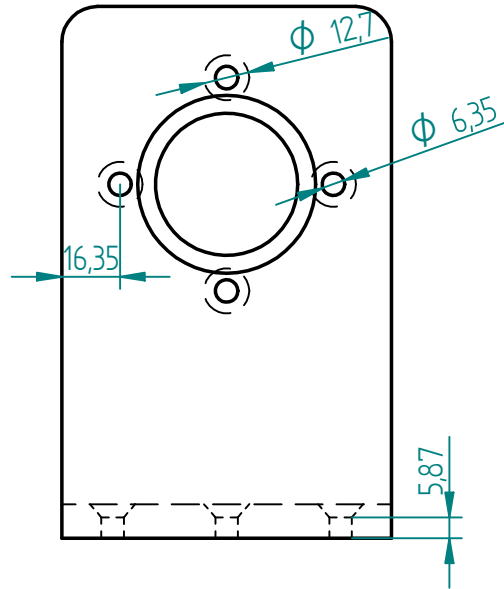
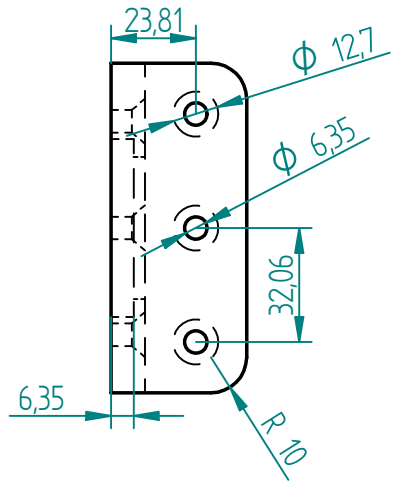
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

Escala: 1:1.11

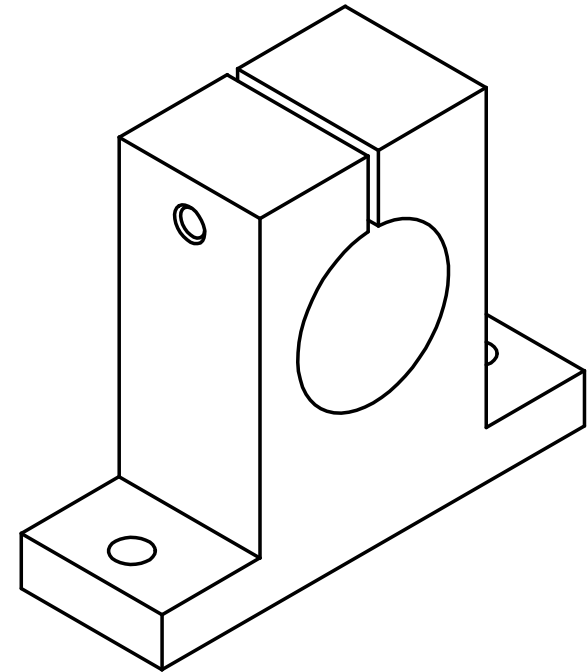
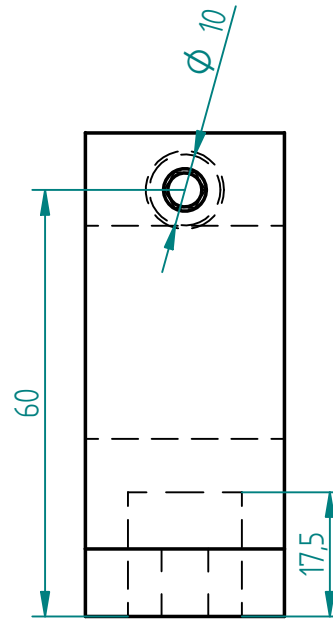
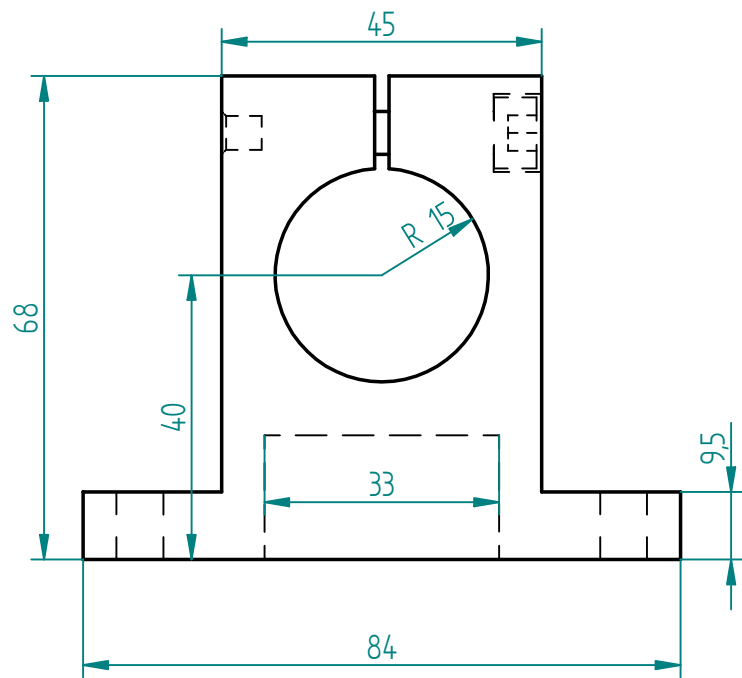
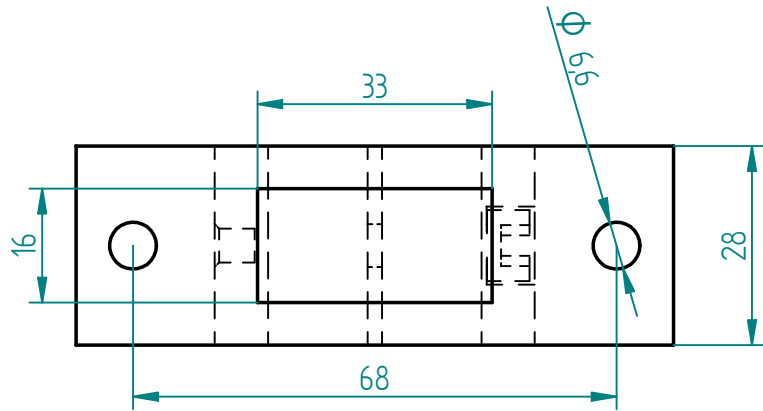
MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-13



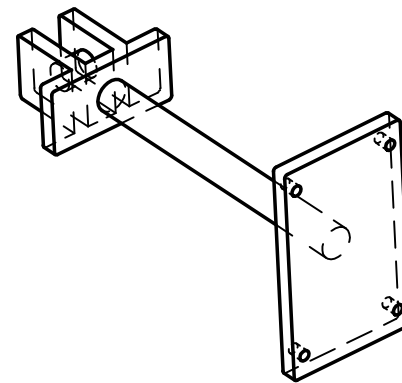
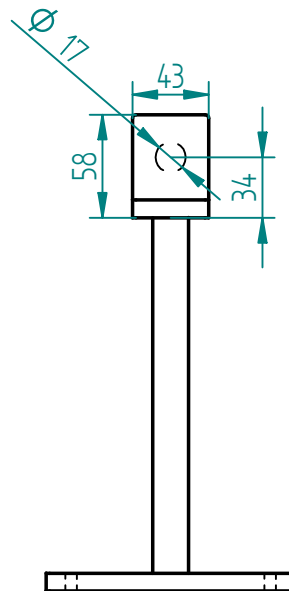
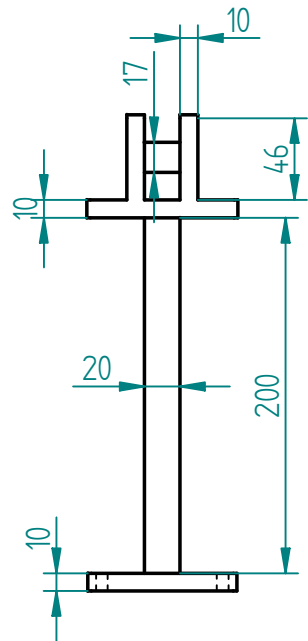
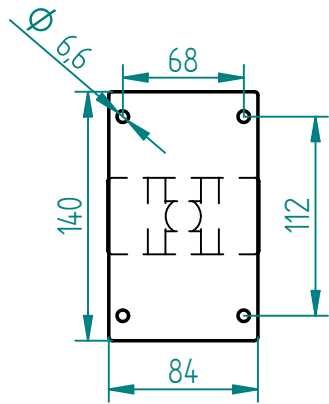
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAIXIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO:	CALSA PARA LA CHUMACERA INTERIOR 
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:1
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA No DE PLANO: MBV-14



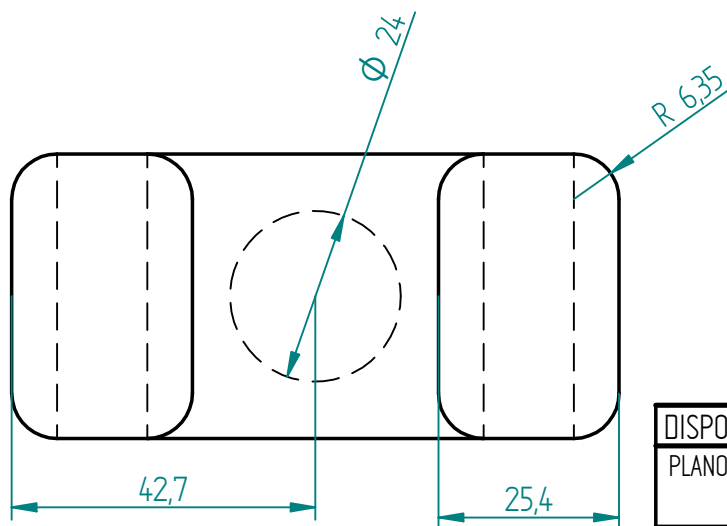
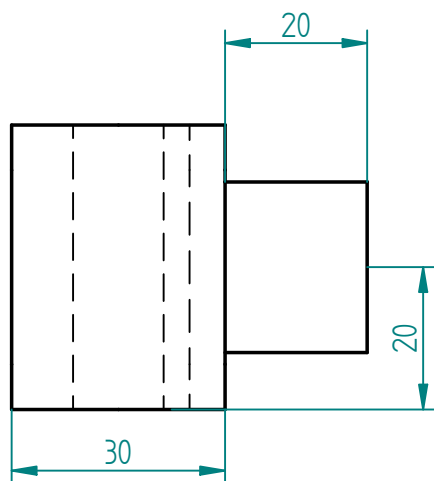
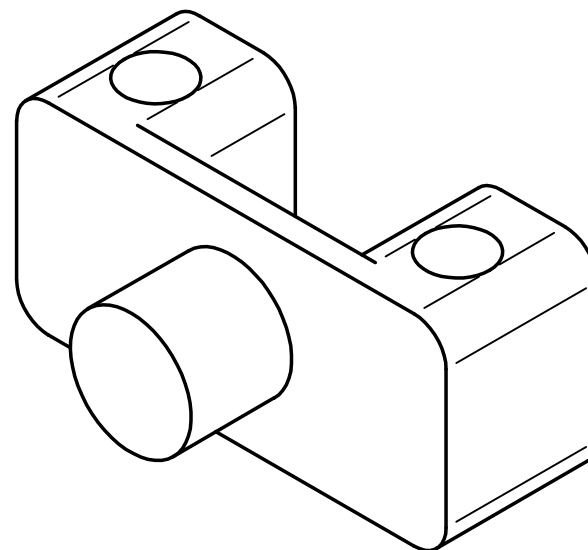
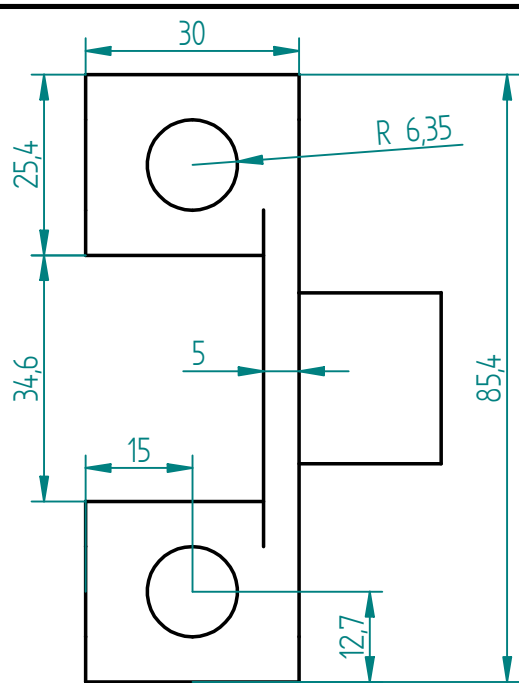
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES		
PLANO:	SOPORTE PARA EL MOTOR DC	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA		Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO		Escala: 1:2
MEXICO D.F., MARZO 2009 ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA		No DE PLANO: MBV-15



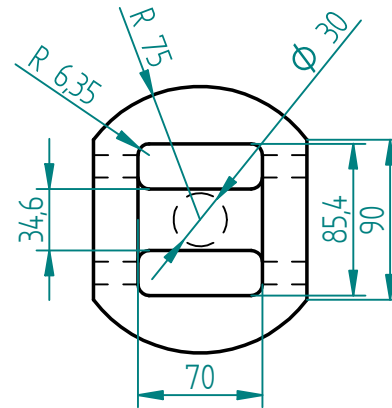
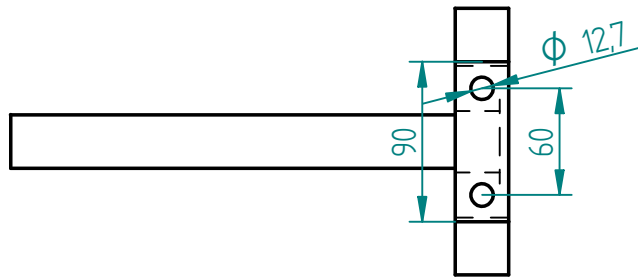
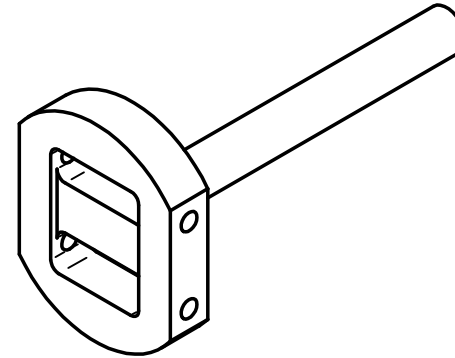
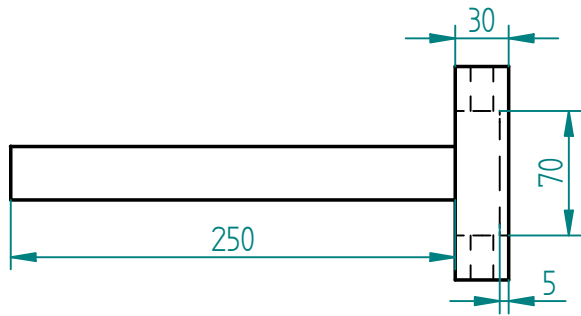
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES		
PLANO:	UNIÓN EXTENSIÓN-EJE VERTICAL	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm	
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:1	
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA	No DE PLANO: MBV-16



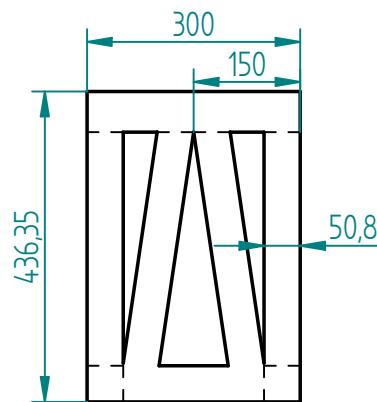
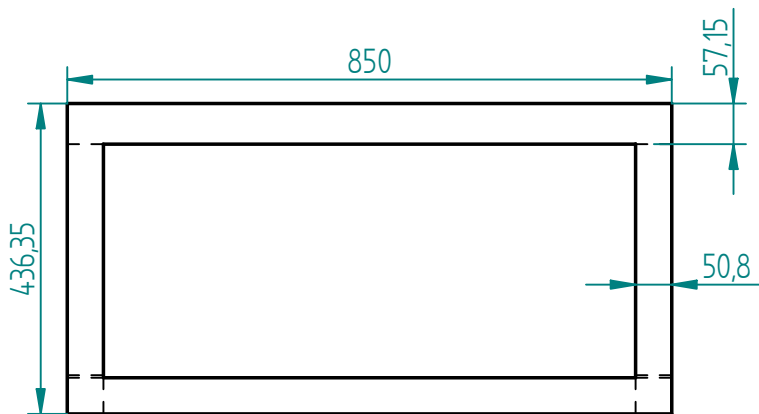
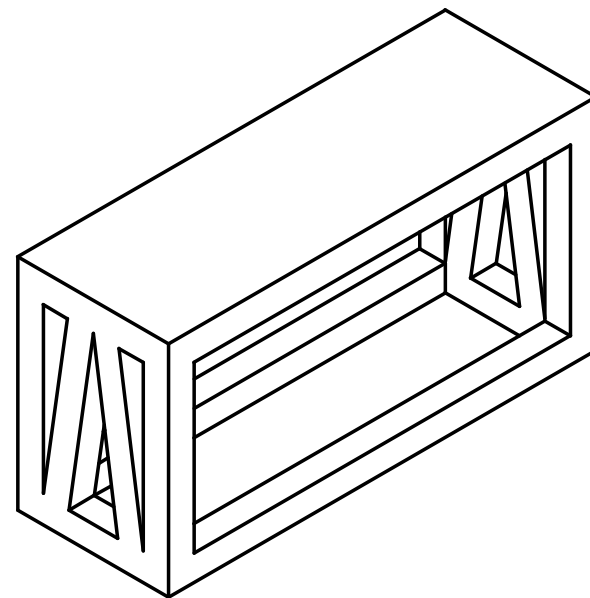
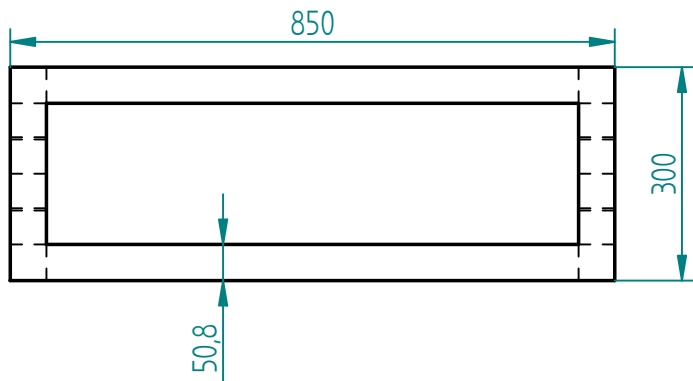
DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES		
PLANO:	EXTENSIÓN	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm	
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:4	
MEXICO D.F., MARZO 2009 ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA		No DE PLANO: MBV-17



DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES		
PLANO:	SOPORTE PARA LA BIELA EXTERIOR	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm	
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:1	
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA	No DE PLANO: MBV-18

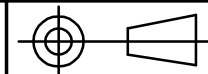


DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAIXIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO:	CIGÜEÑAL DEL MOVIMIENTO HORIZONTAL 
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA	Acotaciones en mm
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Escala: 1:4
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA No DE PLANO: MBV-19



DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES

PLANO:
MESA SOPORTE PARA EL MOVIMIENTO HORIZONTAL

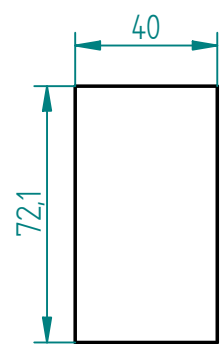
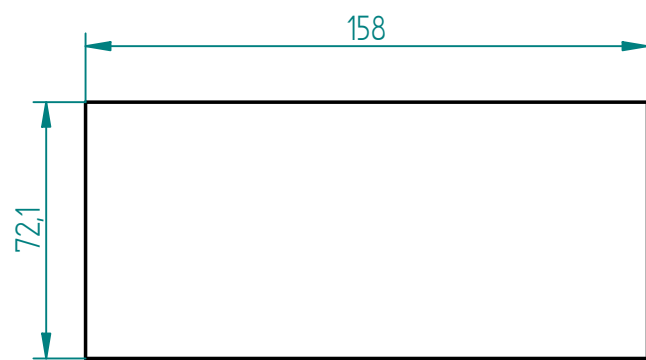
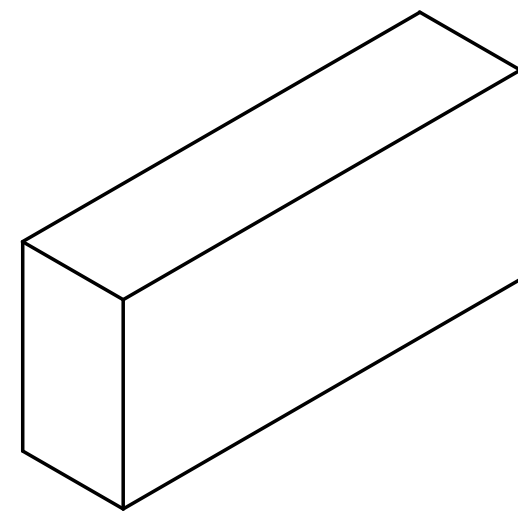


JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

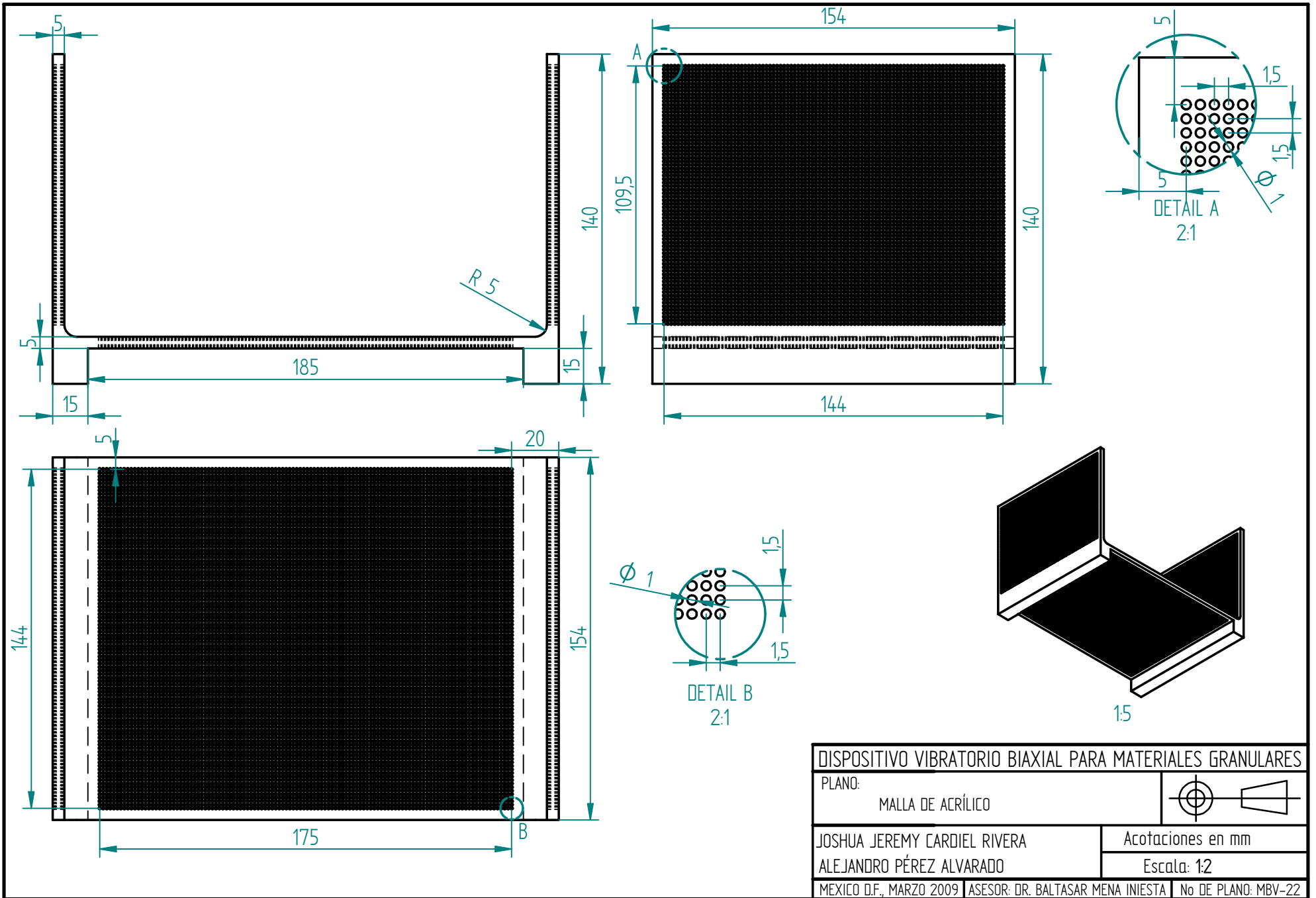
Acotaciones en mm

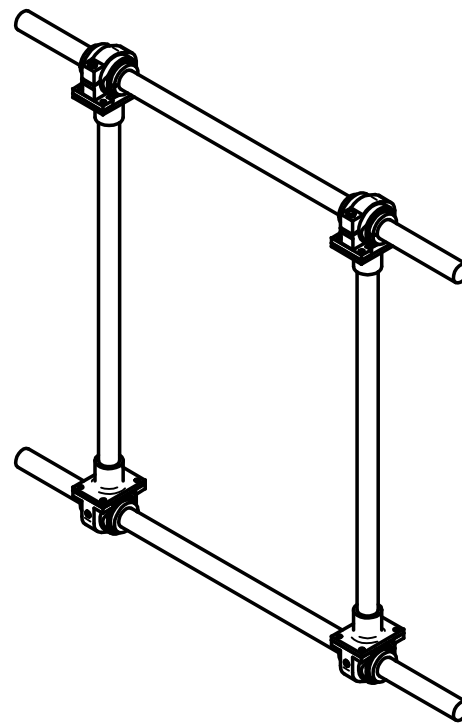
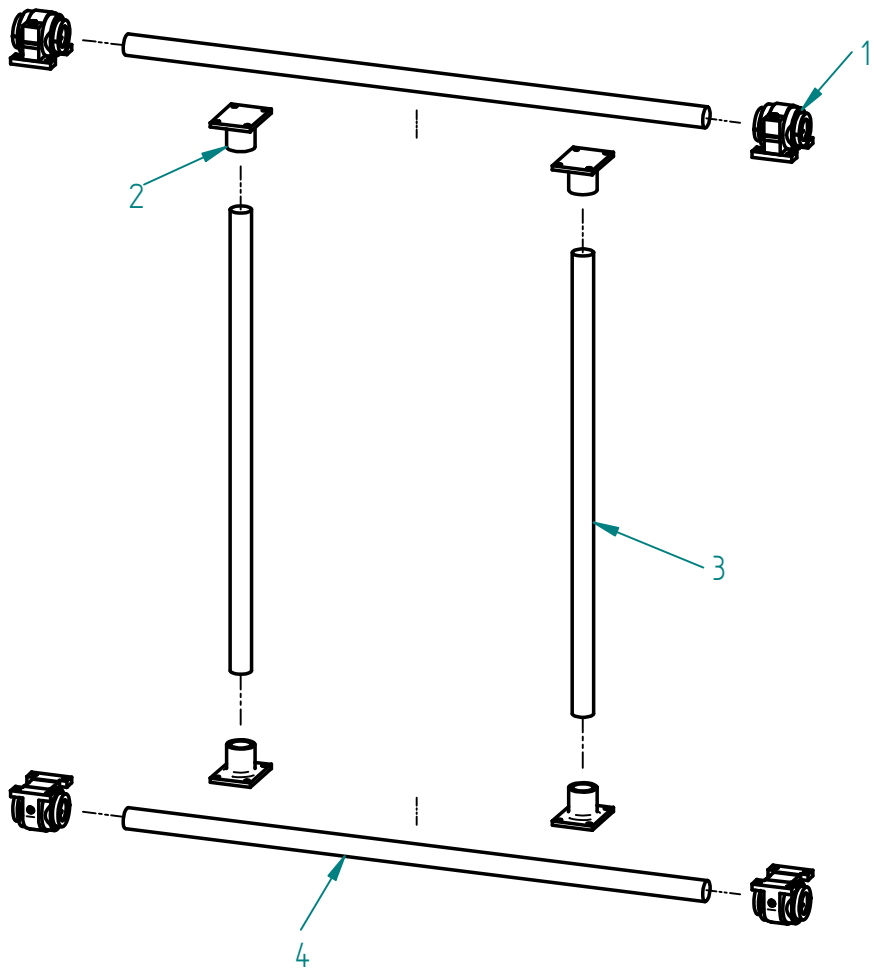
Escala: 1:10

MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-20



DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO: CALSA PARA LA CHUMACERA EXTERIOR	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Acotaciones en mm Escala: 1:2
MEXICO D.F., MARZO 2009	ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA No DE PLANO: MBV-21

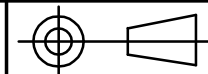




NÚMERO	DESCRIPCIÓN
1	RODAMIENTO
2	CAPUCHÓN
3	EJE VERTICAL
4	EJE HORIZONTAL

DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES

PLANO: EXPLOSIVO DE LAS GUÍAS

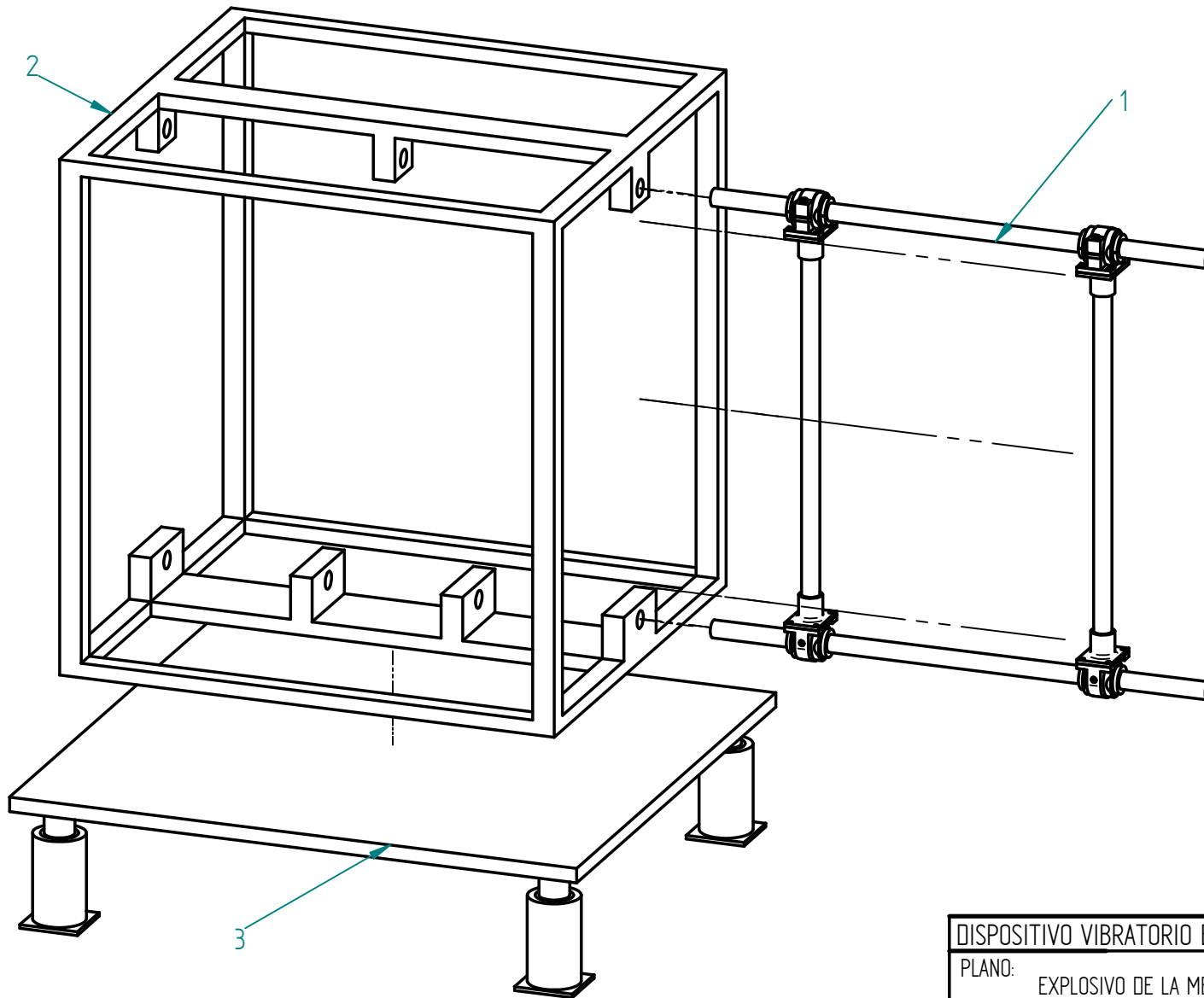


JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

Acotaciones en mm

Escala: 1:10

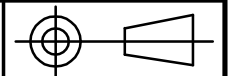
MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-23



NÚMERO	DESCRIPCIÓN
1	GUÍAS
2	ESTRUCTURA PARA LAS GUÍAS
3	MESA SOPORTE

DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES

PLANO: EXPLOSIVO DE LA MESA SOPORTE

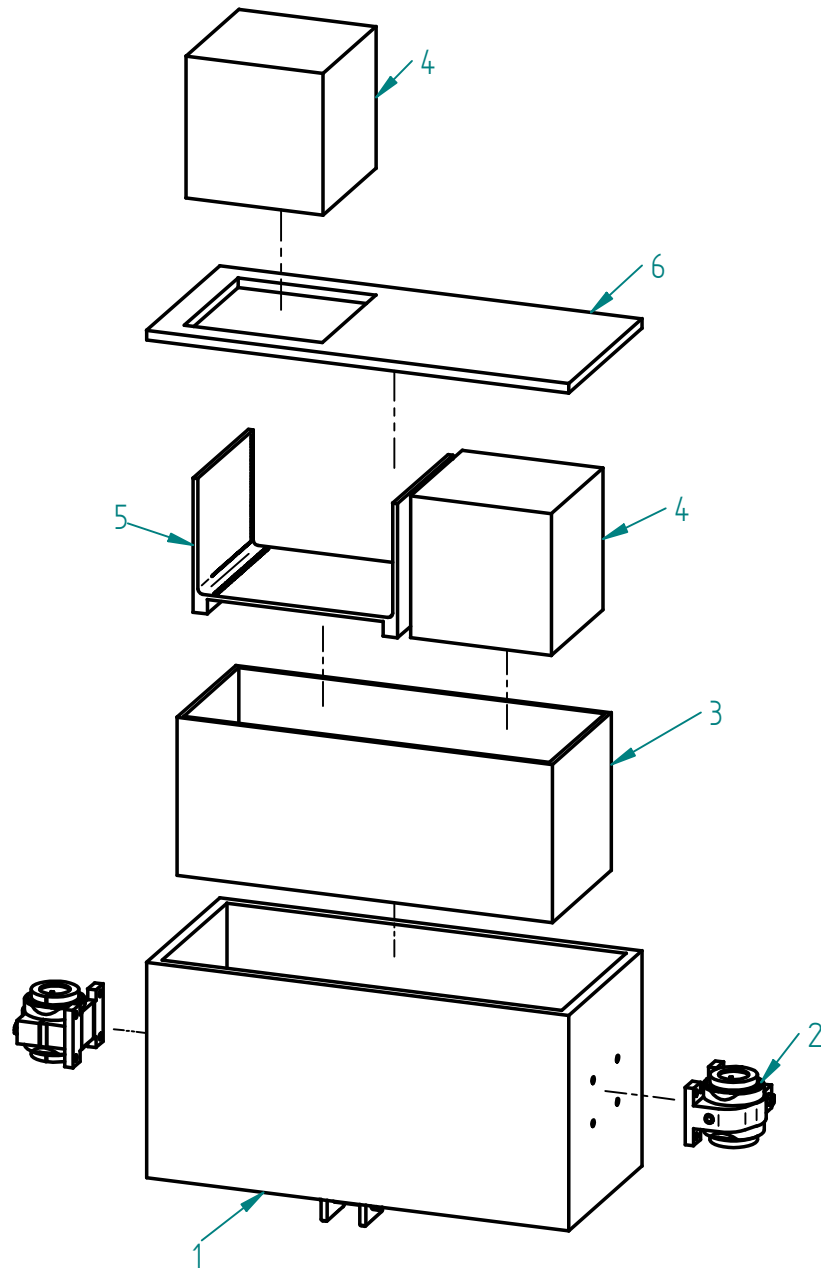


JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

Acotaciones en mm

Escala: 1:10

MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-24

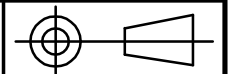


NÚMERO	DESCRIPCIÓN
1	CAJA DE ACRILICO EXTERIOR
2	RODAMIENTO KGBAS30
3	CAJA DE ACRILICO INTERIOR
4	BOCINA
5	MALLA DE ACRÍLICO
6	TAPA DE ACRÍLICO

DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAXIAL PARA MATERIALES GRANULARES

PLANO:

EXPLOSIVO DEL CONTENEDOR DE MATERIAL GRANULAR



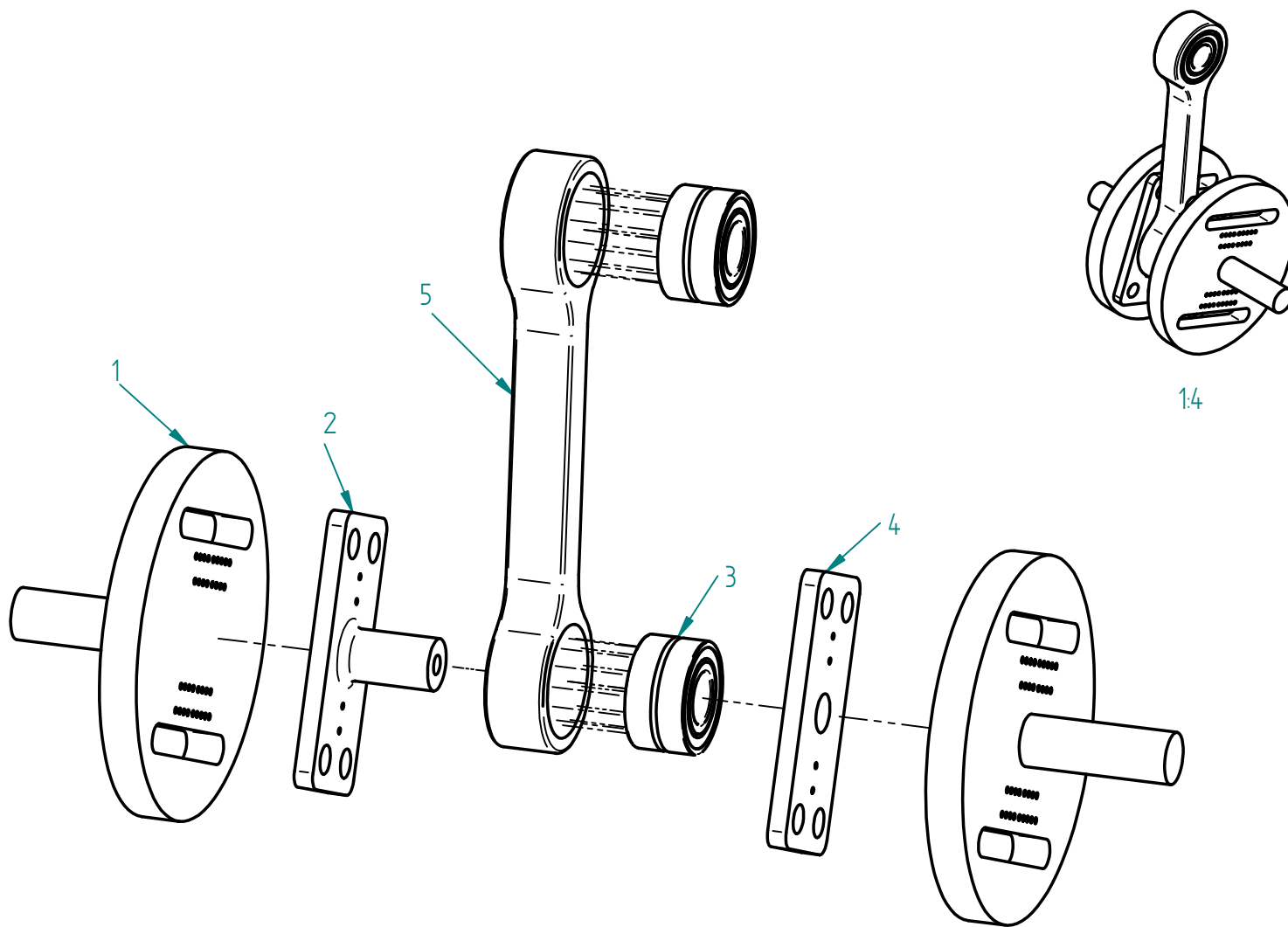
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA

ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

Acotaciones en mm

Escala: 1:7

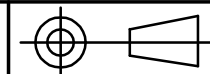
MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-25



NÚMERO	DESCRIPCIÓN
1	CIGÜEÑAL
2	PLACA SOPORTE 1
3	BALERO NKIS17
4	PLACA SOPORTE 2
5	BIELA

DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES

PLANO:
EXPLOSIVO DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA VERTICAL

