

41126
96



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAGÓN

“ESTUDIO DE FLUJOS CUASI-BIDIMENSIONALES”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

A R E A : M E C A N I C A
P R E S E N T A :

VICTOR MOISÉS RENTERÍA ESCOTO



ASESOR : ING. FEDERIQUE JÁUREGUI RENAUD.

MEXICO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

2003

A



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.

AGRADECIMIENTOS

GRACIAS POR CADA DIA Y SEGUNDO DE EXISTIR, POR PERMITIRME SONAR Y HACER REALIDAD GRAN PARTE DE MIS SUEÑOS, POR DARME LOS PADRES QUE ME DISTE , QUE SE PREOCUPARON NO SOLO POR DARME MATERIA, SINO POR DARME HERRAMIENTAS PARA TRABAJAR TODA LA VIDA, GRACIAS POR PONER EN MI VIDA A CADA UNA DE LAS PERSONAS QUE VIERON EN MI ALGO MAS, Y QUE ME REGALARON SU AMISTAD, TIEMPO, COMPRESIÓN Y CONOCIMIENTOS QUE ME HAN PERMITIDO LLEGAR A ESTE MOMENTO DE MI VIDA E INTENTANDO SER DIA A DIA UN MEJOR SER HUMANO, UN MEJOR ENTE SOCIAL Y ASI COMO MIS PADRES ME OFRECIERON TODO, YO ALGUN DIA PODER OFRECER MUCHO MAS.

TESIS CON
FALLA DE CUBRIR

A MIS PADRES CON CARIÑO RESPETO Y ADMIRACIÓN

A LA MEMORIA DE MI ABUELITO MOY

A MIS HERMANAS, TIOS , AMIGOS Y FAMILIA QUE ME HA APOYADO EN
CADA MOMENTO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A CADA UNO DE MIS MAESTROS EMPEZANDO POR MIS PADRES , A CADA UNO DE MIS PROFESORES DE LA ENEP ARAGON. EN ESPECIAL AL INGENIERO JAUREGUI POR SU APOYO Y CONFIANZA

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

UN AGRADECIMIENTO MUY ESPECIAL AL DR. ROBERTO ZENIT CAMACHO,
POR SU AMISTAD, ENSEÑANZAS PERO SOBRE TODO POR LA GRAN
PACIENCIA QUE ME HA TENIDO.
A MIS AMIGOS DEL INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN MATERIALES, POR
SU AMISTAD ENSEÑANZAS Y POR TODOS EL APOYO QUE ME HAN
REGALADO
A MIS AMIGOS DEL TALLER QUE HAN HECHO POSIBLE TODO ESTO CON
SU GRANDIOSO TRABAJO.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A MI AMOR:

POR CADA SEGUNDO QUE HAS ESTADO Y ESTARAS. POR EL GRAN EJEMPLO QUE ERES PARA MI. EN TU SONRISA ME PIERDO Y SUEÑO. CADA COSA LA INTENTO HACER MEJOR SOLO POR TI Y PARA TI, HASTA EL FIN DE LOS TIEMPOS NOS VEREMOS .GRACIAS POR CONFIAR EN MI

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

F

CONTENIDO	Pág.
1.INTRODUCCIÓN	1
2. OBJETIVOS Y MOTIVACIONES	19
2.1 DESCRIPCIONES DE LOS FLUIDOS	20
3 . DESARROLLO	26
3.1 MECANICA DE LOS TORNILLOS DE FUERZA O POTENCIA	27
3.2 COMPORTAMIENTO ELASTICO DE LOS MATERIALES	28
3.3 SELECCIÓN DE MATERIALES DEL DISPOSITIVO.	36
3.3.1 FLECHA	36
3.3.2 PERFIL DE ALUMINIO	37
3.3.3 MOTOR	41
3.3.4 BALEROS	43
3.3.5 POTENCIOMETRO	54
3.3.6 SWICHT	55
3.3.7 INTERRUPTOR	55
3.4 FUNCIONAMIENTO	56

3.5 CONTROL DEL EQUIPO	59
3.6 PROCESO DE MECANIZADO	61
3.7 PLANOS	70
4. RESULTADOS	78
5. CONCLUSIONES	81
7. BIBLIOGRAFÍA	84

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A

Introducción

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La mecánica de fluidos ha dedicado su estudio tradicionalmente a la hidrostática. El origen de la mecánica de fluidos y el como se ha desarrollado le ha dado un lugar a su historia, desarrollo y proyecciones futuras.

Originalmente la mecánica de fluidos considera en su estudio a la materia en dos estados, sólido y fluido. Los sólidos pueden resistir un esfuerzo cortante con una deformación estática y para un fluido es intolerable a su condición estática un esfuerzo cortante. Un fluido, a su vez, puede ser un líquido, compuesto por moléculas con grandes fuerzas cohesivas tendientes a conservar su volumen, o un gas, con fuerzas cohesivas despreciables libre de expandirse infinitamente o hasta que encuentre alguna barrera física que le confine.

Los flujos multifásicos son una rama de reciente interés para la mecánica de fluidos. Dentro de los flujos multifásicos están contenidos los flujos gas-líquido.

Una mezcla líquido-gas es un medio bifásico, el cual está conformado por burbujas de gas en un líquido. En la naturaleza existen muchos fenómenos que tienen características de un flujo bifásico. Por ejemplo, las aguas negras, ya que por todas las cosas que contiene su comportamiento es diferente al esperado (o sea, como la de un fluido no-newtoniano).

A estos flujos se les podría dar un tratamiento de burbujas, para que la tensión superficial entre ambas fases haga que las partículas sólidas se adhieran a las burbujas y emerjan a la superficie, de esta manera logrando limpiar el agua.

El petróleo tiene también un comportamiento no común. Durante su extracción no se encuentra solo, sino junto con otros componentes sólidos (piedras, lodo, etc) y gases (gas natural, etc.), lo cual implica un manejo diferente.

Se han estudiado flujos de una sola burbuja y de varias burbujas en agua. El primer caso fue para comprobar la teoría de flujo potencial. La segunda para tratar de cuantificar las interacciones de las burbujas entre sí y con las paredes. Los resultados obtenidos fueron diferentes a los esperados, pero siguiendo una tendencia similar.

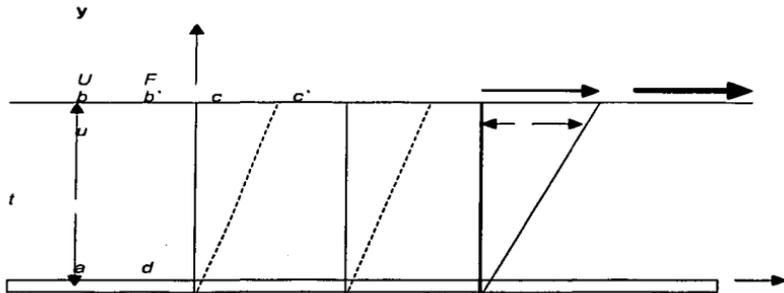
El conocimiento de la mecánica de estos flujos es esencial para mejorar la extracción, manejo y transporte de este tipo de flujos. Es además interesante saber en que momento ocurre el valor crítico y cambian los fenómenos observados.

Dado que teóricamente es muy difícil resolver este tipo de flujos de una manera general, la mejor manera para tener mayor comprensión y tal vez predicción de este tipo de flujos se logra mediante la experimentación. Se caracteriza un flujo y los resultados se pueden aplicar a flujos de características y propiedades similares. De esta manera también se pueden realizar mejoras en los diseños y aprovechar mejor las características inherentes a estos flujos.

Tipos de fluido

Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente cuando se le sujeta a un esfuerzo cortante, sin importar su magnitud. Una fuerza cortante actúa tangencialmente a una superficie y al dividirse entre el área de la superficie da como resultado el esfuerzo cortante medio que actúa sobre dicha área. El esfuerzo cortante en un punto es el límite de la fuerza cortante dividida entre el área, conforme ésta se reduce al punto.

La siguiente figura muestra una sustancia colocada entre dos placas paralelas un poco separadas y suficientemente extendidas, de tal manera que las condiciones en sus extremos pueden despreciarse. La placa inferior está fija y en la placa superior se aplica una fuerza F , la cual ejerce un esfuerzo cortante F/A sobre cualquier sustancia que se encuentre entre las placas. El área A corresponde a la placa superior. Si la fuerza F ocasiona que la placa superior se mueva con velocidad constante (distinta de cero), sin importar que tan pequeña sea la magnitud de F , entonces se podrá concluir que la sustancia entre las dos placas es un fluido.



Un fluido en inmediato contacto con una frontera sólida tiene la misma velocidad que la frontera ya sobre esta que no existe deslizamiento. Este es un resultado experimental que se ha comprobado en incontables ensayos con varias clases de fluidos y diferentes materiales para la frontera. El fluido contenido en el área $abcd$ fluye a la nueva posición $ab'c'd'$, moviéndose cada una de sus partículas paralelamente a las placas adquiriendo la velocidad u una distribución uniforme, desde cero en la placa fija hasta U en la placa superior.

Los experimentos demuestran que si las otras variables se mantiene constantes, F es proporcional, de manera directa al área A y a la velocidad U e inversamente proporcional a la separación t . Puesto en forma de ecuación:

$$F = \mu \cdot AU/t$$

Donde μ es al constante de proporcionalidad que incluye el efecto del fluido en cuestión. Para el esfuerzo cortante $\tau = F/A$, se tiene:

$$\tau = \mu * U/t$$

El cociente U/t es la velocidad angular de la línea ab y corresponde a la rapidez de deformación angular del fluido, es decir, la rapidez con que el ángulo bad decrece. La velocidad angular se puede escribir también como du/dy , ya que tanto U/t como du/dy expresan el cambio de velocidad dividido entre la distancia en que ocurre dicho cambio; sin embargo, du/dy es mas general, pues en el se incluyen situaciones en que la velocidad angular y el esfuerzo cortante varían con y . El gradiente de velocidad du/dy se puede interpretar también como la rapidez con que una capa de fluido se mueve con respecto a otra capa adyacente. En forma diferencial:

$$\tau = \mu * du/dy$$

Es la relación entre esfuerzo cortante y rapidez de deformación angular para flujo unidimensional. El factor de proporcionalidad se llama viscosidad del fluido y la ecuación anterior constituye la Ley de Newton de la Viscosidad. En el segundo libro de sus principios, Newton consideró el movimiento circular de los fluidos como parte de sus estudios sobre los planteas y escribió:

Hipótesis.- La resistencia que resulta al querer deslizarse entre si las partes de un fluido, manteniéndose iguales otros parámetros, es proporcional a la velocidad con que las partes del fluido están separadas unas de otras.

Una sustancia plástica no puede satisfacer la definición de fluido, porque tiene un esfuerzo cortante inicial de cedencia que debe sobrepasarse para dar lugar a una deformación continua. Una sustancia elástica puesta entre dos placas se deformaría en proporción a la fuerza, pero no en forma continua con una rapidez definida. Un vacío completo entre las placas no daría como resultado una rapidez final constante, sino que se obtendría una rapidez cada vez mas grande. Si se colocara arena entre las placas, la fricción seca necesitaría de una fuerza finita mínima para dar lugar a un movimiento continuo. La arena no satisfaría la definición de un fluido.

Los fluidos se pueden clasificar como *newtonianos* y *no-newtonianos*. En los primeros existe una relación lineal entre la magnitud del esfuerzo cortante aplicado y la rapidez de deformación resultante (μ es constante). En los fluidos *no-newtonianos* esa relación no es lineal. Un plástico ideal (fluido de Bingham) posee un esfuerzo de cedencia definido y la relación lineal constante entre τ y du/dy . Una sustancia pseudoplástica (rápido) o una dilatante (mas lento), como la tinta de impresión tiene una viscosidad que depende de la deformación angular inmediatamente anterior de la sustancia y tiende a solidificarse cuando se encuentra en reposo.

Los gases y los líquidos delgados generalmente son fluidos newtonianos, mientras que los hidrocarburos gruesos de cadena larga, pueden ser no-newtonianos.

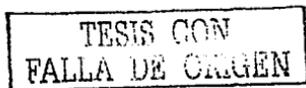
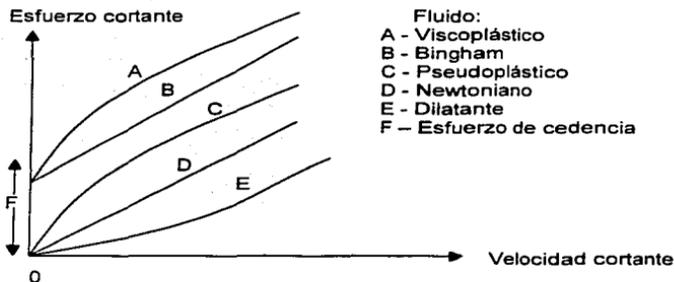


Diagrama reológico:



Flujos multifásicos

El flujo de multicomponentes, mezclas multifásicas cubre un gran espectro de condiciones de flujo y aplicaciones. Un componente es una especie química como el nitrógeno, oxígeno, agua o freón. Una fase se refiere a los estados sólido, líquido y gaseoso de la materia.