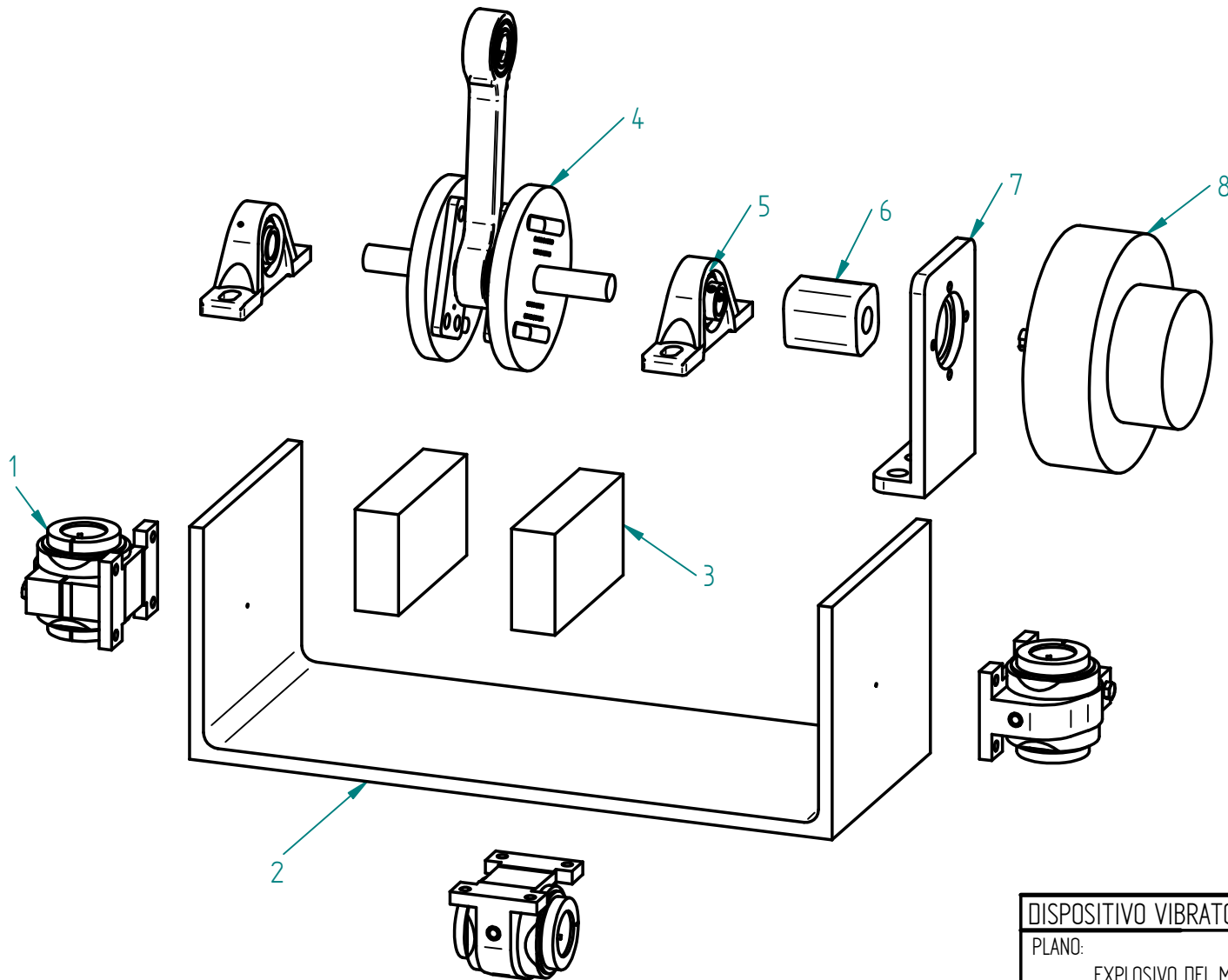


JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

Acotaciones en mm

Escala: 1:2

MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-26

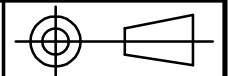


NÚMERO	DESCRIPCIÓN
1	RODAMIENTO KGBAS30
2	BANCADA
3	CALZA PARA LA CHUMACERA
4	MECANISMO BIELA-MANIVELA
5	CHUMACERA RASEY17
6	COPLÉ
7	SOPORTE PARA MOTOR
8	MOTOR PMG80

DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES

PLANO:

EXPLOSIVO DEL MOVIMIENTO VERTICAL



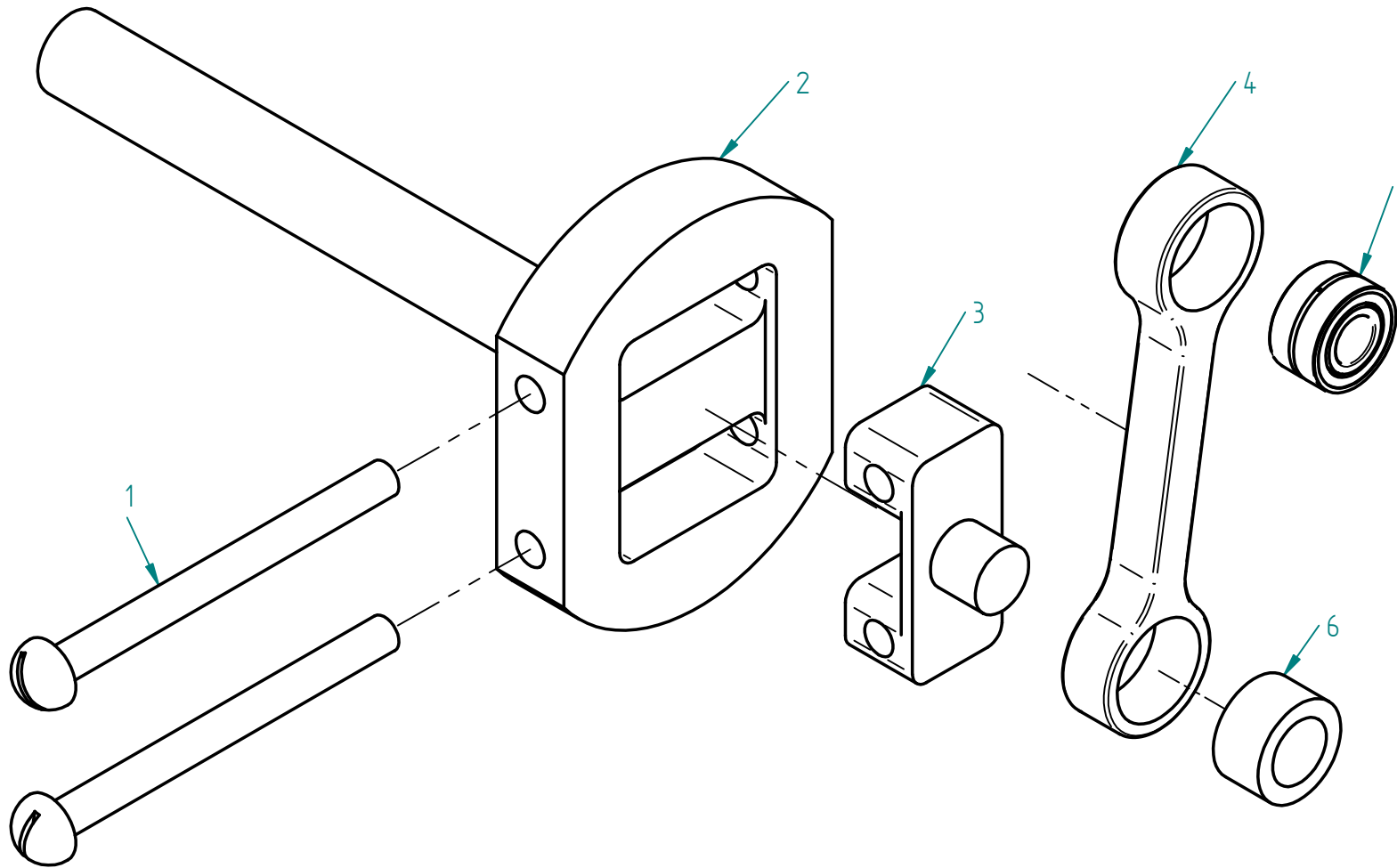
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA

Acotaciones en mm

ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

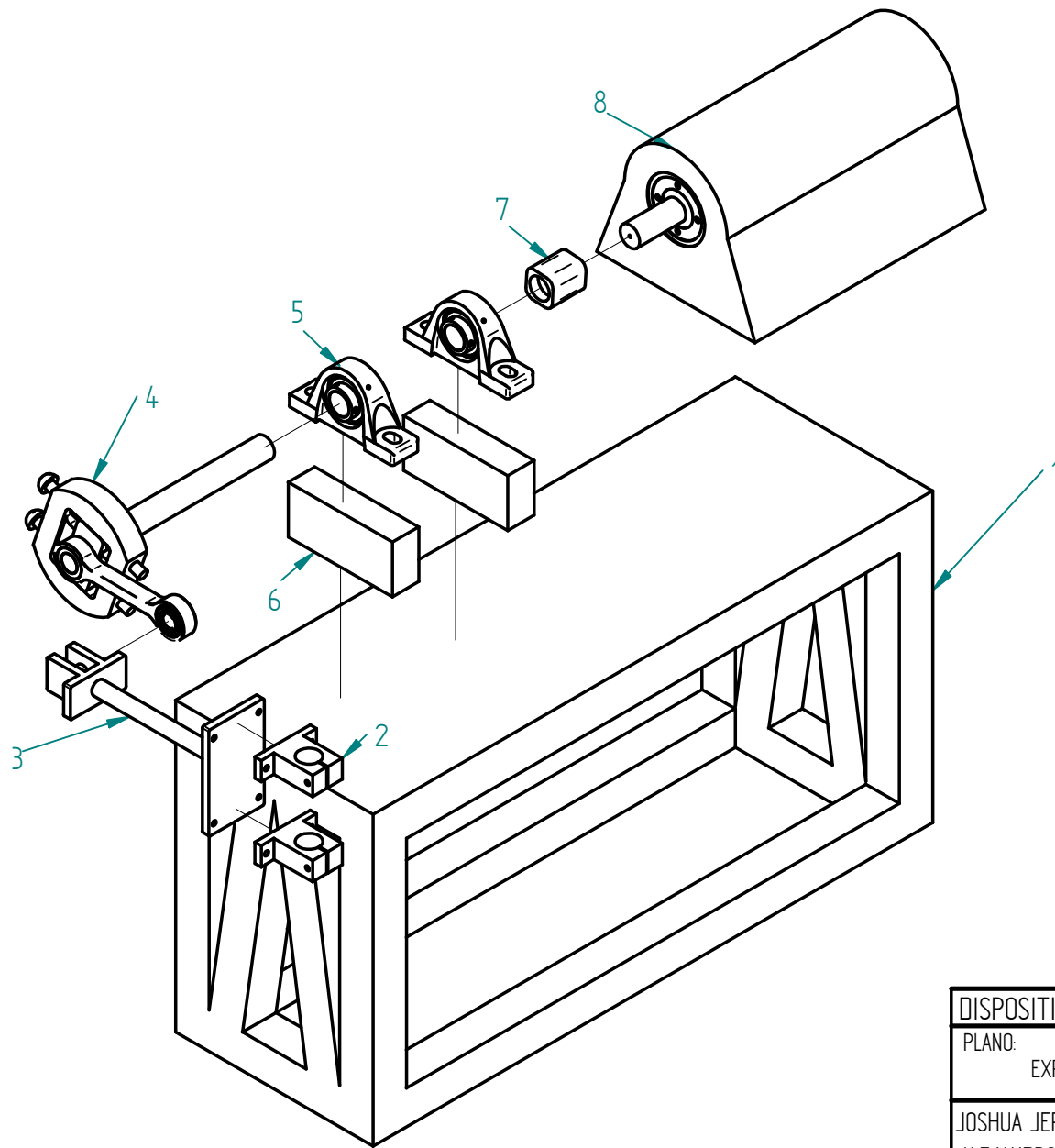
Escala: 1:4

MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-27



NÚMERO	DESCRIPCIÓN
1	TORNILLO DE 0.5X6"
2	CIGÜEÑAL HORIZONTAL
3	SOPORTE BIELA
4	BIELA
5	BALERO NKIS17
6	BALERO NKIS24

DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAIXIAL PARA MATERIALES GRANULARES	
PLANO: EXPLOSIVO DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA HORIZONTAL	
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO	Acotaciones en mm Escala: 1:2
MEXICO D.F., MARZO 2009 ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA	No DE PLANO: MBV-28

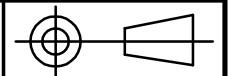


NÚMERO	DESCRIPCIÓN
1	MESA SOPORTE
2	UNIÓN EXTENSIÓN-EJE
3	EXTENSIÓN
4	MECANISMO BIELA-MANIVELA
5	CHUMACERA RASEY30
6	CALZA
7	COPLÉ FLEXIBLE
8	MOTOR GP10

DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES

PLANO:

EXPLOSIVO DEL MOVIMIENTO HORIZONTAL



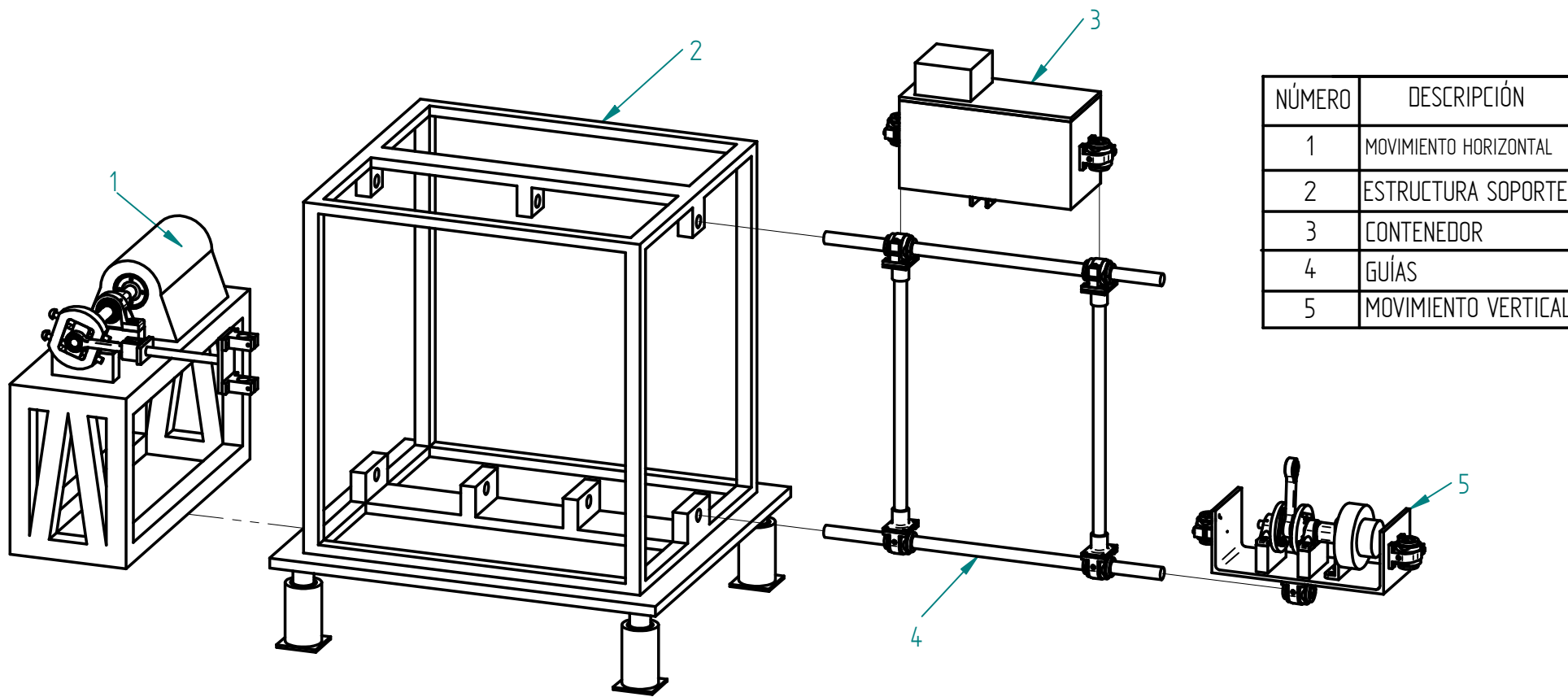
JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA

Acotaciones en mm

ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

Escala: 1:7

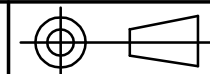
MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-29



NÚMERO	DESCRIPCIÓN
1	MOVIMIENTO HORIZONTAL
2	ESTRUCTURA SOPORTE
3	CONTENEDOR
4	GUÍAS
5	MOVIMIENTO VERTICAL

DISPOSITIVO VIBRATORIO BIAxIAL PARA MATERIALES GRANULARES

PLANO:
EXPLOSIVO DE LOS COMPONENTES DE LA MAQUINA



JOSHUA JEREMY CARDIEL RIVERA
ALEJANDRO PÉREZ ALVARADO

Acotaciones en mm
Escala: 1:14

MEXICO D.F., MARZO 2009 | ASESOR: DR. BALTASAR MENA INIESTA | No DE PLANO: MBV-30

APENDICE II ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

EQUIPO

MOTOR GP10

Electrical Data	Enclosure	General Purpose - TEFC
	Efficiency	High
	HP Range	1-20
	Frame Size	143T-256T
	Frequency	60 Hertz
	Power	3 - Phase
	Voltage	208-230/460 & 575
	Service Factor	1.15
	Electrical Design	NEMA design B
	Stator Windings	Copper - random wound
	Insulation	Class F, meets NEMAMG1-2003, Part 31
	Temperature Rise	Class B @ 1.05F, Class F @ 1.15SF
	Warranty	18 Months
Mechanical Data	Frame	Cast iron
	End Shields	Cast iron
	Conduit Box	Cast aluminum
	Lead Seal Gasket	Neoprene
	Fan Cover	Plastic
	Cooling Fan	Bi-directional - polypropylene
	Rotor	Die cast aluminum
	Shaft	High strength carbon steel (C1045)
	Bearing Type	Oversized, Lubricated for life Non-regreasable
	Bearing Inner Cap	No
	Shaft Seal / Slinger	V-ring slinger - DE only
	Lubrication	Polyurea
	Lube Inlet Fittings	NA
	Lube Relief Fittings	NA
	Condensation Drain	Drain holes - lowest point (2)
	Hardware	Zinc plated
	Lifting Eyebolt	Motors > 75 lbs
Nameplate	Aluminum - engraved	
Paint	Epoxy enamel - dark grey RAL 9023	
Vibration	0.15 IPS	



CONTROLADOR V1000

Performance Features

- Ratings: 1/8 to 5 HP at 240 VAC 1-ph, 1/8 to 25 HP (ND) at 240 VAC 3-ph, 1/2 to 25 HP (ND) at 480 VAC 3-ph
- Overload Capacity:
150% for 60 sec. (Heavy Duty)
120% for 60 sec. (Normal Duty)

- Control Methods: V/f Control, Open Loop Current Vector Control, PM Open Loop Current Vector Control Simple closed loop speed control
- DC injection braking, ramp to stop
- Electronic reversing
- Adjustable accel/decel: 0.01 to 6000 seconds
- Controlled speed range: 40:1⁽¹⁾ 100:1⁽²⁾
- Speed Regulation: ± 0.5 to 1% with slip compensation⁽¹⁾ $\pm 0.2\%$ ⁽²⁾
- Displacement power factor: 0.98
- Output frequency: 0 to 400 Hz
- Frequency resolution: 0.01 Hz with digital reference 0.06 / 60 Hz with analog reference
- Frequency accuracy: 0.01% with digital command 0.5% with analog command
- Volts / hertz ratio: infinitely adjustable pattern
- DC Injection braking: adjustable amplitude, duration, current limited
- Torque boost: full range, auto
- Power loss ride-thru: 0.5 sec.
- Speed search
- Auto restart
- 3 Critical frequency rejection settings
- Slip Compensation
- Energy Savings Function
- Enhanced PID with loss of feedback function

Protective Features

- Current limit, stall prevention during accel, decel, and run
- Motor and drive overload
- Over voltage prevention function
- Instantaneous over current
- Short circuit
- Under voltage
- Heatsink overheat
- Ground fault protection
- Over/under torque
- Short circuit current rating: 30KA rms sym.

Design Features

- Dual microprocessor logic

- Digital keypad operator, 5 digits
- LED status display
- Remote Mount Keypad Capability
- RJ-45 Style Digital Operator Connector
- 7 multifunction digital inputs
- 3 multifunction digital outputs
- Hardwire baseblock (EN954-1 Cat. 3)
- Programmable form C output contact for customer use: 1A at 250 VAC or 30 VDC
- 24 VDC control logic compatible with sourcing or sinking outputs (PNP or NPN)
- Carrier frequency: 15 kHz max; swing PWM
- 16 multi-speed settings plus jog speed
- 2 Remote speed references
0-10 VDC (20 kohms) or isolated 4-20 mA (250 ohms)
- Signal follower: bias and gain
- 2 programmable open collector outputs
- Analog monitor output:
0-10 VDC proportional to output frequency or output current
- Approx. 400 parameters & monitors
- Digital pulse train input (33 kHz max.)
- Cooling fan controlled by drive run/stop
- RS-422/485 MODBUS 115 kbps
- UL recognized electronic overload
- MTBF 28 years
- Built-in Dynamic Braking Transistor
- NEMA 1 enclosure

Service Conditions

- Ambient service temperature:
-10° to 40°C (14° to 105°F) NEMA 1
-10° to 50°C (14° to 122°F) Open Chassis
- Ambient storage temperature:
-20° to 60°C (-4° to 140°F)
- Humidity: to 95% non-condensing
- Altitude: to 3300 ft; higher by derating
- Service factor: 1.0
- Input voltage: -15% to +10%
200 to 240 VAC, 380 to 480 VAC
- Input frequency: +/-5%; 50/60 Hz

Standards

- UL 508C (Power Conversion)
- CSA 22.2 No. 14-95 (Industrial Control Equipment)
- UL, cUL listed; CE marked
- RoHS compliant
- EN 50178 (LVD)

- EN 50081-2, EN 50082-2 (EMC)
- EN 954-1, Category 3 Safety Standard
- EN 61800-3

FUENTE DE PODER AGILENT N5764A

Performance Specifications Unless otherwise noted, specifications are warranted over the ambient temperature range of 0 to 40°C.

		N5764A
DC Output ratings	Voltage	20 V
	Current	76 A
	Power	1520 W
Output Ripple and Noise	CV p-p ¹	60 mV
	CV rms ²	8 mV
Load Effect (change from 10% to 90%)	Voltage	4 mV
	Current	20.2 mA
Source Effect (change from 85-132 VAC input or 170-265 VAC input)	Voltage	4 mV
	Current	9.6 mA
Programming Accuracy	Voltage 0.05%+	10 mV
	Current 0.1%+	76 mA
Measurement Accuracy	Voltage 0.1%+	20 mV
	Current 0.1%+	228 mA
Load Transient Recovery Time ³	Time	≤1 ms



Figure 1. Front panel control knobs and buttons make it easy to use N5764 power supply.

Supplemental Characteristics Supplemental characteristics are not warranted but are descriptions of typical performance determined either by design or type testing.