El flujo de aire, el cual está compuesto de una mezcla de gases (nitrógeno, oxígeno, etc.), es el mejor ejemplo de un flujo multicomponente de una fase simple. Es una práctica común tratar este tipo de flujos como el flujo de un componente simple con una viscosidad y conductividad térmica que represente la mezcla. Esta aproximación es práctica a menos que los constituyentes mayores de los gases componentes tengan diferencias significativas en sus pesos moleculares. En este caso el momentum asociado con la velocidades difusionales pueden ser importantes, también la naturaleza multicomponente del aire puede ser importante a altas temperaturas donde ocurre la disociación, o a bajas temperaturas donde algunos elementos pueden condensarse.

El flujo de mezcla de líquidos tiene una aplicación industrial importante. Por ejemplo, el agua utilizada algunas veces para limpiar aceite desde un pozo el cual asciende como un flujo multicomponente de una fase simple. Si los dos líquidos son miscibles, entonces la mezcla puede ser tratada como una fase simple con propiedades modificadas. Si los líquidos no son miscibles, el líquido no puede ser visto como homogéneo y el tratamiento

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

del problema del flujo es mucho más complejo. En esta situación puede haber globos de aceite en el agua o para alto contenido de aceite, globos de agua arrastrados por el aceite. La mezcla de dos líquidos es generalmente referida como emulsiones.

Un componente simple de un flujo multifásico es típicamente el flujo de un líquido con su vapor. El ejemplo más común es flujo vapor- agua, el cual se encuentra en una gran variedad de industrias. El flujo de fluidos de una fase simple ha ocupado la atención de científicos e ingenieros por muchos años.

Las ecuaciones para el movimiento y propiedades térmicas de los fluidos de fase simple son bien aceptadas (ecuaciones de Navier-Stokes) y cerradas soluciones para casos específicos están bien documentadas. la mayor dificultad es el modelado y la cuantificación de la turbulencia y sus influencias en la transferencia de masa, momentum y energía. El estado del arte para flujos multifásicos es considerablemente más primitivo en el caso de que la formulación de las ecuaciones de gobierno están sujetas a debate.

Por esta razón, el estudio de los flujos multifásicos representa una desafiante y potencial área fructífera de esfuerzo para el científico y el ingeniero.

Los flujos multifásicos pueden subdividirse en cuatro categorías; gas-líquido, gas-sólido, líquido-sólido y flujos trifásicos.

Un flujo gas-líquido puede asumir en diferentes configuraciones. Por ejemplo, el movimiento de burbujas en un líquido en el cual el líquido es la fase continua es un flujo gas-líquido. Por otro lado, el movimiento de gotas de líquido en un gas es también un flujo gas-líquido, en este caso el gas es la fase continua. También un flujo separado en el cual el líquido se mueve a lo largo del fondo de un tubo y el gas a lo largo de la parte superior del tubo es también un flujo gas-líquido, en esta situación ambas fases son continuas. Los primeros dos ejemplos, burbujas en un líquido y gotas en un gas, son conocidos como flujos de fase dispersa, donde una fase está dispersa y la otra es continua. Por definición, uno puede pasar de un punto a otro en una fase continua sin dejar el mismo medio. Uno no puede pasar desde una gota o burbuja a otra sin ir a través del gas o líquido respectivamente.

Los flujos gas-sólido son usualmente considerados para ser un gas con partículas sólidas suspendidas. Esta categoría incluye el transporte neumático como los alojamientos fluidizados, otro ejemplo puede ser el movimiento de partículas hacia abajo de una rampa o un plano inclinado. Estos son conocidos como flujos granulares. Las interacciones partícula-partícula y partícula-pared son más importantes que las fuerzas debido al gas intersticial.

Si las partículas carecen de movimiento el problema se reduce a un flujo a través de un medio poroso, en el cual la fuerza viscosa sobre las superficies de las partículas es el mecanismo primario que afecta al flujo de gas. No es apropiado referirse a un flujo en un medio poroso como un flujo gas-sólido porque la fase sólida no está en movimiento. El flujo gas-sólido es otro ejemplo de un flujo de fase dispersa donde las partículas constituyen la fase dispersa y el gas la fase continua.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Los flujos líquido-sólido consisten en flujos en los cuales las partículas sólidas son acarreadas por el líquido y son referidas como flujos de aspersión, estos cubren una gran gama de aplicaciones desde el transporte de carbón y minerales en un flujo de lodo. Estos flujos pueden ser clasificados como flujos de fase dispersa y son el foco de interés considerable en la investigación de la ingeniería. Una vez mas no es apropiado referirse al movimiento de un líquido a través de un medio poroso como un flujo líquido-sólido, porque la fase sólida no está en movimiento.

Los flujos trifásicos solamente se encuentran en problemas de ingeniería. Por ejemplo, las burbujas en un flujo difuminado ascienden en la presencia de flujo de tres fases. Este es un pequeño trabajo reportado en la literatura sobre flujos trifásicos.

Ejemplos y aplicaciones físicas de los diferentes tipos de flujos bifásicos se muestran a continuación:

Combinación de fase.	Configuración de las dos fases.	Apariciones prácticas o naturales.
Gas-Sólido.	Dispersión de partículas sólidas en un gas.	Aerosoles. Dispositivos: recolección de partículas y filtros.
Líquido-Sólido.	Dispersión de partículas sólidas en un líquido.	Hidrosoles. Transportación hidráulica de partículas.
	Sólido poroso filtrando líquido.	Estelas elásticas en rocas saturadas
Líquido-Gas.	Dispersión de gotas en gas.	Bombas jet. Flujo de alta velocidad de vapor con condensación.
	Dispersión de burbujas de gas en líquido.	Flujo vertical de aceite con gas explosivo. Transporte de aceite y gas en un tubo horizontal. Flujo de líquido un poco mas de saturado en tubos.
	Líquido y gas conectado.	Régimen anular de flujo vertical gas-líquido.
Líquido-Líquido.	Dispersión de gotas de líquido en líquido.	Emulsiones y cremas. Coalescencia de gotas y separación de fases.
	Cuerpos de líquidos conectados.	Transporte de dos líquidos en un tubo horizontal. Movimiento de la interfase aceite-agua en rocas porosas.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Propiedades del flujo líquido-gas

Las partículas de fluido están omnipresentes. La característica simple más importante de las partículas de fluido, el cual los pone separados de las partículas rígidas es su superficie móvil o su habilidad para deformarse. De hecho dependiendo de las magnitudes relativas de las fuerzas en juego, las partículas de fluido exhiben una amplia variedad de formas. Por otra parte, la forma de una partícula de fluido en una aplicación puede cambiar con el tiempo y/o con la posición.

Es innecesario decir que el proceso de transferencia y las reacciones químicas son significativamente influenciados por la forma de las burbujas y/o las gotas. Se reconoce fácilmente que uno encuentra a menudo conjuntos de burbujas y gotas en aplicaciones de la vida real (columnas de burbujas, emulsificación, etc.) mas que partículas aisladas. Situaciones de partículas múltiples son más difíciles de analizar debido a otras complicaciones que ascienden desde las relaciones inter partículas, fractura, coalescencia, etc. A pesar de la pragmática importancia de los sistemas multi partículas, la experiencia muestra que el comportamiento de una partícula simple de fluido puede proveer penetraciones útiles en el cautivador mundo de las aplicaciones multi partículas.

En las últimas tres o cuatro décadas, se han dirigido esfuerzos considerables para la aclaración de los siguientes aspectos del comportamiento de partículas en un medio newtoniano.

Formación y crecimiento (o colapso) de burbujas y gotas en un líquido en reposo y en movimiento.

Formas de burbujas y gotas en libre ascenso o caída.

Relaciones velocidad terminal-volumen o coeficiente de arrastre-número de Reynolds para una o conjuntos de partículas de fluido.

Coalescencia y ruptura de las partículas de fluido en diferentes campos de flujo.

El problema que implica el movimiento de las burbujas en libre movimiento dentro de un medio no-Newtoniano ha recibido hasta ahora escasa atención a diferencia de numerosas partículas simples que ya han sido estudiadas. Desde un punto de vista teórico, en suma al campo de las ecuaciones, se hace necesaria la descripción matemática de la interacción de las Inter. partículas.

Estos, tratamientos teóricos están disponibles solo para preparativos de partículas idealizadas y preconcebidas.

Formación de burbujas

Quizás el más simple, y posiblemente el mas extensamente, usado para efectuar el contacto gas-líquido, es la dispersión de un gas a través de inyectores sumergidos, ranuras, y agujeros. Por lo tanto, la mayoría de los esfuerzos se han encaminado a la formación de burbujas simples desde orificios sumergidos en líquidos en reposo. El

TESIS CON
FALLA DE URGEN

parámetro de interés es el tamaño de la burbuja producida (volumen o diámetro) bajo condiciones especificadas, para un sistema gas-líquido y las características del orificio.

Hay numerosos sistemas y parámetros físicos incluyendo las propiedades físicas de las dos fases, el caudal del gas, presión arriba del orificio, altura del líquido, etc. Por la tanto, un modelo general que abarque la formación de burbujas bajo todas las condiciones de interés está todavía por emerger, igual para líquidos newtonianos. De esta manera, todos los modelos exigen grados de variación de sus aproximaciones. Hay esencialmente dos modelos que han ganado gran aceptación en la literatura. En años recientes, estos modelos han sido extendidos para describir el fenómeno de formación de burbujas en un medio no-newtoniano.

Modelo Davidson-Schuler.
Modelo Kumar-Kuloor.

Formas de las burbujas

En medios newtonianos.

Las formas observadas de las burbujas en movimiento libre, en la ausencia de efectos de muros se pueden, se pueden dividir principalmente en tres:

Esférica – a bajo número de Reynolds, esencialmente la tensión intercara y las fuerzas viscosas gobiernan la forma. Pero se desvían muy poco de la forma esférica.

Elipsoidal – las que están ovaladas con una interfase convexa alrededor de su superficie entera (cuando se ve desde adentro). Las formas pueden diferir considerablemente de las verdaderas elipsoides, y la práctica puede no exhibir simetría de lado a lado.

Además, es bien conocido que la forma elipsoidal de las burbujas generalmente experimenta dilatación periódica o movimiento oscilatorio que puede complicar su caracterización.

Casquillo esférico o elipsoidal – las burbujas largas usualmente tienen bases planas o melladas de tal modo que no exhibe una simetría de lado a lado. Tales partículas de fluido pueden asemejarse a segmentos cortados de esferas.

En la ausencia de efectos de muros, generalmente las formas de las burbujas libremente ascendentes en un medio newtoniano son gobernadas por las magnitudes de los siguientes parámetros adimensionales:

Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho_c U_d}{\mu_c}$$

Número de Eötvös

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$Eo = \frac{\Delta \rho g d^2}{\sigma}$$

Número de Morton

$$Mo = \frac{g \mu_c^2 \Delta \rho}{\rho_c^2 \sigma^3}$$

Viscosidad promedio

$$Xe = \frac{\mu_u}{\mu_c}$$

Densidad promedio

$$\gamma = \frac{\rho_u}{\rho_c}$$

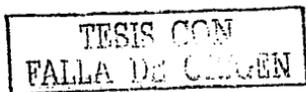
Algunos investigadores han llevado estudios de visualización de formas de burbujas en ascenso libre. Los resultados obtenidos de estos estudios se pueden resumir como sigue: A bajo número de Reynolds, las fuerzas de tensión superficial tienden a mantener la forma esférica.

Dependiendo de las propiedades físicas y su volumen, las burbujas pueden mostrar transiciones de forma desde esférica hasta forma de lágrima, alargada o casquillos esféricos. No puede ser completada la descripción de las formas de las burbujas en medios no-newtonianos sin mencionar una oscilante estela negativa detrás de una burbuja observada en un medio no-newtoniano viscoelástico. No hay explicación física para este fenómeno.

No se cuestiona que la forma de las formas de las burbujas tienen un papel central en los cálculos de las velocidades de los procesos de transferencia. A la fecha, no se han hecho intentos para descubrir las versiones no-newtonianas de las formas de los mapas. Intuitivamente uno podría esperar que los parámetros adimensionales mencionados, junto con otros grupos adicionales dependiendo del comportamiento o modelo reológico para la fase continua fueran suficientes para determinar la forma de las burbujas. Pero no está del todo claro como la dependencia entre velocidad de corte y viscosidad de la fase continua puede ser introducida en las definiciones de Re, Eo, Mo y Xe.

Clasificación de las formas de las partículas

Simetría



Es conveniente clasificar las simetrías de las partículas en diferentes grupos generales. Una forma puede estar en mas de un grupo y la suposición general lo hace fácil para predecir las propiedades del flujo. Las divisiones mas utilizadas son las siguientes.

1. Partículas Axisimétricas

Este grupo comprende generados por la rotación de curvas cerradas alrededor de un eje. Partículas esferoidales (también llamadas elipsoides de revolución) tienen interés particular, porque corresponden a las formas adoptadas por muchas burbujas, gotas y a las formas de algunas partículas sólidas.

Un esferoide es un elipsoide de revolución, generado por la rotación de una elipse alrededor de uno de sus ejes principales. Si este es el eje menor el cuerpo se dice que está achatado; si es el otro el esferoide es alargado.

Las formas axisimétricas son convenientemente descritas por la proporción de aspecto E , definida como la proporción de la longitud proyectada sobre el eje de simetría con el máximo diámetro normal al eje. De esta manera, E es la proporción de los semiejes para un esferoide, con $E < 1$ para un esferoide achatado y $E > 1$ para un esferoide alargado.

2. Partículas Ortotrópicas

Un cuerpo tiene un plano de simetría si la forma no cambia por la reflexión en el plano. Las partículas Ortotrópicas tienen tres planos de simetría mutuamente perpendiculares. Una partícula axisimétrica es simétrica con respecto a todos los planos contenidos en sus ejes, pero es Ortotrópicas si tiene un plano de simetría normal al eje.

3. Partículas Esféricas Ortotrópicas

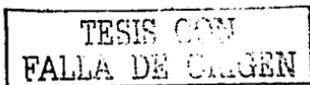
Este comprende poliedros regulares y todas las formas obtenidas por deslizamiento simétrico o cortando piezas de esos cuerpos. Se incluyen las partículas isométricas Ortotrópicas. Las partículas obtenidas por deformación simétrica de un tetraedro regular son esféricas isotrópicas.

Algunos ejemplos simples para clarificar esta clase de simetrías. Los cilindros circulares, discos y esferoides son axisimétricas y Ortotrópicas; los conos son axisimétricos solamente; ninguno de estos es estrictamente esférico isotrópico.

Los paralelepípedos son ortotrópicos, pero el cubo es el único paralelepípedo esférico ortotrópico.

Factores de forma

Muchas de las partículas de interés tienen forma irregular y no pueden caer en las categorías anteriores. Una variedad de factores empíricos han sido propuestos para describir partículas no esféricas y correlacionar su comportamiento de flujo. La descripción empírica de la forma de la partícula es para identificar dos características de



las siguientes:

volumen, V
área superficial, A
área proyectada, A_p
perímetro proyectado, P_p

El área y perímetro proyectados pueden ser determinados normales a algunos ejes especificados. Para cuerpos axisimétricos la dirección de referencia es tomada paralela o normal al eje de simetría. Si las partículas tienen forma achatada, la dirección de referencia usualmente tomada es paralela al ancho de la partícula t , la distancia mínima entre dos planos paralelos tangenciales a superficies opuestas. Esto ofrece ventajas prácticas. Si la partícula es observada o fotografiada con respecto a una superficie horizontal (como un microscopio de barrido), entonces la línea de afuera se define como A_p y P_p .

Una "esfera equivalente" está definida como la esfera con el mismo valor de una de las mediciones anteriores. La referencia más común es el volumen-esfera equivalente. El factor de forma de la partícula está definido como la proporción de otra medición de la lista anterior con el correspondiente valor para la esfera equivalente. De los muchos posibles factores de forma, los que son más usuales se describen a continuación.

Factor Volumétrico de Forma

Un parámetro empírico ampliamente utilizado se define como:

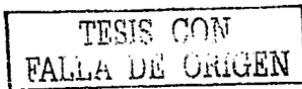
$$k = \frac{V}{d_s^3}$$

Donde $d_s = (4A_p/\pi)^{1/2}$ es el "diámetro del área proyectada", el diámetro de la esfera con la misma área proyectada de la partícula.

Existen varios métodos para obtener una estimación de d_s sin determinar A_p :

El diámetro puede ser estimado por comparación sobreponiendo una imagen de la partícula. Este método tiene la desventaja de que está abierto a errores subjetivos del operador. Generalmente esto conduce a una sobreestimación de d_s , especialmente para partículas elongadas.

Dos imágenes de la partícula son desplazadas hasta que se tocan. El desplazamiento toma el "diámetro de imagen cortada". Este método reduce el error del operador. Por otra parte, un número de valores pueden ser obtenidos para una partícula dada, correspondientes a diferentes orientaciones de la imagen relativa a la dirección de desplazamiento.



La media de estos valores proporcionan una buena estimación para d_A . Una línea con orientación aleatoria es dibujada para bisectar el área proyectada. La intercepción de la línea exterior da el valor de el "diámetro estadístico interceptado". Este método está sujeto al error del operador, desde la posición de la línea bisectora el área es juzgada subjetivamente.

Esfericidad

El "grado de verdadera esfericidad" se define como:

$$\psi = \frac{A_c}{A} = \frac{\text{area superficial del vol. de la esfera equivalente.}}{\text{área superficial partícula}}$$

para el cual $\psi=1$ para una verdadera esfera. Aunque la esfericidad fue primero introducida como una medición de la forma de la partícula, después fue utilizada para correlacionar coeficientes de arrastre. Pero su uso es meramente empírico. Para partículas irregulares, es difícil determinar ψ directamente.

Circularidad

El "grado de circularidad" es:

$$\phi = \frac{P_A}{P_p} = \frac{\text{perímetro área proyectada esfera equivalente}}{\text{perímetro proyectado partícula}} = \frac{\pi d_A}{P_p}$$

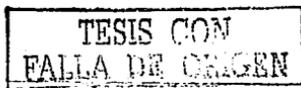
Distinto a la esfericidad, ϕ puede ser determinado por observación microscópica o fotográfica. El uso de ϕ solo se justifica en tierra empírica, pero tiene la ventaja potencial de obtener la correlación de la dependencia del comportamiento del flujo sobre la orientación de las partículas. Para una partícula axisimétrica proyectada paralela a su eje, ϕ es unitario.

La determinación del perímetro puede ser visto si la "longitud estadística proyectada" se emplea. Una línea con orientación aleatoria se dibuja a lo largo del área proyectada. La longitud de la proyección de la partícula en la línea da la longitud estadística proyectada.

La media de un número de estas determinaciones da el "diámetro del perímetro proyectado," d_p , el diámetro de una esfera con el mismo perímetro proyectado como la partícula. La circularidad también está dada por $\phi=d_A/d_p$.

Factor Perímetro-Equivalente

Para cuerpos axisimétricos con flujo deslizante paralelo al eje de simetría, el parámetro de forma mas utilizado está basado en una esfera con el mismo perímetro proyectado normal al eje P' . Este factor de forma está dado por:



$$\Sigma = \frac{\text{area.superficial.particula}}{\text{area.superficial.perimetro.esfera.equivalente.}} = \frac{A}{A_p}$$

Σ es utilizado como un valor de correlación para el movimiento normal al eje y para la difusión de masa y transferencia de calor.

Burbujas en movimiento libre

Las burbujas en libre ascenso o descenso en un medio infinito bajo la influencia de la gravedad son generalmente agrupadas en las siguientes tres categorías:

"Esférica": generalmente hablando, las burbujas son aproximadamente esferas si la tensión interfacial y/o las fuerzas viscosas son mucho mas importantes que las fuerzas inerciales. Para fines prácticos se puede utilizar el término esférico si la proporción eje mayor con eje menor es menor al 10.

"Elipsoidal": este término es generalmente utilizado para referirse a burbujas y gotas que están achatadas con una interfase convexa (vistas desde adentro) alrededor de la superficie completa. Las formas pueden diferir considerablemente de los elipsoides verdaderos y esa simetría de lado a lado puede no tenerla. Además, las burbujas elipsoidales experimentan dilataciones periódicas o movimiento oscilatorio, el cual hace que la caracterización de la forma sea particularmente difícil.

"Casquillo esférico" o "casquillo elipsoidal": burbujas largas y gotas tienden a adoptar una parte plana o una base dentada o carecen de simetría de lado a lado. Algunas partículas de fluido pueden verse similar a segmentos cortados de esferas o de esferoides achatados de baja excentricidad.

Para burbujas y gotas en ascendiendo o descendiendo libremente en un medio infinito es posible preparar una gráfica generalizada de correlación en términos del número de Eötvös, Eo ; el número de Morton, Mo ; y el número de Reynolds, Re .

Coalescencia de burbujas

La coalescencia de burbujas ocurre inevitablemente en aplicaciones que implican conjuntos de burbujas. Dependiendo de las aplicaciones que imaginemos, la coalescencia puede ser deseable (separación fomentada) o determinados procesos (en reactores químicos). Es razonable esperar que la coalescencia puede tener una influencia significativa por la complejidad de la fase continua.

La aplicación en un proceso de dispersión gas-líquido, las burbujas constantemente colisionan con otras. Dependiendo del tamaño del tamaño de la burbuja y de la velocidad de colisión, las burbujas pueden separarse o colisionar. Es bueno conocer que el fenómeno de coalescencia es uno de los tres estados al proceso inicial de contacto entre burbujas, controlado inicialmente por la hidrodinámica del volumen de la partícula, lo cual da como resultados de la película del espesor de algunas micro separaciones entre dos

burbujas.

El segundo paso es gradual y continuo, por lo que se reduce la película a algunos Angstroms. La tasa de reducción o drenaje en la película es determinada por fuerzas hidrodinámicas prevaletientes en ella. Finalmente rompiendo la coalescencia de la película más importante. Evidentemente la tasa de reducción y drenaje en el segundo paso determina cualquier coalescencia ocurrida o no. Si el tiempo requerido para drenar la película y rompimiento del grueso es tan largo como el período de contacto, las dos burbujas pueden separarse antes de la coalescencia. El último paso (que es el rompimiento de la película) es usualmente mucho más rápido que los otros dos pasos que comprende este proceso.

En soluciones polímeras puras, tranquilas y viscoelásticas, la coalescencia de burbujas de tres diferentes gases (aire, dióxido de carbono, y nitrógeno) fueron formadas y liberadas por predeterminadas configuraciones geométricas de orificios. El volumen requerido de una burbuja logra la coalescencia con otra burbuja (de volumen fijo) de un peso fijo arriba del orificio, fue medido por un rango de parámetros geométricos y propiedades reológicas de la fase continua. Dependiendo si la coalescencia ocurra o no fue fundada para ser fuertemente influenciada por la separación del orificio inicial mientras que las características reológicas y las coalescencias van alterando la forma de las burbujas.

Efectos de muros

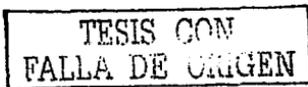
Es conveniente dividir la discusión de los efectos de los muros en dos partes. La sección A cubre los casos donde el diámetro promedio $\lambda = d_w/D$, es menor que 0.6. Donde d_w es el diámetro de la burbuja y D es el diámetro del contenedor. A un bajo λ , los muros causan una pequeña deformación mas allá de la que puede presentarse para la partícula de fluido en un medio infinito. La sección B trata el caso de flujo slug ($\lambda > 0.6$) donde los muros del contenedor tienen un efecto dominante en la forma de la burbuja, pero este fenómeno no nos interesa, ya este implica que la burbuja es casi del tamaño del contenedor.

Correlaciones para $\lambda \leq 0.6$.

a. Bajo número de Reynolds

Las partículas de fluido a bajo Re en un medio infinito tienden a ser esféricas y por eso su interface es usualmente estancada debida a los contaminantes de la superficie activa o grandes valores de $k = \mu_p/\mu$ (μ_p - viscosidad de la partícula, μ - viscosidad del fluido). Si λ es menor que 0.3, la deformación debida a los muros del contenedor tiende a ser menor.

Si la interfase está libre de contaminantes en la superficie activa y las partículas circulan en el eje de un tubo cilíndrico. Tal como en las partículas rígidas, la fuerza de arrastre en una partícula circulante tiende a incrementar como λ incrementa. El efecto es menor que para una partícula rígida bajo las mismas condiciones. La fuerza de arrastre está dada por



$$F_d = \pi \mu d U K (2 + 3k) / (1 + k)$$

Donde el factor de corrección K está dado por

$$K = \frac{1 + 2.2757 \lambda^3 \left(\frac{1-k}{2+3k} \right)}{1 - 0.7017 \left(\frac{2+3k}{1+k} \right) \lambda + 2.0865 \left(\frac{k}{1+k} \right) \lambda^3 + 0.5689 \left(\frac{2-3k}{1+k} \right) \lambda^5 - 0.72603 \left(\frac{1-k}{1+k} \right) \lambda^6}$$

Conforme λ aumenta, la presencia de las paredes causa deformación. La elongación ocurre en la dirección vertical y provee una forma elipsoidal.

b. Tamaño intermedio de burbujas ($Eo < 40$, $Re > 1$)

Algunos trabajos han sido para determinar directamente el efecto de los muros usando una serie de diferentes columnas de varios diámetros. Donde se han realizado los estudios, se ha apuntado a determinar la influencia de λ sobre la velocidad terminal. Mientras, se sabe que los muros tienden a causar elongación de las partículas en la dirección vertical, suprimiendo un movimiento secundario, alterando la estructura de la estela, hay insuficiente evidencia experimental sobre estos factores que permita el uso cuantitativo generalizado.

$$\frac{vel.burb.}{vel.term.burb.en\infty} = \left(\frac{vel.term.fluido,en.\infty}{vel.term.fluido,confinado} \right)^{-1}$$

o en términos de variables

$$\frac{U_L}{U_{T\infty}} = (K_v)^{-1}$$

Para $\lambda > 0.6$, bajo las condiciones antes mencionadas, la forma resultante no difiere mucho de la de una esfera. Para que los efectos de pared tengan una influencia insignificante (menos del 2%) sobre la velocidad terminal, se pueden aplicar las siguientes condiciones:

$$\begin{array}{ll} Re < 0.1 & \lambda < 0.06 \\ 0.1 < Re < 100 & \lambda < 0.08 + 0.02 \log_{10} Re \\ Re > 100 & \lambda < 0.12 \end{array}$$

Estas relaciones empíricas se pueden usar para eliminar resultados experimentales con insignificantes efectos de las paredes.