Output Response Time (settle to within ±1.0% of the rated output, with a resistive load)	Up, full load	0.08 s
	Down, full load	0.05 s
	Down, no load	0.8 s
Command Response Time ⁴		
Remote Sense Compensation	Volts/load lead	1 V
Over-voltage Protection	Range	1-24 V
	Accuracy	0.20 V
Output Ripple and Noise ⁵	CC rms	152 mA
Programming Resolution	Voltage	2.4 mV
Measurement Resolution	Current	9.12 mA
Front Panel Display Accuracy (4 digits: ±1 count)	Voltage	0.1 V
	Current	0.38 A



Figure 2. Built-in Ethernet, USB 2.0, and GPIB interfaces enable easy system connections

Notes:

¹ Up to 20 MHz

² From 5 Hz – 1 MHz

³ Time for output voltage to recover within 0.5% of its rated output for a load change from 10 to 90% of its rated output current. Voltage set point from 10% to 100% of rated output

⁴ Add this to the output response time to obtain the total programming time

⁵ From 5 Hz – 1 MHz, at 10% to 100% of output voltage at full load (for 6 V units from 33% to 100% of output voltage)

Supplemental Characteristics for All Model Numbers

Series and Parallel Capability

Parallel operation
Up to 4 units can be connected in master/slave mode

Series operation

Up to 2 units can be connected in series

Output Terminal Isolation

6 V to 60 V units
No output terminal may be more than ± 60 VDC from any other terminal or chassis ground

80 V to 600 V units
No output terminal may be more than ± 600 VDC from any other terminal or chassis ground

Store-recall States

Volatile memory locations: 16

Analog Programming

(of output voltage and current)

Input Signal
selectable;
0 to 5 V/0 to 10 V full scale

Input Impedance
selectable;
0 to 5k Ω /0 to 10 k Ω full scale

Interface Capabilities

GPIB
SCPI - 1993, IEEE 488.2 compliant interface

USB 2.0
Requires Agilent I/O Library version L.01.01

10/100 LAN
Requires Agilent I/O library version L.01.01

Web Server
Built-in Web server requires Internet Explorer 5+ or Netscape 6.2+

Environmental Conditions

Environment
Indoor use, installation category II (AC input), pollution degree 2

Operating temperature
0°C to 40°C @ 100% load

Storage temperature
-20°C to 70°C

Operating humidity
30% to 90% relative humidity (no condensation)

Storage humidity
10% to 95% relative humidity (no condensation)

Altitude
• Up to 3000 meters.
Derate the output current by 2%/100 m above 2000 m.
• Derate the maximum ambient temperature by 1°C/100 m above 2000 m.

Regulatory Compliance

EMC
• European EMC directive 89/336/EEC for Class A products
• Australian C-Tick mark
• This ISM device complies with Canadian ICES-001. Cet appareil ISM est conforme à la norme NMB-001 du Canada.

Safety
• European Low Voltage Directive 73/23/EEC
• US and Canadian safety standards

• Any LEDs used in this product are Class 1 as per IEC 825-1

Acoustic Noise Declaration

Emission Directive:
• Sound Pressure Lp <70 dB(A), At Operator Position, *Normal Operation, *According to EN 27779 (Type Test).
• Schalldruckpegel Lp <70 dB(A) *Am Arbeitsplatz, *Normaler Betrieb, *Nach EN 27779 (Typprüfung).

AC Input

Nominal Input
100 - 240 VAC; 50/60 Hz

Input Current 750 W
10.5 A @ 100 VAC nominal;
5 A @ 200 VAC nominal

Input Current 1500 W
21 A @ 100 VAC nominal;
11 A @ 200 VAC nominal

Input Range
85 - 265 VAC; 47 - 63 Hz.

Power Factor
0.99 at nominal input and rated output power

Efficiency
76% - 87% for 750 W units;
77% - 88% for 1500 W units

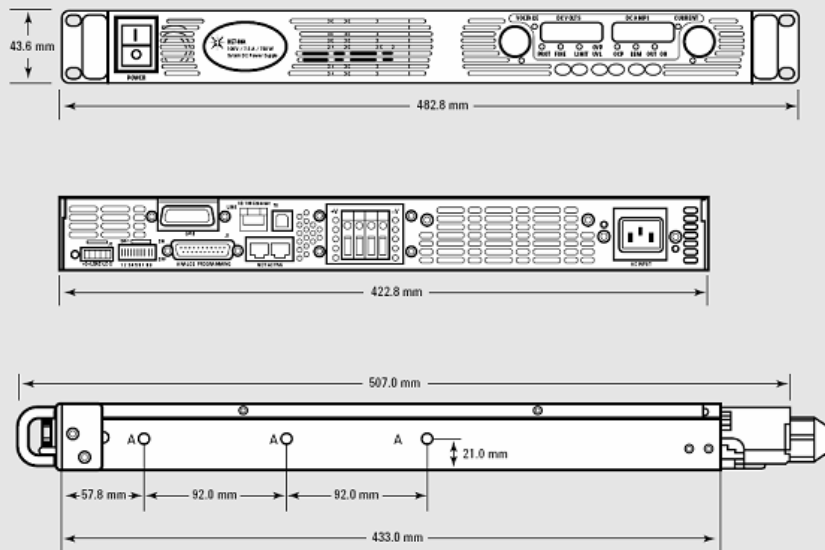
Inrush Current
<25 A for 750 W units;
<50 A for 1500 W units

Dimensions
(excluding connectors, and handles)

Height 43.6 mm (1.72 in)
 Width 422.8 mm (16.65 in)
 Depth 432.8 mm (17.04 in)

Weight
750 W 7 Kg (15.4 lbs.)
1500 W 8.5 Kg (18.7 lbs.)

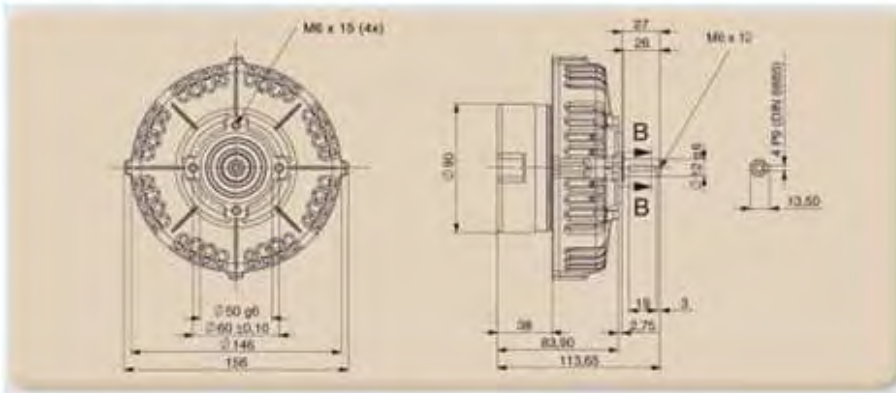
Outline Diagram



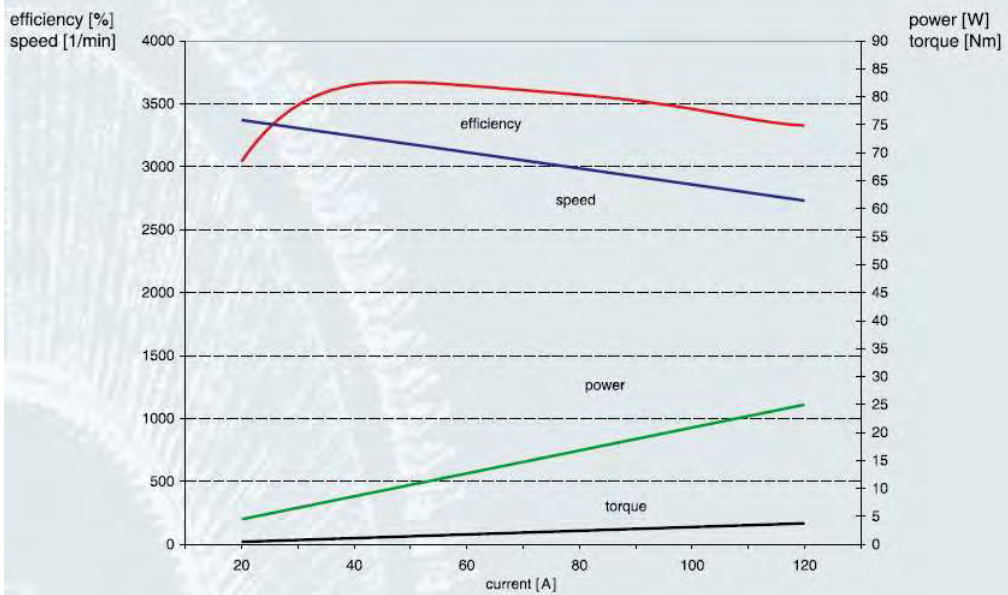
MOTOR PMG80

Technical Specs PMG 080

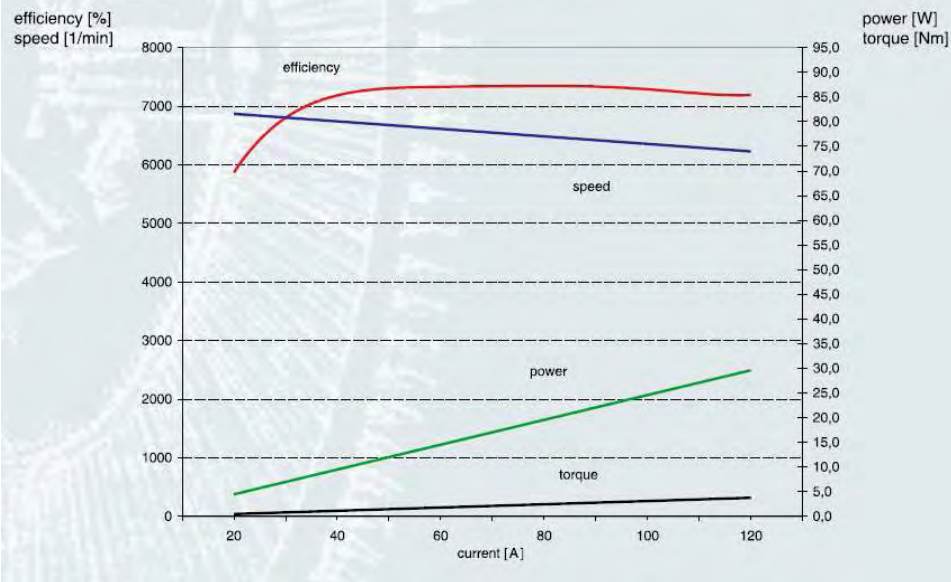
Voltage	12 V	
Operation mode	S 1	
current	78 A	
Power	0,75 kW	
Rpm	3500 min-1	
Torque	2,4 Nm	
Inertia	0,0021 kgm ²	
Inductance	0,0026 mH	
Resistance	9 mOhm	
Protection	IP 20	
Weight	3,4 kg	
Short time operation mode	115 A	S2 10 min
Peak torque	3,5 Nm	



PMG 080 - 12 V



PMG 080 - 24 V

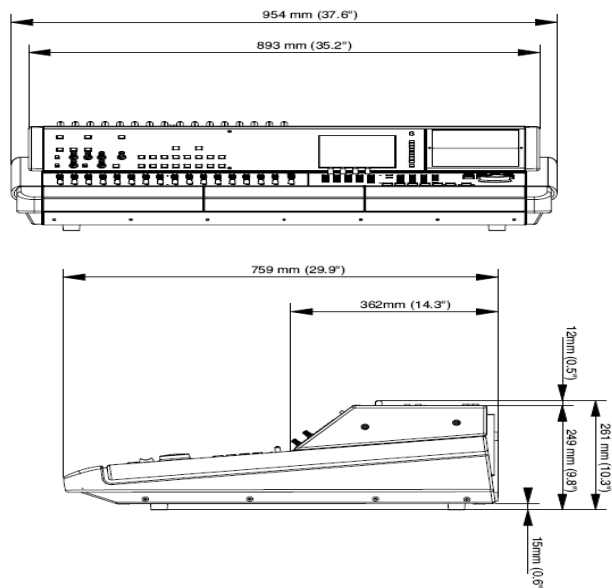


CONSOLA DE GRABACIÓN SX-1

Physical specifications

Power requirements	120VAC, 60Hz (USA, Canada) 230VAC, 50Hz (Europe) 240VAC, 50Hz (Australia) 220VAC, 60Hz (Korea)
Power consumption	146W
Applicable electromagenetic environment	E4
Peak inrush current	Max 8.5A
Dimensions (w x h x d)	954 x 261 x 756 (mm) 37.6 x 10.3 x 29.8 (in)
Weight	40kg (88lb)

Dimensional drawing



Audio specifications

I/O (analog)

MIC IN 1–16 XLR-3-31 ^a balanced	Input impedance	2.2k Ω
	Input level	–55dBu (TRIM maximum) — +1dBu (TRIM minimum)
	Headroom	16dB
	Phantom power	+48V (switchable in groups of 4 channels)
LINE IN 1–16 TRS 1/4 ^b x 16, balanced	Input impedance	10k Ω
	Nominal input level	+4dBu
	Input level	–41dBu (TRIM maximum) — +15dBu (TRIM minimum)
	Headroom	16dB
2 TR IN (L/R) RCA (phono) x 2, unbalanced	Input impedance	10k Ω
	Nominal input level	–10dBV
	Headroom	16dB
STEREO OUTPUT (L/R) XLR-3-32 balanced	Output impedance	100 Ω
	Nominal output level	+4dBu
	Maximum output level	+20dBu
STEREO OUTPUT (L/R) RCA (phono) x 2, unbalanced	Output impedance	200 Ω
	Nominal output level	–10dBV
	Maximum output level	+6dBV
AUX OUTPUT 1–4 TRS 1/4 ^c x 4, balanced	Output impedance	100 Ω
	Nominal output level	+4dBu
	Maximum output level	+20dBu
CR LARGE MONITOR output (L/R) TRS 1/4 ^c x 2, balanced	Output impedance	200 Ω
	Nominal output level	+4dBu
	Maximum output level	+20dBu
CR SMALL MONITOR output (L/R) TRS 1/4 ^c x 2, balanced	Output impedance	200 Ω
	Nominal output level	+4dBu
	Maximum output level	+20dBu
STUDIO MONITOR output (L/R) TRS 1/4 ^c x 2, balanced	Output impedance	100 Ω
	Nominal output level	+4dBu
	Maximum output level	+20dBu
PHONES 1–2 , 1/4 ^c stereo x 2	Output power	55mW + 55mW
		47 Ω
INSERT 1–16 TRS ^c x 16, unbalanced	Output impedance	100 Ω
	Nominal output level	–2dBu
	Input impedance	10k Ω
	Nominal input level	–2dBu
	Headroom	16dB

- All XLR connectors are wired 1=ground, 2=hot, 3=cold
- All balanced TRS 1/4^c jacks are wired tip=hot, ring=cold, sleeve=ground
- Insert 1/4^c jacks are wired: tip=send, ring=receive, sleeve=ground

VIDEO IN BNC	Input impedance	75 Ω
	Input level	1 Vp-p/4 Vp-p
VIDEO THRU BNC		
RS-422 9-pin D-sub female	Format	RS-422 / P2 protocol

- Unavailable in high sampling frequency modes

Other connections, etc.

VGA high-density 15-pin D-sub		
Ethernet RJ-45, 10/100BASE-T		
SCSI Ultra2 SCSI	16-bit LVD (Low Voltage Differential)	
	Internal 68-pin	
	External 68-pin	
Option card slots	x 3	TASCAM standard
Faders	100mm, automated, touch-sensitive, 256 levels	
LCD screen	Backlit, 320 x 240 pixel	
Meters x 2	30-segment LED	
Timecode display	8 x 7-segment LED	

I/O (digital)

DIGITAL INPUT 1 COAXIAL RCA (phono)	Input impedance	75Ω
	Format	AES-3-1992/IEC60958 (automatic detection)
	Bit depth	24 bits
DIGITAL INPUT 2 COAXIAL RCA (phono)	Input impedance	75Ω
	Format	AES-3-1992/IEC60958 (automatic detection)
	Bit depth	24 bits
ADAT IN optical	Format	ADAT optical
	Bit depth	24 bits
DIGITAL OUTPUT 1 COAXIAL RCA (phono)	Output impedance	75Ω
	Format	AES-3-1992/IEC60958 (selectable)
	Bit depth	24 bits
DIGITAL OUTPUT 2 COAXIAL RCA (phono)	Output impedance	75Ω
	Format	AES-3-1992/IEC60958 (selectable)
	Bit depth	24 bits
ADAT OUT optical	Format	ADAT optical
	Bit depth	24 bits

Synchronization, etc. I/O

CASCADE D-sub 37 pin female	Cascades busses 1 through 8, Aux sends 1 through 6, stereo and solo (at normal sampling rates)	
	Compatibility	DM-24 standard
WORD SYNC IN BNC	Input impedance	75Ω
	Input level	TTL
WORD SYNC OUT BNC	Output level	TTL
WORD SYNC THRU BNC		
TIMECODE IN TRS balanced	Input impedance	10kΩ
LTC OUT TRS balanced	Output impedance	< 100Ω
	Output level	2Vp-p
MIDI IN 5-pin DIN	Conforms to MIDI standards	
MTC IN 5-pin DIN	Conforms to MIDI standards	
MIDI OUT x 4 5-pin DIN	Conform to MIDI standards	
ADAT SYNC OUT 9-pin D-sub	ADAT sync protocol ¹	
VIDEO IN BNC	Input impedance	75Ω
	Input level	1Vp-p/4Vp-p

Performance

Sampling frequency (base)	48.0kHz/44.1kHz ±6%	
Delay	< 1.7ms	Fs=48kHz, LINE IN -> STEREO OUTPUT
THD (at nominal level)	< 0.01%	20Hz — 20kHz, LINE IN -> INSERT SEND)
	< 0.01%	LINE IN -> STEREO OUTPUT
Frequency response (nominal level)	20Hz — 25kHz	+0.5dB/-1.5dB (MIC/LINE IN -> INSERT SEND)
	20Hz — 20kHz	+0.5dB/-1.0dB (LINE IN -> STEREO OUTPUT)
	20Hz — 20kHz	+0.5dB/-1.0dB (LINE IN -> BUSS/AUX OUTPUT)
	20Hz — 20kHz	+0.5dB/-1.0dB (2TR IN -> MONITOR OUTPUTS)
	20Hz — 20kHz	+0.5dB/-1.0dB (CD-RW -> MONITOR OUTPUTS)
Noise level (20Hz — 20kHz, TRIM max, 150Ω)	<-125dBu	EIN, MIC IN -> INSERT SEND
	<-80dB	LINE IN -> STEREO OUTPUT BAL
	<-80dB	LINE IN -> STEREO OUTPUT UNBAL
	<-80dB	LINE IN -> BUSS/AUX OUTPUT
	<-80dB	2TR IN -> MONITOR OUTPUT
	>80dB	STEREO/BUSS/AUX OUTPUTS
Crosstalk (1kHz)	>80dB	STEREO/BUSS/AUX OUTPUTS
	>68dB	MONITOR OUTPUTS

BOCINAS MS16

MIDI Implementation Chart

TEAC [Digital Mixer]
Model: SX-1

MIDI Implementation Chart

DATE : 10 June, 2002
Version : 1.0

Function	Transmitted	Recognized	Remarks
Basic Channel Default Changed	- Port 1-4 1-16	OMNI 1-16	Memorized
Mode Default Messages Altered	x O NONE *****	x O O	
Note Number True Voice	O *****	O O	
Velocity Note On Note Off	O O	O O	
After Touch Key's Ch's	O O	O O	
Pitch Bend	O	O	
Control Change 1-119	O	O	
Prog Change True #	O (1-127) *****	O (1-127) *****	
System Exclusive	O	x	(*)
Common MTC Quarter Frame Song Pos Song Sel Tune	O x x x	O x x x	
System Real Time Clock Commands	O O	x x	
Aux Messages Local ON/OFF All Notes OFF Active Sense Reset	x O O (*) x	x x x x	(*)

- a. SysEx transmit possible only if imported via SMF. Editing of SysEx not possible in version 1.0
b. All four Output ports turned off together
c. Transmitted when front panel PANIC button is pressed

MODE 1: OMNI ON, POLY
MODE 2: OMNI OFF, POLY

MODE 2: OMNI ON, MONO
MODE 4: OMNI OFF, MONO


O: Yes
x: No

1. INTRODUCCIÓN

Gracias por mostrar su confianza en nosotros por comprar los Altavoces de Monitor MS16 de BEHRINGER. Los MS16 son altavoces activos que pueden ser utilizados de varias formas, como por ejemplo para el ajuste de su ordenador, estudio MIDI o para monitorizar sus teclados y playback. Para lograr la más completa flexibilidad, el MS16 dispone de una amplia gama de opciones de conexión. Dos entradas estéreo le permiten conectarse a dos fuentes de sonido. Además, hemos equipado los MS16 con conectores de auriculares y micrófono, para que disfrute de todas las características de sus altavoces de monitor.


1.1 Suministro

Los MS16 ha sido embalado cuidadosamente en fábrica para garantizar un transporte seguro. No obstante, si el cartón presentase daños, le rogamos que compruebe si el equipo presenta algún desperfecto.

 En caso de que el equipo esté deteriorado NO nos lo devuelva, sino notifique antes al distribuidor y a la empresa transportista, ya que de lo contrario se extinguirá cualquier derecho de indemnización.

1.2 Puesta en funcionamiento

Procure que haya suficiente circulación de aire y no coloque el MS16 cerca de radiadores de calefacción o amplificadores finales, para evitar un sobrecalentamiento del equipo.

 Antes de enchufar el equipo a la toma de corriente, asegúrese de que el voltaje se corresponde al voltaje indicado en la etiqueta situada en la parte de atrás de su MS16.

La conexión a red se realiza mediante el cable de red suministrado con conector de tres espigas. Ésta cumple con las disposiciones de seguridad necesarias.