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Para Re mas grandes que 200 se puede usar

$$\frac{U_r}{U_{rc}} = [1 - \lambda^2]^2$$

El cual da un excelente ajuste para λ hasta alrededor de 0.6. esta ecuación se recomienda para burbujas con $Eu < 40$, $Re > 200$, $\lambda < 0.6$.

2.5 Efectos de interfase

El efecto principal, de los agentes de la superficie activa en la transferencia de movimiento desde las burbujas es reducir la movilidad de toda o parte de la interfase.

Convección Interfacial

Movimientos en el plano de la interfase resulta de variaciones locales de tensión interfacial durante el curso de la transferencia de masa. Estas variaciones pueden ser producidas por variaciones locales de cualquier cantidad que afecte la tensión interfacial. Los movimientos interfaciales pueden ser atribuidos a variaciones en la concentración interfacial, temperatura y propiedades eléctricas. En sistemas ternarios, las variaciones de concentración pueden ser el mayor factor causante del movimiento interfacial. En sistemas binarios parcialmente miscibles, las variaciones de la temperatura interfacial se deben al calor de las soluciones.

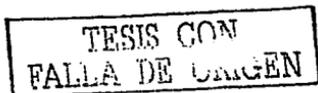
Cuando las fases tienen movimiento relativo los disturbios interfaciales usualmente toman la forma de erupciones localizadas. También son llamadas "turbulencia interfacial".

Barreras Interfaciales Para la Transferencia de Calor

La existencia de barreras interfaciales a la transferencia de calor causada por películas de materiales superficie-activos están reconocidas. Cuando surfactantes son añadidos a un sistema con transferencia de masa reduce la tensión interfacial y lo hace menos sensitivo a las variaciones en concentraciones de solutos. También los surfactantes causan una resistencia (viscosidad superficial) al movimiento en la interfase. En algunos sistemas el surfactante provee una resistencia significante en la transferencia de masa. Este es algunas veces llamado efecto de barrera. Resultados similares se han obtenido para sistemas gas-líquido.

2.6 Otras influencias

Convección natural



Los flujos naturales o libres son generados por gradientes de densidad resultantes de la transferencia de calor o masa. Los gradientes de temperatura y/o concentración causan fuerzas de cuerpo no uniformes a través del campo de flujo. Estas fuerzas generan un movimiento "natural". Porque la densidad depende de la composición o temperatura, las ecuaciones de momentum y continuidad se acoplan a las ecuaciones de la energía o continuidad. Estas ecuaciones son extremadamente difíciles de resolver y se toman las siguientes consideraciones:

la densidad es constante en las ecuaciones de continuidad y momentum, excepto en el término de fuerza de cuerpo.

Las variaciones de densidad son causadas solamente por los gradientes de temperatura y composición.

Las demás propiedades son constantes.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

OBJETIVOS Y MOTIVACIONES

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En los equipos de mecánica de fluidos y experimentos relacionados es necesario cada vez aparatos de medición mas precisos que puedan medir características del flujo como son: la velocidad del fluido, el perfil de velocidades en cada punto, el gasto masico y volumétrico y otras características.

Un área de desarrollo es la dinámica de flujos bifásicos donde varias fases o componentes de material están en movimiento e interactuando en el medio.

La necesidad de equipos nuevos de medición motivo este trabajo para poder realizar descripciones de tipo lagrangiana para aplicaciones de mecánica fluidos

2.1 DESCRIPCIONES DE LOS FLUIDOS

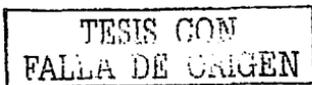
Las mediciones se pueden realizar desde un punto de referencia fijo (descripción Euleriana) respecto a la fase continua del fluido. Sin embargo en algunos casos es una ventaja realizar mediciones del flujo respecto a las partículas en movimiento (descripción Lagrangiana) por ejemplo visualizar el flujo de gotas, burbujas o partículas conforme se mueven dentro del fluido.

Entendiendo que la forma natural de describir el flujo de un fluido consiste en asignar las magnitudes que lo caracterizan en función de la posición r y del tiempo t , por ejemplo, $\rho = \rho(x_i, t)$, $u = u(x_i, t)$, etc.

Esta descripción, se denomina Euleriana, consiste pues en asociar cada magnitud a puntos fijos del espacio. Sin embargo, en la Mecánica elemental estamos acostumbrados a describir el movimiento de objetos físicos como masas puntuales, cuerpos, etc., cuyos equivalentes en un fluido son la masa contenida en un elemento de volumen material, o bien en un volumen material finito. En consecuencia, resulta muchas veces útil, porque es más susceptible de interpretaciones intuitivas, complementar la descripción Euleriana con una segunda forma de descripción, que se denomina Lagrangiana, que consiste en asociar cada magnitud con puntos materiales.

Para ilustrar la utilidad de esta descripción, consideremos la velocidad u . Su variación con el tiempo en el entorno de un punto fijo del espacio, esto es $\delta u / \delta t$, no tiene una interpretación física simple y directa. En cambio, la variación con el tiempo de la velocidad de un dado punto material representa la aceleración del fluido (contenido en un volumen material infinitesimal en el entorno de ese punto); para indicar esta variación se utiliza la forma du / dt . Es evidente que la aceleración du / dt , que está vinculada dinámicamente con la resultante de las fuerzas que actúan sobre el elemento material, es una magnitud cuya interpretación física es más directa que la de $\delta u / \delta t$.

Como contrapartida, las magnitudes $\delta u / \delta x$, $\delta u / \delta y$, $\delta u / \delta x$ son las componentes del gradiente de la velocidad, que es un tensor que tiene una clara interpretación física y



determina en parte el tensor de los esfuerzos. En contraste, la diferencia de velocidad entre dos puntos materiales cercanos no se puede asociar con un gradiente, pues la distancia entre dos puntos materiales varía con el tiempo.

Por estas razones, es conveniente disponer de fórmulas que permitan pasar con flexibilidad de un tipo de descripción a la otra. Mostraremos cómo hacerlo si se conoce el campo de velocidad en el entorno de un punto $P(x_i, t)$.

En resumen, podemos decir que:

- (A) En la descripción Euleriana cada magnitud está asociada a puntos fijos del espacio.
- (B) En la descripción Lagrangiana cada magnitud está asociada con puntos materiales del fluido.

Considerando una magnitud escalar q . Su derivada temporal en sentido Lagrangiano, o derivada total dq/dt se puede relacionar con la derivada temporal en sentido Euleriano, o derivada local $\partial q/\partial t$.

En efecto, del punto de vista Lagrangiano, q es una función de t y de las coordenadas x_p, y_p, z_p del punto material P con el cual está asociada q . Pero x_p, y_p, z_p son funciones del tiempo, de modo que

$$\frac{dq}{dt} = \frac{\partial q}{\partial t} + \frac{dq}{dx_p} \cdot \frac{dx_p}{dt} + \frac{\partial q}{\partial y_p} \cdot \frac{dy_p}{dt} + \frac{\partial q}{\partial z_p} \cdot \frac{dz_p}{dt}$$

que también se puede escribir como:

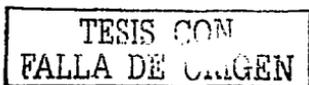
$$\frac{dq}{dt} = \frac{\partial q}{\partial t} + u \cdot \nabla q = \frac{\partial q}{\partial t} + u_i \frac{\partial q}{\partial x_i}$$

u es la velocidad de P en el instante t , o sea $u = (x_i, t)$ pues P tiene coordenadas x_i en t , y ∇q es el gradiente del escalar q calculado en (x_i, t) . El último término se llama *derivada convectiva*; nótese que en el caso de un campo estacionario, con $\partial q/\partial t = 0$, la derivada total coincide con la derivada convectiva.

Se puede llevar a cabo el mismo cálculo para cada una de las tres componentes de un vector a .

El resultado es:

$$\frac{da_x}{dt} = \frac{\partial a_x}{\partial t} + u \cdot \nabla a_x, \quad \frac{da_y}{dt} = \frac{\partial a_y}{\partial t} + u \cdot \nabla a_y, \quad \frac{da_z}{dt} = \frac{\partial a_z}{\partial t} + u \cdot \nabla a_z$$



Pasando a la notación por subíndices, estas tres relaciones se sintetizan en la ecuación :

$$\frac{da_i}{dt} = \frac{\partial a_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial a_i}{\partial x_j}$$

que podemos escribir en forma vectorial como

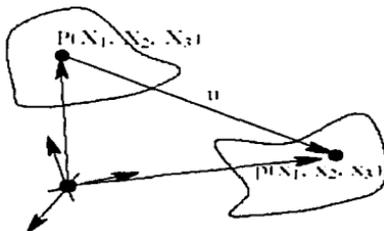
$$\frac{da}{dt} = \frac{\partial a}{\partial t} + u \cdot \nabla a$$

Del mismo modo se puede obtener la relación entre la derivada local y la derivada total respecto del tiempo de una magnitud tensorial.

FORMULACIONES LAGRANGIANA Y EULERIANA

En la descripción del movimiento (o desplazamiento) y deformaciones (y por lo tanto para el cálculo de tensiones) de los cuerpos, es fundamental la elección de un sistema de referencia para describir el mismo. En el cálculo lineal no existe distinción entre la configuración inicial (no deformada) y la configuración temporal (o deformada) ya que las características geométricas y mecánicas son invariantes. Ésta es la característica fundamental que diferencia el cálculo lineal del no lineal.

Desde el punto de vista de la Mecánica de Medios Continuos un sólido es un conjunto infinito de partículas que ocupan una posición en el espacio. Estas posiciones son variables en el tiempo, a la posición de todas ellas en un instante dado se le denomina configuración. En el desarrollo que sigue a continuación se denotan con letras mayúsculas los estados referidos a la configuración inicial y con minúsculas los referidos a la configuración temporal (o deformada).



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El vector desplazamiento, P_p , vendrá dado por

$$U = P_p = x_1 - X_1$$

si se conociesen los vectores posición X y x para cualquier instante, estaría perfectamente definido el movimiento del cuerpo. En Mecánica de Medios Continuos, se supone que estas funciones con continuas y biunívocas, por lo tanto, es posible escribir

$$x_i = x_2(X_1, X_2, X_3) \quad i = 1, 2, 3$$

o bien,

$$X_i = X_2(x_1, x_2, x_3) \quad i = 1, 2, 3$$

Las componentes del vector u es posible escribirlas en función de la posición inicial (formulación lagrangiana)

$$U_i = U_i(X_1, X_2, X_3) = x_i(X_1, X_2, X_3) - X_i$$

o de la posición temporal (formulación Euleriana)

$$u_i = u_i(x_1, x_2, x_3) = x_i - X_i(x_1, x_2, x_3)$$

Se podría decir que la formulación Lagrangiana se ocupa de lo que le sucede al sólido mientras que la formulación Euleriana se ocupa de lo que le sucede a una zona del espacio. En el caso de un ensayo de tracción se define la deformación como

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

Esta deformación se suele llamar deformación ingenieril y corresponde a una descripción Lagrangiana del problema. Por el contrario, si se realiza un enfoque Euleriano del mismo surge el concepto de deformación real como

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

Como se puede ver la diferencia entre los dos estriba en comparar el alargamiento con la longitud inicial o con la longitud en el instante considerado.

GRADIENTES DE DEFORMACIÓN Y DESPLAZAMIENTO

Considerando dos puntos infinitamente próximos de un sólido sometido a un estado de deformación. Las proyecciones de un elemento diferencial de la configuración deformada en función de la configuración inicial son

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$dx_i = \frac{\partial x_i}{\partial X_1} dX_1 + \frac{\partial x_i}{\partial X_2} dX_2 + \frac{\partial x_i}{\partial X_3} dX_3,$$

que se puede expresar matricialmente como

$$dx = F dX$$

donde F es la matriz Jacobiana de la transformación. Esta matriz se denomina gradiente de deformación y transforma vectores en el entorno de un punto de la configuración de referencia a la configuración temporal,

$$F = \frac{\partial x_i}{\partial X_j}$$

Sustituyendo se tiene

$$dx_i = \frac{\partial(u_i + X_i)}{\partial X_1} dX_1 + \frac{\partial(u_i + X_i)}{\partial X_2} dX_2 + \frac{\partial(u_i + X_i)}{\partial X_3} dX_3,$$

Por lo que la ecuación se puede escribir

$$dx = (I + D)dX$$

de donde se deduce que el tensor gradiente de deformación se puede descomponer en suma de dos:

$$F = I + D$$

El tensor D, recibe el nombre de gradiente de desplazamiento.

Volumen de Control y Sistema

Para aplicar las leyes físicas al flujo de un fluido es necesario definir los conceptos de Volumen de Control y de Sistema. Se entiende por volumen de control una región fija en el espacio donde puede existir flujo de fluido a través de sus fronteras. Por esta razón, en diferentes instantes, se pueden tener diferentes partículas en el interior del volumen del control. Sistema se refiere a un conjunto de partículas en el cual permanecen siempre las mismas.

Es decir, se está observando siempre una cantidad fija de materia.

Derivada material

El cambio con el tiempo de una variable de campo en un flujo se puede expresar en forma Lagrangiana y Euleriana. La rapidez de cambio siguiendo una partícula (punto de vista Lagrangiano) se llama derivada material (o total o sustancial) y se escribe D/Dt. Las letras mayúsculas se usan para enfatizar que se trata de una descripción lagrangiana.

Considerando una variable de campo α , que en una especificación Euleriana tiene la forma $\alpha = \alpha(x, y, z, t)$. Siguiendo una partícula, el cambio de α en un tiempo δt es $(D\alpha/Dt)\delta t$. En este

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

tiempo de la partícula se ha movido una distancia δx , δy , δz en las direcciones x , y , z , respectivamente.

Desde el punto de vista Euleriano, el cambio de α es

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} \delta t + \frac{\partial \alpha}{\partial x} \delta x$$

x

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

DESARROLLO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Es importante entender los principios de funcionamiento de nuestro dispositivo viéndolo desde un punto de vista mecánico como un tornillo de potencia.

Por ello es importante entender la mecánica de un tornillo de potencia desde un punto de vista teórico

3.1 MECANICA DE LOS TORNILLOS DE FUERZA O POTENCIA

Los tornillos de Potencia son un dispositivo para cambiar movimiento lineal y usualmente para transmitir potencia. En forma mas especifica las tornillos de potencia se usan:

Para obtener una ventaja mecánica mayor con objeto de levantar pesos, como es el caso de los gatos tipo tornillos de lo automóviles.

Para ejercer fuerzas de gran magnitud, como en los compactadores caseros o en una prensa. Para obtener un posicionamiento preciso de un movimiento axial, como en el tornillo de un micrómetro o en el tornillo de avance de un torno. En cada una de estas aplicaciones se utiliza un par de torsión en los extremos de los tornillos por medio de conjuntos de engranajes, creando de esta forma una carga sobre el dispositivo.

EL TORNILLO

$$\text{tg } \alpha = \mu$$

Rendimiento del tornillo:

$$\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg}(\alpha + \phi)}$$

Autorretención, $\alpha \leq \phi$

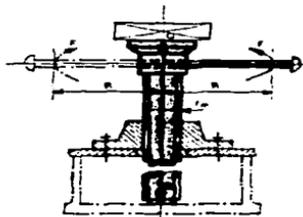
$$\text{Fuerza para elevar la carga (o presionar), } F = Q \cdot \frac{r_m}{R} \cdot \frac{p - 2\pi r_m \mu}{2\pi r_m - \pi D}$$

$$\text{Fuerza para evitar el descenso de la carga, } F' = Q \cdot \frac{r_m}{R} \cdot \frac{p - 2\pi r_m \mu}{2\pi r_m + \pi D}$$

Considerando un tornillo de acero que gire, en una tuerca de acero, fundición o bronce, y tomando $\mu = 0,18$, el rendimiento, para $\phi = 10^\circ$, será:

$$\text{Para } \alpha = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 70^\circ$$

$$\eta = 0,48, 0,63, 0,69, 0,70, 0,69, 0,63, 0,48$$



Angulo de la rosca:

$$\text{tg } \alpha = \frac{p}{2\pi r_m}$$



TESIS CON
FALLA DE CARGEN

ELEVACION DE LA CARGA

El momento (T) requerido para avanzar el tornillo (o la tuerca) contra una carga (W) viene dado por:

$$T = W' * \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f / \cos \theta_s}{1 - f * \tan \alpha / \cos \theta_s} \right) + f_c * r_c \right]$$

Donde:

T = momento aplicado para girar el tornillo o la tuerca, cualquiera que sea el que este girando.

W = carga paralela al eje del tornillo.

r_m = radio medio del a rosca.

r_c = radio efectivo del a superficie de rozamiento contra la cual sea poya la carga, llamado también radio del collar.

f = coeficiente de rozamiento entre las roscas del tornillo y la tuerca.

f_c = coeficiente de rozamiento en el collar.

α = ángulo del a hélice en la rosca en el radio medio.

θ_n = ángulo entre la tangente al perfil del diente (sobre el lado cargado) y una línea radial, medido en un plano normal a la hélice del a rosca en un radio medio.

El momento requerido para avanzar el tornillo (o la tuerca) en el sentido de la carga (o descendiendo la carga) es

$$T = W' * \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f / \cos \theta_s}{1 + f * \tan \alpha / \cos \theta_s} \right) + f_c * r_c \right]$$

Este momento puede ser positivo o negativo. Si es positivo, debe efectuarse trabajo para avanzar el tornillo. Si es negativo, el significado es que, en equilibrio, el momento debe retardar la rotación, esto es, la carga axial aisladamente producirá rotación (situación de taladro de empuje). Se dice en este caso que el tornillo debe sobrecargarse o sufrirá arrastre.

EFICIENCIA DE UN MECANISMO DE TORNILLO

Es la relación entre el trabajo de salida y el trabajo de entrada.

$$\text{Eficiencia} = \frac{100 * W' * (\text{avance})}{2 * \pi * T} \% = \frac{100 * \tan \alpha}{\left(\frac{\tan \alpha + \frac{f}{\cos \theta_s}}{1 - f * \tan \alpha / \cos \theta_s} \right) + \frac{f_c * r_c}{r_m}} \%$$

LOS ESFUERZOS EN LA ROSCA

Se calculan considerando que la rosca es una viga corta en voladizo proyectada desde el núcleo. La carga sobre la viga se toma como la carga axial sobre el tornillo W , concentrada en el radio medio, esto es la mitad de la altura h del a rosca. El ancho de la viga es la longitud de la rosca (medida en el radio medio) sometida a la carga. Con estas hipótesis el esfuerzo de flexión en la base de la rosca es muy aproximadamente,

$$s_b = \frac{3 * W' * h}{2 * \pi * n * r_m * b^2}$$

y el esfuerzo cortante transversal medio es

$$s_s = \frac{W'}{2 * \pi * n * r_m * b}$$

donde n es el número de vueltas de la rosca sometidas a la carga y b es el ancho del a sección del a rosca en el núcleo.

LA PRESION DE CONTACTO

Entre las superficies del tornillo puede ser un factor crítico en el diseño, especialmente para tornillos de potencia. Esta dada aproximadamente por:

$$P = \frac{W'}{2 * \pi * n * r_m * h}$$

Este calculo es bajo porque:

Las holguras entre la raíz y las roscas interna y externa significan que la carga no es soportadas obre la profundidad total de h . La carga no esta distribuida uniformemente sobre la longitud del a rosca.

LOS ESFUERZOS EN EL NÚCLEO DEL TORNILLO

Pueden calcularse considerando que las cargas y los momentos son soportados por el cilindro desnudo (despreciando el aumento de resistencia por presencia de la rosca). El esfuerzo cortante torsional es:

$$s_s = \frac{2 * T}{\pi * r_f^3}$$

donde r_f es el radio de fondo del tornillo. T es el momento apropiado, esto es, el momento de torsión al cual esta sometida la sección considerada. Este puede ser el momento total aplicado, el momento por fricción en el collar únicamente, o el momento del tornillo solamente (total menos momento por fricción en el collar). Cada caso debe examinarse con cuidado para ver cual se aplica.

El esfuerzo directo, puede ser de tracción o compresión, es:

$$s_n = \frac{W'}{\text{áreabase}} = \frac{W'}{\pi \cdot r_i^2}$$

Una modificación de la fórmula anterior se utiliza frecuentemente en los cálculos de los sujetadores roscados para tener en cuenta, aproximadamente el esfuerzo del aumento de resistencia producido por la rosca. Básicamente la modificación consiste en suponer que el cilindro tiene un radio mayor que el real. Entonces:

$$s_n = \frac{W'}{\text{área de esfuerzo}}$$

Tanto las áreas de esfuerzo como las áreas de la base, se encuentran tabuladas en muchos textos y manuales.

En la fase de desarrollo del dispositivo sigue la selección del material a usarse para la fabricación del dispositivo, para realizar la selección de los materiales es importante entender el comportamiento mecánico de los materiales.

3.2 COMPORTAMIENTO ELASTICO DE LOS MATERIALES

Se dice que un material se comporta elásticamente, cuando las deformaciones causadas por la aplicación de cierta carga, desaparecen al quitar la carga. Este comportamiento elástico, se presenta al inicio del ensayo de tracción, donde el esfuerzo y la deformación son proporcionales entre sí. El material se comportará elásticamente y linealmente siempre que se le mantenga por debajo del límite de fluencia.

La deformación elástica es reversible, por eso al reducir el esfuerzo a cero el material inmediatamente regresa a su tamaño y forma originales.

Se pretende como ingenieros que al diseñar o analizar una estructura, no deben de producirse deformaciones permanentes o plásticas, por eso siempre trabajaremos en el rango elástico, teniendo en cuenta factores externos como la temperatura y el tiempo de aplicación de una carga intermitente (fatiga).

Además, en este capítulo se describe de manera general la determinación de las constantes empleadas para caracterizar el comportamiento de los materiales elásticos bajo carga axial como son:

SIGMA Máx. : esfuerzo máximo de tensión o compresión
SIGMA Adm. : esfuerzo admisible de tensión o compresión
E : modulo de elasticidad del material
G : modulo de rigidez al cortante
v : modulo de poisson

LEY DE HOOKE. MODULO DE ELASTICIDAD

La mayor parte de las estructuras se diseñan para sufrir pequeñas deformaciones, que involucran solo la parte lineal del diagrama esfuerzo-deformación, donde el esfuerzo s es directamente proporcional a la deformación unitaria e , y puede escribirse:

$$s = E e$$

donde e se define como:

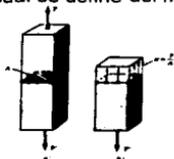
$$e = \frac{d}{L}$$

A esta relación se le conoce como la ley de Hooke en honor al inglés Robert Hooke (1635 - 1703), y a "E" se le conoce como modulo de elasticidad o modulo de Young.

CONCEPTO DE ESFUERZO Y DEFORMACION

ESFUERZO DIRECTO

Arriba se observó que al aplicar una fuerza a un cuerpo en equilibrio se producen fuerzas internas del material (reacciones). Por consiguiente, si una barra se somete a una tensión o compresión uniformes, por ejemplo una fuerza directa, que se aplica a lo largo de su sección transversal, las fuerzas internas que se establecen también estarán distribuidas uniformemente y se dice que la barra está sometida a un esfuerzo directo uniforme, el cual se define del modo siguiente:



$$s = \frac{P}{A}$$

ESFUERZO EN UNA BARRA

El cual depende de la naturaleza de la carga y se medirá en newton por metro, de este modo, la deformación a puede ser de compresión o tensión o múltiples del mismo. En algunos casos, la situación de carga es tal que el esfuerzo variará a través de una sección dada, entonces el esfuerzo en cualquier punto se obtendrá por el valor límite.

DEFÓRMACION DIRECTA

Si se somete una barra a una carga directa, y por lo tanto a un esfuerzo, su longitud cambiará. Si la barra tiene una longitud original L y cambia su longitud una cantidad dL , la deformación que se produce se define del modo siguiente:

La deformación d de un elemento se puede definir como la medida del desplazamiento de

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

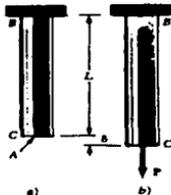
un punto con respecto a un origen establecido y esta dada por:

$$d = \frac{P L}{A E}$$

Donde L es la longitud total del elemento y E es el modulo de elasticidad.

De este modo, la deformación constituye una medida de la deformación del material y no es dimensional, es decir, no tiene unidades; sencillamente es una relación entre dos cantidades de las mismas unidades.

Ya que en la práctica las deformaciones o, alargamiento de los materiales bajo carga son muy, pequeñas, y resulta conveniente medirlas en la forma de deformación, es decir, en micro deformaciones.



DEFORMACION DE UNA BARRA SOMETIDA A CARGA AXIAL

ESFUERZO NORMAL PROMEDIO EN UNA BARRA CARGADA AXIALMENTE

Como ya se ha indicado, un elemento sometido a dos fuerzas que actúan en los extremos están dirigidas a lo largo del eje de la barra. Decimos que la barra está sometida a carga axial. La sección que se hizo en la barra para determinar la fuerza interna y el esfuerzo correspondiente era perpendicular al eje de la barra; la fuerza interna era por tanto normal al plano de la sección y el esfuerzo correspondiente es descrito como un esfuerzo normal.