1.3 Garantía

Por favor, tómese el tiempo necesario y envíenos la tarjeta de garantía debidamente cumplimentada en el plazo de 14 días a partir de la fecha de compra, ya que de lo contrario perderá la ampliación del derecho de garantía. Encontrará el número de serie en la parte superior de su aparato. De forma alternativa también es posible un registro en línea a través de nuestra página de Internet (www.behringer.com).

2. ELEMENTOS DE CONTROL Y CONEXIONES

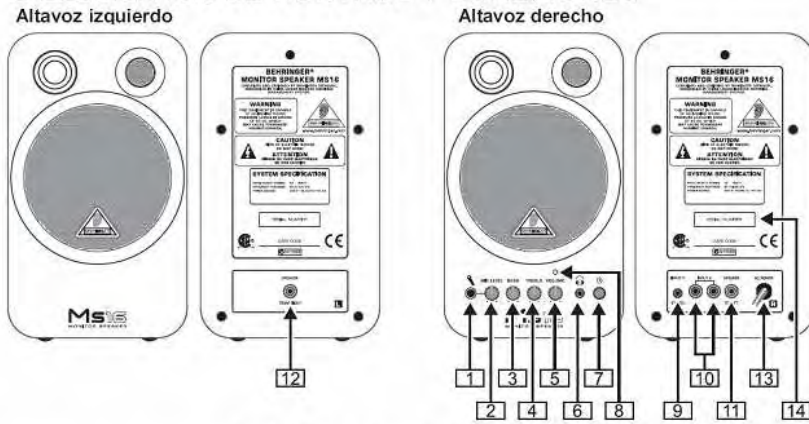


Fig. 2.1: Elementos de Control y Conexiones

- 1 ENTRADA DE MICRÓFONO (MICROPHONE INPUT) (TRS de 1/4"). Este conector le permite conectarse al micrófono dinámico.
- 2 Gire el control MIC LEVEL para ajustar el volumen de su micrófono. Este control debe estar totalmente girado en el sentido contrario a las agujas del reloj cuando conecte un micrófono. Cuando haya hecho todas las conexiones, gírelo lentamente en el sentido de las agujas del reloj.
- 3 Control BASS. Gire el control de bajo para ajustar el nivel de bajo.
- 4 Control TREBLE. Gire este control para ajustar el nivel de treble.
- 5 Gire el control VOLUME para ajustar el nivel de volumen de los equipos conectados a su MS16.

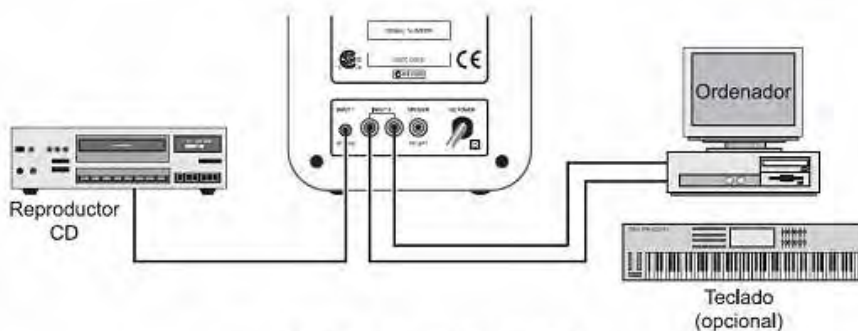


Fig. 3.2: Ajuste ordenador/teclado

Los MS16 están apantallados magnéticamente, lo que le permite situarlos cerca del monitor de ordenador sin causar daños o interferencias.

No sitúe sus MS16 cerca de amplificadores de potencia para evitar zumbido inducido. Para evitar ruido de realimentación, no acerque mucho a los altavoces con un micrófono. En caso de realimentación, cambie la posición del micrófono con relación a los altavoces o reduzca el nivel del volumen.

5. DATOS TÉCNICOS

Altavoz

Agudos Ø 38 mm (1,5"), 4 Ω
Graves Ø 100 mm (4"), 4 Ω

Entradas de Audio

Input 1 Enchufe hembra de 3,5 mm stereo, nivel de entrada -10 dBm, 10 kΩ
Input 2 2 tomas cinch, nivel de entrada -10 dBm, 10 kΩ
Mic Enchufe hembra de 6,3 mm, nivel de entrada -50 dBm, 50 Ω

Datos de Sistema

Potencia 2 x 8 Vatios
Gama de Frecuencias 80 Hz a 20 kHz

Alimentación de Corriente

Tensión de red USA/Canada 120 V~, 60 Hz
Europe/Reino Unido/Australia 230 V~, 50 Hz
Japón 100 V~, 50 - 60 Hz
Modelo general de exportación 120/230 V~, 50 - 60 Hz
Consumo 0,14 A (230 V), 0,28 A (120 V), 0,33 A (100 V)

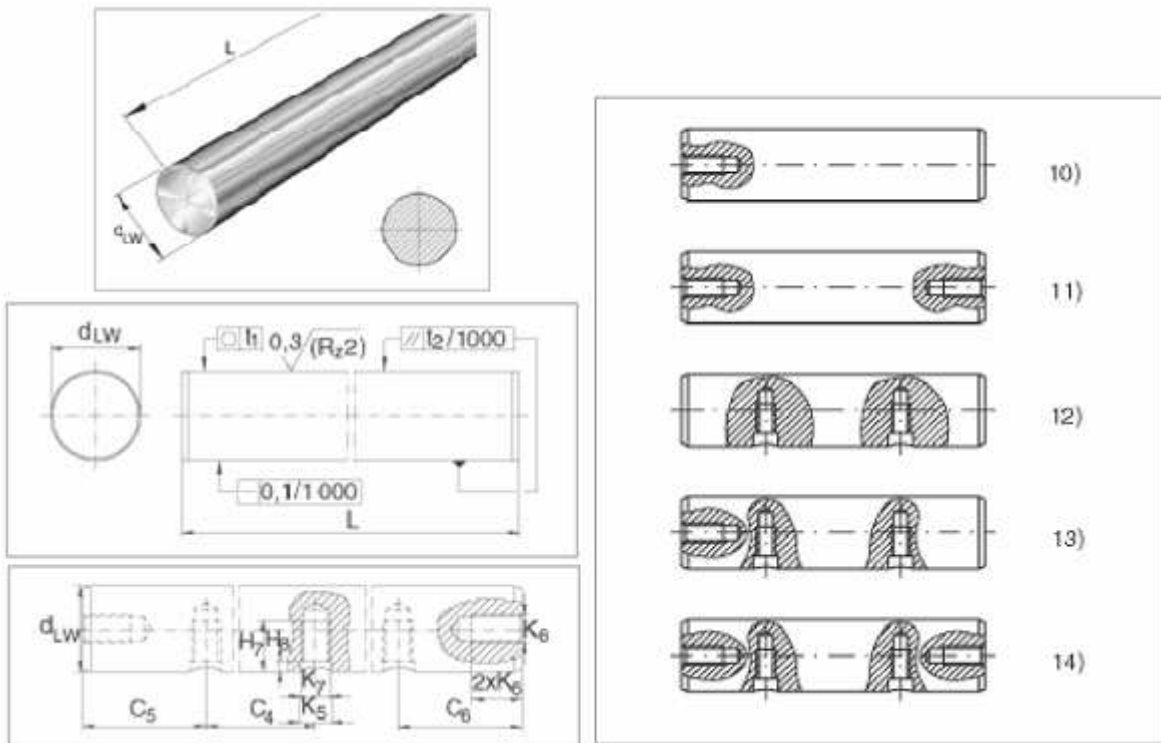
- ☞ Nos gustaría que prestara atención al hecho de que unos niveles de volumen altos pueden dañar su oído y/o sus auriculares. Por favor gire totalmente hacia la izquierda el control **VOLUME** antes de conectar la unidad. Por favor preste siempre la merecida atención al nivel de volumen **apropiado**.
- 6 Conecte sus auriculares a través de la salida **PHONES** (TRS de 1/8") para monitorizar cualquiera de los elementos de entrada. Cuando los auriculares estén conectados, los altavoces internos se desconectan automáticamente.
- 7 El interruptor **POWER** conecta o desconecta el equipo. El conmutador **POWER** debe encontrarse en la posición de "apagado" (no presionado) cuando realice la conexión a la red de corriente.
- ☞ Por favor, tenga en cuenta: el conmutador **POWER** no separa el aparato de la red cuando éste se apaga. Por lo tanto, retire el cable de la caja del enchufe cuando no emplee el aparato durante un período prolongado.
- 8 El LED de **POWER** se encenderá cuando el equipo esté conectado.
- 9 **INPUT 1** (TRS de 1/8") le permite conectar equipos audio como reproductores CD/MD
- 10 Use **INPUT 2** (tomas cinch) para conectar su tarjeta de sonido, teclado o expander.
- ☞ Puede utilizar en play back varias señales usando simultáneamente ambas entradas estéreo.
- 11 Conector **ALTAVOZ A LA IZQUIERDA (SPEAKER TO LEFT)**. Conecte ambos altavoces usando el cable de altavoz incluido en el paquete. Una vez que ambos altavoces están correctamente conectados, funcionarán como un sistema de altavoces estéreo.

Dimensiones/Peso

Dimensiones 5 1/2" (140 mm) x 5 9/10" (150 mm) x 9 1/2" (241 mm)
 Peso derecho: 2,1 kg, izquierdo: 1,4 kg

PIEZAS MECÁNICAS

EJES W30

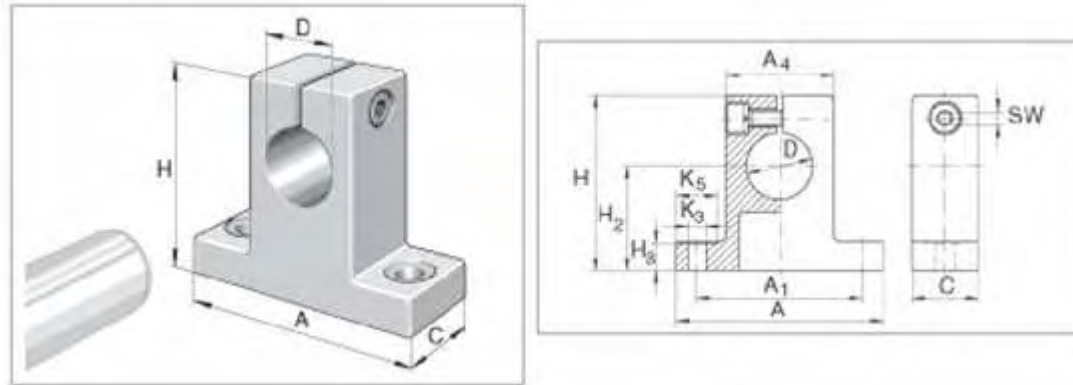


d	30 mm	
L_{max}	6000 mm	

10)		Índice 01
11)		Índice 02
12)		Índice 03
13)		Índice 04
14)		Índice 05
C₄	100 / 150 / 200 mm	posibles medidas para C4
C₅	15 / 20 mm	Medida válida para índice 03. Posibles medidas para C5 : 15 mm, 20 mm C5, C6 dependen de la longitud del eje.
C₆	3 x K6 + K7	Medida válida para índice 04-05. C5, C6 dependen de la longitud del eje.
f₇	-20-41 μm	Tolerancia especial: sólo para ejes de acero bonificado.
H₇	11 / 17 mm	posibles medidas para H7
H₈	3 / 3,5 mm	posibles medidas para H8
h₆	0-13 μm	Tolerancia normal
j₅	+5-4 μm	Tolerancia especial: sólo para ejes de acero bonificado.
K₅	7 / 11 mm	posibles medidas para K5
K₆	M10 / M12 / M16	agujeros roscados axiales recomendados
K₇	M6 / M10	posibles medidas para K7
Rht_{min}	0,9 mm	Profundidad de la capa templada: Según DIN 6 773, parte3.
t₁	6 μm	Redondez
t₂	9 μm	Paralelismo: Medición de diferencia de diámetro.

m_w	5,51 kg/m	Peso del eje
		Respetar las roscas axiales en las ejecuciones según números de identificación 04 y 05.

SOPORTES PARA EJES GW30

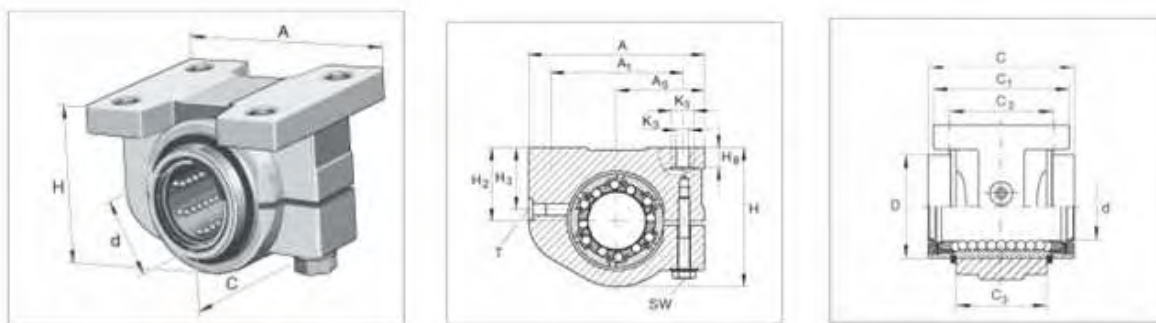


D	30 mm	
H	68 mm	
A	84 mm	
C	28 mm	

A₁	68 mm	Tolerancia: +/-0,2
A₄	45 mm	
H₂	40 mm	Tolerancia: +/-0,015
H₈	9,5 mm	
K₃	6,6 mm	para tornillos de fijación DIN 912-8.8 Es preciso asegurar los tornillos, especialmente si es posible que se produzcan pérdidas de precarga.
K₅	13 mm	para tornillos de fijación DIN 912-8.8 Es preciso asegurar los tornillos, especialmente si es posible que se produzcan pérdidas de precarga.
SW	5 mm	

m	0,38 kg	Peso soporte para ejes
----------	---------	------------------------

RODAMIENTO KGBAS30-PP-AS

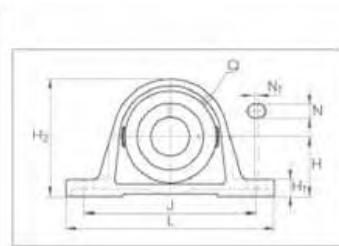
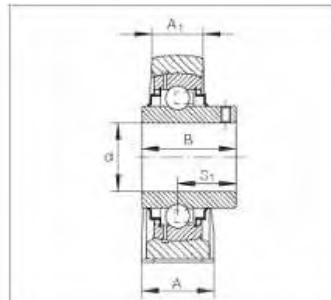
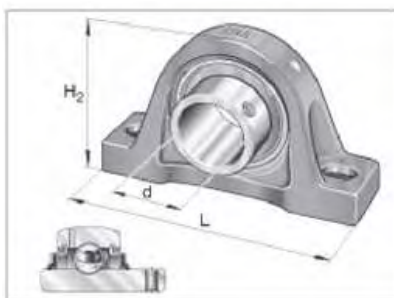


d	30 mm	
H	67 mm	
A	84 mm	
C	68 mm	Tolerancia: h12

A₁	68 mm	Tolerancia: +/-0,2
A₅	42 mm	Tolerancia: +/-0,01
C₁	60 mm	
C₂	45 mm	Tolerancia: +/-0,2
C₃	48 mm	
D	47 mm	
H₂	35 mm	
H₃	25 mm	
H₈	8,7 mm	Tolerancia: -0,5
K₃	6,8 mm	para tornillos de fijación DIN 912-8.8 Es preciso asegurar los tornillos, especialmente si es posible que se produzcan pérdidas de precarga.
K₅	11 mm	para tornillos de fijación DIN 912-8.8 Es preciso asegurar los tornillos, especialmente si es posible que se produzcan pérdidas de precarga.
SW	10 mm	

m	0,61 kg	Peso
T	NIPA2	Engrasador INA Ejecución y medidas ver descripción.
		6 hileras de bolas
C	3600 N	Las capacidades de carga son válidas sólo para ejes templados (670+170 HV) y rectificadas.
C₀	2850 N	Las capacidades de carga son válidas sólo para ejes templados (670+170 HV) y rectificadas.

CHUMACERA RASEY 17



d	17 mm	
L	125 mm	
H₂	57 mm	

A	30 mm	
A₁	18 mm	
B	27,4 mm	
H	30,2 mm	
H₁	10 mm	
J	95 mm	
N	11 mm	
N₁	8 mm	
Q	M6	
S₁	15,9 mm	

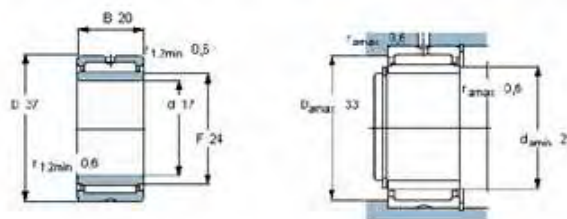
m	0,45 kg	Peso
C_r	9800 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C_{0r}	4750 N	Capacidad de carga estática, radial
	GG.ASE03	Denominación del soporte
	GYE17-KRR-B	Denominación del rodamiento

RODAMIENTO PARA LA BIELA

Rodamientos de agujas, con aros mecanizados, con pestañas, con aro interior, no están obturados



Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _a	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	
17	37	20	26	33,5	4,25	15000	17000	0,098	NKIS 17



Desplazamiento axial permisible desde la posición normal de un aro del rodamiento con respecto al otro:
 $\pm 0,5$

APENDICE III CÁLCULOS

ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA REQUERIDA

El trabajo de un par con un momento M que actúa sobre un cuerpo rígido es:

$$dU = M d\theta$$

Para el caso de un cuerpo rígido que gira con una velocidad angular ω y sobre el cual actúa un par de momento M paralelo al eje de rotación, tenemos que:

$$\text{Potencia} = \frac{dU}{dt} = M \frac{d\theta}{dt} = M\omega$$

El rango de frecuencias del movimiento es:

$$0 < \omega < 35 \text{ [Hz]}$$

Para el cálculo de la potencia necesaria se deben tomar los puntos críticos. Así la frecuencia (ω) = 35 [Hz]=219.9 [rad/s] es la que se utiliza para éste cálculo.

Por otro lado sabemos que:

$$M = Fr$$

Donde F es la fuerza y r el radio de palanca.

Cálculo de la potencia del motor para el movimiento vertical

En este mecanismo la fuerza es el peso del contenedor externo y todos sus elementos internos, mientras el radio de palanca es la amplitud máxima del movimiento como se muestra en la figura.



Los datos para el cálculo de la potencia son:

Masa a mover = 27 [kg]

Radio de palanca = 0.015 [m]

Sustituyendo datos en la fórmula del momento:

$$M = mgr = 27[\text{kg}] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * 0.015[\text{m}]$$

$$M = 3.973[\text{Nm}]$$

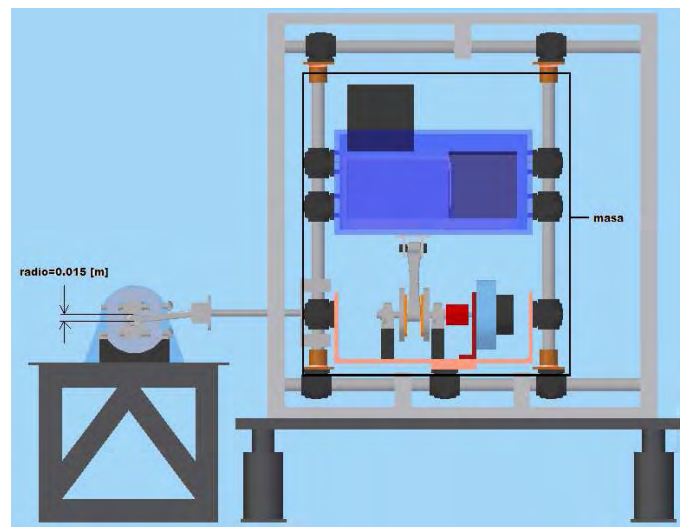
La potencia:

$$\text{Potencia} = M\omega = 3.973[\text{Nm}] * 219.9 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{Potencia} = 873.67[\text{W}] = 1.17 [\text{Hp}]$$

Cálculo de la potencia del motor para el movimiento horizontal

En este caso la fuerza es también la masa a mover, sin embargo ésta es considerablemente mayor, al poner en movimiento incluso el mecanismo encargado de proporcionar el movimiento vertical.



Los datos son:

Masa = 40 [kg]

Radio de palanca = 0.015 [m]

Sustituyendo datos en la fórmula del momento:

$$M = mgr = 40[\text{kg}] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * 0.015[\text{m}]$$

$$M = 5.886[\text{Nm}]$$

La potencia:

$$\text{Potencia} = M\omega = 5.886[\text{Nm}] * 219.9 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

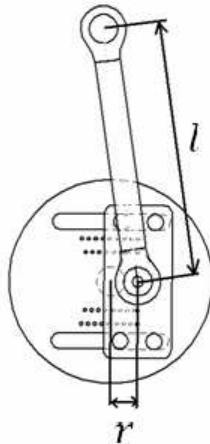
$$\text{Potencia} = 1294.33[\text{W}] = 1.74 [\text{Hp}]$$

Cálculo de la aceleración de los elementos

Para conocer la aceleración de los elementos fue necesario calcular la aceleración de la biela en los mecanismos conectados a los motores. Para ello se utilizó la siguiente expresión:

$$a = r\omega^2(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t)$$

Donde ω es la velocidad angular, l y r están definidos en la siguiente figura:



De acuerdo al diseño de los sistemas los valores son:

$$r_{\max} = 0.015 \text{ [m]}$$

$$l = 0.15 \text{ [m]}$$

$$\omega = 219.9 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

La aceleración máxima se alcanza cuando $\cos \omega t = 1$, quedando la expresión:

$$a = r\omega^2 \left(1 + \frac{r}{l} \right)$$

Sustituyendo valores:

$$a = \left[0.015 \text{ [m]} * \left(219.9 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \right)^2 \right] \left(1 + \frac{0.015 \text{ [m]}}{0.15 \text{ [m]}} \right)$$

$$a = 797.9 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Cálculo de la biela

Se realizó el cálculo considerando que la biela se somete a tensión, ya que este es el estado de mayor esfuerzo al que se encuentra la biela durante su movimiento, esto es:



La fuerza está dada por:

$$F = ma$$

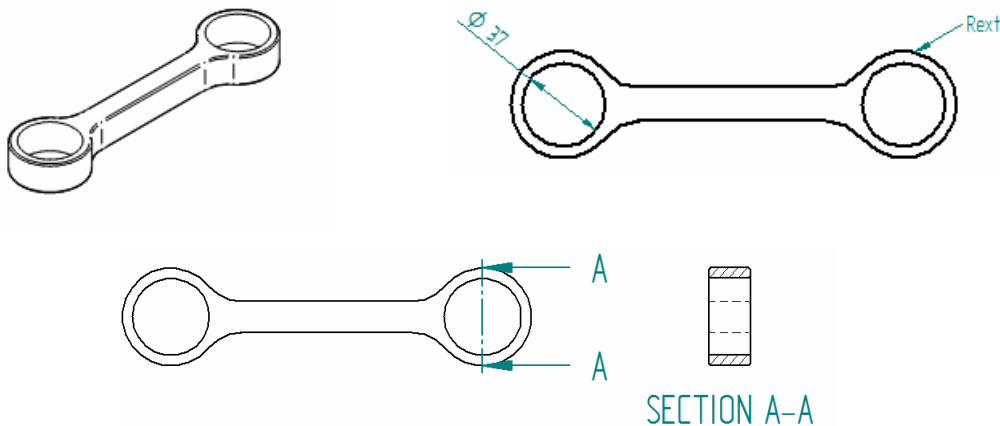
Para el cálculo se utilizó la masa mayor a mover y las dos bielas se hicieron iguales para utilizar el mismo programa de la máquina CNC. La masa a mover es de 40 [Kg] y la aceleración antes calculada es 797.9 [m/s²], que al sustituir:

$$F = 40[\text{Kg}] * 797.9\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$$

$$F = 31.92 [\text{kN}]$$

La biela tendría la configuración de la figura de abajo y se colocarían en los orificios baleros NKIS17 que soportan la carga calculada arriba. Éstos baleros tienen un diámetro exterior de 37[mm], de esta manera el diámetro exterior de la biela se calcularía tomando en cuenta esta medida.

La sección AA de la figura es en donde se presenta el mayor esfuerzo por ser la parte con menor material de la biela. En dicha sección la fuerza se distribuye sobre dos áreas iguales.



Para determinar las dimensiones de la biela se realizó el cálculo del esfuerzo sobre cada una de dichas secciones y se utilizó el criterio de fallas por fatiga para obtener el límite de resistencia a la fatiga corregido, pues la biela se encuentra en un estado de esfuerzos alternante. El proceso a seguir fue básicamente proponer el radio exterior de la biela, así como su espesor y calcular el esfuerzo en cada sección (el cuál sería el mismo para las dos). Después calcular el límite de resistencia a la fatiga corregido para la geometría propuesta y compararlo con el esfuerzo en la sección a fin de decidir si fallaría o no. Finalmente se utilizó un factor de seguridad mínimo de dos para asegurar la resistencia de la pieza. Éste fue un proceso iterativo y para facilitararlo se utilizó un programa en el cual con los datos de entrada (el radio exterior de la biela, el espesor de la misma, la fuerza aplicada, la resistencia máxima del material y factores necesarios para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga) se calculaba en factor de seguridad para dicha geometría y así se determinaron las dimensiones adecuadas. Aquí se presenta el proceso de cálculo y el algoritmo de programación utilizado.

- Cálculo del esfuerzo en cada sección

El esfuerzo en un elemento sometido a tensión es:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

En nuestro caso la fuerza se divide en dos secciones iguales por lo que la fuerza aplicada es:

$$F = \frac{31.92[kN]}{2} = 15.96[kN]$$

El área de cada sección está dada por:

$$A = \frac{(R_{ext} - 37[mm])(e)}{2}$$

Donde R_{ext} : radio exterior de la biela propuesto

e : espesor de la biela propuesto

- Cálculo del límite de resistencia a la fatiga corregido

El límite de resistencia a la fatiga corregido esta dado por la expresión:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e'$$

Donde

S_e' es el límite de resistencia a la fatiga del material. Para los aceros con una resistencia máxima S_{ut} menor a 1400 [MPa]

$$S_e' = 0.5S_{ut}$$

El material utilizado en nuestro caso fue acero 4140 tratado con una resistencia máxima de 1172 [MPa]

C_{carga} es el factor de carga dado por:

$$\text{Flexión: } C_{carga} = 1$$

$$\text{Carga axial: } C_{carga} = 0.70$$

La biela está sometida a una carga axial por lo que $C_{carga}=0.7$

$C_{tamaño}$ es el factor de tamaño de reducción de esfuerzos dado por:

$$\begin{array}{ll} \text{para } d \leq 0.03 \text{ in (8mm):} & C_{tamaño} = 1 \\ \text{para } 0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in:} & C_{tamaño} = 0.869d^{-0.097} \\ \text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm:} & C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097} \end{array}$$

Las ecuaciones anteriores son válidas para partes cilíndricas. Para piezas con otras formas se debe obtener un diámetro equivalente, para aplicarlo a las fórmulas anteriores, dado por la expresión:

$$d_{\text{equivalente}} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

A_{95} para una sección rectangular sólida es:

$$A_{95} = 0.05bh$$

Donde b y h son la base y la altura del rectángulo respectivamente, en nuestro caso b es $(R_{\text{ext}}-37[\text{mm}])/2$ y h es el espesor de la biela (e). Para cada R_{ext} y espesor propuesto se debe calcular $C_{\text{tamaño}}$.

$C_{\text{superficie}}$ es el factor superficial de reducción de resistencia. Este factor depende del acabado superficial de la pieza y de la resistencia a tensión del material, se selecciona de tablas y para una pieza con rectificado fino o pulido comercial como el caso de la nuestra $C_{\text{superficie}} = 0.9$.

$C_{\text{temperatura}}$ es el factor de temperatura de reducción de temperatura y para aceros está definido por:

$$\begin{aligned} \text{para } T \leq 450 \text{ } ^\circ\text{C} (840 \text{ } ^\circ\text{F}): & \quad C_{\text{temperatura}} = 1 \\ \text{para } 450 \text{ } ^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ } ^\circ\text{C}: & \quad C_{\text{temperatura}} = 1 - 0.0058(T - 450) \\ \text{para } 840 \text{ } ^\circ\text{F} < T \leq 1020 \text{ } ^\circ\text{F}: & \quad C_{\text{temperatura}} = 1 - 0.0032(T - 840) \end{aligned}$$

En nuestro caso la biela trabajaría a temperatura ambiente por lo que $C_{\text{temperatura}}=1$

$C_{\text{confiabilidad}}$ es el factor de confiabilidad y para una probabilidad de que el 90% de las muestras cumplan o superen la resistencia supuesta $C_{\text{confiabilidad}}=0.897$

Factor de seguridad

El factor de seguridad a la fatiga N_f está definido como:

$$N_f = \frac{S_e}{\sigma'}$$

Donde S_e es la resistencia a la fatiga corregida y σ' es el esfuerzo alternante de von Mises definido a partir de los esfuerzos principales:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$$

Donde

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

En nuestro caso por tratarse de una carga axial $\sigma'=\sigma$

Para facilitar el proceso iterativo se creó un programa en lenguaje c, en este programa se utilizaban como datos de entrada el diámetro exterior de la biela, la carga, la resistencia

máxima del material y los factores de reducción de resistencia. Con dichos datos se realizaban los cálculos antes mencionados y se obtenía como salida el esfuerzo en cada sección, la resistencia a la fatiga corregida y el factor de seguridad con los cuales se decidía la viabilidad de la pieza. El código de programación es el siguiente:

```
#include<stdio.h>
#include<stdlib.h>
#include<math.h>

float d,F,Sut,e,c,y,Seprima,Ccarga,Ctam,Csuperficie,Ctemperatura,Cconfiabilidad,Se,Ns;
main()
{

printf("\nValor del diametro exterior de la biela en metros:\n");
scanf("%f", &d);
printf("\nValor del espesor de la biela en metros:\n");
scanf("%f", &e);
printf("\nValor de la fuerza aplicada en Newtons:\n");
scanf("%f", &F);
c=(d-.037)/2;
y=F/(c*e*2);
printf("el valor de esfuerzo es : %f\n",y);
printf("\nValor de la resistencia máxima del material en [Pa]:\n");
scanf("%f", &Sut);
Seprima=Sut/2;
printf("Seprima es : %f\n",Seprima);
printf("\nValor Ccarga:\n");
scanf("%f", &Ccarga);
Ctam=1.189*pow(1000*pow((.05*c*e)/.0766,.5),-.097);
printf("el valor de Ctamaño es : %f\n",Ctam);
printf("\nValor Csuperficie:\n");
scanf("%f", &Csuperficie);
printf("\nValor Ctemperatura:\n");
scanf("%f", &Ctemperatura);
printf("\nValor Cconfiabilidad:\n");
scanf("%f", &Cconfiabilidad);
Se=Ccarga*Ctam*Csuperficie*Ctemperatura*Cconfiabilidad*Seprima;
printf("el valor de Se es : %f\n",Se);
Ns=Se/y;
printf("el valor del factor de seguridad Ns es : %f\n",Ns);
}
```

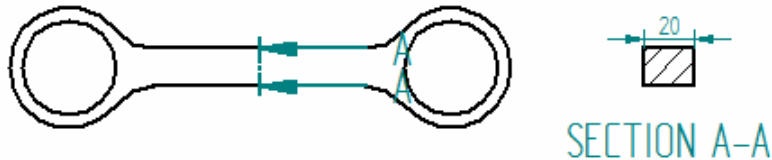
Utilizando el programa para valores de entrada de:

Radio exterior de la biela=0.047[m]

Espesor de la biela=0.02

$S_{ut}=1172$ [MPa], así como los factores de reducción de resistencia mencionados arriba, se obtiene un factor de seguridad a la fatiga $N_s=2.01$, lo que asegura que la pieza no fallará con estas dimensiones propuestas.

La sección transversal del centro de la biela también debía ser determinada y el proceso a seguir fue similar al anterior con la diferencia que el espesor de la biela estaba determinado (0.02 [m]) y faltaba por determinar sólo el ancho de la sección. La fuerza aplicada sería de 31.92[kN] y el área sobre la que actúa es la delimitada por el espesor y el ancho de la biela.



El código de programación es el siguiente:

```
#include<stdio.h>
#include<stdlib.h>
#include<math.h>

float d,F,Sut,e,y,Seprima,Ccarga,Ctam,Csuperficie,Ctemperatura,Cconfiabilidad,Se,Ns;
main()
{
    printf("\nValor del ancho de la biela en metros:\n");
    scanf("%f", &d);
    printf("\nValor del espesor de la biela en metros:\n");
    scanf("%f", &e);
    printf("\nValor de la fuerza aplicada en Newtons:\n");
    scanf("%f", &F);
    y=F/(d*e);
    printf("el valor de esfuerzo es : %f\n",y);
    printf("\nValor de la resistencia máxima del material en [Pa]:\n");
    scanf("%f", &Sut);
    Seprima=Sut/2;
    printf("Seprima es : %f\n",Seprima);
    printf("\nValor Ccarga:\n");
    scanf("%f", &Ccarga);
    Ctam=1.189*pow(1000*pow((.05*d*e)/.0766,.5),-.097);
    printf("el valor de Camaño es : %f\n",Ctam);
    printf("\nValor Csuperficie:\n");
    scanf("%f", &Csuperficie);
    printf("\nValor Ctemperatura:\n");
    scanf("%f", &Ctemperatura);
    printf("\nValor Cconfiabilidad:\n");
    scanf("%f", &Cconfiabilidad);
    Se=Ccarga*Ctam*Csuperficie*Ctemperatura*Cconfiabilidad*Seprima;
```

```

printf("el valor de Se es : %f\n\n", (Se));
Ns=Se/y;
printf("el valor del factor de seguridad Ns es : %f\n\n", (Ns));
}

```

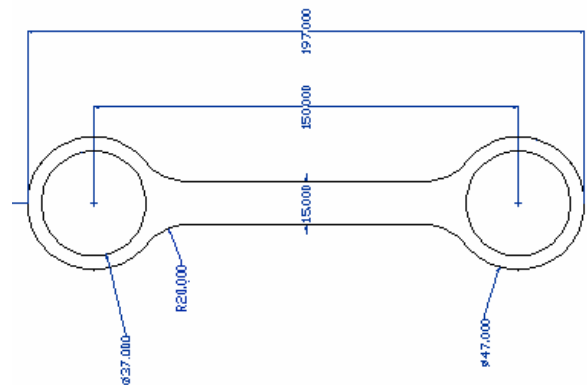
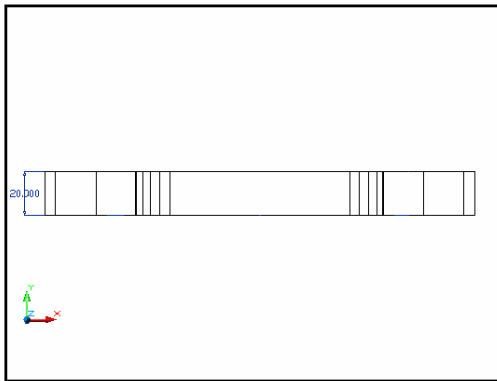
Utilizando el programa para valores de entrada de:

Ancho de la biela=0.015[m]

Espesor de la biela=0.02

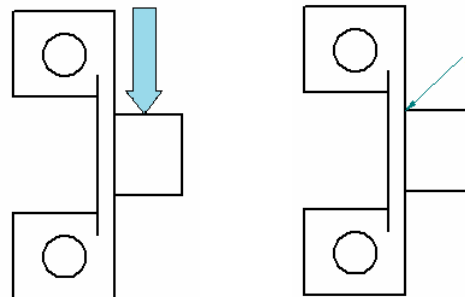
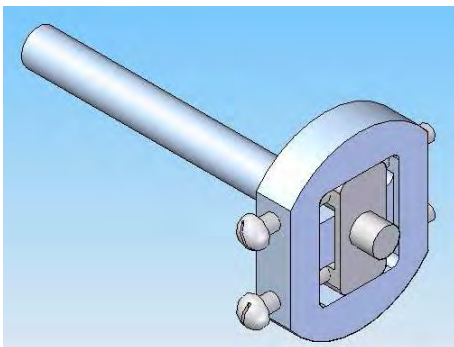
$S_{ut}=1172$ [MPa], así como los factores de reducción de resistencia antes mencionados, se obtiene un factor de seguridad a la fatiga **$N_s=2.86$** , lo que asegura que la pieza no fallará con estas dimensiones.

Siendo así, se decidió comprar una placa de una pulgada de espesor y rebajarla a 20 [mm] y hacer la biela con las dimensiones mostradas en la figura de debajo de acuerdo al los cálculos realizados.



Cálculo del perno para la biela del movimiento horizontal

El elemento sobre el cual la biela gira es un perno. Sobre el perno se aplica una carga de 31.29[kN] alternante debido al giro del cigüeñal. El perno se puede considerar una viga en



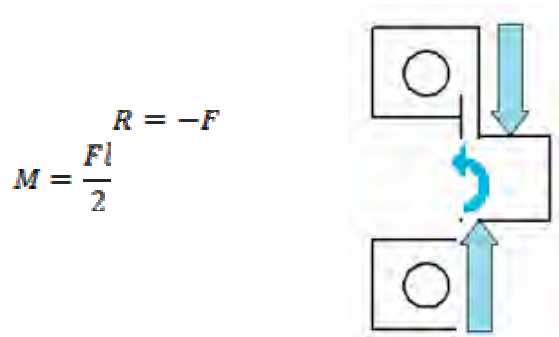
voladizo de sección transversal circular a la cual se la aplica la carga en el centro.

El proceso a seguir para determinar el diámetro adecuado del perno fue el siguiente: Se propuso un diámetro y se determinó el estado de esfuerzos en el punto crítico de la pieza (punto A de la figura de arriba), así como la deflexión de la pieza. Después se calculó el límite de resistencia a la fatiga corregido para la geometría propuesta y se comparó con el

esfuerzo máximo en la sección a fin de decidir si fallaría o no. Finalmente se utilizó un factor de seguridad para asegurar la resistencia de la pieza. Éste fue un proceso iterativo y para facilitararlo se utilizó un programa en el cual con los datos de entrada (el radio del perno, el largo del mismo, la fuerza aplicada, la resistencia máxima del material y factores necesarios para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga) se calculaba en factor de seguridad para dicha geometría y así se determinaron las dimensiones adecuadas. Aquí se presenta el proceso de cálculo y el algoritmo de programación utilizado.

- Cálculo del estado de esfuerzos

La reacción en el punto A es una fuerza de igual magnitud y sentido contrario a la aplicada y un momento igual a la fuerza aplicada por su distancia al punto A, es decir la mitad del largo del perno.



Donde R es la fuerza de reacción y l es la longitud del perno, cabe señalar que la longitud se tomó de 0.02[m] por ser éste el espesor de la biela. Ahora se procede a determinar el esfuerzo debido a la fuerza y al momento.

La fuerza crea un esfuerzo cortante de magnitud:

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$

Donde V: fuerza cortante

A: Área de la sección transversal

En nuestro caso V=31.92[kN] y A=área de la sección transversal del perno

EL momento crea un esfuerzo normal de magnitud:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I}$$

Donde

M: Momento interno resultante

C: distancia perpendicular del eje neutro al punto más alejado del eje y sobre el cual

$\sigma_x = \sigma_{max}$. Para este caso $c=d/2$

I: Momento de inercia de la sección transversal calculado respecto al eje neutro. Para

nuestro caso en estudio:

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

En la ecuación anterior r es el radio del perno.

Después de determinar el esfuerzo cortante y normal se procede a calcular los esfuerzos principales, dados por la ecuación:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Y el esfuerzo alternante de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$$

Por último se calcula la deflexión del perno la cual se espera sea mínima. La deflexión en una viga en voladizo con una carga aplicada en su centro está dada por:

$$v = \frac{5Fl^3}{48EI}$$

Donde

F: Fuerza aplicada

L: longitud del perno

E: Módulo de elasticidad (200[GPa] para el material utilizado)

I: Momento de inercia de la sección transversal calculado respecto al eje neutro

- Cálculo del límite de resistencia a la fatiga corregido

El límite de resistencia a la fatiga corregido esta dado por la expresión:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e'$$

Donde

S_e' es el límite de resistencia a la fatiga del material. Para los aceros con una resistencia máxima S_{ut} menor a 1400 [MPa]

$$S_e' = 0.5S_{ut}$$

El material utilizado en nuestro caso fue acero 4140 tratado con una resistencia máxima de 1172 [MPa]

C_{carga} es el factor de carga dado por:

$$\text{Flexión: } C_{carga} = 1$$

$$\text{Carga axial: } C_{carga} = 0.70$$

El perno está sometida a flexión por lo que $C_{carga}=1$

$C_{tamaño}$ es el factor de tamaño de reducción de esfuerzos dado por:

$$\text{para } d \leq 0.03 \text{ in (8mm): } C_{tamaño} = 1$$

$$\begin{aligned} \text{para } 0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in:} & \quad C_{\text{tamaño}} = 0.869d^{-0.097} \\ \text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm:} & \quad C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097} \end{aligned}$$

Para cada diámetro del perno propuesto se debe calcular $C_{\text{tamaño}}$.

$C_{\text{superficie}}$ es el factor superficial de reducción de resistencia. Este factor depende del acabado superficial de la pieza y de la resistencia a tensión del material, se selecciona de tablas y para una pieza con rectificado fino o pulido comercial como el caso de la nuestra $C_{\text{superficie}} = 0.9$.

$C_{\text{temperatura}}$ es el factor de temperatura de reducción de temperatura y para aceros está definido por:

$$\begin{aligned} \text{para } T \leq 450 \text{ }^{\circ}\text{C} (840 \text{ }^{\circ}\text{F}): & \quad C_{\text{temperatura}} = 1 \\ \text{para } 450 \text{ }^{\circ}\text{C} < T \leq 550 \text{ }^{\circ}\text{C}: & \quad C_{\text{temperatura}} = 1 - 0.0058(T - 450) \\ \text{para } 840 \text{ }^{\circ}\text{F} < T \leq 1020 \text{ }^{\circ}\text{F}: & \quad C_{\text{temperatura}} = 1 - 0.0032(T - 840) \end{aligned}$$

En nuestro caso la biela trabajaría a temperatura ambiente por lo que $C_{\text{temperatura}}=1$

$C_{\text{confiabilidad}}$ es el factor de confiabilidad y para una probabilidad de que el 90% de las muestras cumplan o superen la resistencia supuesta $C_{\text{confiabilidad}}=0.897$

Factor de seguridad

El factor de seguridad a la fatiga N_f está definido como:

$$N_f = \frac{S_e}{\sigma'}$$

Donde S_e es la resistencia a la fatiga corregida y σ' es el esfuerzo alternante de von Mises.