La fórmula de esfuerzo se obtiene dividiendo la magnitud P, de la resultante de las fuerzas internas distribuidas en la sección transversal, por el área A de dicha sección; representa entonces el valor medio del esfuerzo sobre la sección, más que el valor del esfuerzo en un punto específico de la sección transversal, ya que suponemos que evaluamos el esfuerzo en una zona lejana al punto directo de aplicación de las fuerzas.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ESFUERZO FINAL Y ESFUERZO ADMISIBLE CONCEPTO DE FACTOR DE SEGURIDAD

El concepto de rigidez o resistencia mas adecuado para cualquier elemento o componente estructural, normalmente es un esfuerzo o deformación máximos que no deben excederse. En el caso de esfuerzo, el valor se conoce como esfuerzo admisible. Debido a la incertidumbre de las circunstancias de carga, no se puede trabajar con el valor máximo de esfuerzo (donde empieza la deformación plástica), por lo tanto, los diseñadores introducen un factor de seguridad definido asi:

$$\text{factor de seguridad} = \frac{\text{esfuerzo máximo}}{\text{esfuerzo admisible}}$$

Sin embargo, en vista que rara vez se aceptan deformaciones plásticas esta definición se modifica a:

$$\text{factor de seguridad} = \frac{\text{esfuerzo de fluencia}}{\text{esfuerzo admisible}}$$

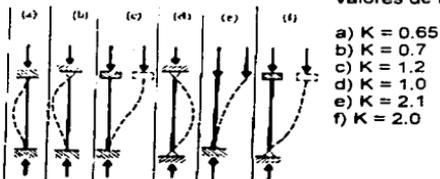
Si se supone la primera definición, un factor de seguridad 3 implica que el diseño es capaz de soportar tres veces el esfuerzo máximo al cual se espera que trabaje la estructura en cualquier circunstancia de carga normal.

El factor de seguridad entonces, es una medida de la incertidumbre, y se escoje dependiendo de cuan significativa sea la seguridad del diseño.

ESTABILIDAD ESTRUCTURAL

En esta parte nos ocuparemos de la estabilidad de la estructura, es decir, de la capacidad de soportar una carga dada sin experimentar un cambio súbito en su configuración. (pandeo). Debe primero identificarse la manera como esta sujeta la columna, para asi poder evaluar de que manera actuara la carga P sobre ella.

Para cada tipo de sujeción se tendrá un valor de K, el cual es el factor para identificar la longitud efectiva de la columna.
En la siguiente grafica se muestran las diferentes formas de pandeo, además de los valores de K para cada caso.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Con estos datos pasamos a hallar la carga critica admisible del sistema:

$$P_{cr} = \frac{P^2 EI}{L^2}$$

Aplicando este valor a la formula de esfuerzo tenemos:

$$s_{cr} = \frac{P^2 E}{(L/r)^2}$$

Siendo r el radio de giro que esta definido por $I = Ar^2$

RELACION DE POISSON

Siempre que un cuerpo se somete a la acción de una fuerza, se deformará en la dirección de la fuerza. Sin embargo, siempre que se producen deformaciones en la dirección de la fuerza aplicada, también se producen deformaciones laterales. Las deformaciones laterales que se producen tienen una relación constante con las deformaciones axiales. mientras que el material se mantenga dentro del rango elástico de esfuerzos esta relación es constante:

$$m = \frac{\text{deformación lateral}}{\text{deformación axial}}$$

El término m se llama módulo de Poisson, en honor de S.D. Poisson, quien expuso este concepto en 1828. En general, el valor de m , para la mayoría de los materiales está comprendido entre 0.25 y 0.35. El modulo de Poisson para el acero estructural es aproximadamente 0.25. Aunque las deformaciones laterales se producen en todos los cuerpos sometidos a esfuerzos, generalmente no afectan los esfuerzos longitudinales. La única excepción se presenta cuando se impide que se efectúe libremente el movimiento lateral. Este no es el caso en la mayoría de los diseños.

CONCEPTO DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS

Los esfuerzos cerca a los puntos de aplicación de cargas concentradas pueden alcanzar valores mucho mayores que el esfuerzo medio en el elemento. Cuando un elemento estructural tiene una discontinuidad, como un agujero o un cambio repentino de sección, ocurren esfuerzos altos cerca de ella. La figuras 1 muestra la distribución de esfuerzos en una barra plana con un hueco circular

Estos resultados se obtuvieron experimentalmente por el método foto elástico. Afortunadamente para el ingeniero que debe diseñar un elemento dado y no puede realizar tal análisis, los resultados obtenidos no dependen del tamaño del elemento y del material utilizado; dependen sólo de las relaciones entre los parámetros geométricos involucrados, es decir, de r/d en el caso de un hueco circular y de r/d y D/d en el caso del redondeado.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Además, el diseñador está más preocupado por el valor máximo del esfuerzo en una sección que en la distribución de esfuerzos, pues su mayor interés es determinar si el esfuerzo admisible es excedido bajo una carga dada, y no dónde dicho valor será excedido. Por esta razón se define la relación

$$K = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{med}}}$$

calculada en la sección crítica (la más estrecha) de la discontinuidad. Esta relación se denomina factor de concentración de esfuerzos de la discontinuidad dada. Los factores de concentración de esfuerzos se calculan en términos de las relaciones entre los parámetros geométricos involucrados y los resultados se expresan en tablas o gráficas, (Fig. 2).

Para hallar el esfuerzo máximo que ocurre cerca de una discontinuidad en un elemento sometido a una fuerza dada P , el diseñador sólo debe calcular el esfuerzo medio en la sección crítica y multiplicar el resultado por el valor apropiado del factor de concentración de esfuerzos K . Se debe notar, sin embargo, que este procedimiento es válido sólo mientras σ_{\max} no exceda el límite proporcional del material, puesto que los valores de K en la figura 2, se obtuvieron suponiendo una relación lineal entre esfuerzo y deformación.

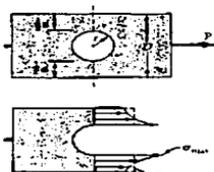


Fig.1

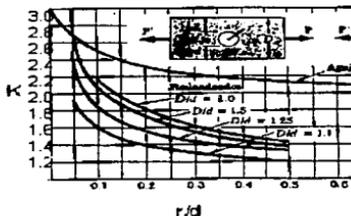


Fig.2

Después de entender y realizar un análisis desde un punto de vista teórico permito seleccionar el material adecuado para el desempeño óptimo de nuestro dispositivo.

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

3.3 SELECCIÓN DE MATERIALES DEL DISPOSITIVO.

3.3.1 FLECHA

Es una flecha maciza de cold rolled de $\frac{1}{2}$ " de diámetro.

Ficha técnica del material

Grado de Acero	Composición (Por Cientos de % por peso)										Propiedades Mecánicas (Temperatura Ambiente)									
	Min.	Max.	Max.	Max.	Max.	Max.	Max.	Max.	Max.	Max.	Resistencia a la Tracción (MPa)	Resistencia a la Tracción (ksi)	Resistencia a la Tracción (MPa)	Resistencia a la Tracción (ksi)	Resistencia a la Tracción (MPa)	Resistencia a la Tracción (ksi)				
SAE 1018	0.14	0.60	0.030	0.035	---	---	---	---	---	---	0.070	1.78	0.500	12.7	32	220	58	400	N/A	25
Prueba de Impacto I-VN											Prueba de Tracción						Grados equivalentes: AISI 1018			
NO APLICA											0.070		1.78		N/A			1.5 x E		N/A

Características:

Acero medio carbono bajo la norma SAE.

Acero de bajo carbono sin silicio (Si = 0.030 máximo) para garantizar el estañado, galvanizado, esmaltado, pintado, cromado, etc.

Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para estructuras de baja resistencia, perfiles tubulares, estructurales, polines, partes automotrices, tubería soldada, y para piezas no críticas y que no estén expuestas a altos esfuerzos en puentes, construcciones y edificios, reducción en frío, etc.

Observaciones:

Garantía: Solo se garantiza el análisis químico.

* Cuando el silicio (Si) es requerido, los siguientes rangos son los más comúnmente usados: Si = 0.10 máximo Si = 0.10 - 0.25 % Si = 0.15 0.35%.

* Esta clasificación es para uso comercial.

* Para uso estructural "P" máximo = 0.035 %, "S" máximo = 0.040 %.

* Para tubería soldada "P" máximo = 0.035 %, "S" máximo = 0.035 %.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Propiedades y pruebas físicas (Típicas):

Los valores de pruebas y propiedades físicas son típicas y no se garantizan solo sirven como referencia.

Grados equivalentes:

AlSI 1018

3.3.2 PERFIL DE ALUMINIO

Perfil de 4 x 4 " calibre 14

Se elijo el aluminio para el trabajo por sus propiedades mecánicas.

El aluminio es un metal que reúne una serie de propiedades mecánicas excelentes dentro del grupo de los metales no férricos, de ahí su elevado uso en la industria.

Dentro del ciclo vital del aluminio, éste se encuentra actualmente en la etapa de madurez, es decir su producción está estabilizada desde hace un par de décadas, aunque en la industria de la automoción su uso es cada vez mayor. Esta aparente contradicción se debe a que está siendo sustituido por nuevos materiales, como los polímeros o los materiales compuestos, en aplicaciones en las que hasta ahora se había utilizado el aluminio. Esto mismo ocurre en mayor medida con los metales ferrosos, donde su producción sí ha disminuido, al verse sustituidos por los nuevos materiales o por el propio aluminio, es el caso de los automóviles o motocicletas, donde cada día aparecen más motos con bastidores de aluminio y coches con suspensiones, partes del chasis y carrocería fabricados con aluminio.

El aluminio, cuando se habla de aluminio se tienen en cuenta todas sus aleaciones, satisface como ningún otro metal las actuales demandas que se piden a un material estructural como son:

La ligereza, la densidad del aluminio (2,70 g/cm) es realmente baja comparada con la del hierro (7,90 g/cm).

La buena resistencia mecánica de algunas de sus aleaciones, incluso a altas temperaturas, lo que hace que esté legando a sustituir a aleaciones de titanio en el mundo aeronáutico, donde la ligereza unido a la resistencia mecánica son factores importantísimos.

Muy buena resistencia a la corrosión gracias a la película de alúmina, que se forma en su superficie de forma espontánea y lo protege de la corrosión.

Una propiedad cada vez más en alza como es la reciclabilidad donde el aluminio destaca especialmente, ya que si bien el aluminio es el metal más abundante en la corteza terrestre, el proceso de obtención del aluminio requiere una alta cantidad de energía en

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

comparación con otros metales como puede ser el acero, pero esta cantidad de energía se reduce enormemente en el proceso de producción secundaria (reciclaje) para el caso del aluminio, provocando que la industria lo tenga muy en cuenta a la hora de ahorrar dinero en forma de energía.

Como propiedades físicas del aluminio caben resaltar, su alta conductividad térmica y eléctrica, esta última le hace adecuado para muchas aplicaciones dentro de la industria eléctrica, su baja temperatura de fusión unido a su elevada temperatura de ebullición hacen al aluminio muy idóneo para la fundición. El aluminio cristaliza en la red FCC (ó CCC) y no sufre cambios alotrópicos, lo que le confiere una alta plasticidad, aunque las propiedades mecánicas varían enormemente según sean los elementos aleantes y los tratamientos termomecánicos a los que se haya sometido el aluminio.

Aleantes y clasificación de las aleaciones del aluminio:

Las propiedades del aluminio dependen de un conjunto de factores, de estos, el más importante es la existencia de aleantes. Con la excepción del aluminio purísimo (99,99 % de pureza), técnicamente se utilizan sólo materiales de aluminio que contienen otros elementos. Aún en el aluminio purísimo, las impurezas (Fe y Si) determinan, en gran medida, sus propiedades mecánicas.

Los elementos aleantes principales del aluminio son: cobre (Cu), silicio (si), magnesio (Mg), zinc (Zn) y manganeso (Mn):

En menores cantidades existen, frecuentemente, como impurezas o aditivos: hierro (Fe), cromo (Cr) y titanio (Ti). Para aleaciones especiales se adiciona: níquel (Ni), cobalto (Co), plata (Ag), litio (Li), vanadio (V), circonio (Zr), estaño (Sn), plomo (Pb), cadmio (Cd) y bismuto (Bi).

La clasificación del aluminio y sus aleaciones se divide en dos grandes grupos bien diferenciados, estos dos grupos son: forja y fundición. Esta división se debe a los diferentes procesos de conformado que puede sufrir el aluminio y sus aleaciones.

Dentro del grupo de aleaciones de aluminio forjado encontramos otra división clara, que es la del grupo de las tratables térmicamente y las no tratables térmicamente. Las no tratables térmicamente solo pueden ser trabajadas en frío con el fin de aumentar su resistencia.

A continuación aparecen dos cuadros con los grupos básicos para las aleaciones de forja y fundición, además hay unas designaciones para especificar el grado de endurecimiento que no serán comentadas por ser demasiado específicas y no venir al caso en el tema de este trabajo.