Para acelerar el proceso de cálculo se creó un programa en lenguaje c, el cual es capaz de determinar la deflexión, los esfuerzos debidos a la fuerza cortante y al momento interno, los esfuerzos principales, el esfuerzo alternante de Von Mises, la resistencia a la fatiga corregida y el factor de seguridad a partir del diámetro propuesto, el largo del perno, la resistencia máxima del material y los factores de reducción de resistencia. El código de programación es el siguiente:

```
#include<stdio.h>
#include<stdlib.h>
#include<math.h>
```

```
float
d,F,l,Sut,I,c,M,q,t,e,r,y,Seprima,Ccarga,Ctam,Csuperficie,Ctemperatura,Cconfiabilidad,Se,
Ns,u,v;
main()
{
```

```

printf("\nValor del diametro del perno en metros:\n");
scanf("%f", &d);
printf("\nValor de la fuerza aplicada en Newtons:\n");
scanf("%f", &F);
printf("\nValor de la longitud del perno en metros:\n");
scanf("%f", &l);
c=d/2;
I=(3.1416*c*c*c*c)/4;
M=F*l/2;
q=M*c/I;
printf("el valor de I es : %f\n\n",I);
printf("el valor de c es : %f\n\n",c);
printf("el valor de M es : %f\n\n",M);
printf("el valor de esf max es : %f\n\n",q);
t=4*F/(3*3.1416*c*c);
printf("el valor de esf cortante max es : %f\n\n",t);
e=q/2+pow(pow(q/2,2)+pow(t,2),0.5);
printf("el valor de sigma1 es : %f\n\n",e);
r=q/2-pow(pow(q/2,2)+pow(t,2),0.5);
printf("el valor de sigma2 es : %f\n\n",r);
y=pow((pow(e,2)-e*r+pow(r,2)),.5);
printf("el valor del esfuerzo alternante de Von Mises es : %f\n\n",y);
printf("\nValor de la resistencia a la tracción en [Pa]:\n");
scanf("%f", &Sut);
Seprima=Sut/2;
printf("Seprima es : %f\n\n",(Seprima));
printf("\nValor Ccarga:\n");
scanf("%f", &Ccarga);
Ctam=1.189*pow(d*1000,-.097);
printf("el valor de Ctamaño es : %f\n\n",Ctam);
printf("\nValor Csuperficie:\n");
scanf("%f", &Csuperficie);
printf("\nValor Ctemperatura:\n");
scanf("%f", &Ctemperatura);
printf("\nValor Cconfiabilidad:\n");
scanf("%f", &Cconfiabilidad);
Se=Ccarga*Ctam*Csuperficie*Ctemperatura*Cconfiabilidad*Seprima;
printf("el valor de Se es : %f\n\n",(Se));
Ns=Se/y;
printf("el valor del factor de seguridad Ns es : %f\n\n",(Ns));
u=(5*F*l*(l*1))/(48*200000*I);
v=u/1000;
printf("La deflexion en [mm] es : %f\n\n",v);
}

```

Utilizando el programa para valores de entrada de:

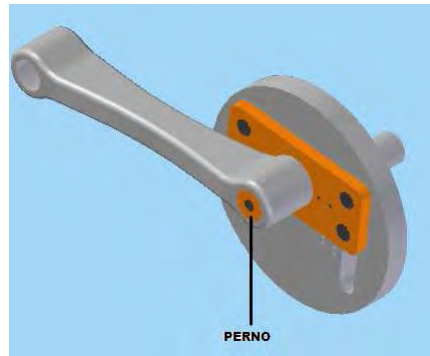
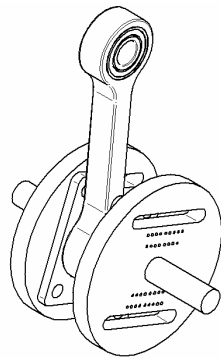
Diámetro del perno=0.024[m]

Largo del perno=0.02

$S_{ut}=1172$ [MPa], así como los factores de reducción de resistencia antes mencionados, se obtiene un factor de seguridad a la fatiga $N_s=1.5$ y una deflexión de **0.0081[mm]**, lo que asegura que la pieza no fallará con estas dimensiones.

Cálculo del perno para la biela del movimiento vertical

El elemento sobre el cual gira la biela del movimiento vertical es un perno. Sobre el perno se aplica una carga de 31.29[kN] alternante debido al giro del cigüeñal. El perno se puede considerar una viga de sección transversal circular con dos apoyos a la cual se la aplica la carga en el centro.



Los cálculos para este elemento son los mismos que para el anterior con la única diferencia que el punto crítico de esta pieza se encuentra en el centro, y las reacciones internas del material determinadas utilizando el método de secciones están dadas por:

$$R = F/2$$

$$M = \frac{Fl}{4}$$

Además la masa a mover es menor de 16.5 Kg, entonces la fuerza está dada por:

$$F = 16.5[\text{Kg}] * 797.9\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$$

$$F = 13.165[\text{kN}]$$

El código de programación es:

```
#include<stdio.h>
#include<stdlib.h>
#include<math.h>
```

```
float
```

```
d,F,l,Sut,I,c,M,q,t,e,r,y,Seprima,Ccarga,Ctam,Csuperficie,Ctemperatura,Cconfiabilidad,Se,
```

```
Ns,u,v;
```

```
main()
```

```
{
```

```

printf("\nValor del diametro del perno en metros:\n");
scanf("%f", &d);
printf("\nValor de la fuerza aplicada en Newtons:\n");
scanf("%f", &F);
printf("\nValor de la longitud del perno en metros:\n");
scanf("%f", &l);
c=d/2;
I=(3.1416*c*c*c*c)/4;
M=F*l/2;
q=M*c/I;
printf("el valor de I es : %f\n\n",I);
printf("el valor de c es : %f\n\n",c);
printf("el valor de M es : %f\n\n",M);
printf("el valor de esf max es : %f\n\n",q);
t=4*F/(3*3.1416*c*c);
printf("el valor de esf cortante max es : %f\n\n",t);
e=q/2+pow(pow(q/2,2)+pow(t,2),0.5);
printf("el valor de sigma1 es : %f\n\n",e);
r=q/2-pow(pow(q/2,2)+pow(t,2),0.5);
printf("el valor de sigma2 es : %f\n\n",r);
y=pow((pow(e,2)-e*r+pow(r,2)),.5);
printf("el valor del esfuerzo alternante de Von Mises es : %f\n\n",y);
printf("\nValor de la resistencia a la tracción en [Pa]:\n");
scanf("%f", &Sut);
Seprima=Sut/2;
printf("Seprima es : %f\n\n",(Seprima));
printf("\nValor Ccarga:\n");
scanf("%f", &Ccarga);
Ctam=1.189*pow(d*1000,-.097);
printf("el valor de Ctamaño es : %f\n\n",Ctam);
printf("\nValor Csuperficie:\n");
scanf("%f", &Csuperficie);
printf("\nValor Ctemperatura:\n");
scanf("%f", &Ctemperatura);
printf("\nValor Cconfiabilidad:\n");
scanf("%f", &Cconfiabilidad);
Se=Ccarga*Ctam*Csuperficie*Ctemperatura*Cconfiabilidad*Seprima;
printf("el valor de Se es : %f\n\n",(Se));
Ns=Se/y;
printf("el valor del factor de seguridad Ns es : %f\n\n",(Ns));
u=(F*I*I)/(48*200000*I);
v=u/1000;
printf("La deflexion en [mm] es : %f\n\n",v);
}

```

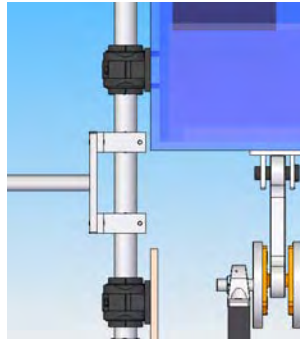
Utilizando el programa para valores de entrada de:
Diámetro del perno=0.017[m]

Largo del perno=0.02

$S_{ut}=1172$ [MPa], así como los factores de reducción de resistencia antes mencionados, se obtiene un factor de seguridad a la fatiga $N_s=1.5$ y una deflexión de 0.0026 [mm], lo que asegura que la pieza no fallará con estas dimensiones.

Cálculo de los ejes

Se realizó un proceso similar al anterior, considerando el eje como una biga de un largo de rodamiento a rodamiento como se observa en la figura de 0.25 [m] con dos apoyos y una fuerza aplicada de 31.92 [kN].



El código de programación utilizado fue:

```
#include<stdio.h>
#include<stdlib.h>
#include<math.h>

float
d,F,l,Sut,I,c,M,q,t,e,r,y,Seprima,Ccarga,Ctam,Csuperficie,Ctemperatura,Cconfiabilidad,Se,
Ns,u,v;
main()
{

printf("\nValor del diametro del eje en metros:\n");
scanf("%f", &d);
printf("\nValor de la fuerza aplicada en Newtons:\n");
scanf("%f", &F);
printf("\nValor de la longitud efectiva del eje en metros:\n");
scanf("%f", &l);
c=d/2;
I=(3.1416*c*c*c*c)/4;
M=F*l/4;
q=M*c/I;
printf("el valor de I es : %f\n\n",(I));
printf("el valor de c es : %f\n\n",(c));
printf("el valor de M es : %f\n\n",(M));
printf("el valor de esf max es : %f\n\n",(q));
```

```

t=4*F/(2*3*3.1416*c*c);
printf("el valor de esf cortante max es : %f\n\n",(t));
e=q/2+pow(pow(q/2,2)+pow(t,2),0.5);
printf("el valor de sigma1 es : %f\n\n",(e));
r=q/2-pow(pow(q/2,2)+pow(t,2),0.5);
printf("el valor de sigma2 es : %f\n\n",(r));
y=pow((pow(e,2)-e*r+pow(r,2)),.5);
printf("el valor del esfuerzo alternante de Von Mises es : %f\n\n",(y));
printf("\nValor de la resistencia a la tracción en [Pa]:\n");
scanf("%f", &Sut);
Seprima=Sut/2;
printf("Seprima es : %f\n\n",(Seprima));
printf("\nValor Ccarga:\n");
scanf("%f", &Ccarga);
Ctam=1.189*pow(d*1000,-.097);
printf("el valor de Ctamaño es : %f\n\n",(Ctam));
printf("\nValor Csuperficie:\n");
scanf("%f", &Csuperficie);
printf("\nValor Ctemperatura:\n");
scanf("%f", &Ctemperatura);
printf("\nValor Cconfiabilidad:\n");
scanf("%f", &Cconfiabilidad);
Se=Ccarga*Ctam*Csuperficie*Ctemperatura*Cconfiabilidad*Seprima;
printf("el valor de Se es : %f\n\n",(Se));
Ns=Se/y;
printf("el valor del factor de seguridad Ns es : %f\n\n",(Ns));
u=(F*1*1*1)/(48*200000*I);
v=u/1000;
printf("La deflexion en [mm] es : %f\n\n",(v));
}

```

Utilizando el programa para valores de entrada de:

Diámetro del perno=0.03[m]

Largo efectivo del eje=0.25

$S_{ut}=1172$ [MPa], así como los factores de reducción de resistencia antes mencionados, se obtiene un factor de seguridad a la fatiga **$N_s=1.5$** y **una deflexión de 0.41[mm]**, lo que asegura que la pieza no fallará con estas dimensiones.

Análisis general de vibraciones mecánicas

El estudio de las vibraciones mecánicas en el diseño mecánico es de suma importancia, ya que un buen entendimiento de la propagación de las vibraciones a través del mecanismo diseñado evita y previene las posibles fallas del diseño. Es por ello que en el presente punto se muestra el análisis de los elementos que están bajo la acción de vibraciones mecánicas que pueden causar la falla del mecanismo. Debido a la complejidad del mecanismo diseñado, las piezas fueron aproximadas tal y como se muestra en cada análisis hecho.

Grados de libertad

El número de grados de libertad de un sistema se define como el número de sistemas de coordenadas independientes que se requiere para especificar la configuración del sistema en cualquier tiempo. Matemáticamente se expresa:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Numero de grados} \\ \text{de libertad} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Número de masas} \\ \text{en el sistema} \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \text{Número de posibles tipos} \\ \text{de movimientos de cada masa} \end{array} \right]$$

Por lo anterior, el sistema diseñado puede tener los siguientes posibles grados de libertad:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Numero de grados} \\ \text{de libertad} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} 39 \\ n \end{array} \right]$$

de donde:

39= Número de masas en el sistema

n = Número de posibles movimientos de cada masa

Por lo que se tiene un sistema con 39n posibles grados de libertad, lo cual convierte al diseño en un mecanismo demasiado complejo para el análisis de vibraciones mecánicas. Al tener este tipo de diseño, se procede a analizar únicamente las piezas que se consideran de mayor riesgo para que el mecanismo falle o para que los datos durante la experimentación se vean afectados. Los mecanismos analizados de manera general son:

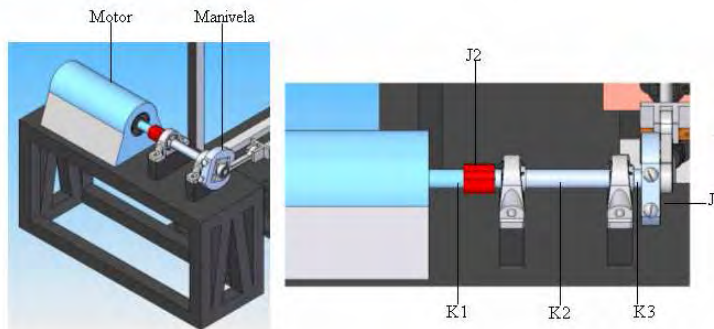
- Sistemas motor-manivela
- Pieza para la transmisión del movimiento horizontal

Sistemas motor-manivela

Estos elementos son los que transmiten el movimiento horizontal o vertical en el mecanismo. Antes de su análisis se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

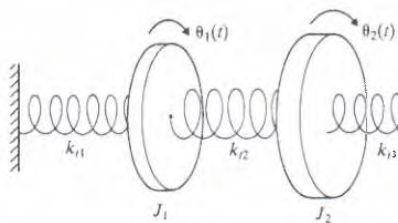
1. Existen dos ecuaciones para un sistema con dos grados de libertad. Si se asume para cada uno de estos grados de libertad una solución armónica, las ecuaciones de movimiento darán como resultado dos frecuencias naturales para el sistema que se esté analizando.
2. En vibración libre y no amortiguada las masas están oscilando armónicamente con la misma frecuencia y ángulo de fase, pero con distinta amplitud.

Luego de tener en cuenta estas dos consideraciones se procede a l análisis del sistema motor-manivela para las oscilaciones horizontales que se muestra en la figura:



Mecanismo para las oscilaciones horizontales

Para poder realizar el estudio de este sistema se realiza una aproximación tal y como se muestra en la figura. Cabe señalar que lo que se está buscando son las frecuencias naturales del sistema.



Aproximación del sistema para su respectivo análisis

de donde:

θ = Ángulo de giro

J = Momento polar de inercia

K_t = Constante de rigidez

M_t = Momento torsionante

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + \theta_1 (K_1 + K_2) - K_2 \theta_2 = 0 \dots 1$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 + \theta_2 (K_3 + K_2) - K_2 \theta_1 = 0 \dots 2$$

Las ecuaciones diferenciales para el movimiento rotacional en los discos con vibración libre ($M_t=0$):

Tomando la consideración 2 se suponen las soluciones del tipo:

$$\theta_i = \gamma \cos(\omega t - \phi) \dots \dots 3$$

$$\ddot{\theta}_i = -\omega^2 \gamma \cos(\omega t - \phi) \dots \dots 4$$

Sustituyendo 3 y 4 en 1 y 2 para $i = 1, 2$ se tienen:

$$\gamma_1 \{-J_1 \omega^2 + K_1 + K_2\} - \gamma_2 \{K_2\} = 0 \dots \dots 5$$

$$-\gamma_1 \{K_2\} + \gamma_2 \{-J_2 \omega^2 + K_3 + K_2\} = 0 \dots \dots 6$$

Resolviendo 5 y 6 para obtener la solución no trivial, se llega al determinante:

$$\det \begin{pmatrix} -J_1 * \omega^2 + K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & -J_2 * \omega^2 + K_2 + K_3 \end{pmatrix} = 0$$

Al desarrollar el determinante se obtiene la siguiente ecuación que tiene las soluciones mostradas a continuación:

$$\omega^4 J_1 J_2 - \omega^2 J_2 K_1 - \omega^2 J_1 K_2 - \omega^2 J_2 K_2 + K_1 K_2 - \omega^2 J_1 K_3 + K_1 K_3 + K_2 K_3 = 0$$

$$\omega_1 \rightarrow \frac{\sqrt{\frac{J_2 K_1 + J_1 K_2 + J_2 K_2 + J_1 K_3 - \sqrt{(J_2 (K_1 + K_2) + J_1 (K_2 + K_3))^2 - 4 J_1 J_2 (K_2 K_3 + K_1 (K_2 + K_3))}}{J_1 J_2}}}{\sqrt{2}}$$

$$\omega_2 \rightarrow \frac{\sqrt{\frac{J_2 K_1 + J_1 K_2 + J_2 K_2 + J_1 K_3 + \sqrt{(J_2 (K_1 + K_2) + J_1 (K_2 + K_3))^2 - 4 J_1 J_2 (K_2 K_3 + K_1 (K_2 + K_3))}}{J_1 J_2}}}{\sqrt{2}}$$

Al sustituir los siguientes datos se obtienen las frecuencias naturales del sistema:

$$J_1 = 0.0310631 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$J_2 = 2.5132 \cdot 10^{-7} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$K_1 = 85201.6758 \quad [\text{N} \cdot \text{m} / \text{rad}]$$

$$K_2 = 23856.4696 \quad [\text{N} \cdot \text{m} / \text{rad}]$$

$$K_3 = 122145.122 \quad [\text{N} \cdot \text{m} / \text{rad}]$$

$$\omega_1 = -1839.9367 \quad [\text{rad} / \text{s}]$$

$$\omega_2 = 1839.9367 \quad [\text{rad} / \text{s}]$$

Al sustituir los valores de la frecuencia natural positiva en las ecuaciones 5 y 6, y resolviendo el sistema se tienen los modos de vibración:

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = r_1 = 0.1633$$

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = r_2 = 6.1236$$

Después de haber obtenido las frecuencias naturales, se procede a realizar un análisis del elemento en vibración forzada. La fuerza aplicada es un momento constante en J_1 y una frecuencia forzada de ω_f con valores de:

$$M_t = 7.35 \quad [\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$\omega_f = 219.190 \quad [\text{rad} / \text{s}]$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones 5 y 6 se obtiene:

$$\gamma_1 \{-J_1 * \omega_f^2 + K_1 + K_2\} - \gamma_2 \{K_2\} = 7.35 \dots .5'$$

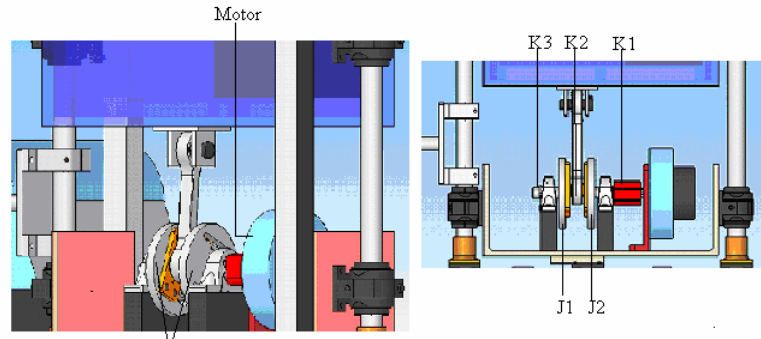
$$-\gamma_1 \{K_2\} + \gamma_2 \{-J_2 * \omega_f^2 + K_3 + K_2\} = 0. \dots .6'$$

Al sustituir los valores de K, M_t , ω_f y J en 5' y 6' se obtiene:

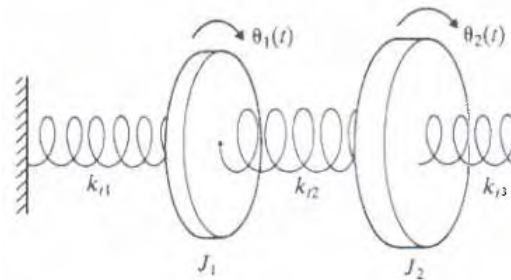
$$\gamma_1 = 0.000367 \text{ [rad]}$$

$$\gamma_2 = 0.000229 \text{ [rad]}$$

Para el mecanismo motor-manivela que proporciona las oscilaciones verticales, se procede del mismo modo. En las siguientes figuras se muestra el mecanismo analizado y la aproximación hecha para su estudio. Sin embargo, el procedimiento matemático ya no se expone debido a que es exactamente el mismo que para el mecanismo mostrado en las dos hojas anteriores.



Mecanismo para las oscilaciones verticales



Aproximación del sistema para su respectivo análisis

de donde:

θ = Ángulo de giro

J = Momento polar de inercia

K_t = Constante de rigidez

M_t = Momento torsionante

Por lo tanto se observa que la aproximación para su estudio es la misma, con lo cual las frecuencias naturales en forma matemática son iguales que en el mecanismo anterior, esto es:

$$\omega_1 \rightarrow \frac{\sqrt{\frac{J_2 K_1 + J_1 K_2 + J_2 K_2 + J_1 K_3 - \sqrt{(J_2 (K_1 + K_2) + J_1 (K_2 + K_3))^2 - 4 J_1 J_2 (K_2 K_3 + K_1 (K_2 + K_3))}}{J_1 J_2}}}{\sqrt{2}}$$

$$\omega_2 \rightarrow \frac{\sqrt{\frac{J_2 K_1 + J_1 K_2 + J_2 K_2 + J_1 K_3 + \sqrt{(J_2 (K_1 + K_2) + J_1 (K_2 + K_3))^2 - 4 J_1 J_2 (K_2 K_3 + K_1 (K_2 + K_3))}}{J_1 J_2}}}{\sqrt{2}}$$

Y con los datos propios del sistema analizado, las frecuencias naturales son:

$$\begin{aligned} J_1 &= 2.0357 \cdot 10^{-5} \text{ [kg.m}^2\text{]} \\ J_2 &= 2.0357 \cdot 10^{-5} \text{ [kg.m}^2\text{]} \\ K_1 &= 12299.4825 \text{ [N.m/rad]} \\ K_2 &= 20499.1375 \text{ [N.m/rad]} \\ K_3 &= 12299.4825 \text{ [N.m/rad]} \end{aligned} \quad \begin{aligned} \omega_1 &= 24580.2633 \text{ [rad/s]} \\ \omega_2 &= 51167.8984 \text{ [rad/s]} \end{aligned}$$

Para evitar el colapso de los elementos se toma la frecuencia natural más baja, debido a que es a la que se llega de manera más rápido, en este caso es ω_1 . Para obtener los modos de vibración, se procede de igual modo que en mecanismo anterior y tomando la frecuencia más baja se obtienen:

$$\begin{aligned} \frac{\gamma_1}{\gamma_2} &= r_1 = 1 \\ \frac{\gamma_2}{\gamma_1} &= r_2 = 1 \end{aligned}$$

Después de haber obtenido las frecuencias naturales, se procede a realizar un análisis del elemento en vibración forzada. La fuerza aplicada es un momento constante en J_2 y una frecuencia forzada de ω_f con valores de:

$$\begin{aligned} M_c &= 4.9 \text{ [N-m]} \\ \omega_f &= 219.190 \text{ [rad/s]} \end{aligned}$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones 5 y 6 se obtiene:

$$\begin{aligned} \gamma_1 \{-J_1 \cdot \omega_f^2 + K_1 + K_2\} - \gamma_2 \{K_2\} &= 4.9 \dots .5' \\ -\gamma_1 \{K_2\} + \gamma_2 \{-J_2 \cdot \omega_f^2 + K_3 + K_2\} &= 0. \dots .6' \end{aligned}$$

Al sustituir los valores de K, M_c , ω_f y J en 5' y 6' se obtiene:

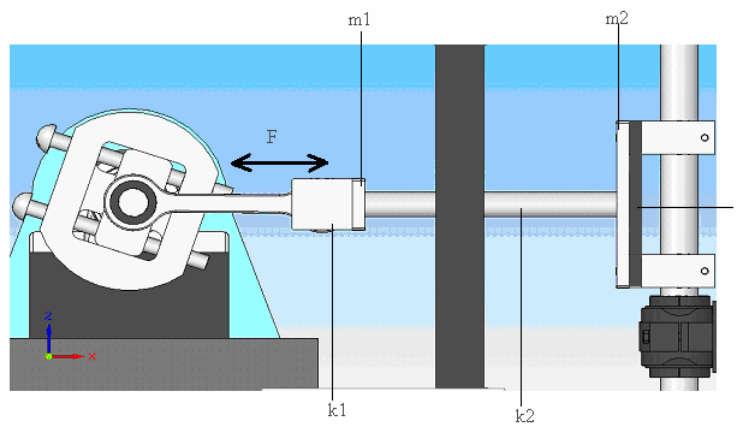
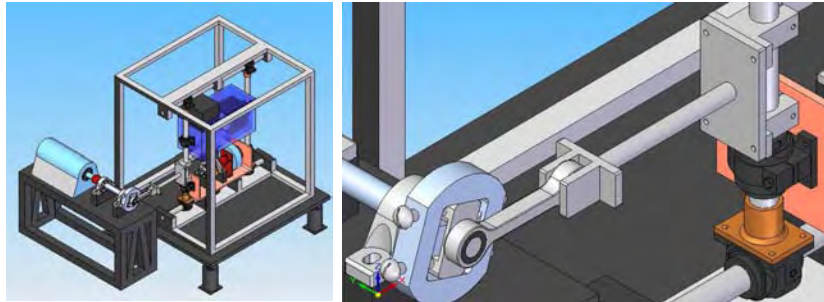
$$\begin{aligned} \gamma_1 &= 0.000245 \text{ [rad]} \\ \gamma_2 &= 0.000153 \text{ [rad]} \end{aligned}$$

En la siguiente tabla se hace un resumen de las frecuencias naturales de ambos sistemas anteriormente analizados así como sus modos de vibración:

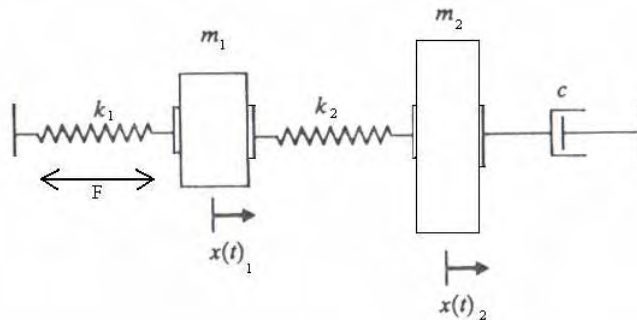
	Frecuencia Natural [rad/s]	Modo de amplitud 1	Modo de amplitud 2	Amplitud 1 en vibración forzada [rad]	Amplitud 2 en vibración forzada [rad]
Sistema horizontal	1839.936	0.1633	6.123	0.000367	0.000229
Sistema vertical	24580.2636	1	1	0.000245	0.000153

Pieza para la transmisión del movimiento horizontal

El análisis de esta pieza es fundamental, debido a que es el elemento que transmite las oscilaciones horizontales, al ser esta su función es elemento que transmite una mayor cantidad de vibraciones mecánicas al sistema, lo cual afecta de manera inmediata el comportamiento del material granular. Es por ello que en las siguientes hojas se muestra el cálculo de las frecuencias naturales de esta pieza para evitar su falla y además se muestra el cálculo del índice de fuerza transmitida al sistema debido a esta pieza. En las siguientes figuras se muestra la pieza analizada así como su respectiva aproximación para su estudio.



Pieza para la transmisión del movimiento horizontal



Aproximación del sistema para su respectivo análisis

de donde:

m_i = Masas de los elementos

c = Constante de amortiguamiento

k_i = Constante de rigidez

F = Fuerza de excitación

Al aplicar la segunda ley de Newton para obtener las frecuencias naturales del elemento mostrado se tiene:

$$m_1 \ddot{x}_1 + x_1 (K_1 - K_2) + K_2 x_2 = 0 \dots \dots .1$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c \dot{x}_1 + c \dot{x}_2 - k_2 x_1 + x_2 K_2 = 0 \dots \dots .2$$

De la consideración 2 se proponen las posibles soluciones del tipo:

$$x_i = X e^{i\omega t} \dots \dots \dots .3$$

$$\dot{x}_i = X i \omega e^{i\omega t} \dots \dots \dots .4$$

$$\ddot{x}_i = -X \omega^2 e^{i\omega t} \dots \dots \dots .5$$

Sustituyendo 3 y 4 en 1 y 2 para $i = 1, 2$ se tienen:

$$X_1 (K_1 - K_2 - \omega^2 m_1) + X_2 (K_2) = 0 \dots \dots \dots .6$$

$$X_1 (-i c \omega - k_2) + X_2 (i c \omega + K_2 - \omega^2 m_2) = 0 \dots \dots \dots .7$$

Resolviendo 6 y 7 para obtener la solución no trivial, se llega al determinante:

$$\text{Det} \begin{pmatrix} K_1 - K_2 - \omega^2 m_1 & K_2 \\ -i c \omega - k_2 & i c \omega + K_2 - \omega^2 m_2 \end{pmatrix} = 0$$

Al desarrollar el determinante se obtiene la siguiente ecuación que tiene las soluciones mostradas a continuación:

$$i c \omega K_1 + K_1 K_2 - i c \omega^3 m_1 - \omega^2 K_2 m_1 - \omega^2 K_1 m_2 + \omega^2 K_2 m_2 + \omega^4 m_1 m_2 = 0 \dots \dots .8$$

Se observa que la ecuación es de cuarto grado, lo cual origina tres posibilidades para su solución:

1. Todas las raíces son positivas
2. Existen dos raíces complejas
3. Dos raíces son reales mientras las otras dos son complejas

Por tanto al resolver la ecuación 8 con los siguientes datos se obtiene:

$m_1 = .642$	[kg]	$\omega_1 = -377.915 - 3.483 i$	[rad / s]
$m_2 = .907$	[kg]	$\omega_2 = -127.085 + 23.172 i$	[rad / s]
$c = 35.7151$	[kg - s / m]	$\omega_3 = 127.085 + 23.172 i$	[rad / s]
$K_1 = 106028.75$	[N - m]	$\omega_4 = 377.915 - 3.483 i$	[rad / s]
$k_2 = 13089.96$	[N - m]		

Tomando la magnitud de las frecuencias naturales obtenidas, se tiene:

$$\omega_1 = 377.93 \text{ [rad / s]}$$

$$\omega_2 = 129.180 \text{ [rad / s]}$$

Por lo tanto para evitar la falla de este elemento, tomamos la frecuencia natural más baja. Así mismo los modos de vibración con dicha frecuencia se obtienen sustituyendo en 6 y 7:

$$\frac{X_1}{X_2} = r_1 = 1.591 \qquad \frac{X'_1}{X'_2} = r'_1 = 2.425$$

$$\frac{X_2}{X_1} = r_2 = .628 \qquad \frac{X'_2}{X'_1} = r'_2 = .4122$$

Después de haber obtenido las frecuencias naturales, se procede a realizar un análisis del elemento en vibración forzada.

La fuerza armónica que se aplica al sistema es del tipo:

$$F(t) = F_0 \sin(\omega_f t)$$

de donde

F_0 = Fuerza máxima que se le aplica al sistema

ω_f = Frecuencia máxima aplicada en el sistema

Al sustituir este valor en la ecuación 6 se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$X_1 (K_1 - K_2 - \omega^2 m_1) + X_2 (K_2) = F_0 \sin(\omega_f t) \dots \dots 6$$

$$X_1 (-i c \omega - k_2) + X_2 (i c \omega + K_2 - \omega^2 m_2) = 0. \dots \dots 7$$

El sistema anterior puede ser escrito de manera matricial:

$$\begin{pmatrix} K_1 - K_2 - \omega^2 m_1 & K_2 \\ -i c \omega - k_2 & i c \omega + K_2 - \omega^2 m_2 \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_0 \sin(\omega_f t) \\ 0 \end{pmatrix}$$

Debido a que los valores para k, c y m no cambian se utilizan los mismos datos puestos en la hoja anterior y únicamente se agregan los dos datos nuevos que se muestran a continuación:

$$F_0 = 33000 \text{ [N]}$$

$$\omega_f = 219.91 \text{ [rad / s]}$$

Obteniendo por solución:

$$X_1 = 0.569 + 0.044 i$$

$$X_2 = -0.178 - 0.211 i$$

Debido a que se está buscando las amplitudes bajo amplitud forzada, tomamos los datos de X_1 Y X_2 en forma polar y se saca su respectivo módulo:

$$X_1 = .570 \text{ [m]}$$

$$X_2 = .276 \text{ [m]}$$

Por último se muestra el índice de transmisibilidad, el cual se define como la relación de la fuerza de excitación que es transmitida al sistema que se esta vibrando.

$T_r = \text{Índice de transmisibilidad}$

Debido a que la pieza que transmite el movimiento horizontal es modelada como un sistema con dos grados de libertad, se procede a hacerse una separación del sistema en dos. Esto con el fin de encontrar la fuerza transmitida al resorte dos a través de la masa uno, y ya teniendo esta fuerza se hace de nuevo el mismo análisis para obtener la fuerza transmitida al resorte tres mediante la masa dos. Está es la fuerza transmitida que nos interesa, debido a que es la que se propaga por todo el sistema restante y la cual podría ocasionar la falla de algunos elemento o simplemente arrojar datos no muy precisos durante la experimentación.

Fuerza transmitida al resorte dos a través de la masa uno

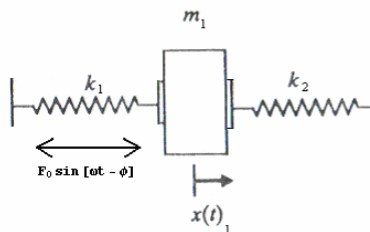


Diagrama para el análisis de este componente

La ecuación de movimiento para la masa uno queda:

$$m_1 \ddot{x}_1 + x_1 (K_1 - K_2) + K_2 x_2 = F_0 \sin [\omega t - \phi] \dots .1$$

Debido a que es un movimiento armónico, se propone una solución del mismo tipo:

$$x(t) = X \sin[\omega t - \phi]$$

Al derivar esta expresión y sustituyéndola en 1 obtenemos:

$$X \sin[-\phi + \omega t] (K_1 - K_2) - X \omega^2 \sin[-\phi + \omega t] m_1 + K_2 (X \sin[-\phi + \omega t]) [-\phi + \omega t] \dots .2$$

Por último al sustituir los valores de m_1 , K_1 , K_2 y ω se obtiene la amplitud en vibración forzada:

$$X = 0.0000133 F_0 \dots .3$$

Sustituyendo 3 y la solución propuesta en 1 se tiene la fuerza transmitida al sistema:

$$F_T = 32998.405 \text{ [N]}$$

Luego de encontrar esta fuerza se procede a realizar el análisis de la fuerza transmitida al sistema total.

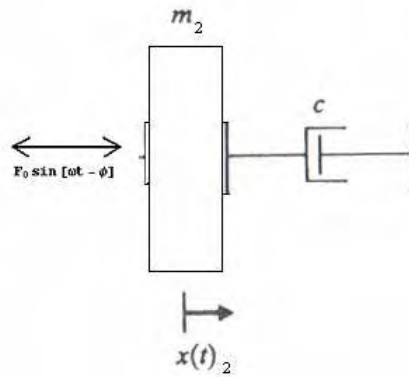


Diagrama para el análisis de este componente

La ecuación de movimiento para la masa uno queda:

$$m_2 \ddot{x}_2 + c \dot{x}_2 + K_2 x_2 = F_T \sin[\omega t - \phi] \dots 1'$$

Debido a que es un movimiento armónico, se propone una solución del mismo tipo:

$$x(t) = X \sin[\omega t - \phi]$$

Al derivar esta expresión y sustituyéndola en 1' obtenemos:

$$c X \omega \cos[-\phi + \omega t] - X \sin[-\phi + \omega t] K_2 - X \omega^2 \sin[-\phi + \omega t] m_2 = F_T \sin[\omega t - \phi] \dots 2'$$

Por último al sustituir los valores de m_2 , K_1 , K_2 , c y ω se obtiene la amplitud en vibración forzada:

$$X = -0.0000204 F_T \dots 3'$$

Sustituyendo 3' y la solución propuesta en 1' se tiene la fuerza transmitida al sistema:

$$F_{\text{TRANSMITIDA}} = 32230.34 \text{ [N]}$$

Por lo tanto el índice de transmisibilidad es de:

$$\frac{F_{\text{TRANSMITIDA}}}{F_0} = T_T = 0.9766$$

Bibliografía

1. Procesos de Manufactura, B. H. Amstead, P Ostwald y M. Begeman. Compañía, Editorial Continental.
2. Procesos básicos de manufactura, H. C. Kazanas, genn E. Backer, Thomas Gregor Mc Graw Hill.
3. Principios básicos de la soldadura eléctrica, Boletín W-53-2SP, Harnischfeger Corporation.
4. Mecánica de materiales, R.C. Hibbeler, Prentice Hall, Sexta Edición, 2006.
5. Applied Mechanical Vibrations, D. Hutton, Tercera Edición, 1994.
6. Diseño de maquinaria, Robert L. Norton, Segunda Edición, 2000.
7. Diseño de elementos de maquinas, Robert L. Norton, Tercera Edición

Referencias

- [1] Oda, M., and Iwashita, K. *Mechanics of granular materials. An introduction.* Balkema., 1999.
- [2] Jaeger, H. M. and Nagel, S. R. *Physics of the granular state. Science*, 1992, vol. 255, pp. 1523-1531
- [3] Duran, J. *Sands, powders and grains. An introduction to the physics of granular materials.*, Springer, 2000.
- [4] Nowak, E.R., Knight, J.B., Ben-Naim, E., Jaeger, H.M., and Nagel, S.R., 1998. *Density fluctuations in vibrated granular material.*, Physical Review E. 57, 1971.
- [5] Bideau, D., Hansen, A. *Disorder in a granular media.* North-Holland, 1993.
- [6] Rodríguez, R.M., Pfretzschner, J., De la Colina, C., Moreno, A. y Simón, F., *Determinación experimental de los parámetros acústicos característicos de materiales porosos de diseño.* Instituto de Acústica (CSIC), Serrano 144, 28006 Madrid.
- [7] Paul A. Johnson, Heather Savage, Matt Knuth, Joan Gomberg & Chris Marone, *Effects of acoustic waves on stick-slip in granular media and implications for earthquakes.*, Nature Vol 451/3, January 2008.
- [8] Nakagawa, S., Myer, L.R., *Mechanical and acoustic properties of weakly cemented granular rocks.* Earth Sciences Division, Berkeley National Laboratory, CA, US.
- [9] Hasley, T.C., Ball, R., Kumaran, V., *Granular physics.*, Kavli Institute for theoretical Physics, 2003.
- [10] Aranson, S.I., Tsimring, L.S., *Patterns and collective behavior in granular media: Theoretical concepts.* Reviews of Modern Physics, Volume 78, April–June 2006.
- [11] Zenit, J.R., *Análisis y diseño reológico de un silo*, FI-UNAM, 1992.
- [12] Ben-Naim, E. Knight, J.B, Nowak, E.R, Jaeger, H.M., and Nagel, S.R. *Slow relaxation in granular compaction.*, Physical D. 123, 380, 1998.
- [13] Knight, J.B., Fandrich, C.G, Lau, C.N., Ben-Naim, E., Jaeger, H.M. and Nagel, S.R., *Density relaxation in a vibrated granular media.*, Physical Review E. 51, 3957., 1995.
- [14] Rein Soto-Yarritu, G., Andrés Martínez, A., Simulación *numérica de transporte de material granular por vibración.*, Instituto de Investigaciones Tecnológicas, UPC.
- [15] Weathers, R.C., Hunt, M.L, Brennen, C.E and Wassgren C.R., *Effects of Horizontal Vibration on Hopper Flows of Granular Materials.*

- [16] Wassgrenl, C.R., Hunt, M.L and Brennen, C.E., *Effects of Vertical Vibration on Hopper Flows of Granular Material.*, physics of FluidS Volume 14, Number 10 October 2002.
- [17] Cumberland, D.J. and Crawford, R.J., *The packing of particles.*, Elsevier., 1987.
- [18] Gavrilov, K. L., *Cluster and model for compaction of vibrated granular materials.* Physical Review E. 58, 2107., 1998.
- [19] Ramírez Mellado, J., D. y Coello Vera., M., *Introducción a los conceptos fundamentales de acústica.*, Universidad de Madrid., 2005
- [20] Brennen, Wassgren & Hunt. *Vertical vibration of a deep bed of granular material in a container.* (1995).
- [21] Brennen, Wassgren & Ghosh. *Vertical oscillation of a bed of granular materia.* J. of App. Mechanics; marzo de 1996.
- [22] Laroche. Douady & Fauve. “*Convective flow of granular masses under vertical vibrations*”. Journal of Physics, France, vol. 50, No 7, 1990.
- [23] Evesque & Rajchenbach. “*Inestability in a sand heap*”. Physics Review Letters. Vol. 62, No. 1, 1989.
- [24] Evesque. *Comment on: Convective flow of granular masses under vertical vibration.* Journal of physics, France, vol. 51. No. 8. 1990.
- [25] Savage S. B. y Jeffrey D. J. “*The stress tensor in a granular flow at high shear rates*”. J. Fluid. Mech., (1981), vol. 130, pp 187-202.
- [26] J.Jaimes,G.G Joseph, E. Geoffroy & B. Mena. *Pattern formation on oscillatory granular flows.* Revista Mexicana de Física, 48 (6) 534-538, 2002.
- [27] Shu-San Hsiau, Ming-Yuan Ou and ChI-Hwang Tai, *The flow behavior of granuler material due to horizontal shaking*, Department of Mechanical Engineering, National Central University, Chun-Li, June 15, 2001.
- [28] Metcalfe, G., Tennakoon, S.G.K, Kondic, L., Schaeffer, D.G. and Behringer, R., P., *Granular friction, coulomb failure, and the fluid-solid transition for horizontally granular materials.*, November 15, 2001.

- [29] Behringer, R. P., Eric van Doorn, Hartley, R. R. and Pak, H. K., ***Making a rough place “plane”: Why heaping of vertically shaken sand must stop at low pressure.***, Janury, 2002.
- [30] Pastor J.M., Maza D., I. Zuriguel I., A. Garcimartín A.Boudet J.-F., ***Time resolved particle dynamics in granular convection.***, Elsevier Science, 2 February 2008
- [31] Hostler, S., R. and Brennen, C. , ***Pressure wave propagation in a granular bed***, California Institute of Technology, Pasadena, Physical Review, 72, 031303, 2005.
- [32] Jia, X., Caroli, B. and Velicky, ***Ultrasound Propagation in Externally Stressed Granular Media***, Physical Review Letters, Vol. 82, Number 9, 1 March, 1999.
- [33] Mouraille, O. and Luding, S., Acoustic wave in granular materials, Delft University of Technology, paper 1752 pres., April 9, 2007.
- [34] Vilchinska, A., ***Force chains in a granular media and ultrasound impulse propagation in a sand specimen under load***, Electronic Journal Technical Acoustics, 2007.
- [35] Shigley, J., Michell, L., ***Diseño e Ingeniería Mecánica.***
- [36] Evbuomwan, NFO., Silvaloganathan, S. and Jebb, A., ***Proc Instn Mech Engrs.***, Vol 210.
- [37] Sánchez, K., ***El análisis de falla en el diseño mecánico***, FI-UNAM, 2007.
- [38] Figueroa, M., Diseño de una base móvil para cámara de video, FI-UNAM, 2006
- [39] PALMEXICO, ***Especificaciones Técnicas de los Aceros***, 2004