Conviene señalar que, dentro de las aleaciones para forja, los grupos principales de las no tratables térmicamente son : 1xxx, 3xxx y 5xxx. Dentro de las tratables térmicamente los grupos principales son : 2xxx, 6xxx y 7xxx. En esta última división, se encuentran las aleaciones de aluminio con mayores resistencias mecánicas, los grupos 2xxx y 7xxx, por lo que son las aleaciones más indicadas para este trabajo. Al final de este, se hará una mención especial a estos dos grupos y sus características mecánicas.

A continuación se adjunta un cuadro con aleaciones de aluminio para forja y fundición con sus composiciones químicas y propiedades mecánicas más típicas. Especial mención , como se comentaba antes, a las aleaciones 2024 y 7075 que son muy utilizadas en situaciones que requieren máxima resistencia mecánica junto con ligereza.

Resistencia a la compresión, a la flexión, al corte y a la torsión

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En los materiales aluminicos se puede admitir que el valor del limite de aplastamiento 0,2% (parámetro de la resistencia a la compresión) es igual al valor del limite elástico 0,2% de tracción. La resistencia a la compresión o el limite de aplastamiento 0,2% tienen importancia principalmente en las piezas sometidas a compresión tales como cojinetes de fricción.

La resistencia a la flexión en las aleaciones de aluminio se tiene en cuenta para las de fundición, en aquellos casos en que, al realizar el ensayo de tracción no es posible determinar el limite elástico con suficiente exactitud a causa de su pequeño valor.

La resistencia al cizallamiento es importante para el cálculo de la fuerza necesaria para el corte y para determinadas construcciones. No existen valores normalizados. Generalmente está entre el 55 y 80 % de la resistencia a la tracción.

Casi nunca se determina la resistencia a la torsión, si se considera unadistribución lineal de tensiones, puede considerársela igual a la resistencia al cizallamiento.

Resistencia a la fatiga

La fatiga depende de una serie de factores. Además de la composición, estado y procedimiento de obtención del material, hay que considerar la clase y frecuencia de las solicitaciones y, especialmente, la configuración de los elementos constructivos (distribución de fuerzas, tensiones máximas, superficie). La denominación "resistencia a la fatiga" se utiliza como concepto genérico para todos los casos de solicitud alternativas.

Para el aluminio el limite de ciclos de carga está fijado en 10. Los ensayos se hacen casi siempre con 5 10 ciclos. Los resultados de los ensayos de fatiga alternativa presentan siempre una dispersión que no se disminuye aunque se utilicen métodos más precisos de medición. Se deben, principalmente, a contingencias casuales que intervienen al originarse la primera fisura y prosiguen en las fases iniciales de su expansión.

Influencia del material. La resistencia a la fatiga se aumenta mediante la formación de soluciones cristalinas, la conformación en frío y el endurecimiento. En las aleaciones de aluminio para laminación y forja existe una clara diferencia entre las no endurecibles y las endurecibles. Esto se manifiesta en el siguiente gráfico, donde la aleación AlMg es la no endurecible térmicamente y la AlZnMgCu es la endurecible térmicamente.

Mecánica de la rotura. Tenacidad

El comportamiento en cuanto a la resistencia a la rotura de un material es importante. En los elementos de construcción se presupone que existen siempre fisuras de un determinado tamaño y que se dimensionan los elementos de tal modo que estas fisuras no sobrepasan una magnitud crítica , dentro de un periodo de vida previsto y sobre todo, que no aumenten de modo inestable. La carga puede ser monotoná estática u oscilante. También se puede tener en cuenta la carga de fluencia (método más apropiado para los materiales de aluminio) o las grietas de corrosión bajo tensión.

El valor característico utilizado con más frecuencia es el de la tenacidad a las fisuras K_I, definido para el estado de tensiones uniforme como la concentración de tensiones crítica en la punta de la fisura, que ocasiona la continuación del crecimiento de la misma. Los valores altos de K_I significan alta tenacidad, siendo favorables, cuando también son elevados los valores de resistencia a la tracción y el limite elástico.

Entre los valores de resistencia habituales obtenidos del ensayo de tracción y la tenacidad

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

a las fisuras no existe, en general, ninguna dependencia. Desde el punto de vista cualitativo, la tenacidad alas fisuras desciende al aumentar la resistencia. El objetivo de la investigación de los materiales es desarrollar los que tengan más resistencia y al mismo tiempo mayor tenacidad a la rotura.

Resistencia en el ensayo de tracción

Los importantísimos valores característicos que se obtienen en el ensayo de tracción para juzgar las propiedades resistentes de los materiales metálicos en general, son aplicables a los materiales de aluminio. Generalmente estos valores son el límite elástico 0,2%, la resistencia máxima a la tracción, el alargamiento a la rotura, así como la estricción de ruptura.

En general, la resistencia aumenta con el aumento en elementos de aleación. Los dominios de la resistencia en cada aleación surgen, ante todo, como consecuencia de los aumentos de resistencia que se consiguen por deformación en frío o endurecimiento por tratamiento térmico. Los distintos elementos de aleación actúan de modo muy diferente en cuanto al aumento de resistencia.

Al aumentar la resistencia, aumenta el límite 0,2% más deprisa que la resistencia a la tracción, independientemente del mecanismo que motive el aumento de la resistencia. este aumento se nota especialmente cuando el aumento de resistencia tiene lugar por deformación en frío. En general no se desean altas relaciones entre los límites elásticos (límite 0,2% y resistencia máxima) ya que expresan un comportamiento relativamente quebradizo del material. razón fundamental por la que no se puede aumentar de forma arbitraria la resistencia de un material metálico.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

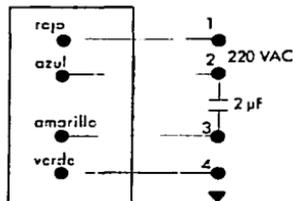
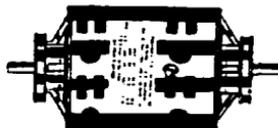
3.3.3 MOTOR

MOTOR ELECTRICO 220 VAC

Código: 15-00860

- *Para trabajo continuo.*

TENSION DE TRABAJO: 220 VCC (50 Hz)
CONSUMO: 0.35 A
POTENCIA: 1/25 HP
VELOCIDAD DE ROTACION: 2200 RPM
DIAMETRO DEL EJE: 8 mm
DIAMETRO DEL CUERPO: 79 mm
LARGO DEL CUERPO: 115 mm
MARCA: ROBBINS & MYERS Inc. (USA)



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Instalaciones eléctricas

CARACTERÍSTICAS DE MOTORES ELÉCTRICOS

TABLA 17.5

Numero de revoluciones de los motores eléctricos

El número de revoluciones de un motor eléctrico es función de su número de polos y de la frecuencia de la corriente resulta

$$n = \frac{120 \text{ Hz}}{p} = \frac{50 \text{ Hz}}{2p}, \text{ revoluciones por minuto, siendo}$$

Hz La frecuencia en hercios

p El número de polos, 2p, el número de pares de polos

La frecuencia normal de la corriente eléctrica es de 50 Hz en Europa y 60 Hz en América.

REVOLUCIONES POR MINUTO SEGUN N.º Y Hz

N.º de polos	R.p.m. a 50 Hz	R.p.m. a 60 Hz	N.º de polos	R.p.m. a 50 Hz	R.p.m. a 60 Hz
2	3000	3600	12	500	600
4	1500	1800	14	429	513
6	1000	1200	16	375	450
8	750	900	18	333	400
10	600	720	20	300	360

Nota: El número de revoluciones se reduce en un 5% en los motores a plena carga (por resquebrajamiento)

INTENSIDADES DE ARRANQUE MÁXIMAS ADMISIBLES

Clase de corriente	Potencia del motor	Int. de arranque Int. plena carga	Clase de corriente	Potencia del motor	Int. de arranque Int. plena carga
Continua	De 0.75 a 1.5 kW	2.5	Alternas	De 0.75 a 1.5 kW	4.5
	De 1.5 a 5 kW	2		De 1.5 a 5 kW	3
	De 5 a 15 kW	1.5		De 5 a 15 kW	2
	De mas de 15 kW	1.5		De mas de 15 kW	1.5

Nota: En los motores de ascensores, grúas y aparatos de elevación en general, se considerará como intensidad normal la de funcionamiento después del arranque. Multiplíquese por 1,3

SECCIÓN DE CONDUCTORES Y FUSIBLES PARA MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA

POTENCIA		220 V			330 V		
CV	KW	Amperios por fase aprox.	Sección del conductor mm²	Corriente nominal fus Amp	Amperios por fase aprox.	Sección del conductor mm²	Corriente nominal fus Amp
0.33	0.25	1.4	3	3	0.85	3	2
0.66	0.45	2.25	4	5	1.3	4	3
1	0.75	3.5	5	6	2	5	4
1.5	1.1	5	6	8	3	6	6
2	1.5	6.5	7	10	4	7	6
3	2.2	9	8	15	6	8	10
4	3.0	12	10	20	8	10	15
5	3.7	15	11	30	13	12	20
7.5	5.5	22	14	40	18	16	25
10	7.5	28	16	50	23	18	30
15	11	39	18	70	31	20	40
20	15	52	22	80	36	25	45
25	18.5	62	25	100	44	28	60
30	22	75	28	125	55	32	75
40	30	105	35	150	73	40	100
50	37	125	40	175	84	45	125
60	44.4	150	45	200	96	50	150
75	55.2	185	50	250	120	55	175

Nota: Las secciones expresadas son para conductores en derivaciones cortas.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.3.4 BALEROS

En busca de mejorar el rendimiento mecánico de las máquinas empleamos diferentes instrumentos que ayudan a mejorar la movilidad interna de esta. Uno de estos son los rodamientos, los cuales alargan la vida útil de las piezas rotacionales, dando una mayor durabilidad y control de la temperatura en los puntos de fricción. Existen varios tipos de rodamientos y día tras día las necesidades del mercado buscan avanzar en la calidad de los rodamientos; es así como hoy en día las industrias sacan al mercado gran variedad de alternativas en cuanto a rodamientos se refiere.

Rodamientos

Es el conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se mueve sobre el cual se apoya.

Los rodamientos se denominan también cojinetes no hidrodinámicos. Teóricamente, estos cojinetes no necesitan lubricación, ya que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista. Sin embargo, como la velocidad de giro del eje no es nunca exactamente constante, las pequeñas aceleraciones producidas por las fluctuaciones de velocidad producen un deslizamiento relativo entre bola y pista. Este deslizamiento genera calor. Para disminuir esta fricción se lubrica el rodamiento creando una película de lubricante entre las bolas y la pista de rodadura.

Las bolas, en su trayectoria circular, están sometidas alternativamente a cargas y descargas, lo que produce deformaciones alternantes, que a su vez provocan un calor de histéresis que habrá que eliminar. Dependiendo de estas cargas, el cojinete se lubricará simplemente por grasa o por baño de aceite, que tiene mayor capacidad de disipación de calor.

Tipos

Rodamientos rígidos de bolas

Robustos, versátiles y silenciosos. Pueden funcionar a altas velocidades y son fáciles de montar. Los rodamientos de una hilera también están disponibles en versiones obturadas; están lubricados de por vida y no necesitan mantenimiento. Los rodamientos de una hilera con escote de llenado y los de dos hileras son adecuados para cargas pesadas.

Rodamientos de bolas a rótula

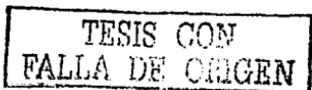
Insensibles a la desalineación angular. También disponibles en versiones obturadas y lubricadas de por vida, para un funcionamiento sin mantenimiento. Los rodamientos montados en manguitos de fijación y alojados en soportes de pie SKF proporcionan unas disposiciones económicas.

Rodamientos de sección estrecha

Son compactos, rígidos y ahorran espacio. Pueden soportar cargas combinadas. Una variedad de diseños ISO y de sección fija ofrece gran flexibilidad para diseñar disposiciones de bajo peso y bajo rozamiento. También disponibles en versiones obturadas para un mantenimiento sencillo.

Rodamientos de rodillos cilíndricos

Pueden soportar pesadas cargas radiales a altas velocidades. Los rodamientos de una



hilera del diseño EC tienen una geometría interna optimizada que aumenta su capacidad de carga radial y axial, reduce su sensibilidad a la desalineación y facilita su lubricación. Los rodamientos completamente llenos de rodillos incorporan el máximo número de rodillos y no tienen jaula. Están diseñados para cargas muy pesadas y velocidades moderadas.

Rodamientos de rodillos a rótula

Robustos rodamientos autoalineables que son insensibles a la desalineación angular. Ofrecen una gran fiabilidad y larga duración incluso en condiciones de funcionamiento difíciles. Montados en manguitos de fijación o de desmontaje y alojados en soportes de pie SKF, proporcionan unas disposiciones de rodamientos económicas. También disponibles con obturaciones para un funcionamiento libre de mantenimiento.

Rodamientos de agujas

Su baja sección transversal les hace adecuados para espacios radiales limitados. Pueden soportar cargas radiales pesadas. La amplia variedad de diseños, incluyendo rodamientos combinados para cargas radiales y axiales, permite unas disposiciones de rodamientos sencillas, compactas y económicas.

Rodamientos de bolas con contacto angular

Diseñados para cargas combinadas, proporcionan unas disposiciones de rodamientos rígidas. Los rodamientos de dos hileras, también disponibles con obturaciones, simplifican las disposiciones ya que pueden soportar y fijar un eje en ambas direcciones. Los rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto ahorran espacio cuando las cargas axiales actúan en ambas direcciones.

Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos

Pueden soportar cargas axiales pesadas de simple efecto. Rígidos y también insensibles a las cargas de impacto. Se pueden obtener disposiciones muy compactas si los componentes adyacentes pueden servir como caminos de rodadura.

Rodamientos axiales de bolas

Diseñados para cargas puramente axiales. Están disponibles diseños de simple y de doble efecto, así como con contraplacas esféricas para compensar los errores de alineación. Estos rodamientos son desarmables, para facilitar el montaje.

Rodamientos de rodillos cónicos

Diseñados para pesadas cargas combinadas. Las excelentes relaciones de capacidad de carga/sección transversal proporcionan unas disposiciones de rodamientos económicas. Los rodamientos TQ-Line son menos sensibles a la desalineación y ofrecen una larga duración, gran fiabilidad y bajas temperaturas de funcionamiento. El diseño CL7C tiene una alta exactitud de giro y un bajo par de rozamiento.

Rodamientos axiales de rodillos a rótula

Robustos rodamientos autoalineables, insensibles a la desalineación angular. Pueden soportar fuertes cargas axiales. También pueden soportar cargas radiales de hasta un 55% de la carga axial actuando simultáneamente. Ofrecen una alta fiabilidad y gran duración, incluso en condiciones de funcionamiento difíciles. El diseño desarmable facilita el montaje.

Rodamientos axiales de agujas

Pueden soportar cargas axiales pesadas en una dirección. Rígidos e insensibles a las cargas de impacto. La baja sección transversal proporciona unas disposiciones de rodamientos muy compactas. Si se pueden mecanizar caminos de rodadura en las piezas adyacentes, la corona de agujas axial puede servir de rodamiento y requiere poco espacio.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Roldanas

Unidades de rodamiento listas para montar con aro exterior reforzado para cargas pesadas, incluyendo las cargas de impacto. Los rodamientos con diámetro exterior bombeado pueden aceptar desalineación.

Coronas de orientación

Transmiten fuertes cargas combinadas y movimientos de orientación en disposiciones con gran diámetro. Uno o ambos aros pueden tener engranaje integral y los dos aros tienen agujeros para los pernos de montaje. Forman una parte integral del sistema de accionamiento. Permiten unas soluciones compactas y económicas, que pueden reemplazar a las disposiciones de rodamientos múltiples tradicionales.

Rodamientos rígidos de bolas

Rodamientos de bola con contacto angular

Rodamiento axial de rodillos a rótula

Rodamientos axiales de agujas

Línea automotor

Rodamientos de rodillos cilíndricos

Rodamientos de bolas a rótula

Soportes bipartidos para rodamientos

Rodamientos para alta temperatura

Rodamientos de rodillos cónicos

Rótulas

Soportes para autocentrantes

Rodamientos De Bolas De Contacto Radial



De una hilera de bolas

Con muescas

De doble hilera de bolas

Rodamientos De Rodillos Cónicos



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Rodamientos De Agujas



Agujas

Rodaduras sin jaula

Coronas de agujas

Una y dos hileras

Casquillos de agujas.

Casquillos de agujas con fondo

sin y con obturaciones

Rodamientos de agujas

sin y con anillo interior

sin y con obturaciones

Rodamientos de agujas sin bordes

sin y con anillo interior

Rodamientos de agujas autoalineables

sin y con anillo interior

Rodamientos de agujas combinados

sin y con anillo interior

Anillos interiores.

Casquillos de marcha libre.

Casquillos de marcha libre con rodadura

Anillos obturadores.

Rodamientos de rodillos cilíndricos

sin jaula, de una y dos hileras, con

jaula o piezas separadoras

Rodamientos de rodillos cilíndricos

con ranuras en el anillo exterior

sin jaula, de dos hileras, con obturaciones

Coronas axiales de agujas

Coronas axiales de rodillos cilíndricos

Discos axiales

Rodamientos axiales de agujas

Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos

Rodamientos a bolas de contacto angular

Rodamientos de agujas axiales de rodamientos cilíndricos

Tuercas estriadas de precisión

Rodamientos axiales y radiales combinados.

Rodamientos de rodillos cruzados

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Rodamientos de apoyo
Rodillos de levas
Rodamientos De Rodillos A Rótula



Rodamientos De Bolas De Contacto Angular



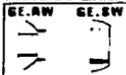
De una hilera de bolas
De 4 puntos de contacto
De doble hilera de bolas
Dedoble hilera de bolas ZZ o EE
Rotulas



Rótulas que requieren mantenimiento
Rótulas radiales
Rótulas que requieren mantenimiento
Rótulas de contacto angular
Rótulas axiales
Rótulas libres de mantenimiento
Rótulas radiales
Casquillos deslizantes cilíndricos, libres de mantenimiento.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Rótulas libres de mantenimiento
Rótulas de contacto angular
Rótulas axiales



Cabezas de rótula que requieren mantenimiento
Cabezas de rótulas hidráulicas
Cabezas de rótula libres de mantenimiento
Cabezas de rótula libres de mantenimiento, con rodamientos a bolas integrado
Sistemas De Desplazamientos Lineales



Casquillos lineales a bolas
Rodamientos lineales a bolas
Casquillos lineales de fricción
Guías lineales con rodillo-guía
Sistemas miniaturas con recirculación a bolas
Sistemas con recirculación de dos hileras de bolas
Patines con recirculación a bolas
Sistemas con recirculación de cuatro hileras de bolas
Sistemas con recirculación de seis hileras de bolas
Sistemas con recirculación de rodillos
Patines con recirculación de rodillos
Guías lineales con jaulas planas
Lubricación

- rodamientos skf lubricados con solid oil:

¿Qué es el Solid Oil?

El Solid Oil es una matriz de polímero saturada de aceite lubricante que rellena el espacio interior del rodamiento por completo y encapsula la jaula y los elementos rodantes. El Solid Oil utiliza la jaula como un elemento de refuerzo y gira con él. Al soltar el aceite, el Solid Oil proporciona una buena lubricación a los elementos rodantes y a los caminos de rodadura durante el funcionamiento.

El material del polímero tiene una estructura porosa con millones de micro-poros que retienen el aceite lubricante. Los poros son tan pequeños que el aceite se retiene debido a la tensión de la superficie. El aceite representa una media del 70% del peso del material.

El Solid Oil tiene ventajas únicas:

Mantiene el aceite en su sitio

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Proporciona al rodamiento más aceite que la grasa
Protege contra aceites contaminantes
No necesita mantenimiento pues no se relubrica
No necesita retenes
No daña el medio ambiente
Resistente a agentes químicos
Puede soportar grandes fuerzas "g"
Aplicaciones del Solid Oil:
Papeleras
- Equipamientos para nieve y hielo
- Acoplamientos accionados neumáticamente
- Grúas y transportadores
- Mezcladoras
- etc...

Además esto también es muy importante en la industria de procesamiento de alimentos pues el Solid Oil no se escapa durante la limpieza por alta presión, como es el caso de las grasas lubricantes convencionales.
El Solid Oil también es insensible a impurezas como el óxido. Nunca se dará una fuga que contamine el proceso.
A la mayoría de los tamaños normales de rodamientos de bolas o rodillos SKF se les puede suministrar el Solid Oil.

Mantenimiento

Para que un rodamiento funcione de un modo fiable, es indispensable que este adecuadamente lubricado al objeto de evitar el contacto metálico directo entre los elementos rodantes, los caminos de rodadura y las jaulas, evitando también el desgaste y protegiendo las superficies del rodamiento contra la corrosión por tanto, la elección del lubricante y el método de lubricación adecuados, así como un correcto mantenimiento, son cuestiones de gran importancia. Inspección y limpieza de rodamientos:

Como todas las piezas importantes de una máquina, los rodamientos de bolas y de rodillos deben limpiarse y examinarse frecuentemente. Los intervalos entre tales exámenes dependen por completo de las condiciones de funcionamiento. Si se puede vigilar el estado del rodamiento durante el servicio, por ejemplo escuchando el rumor del mismo en funcionamiento y midiendo la temperatura o examinado el lubricante, normalmente es suficiente con limpiarlo e inspeccionarlo a fondo una vez al año (aros, jaula, elementos rodantes) junto con las demás piezas anexas al rodamiento. Si la carga es elevada, deberá aumentarse la frecuencia de las inspecciones; por ejemplo, los rodamientos de los trenes de laminación se deben examinar cuando se cambian los cilindros. Después de haber limpiado los componentes del rodamiento con un disolvente adecuado (petróleo refinado, parafina, etc) deberán aceitarse o engrasarse inmediatamente para evitar su oxidación.
Esto es de particular importancia para los rodamientos de máquinas con largos periodos de inactividad.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Casquillos De Friccion Libres De Mantenimiento

Casquillos de fricción libres de mantenimiento, principalmente para funcionamiento en seco.

De Escaso Mantenimiento

Casquillos de fricción de escaso mantenimiento. Engrase necesario.

Almacenamiento de los rodamientos:

Antes de embalar, los rodamientos normalmente son tratados con un agente antioxidante y en estas condiciones, pueden conservarse en su embalaje original durante años, siempre que la humedad relativa del almacén no pase del 60%.

En los rodamientos provistos de placas de protección u obturación que estén almacenados largos periodos de tiempo puede ocurrir que tengan un par de arranque inicial mas elevado que el especificado. También puede darse el caso que las propiedades de lubricación de la grasa se hayan deteriorado después de estar los rodamientos almacenados largos periodos de tiempo.

Montaje Y Desmontaje

El montaje de rodamientos de bolas y de rodillos, es esencial que sea efectuado por personal competente y en condiciones de rigurosa limpieza, para conseguir así un buen funcionamiento y evitar un fallo prematuro.

Como todos los componentes de precisión, la manipulación de los rodamientos durante su montaje debe realizarse con sumo cuidado. La elección el método de montaje adecuado y de las herramientas apropiadas es de gran importancia.

6. Designaciones

Las designaciones completas de los rodamientos SKF, y de sus componentes y accesorios, se componen de una designación básica que puede ir acompañada por una o más designaciones adicionales.

La designación básica consta generalmente de una identificación del tipo de rodamiento (integrada por una cifra, una letra o por una combinación de letras), además de la designación de la serie y la identificación del diámetro del agujero, por ejemplo 23216 ó UN 212. Las designaciones adicionales van colocadas delante de la designación básica (prefijo) o a continuación de ésta (sufijo). Los prefijos sirven para identificar los componentes del rodamiento. Los sufijos se usan para identificar los diseños (o variantes) que de alguna manera difieren del diseño original o que difieren del diseño correspondiente a la norma de producción en vigor.

A continuación, se da un listado de las designaciones más utilizadas y se indican sus significados.

Prefijos

GS Arandela de alojamiento de un rodamiento axial de rodillos cilíndricos.

Ejemplo: GS 81107

K Corona de rodillos (jaula con rodillos) de un rodamiento axial de rodillos cilíndricos.

K- Aro interior con corona de rodillos (cono) o aro exterior (copa) de un rodamiento de rodillos cónicos pertenecientes a las series de la norma AFBMA y generalmente con las dimensiones en pulgadas

Sufijos:

Cuando la designación de un rodamiento consta de varios sufijos, su orden viene determinado por los siguientes agrupamientos: diseño interno, diseño externo, la jaula, otras características del rodamiento.

Los sufijos del cuarto grupo (otras características) van precedidos de una barra inclinada que los separa de la designación básica o del sufijo que los precede.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Diseño interno: A,B,C,D,E.

Diseño externo: CA,CB,CC,-2F,-2FF,G,GA,GB,GC,-2Z, Entre otros.

Fallas

Vibración debida a rodamientos de Chumacera defectuosos

Elevados niveles de vibración, ocasionados por rodamientos de chumacera defectuosos, son generalmente el resultado de una holgura excesiva (causada por desgaste debido a una acción de barrido o por erosión química), aflojamiento mecánicos (metal blanco suelto en el alojamiento), o problemas de lubricación.

Holgura excesiva de los rodamientos

Un rodamiento de chumacera con holgura excesiva hace que un defecto de relativamente menor importancia, tal como un leve desbalance o una pequeña falta de alineamiento, u otra fuente de fuerzas vibratorias, se transformen como resultado de aflojamiento mecánicos o en golpes repetidos (machacado).

En tales casos el rodamiento en si no es lo que crea la vibración; pero la amplitud de la misma sería mucho menor si la holgura de los rodamientos fuera correcta.

A menudo se puede detectar un rodamiento de chumacera desgastado por "barrido" efectuando una comparación de las amplitudes de vibración horizontal y vertical. Las maquinas que están montadas firmemente sobre una estructura o cimentación rígidas revelaran, en condiciones normales, una amplitud de vibración ligeramente más alta en sentido horizontal.

Torbellino de aceite

Este tipo de vibración ocurre solamente en maquinas equipadas con rodamientos de chumacera lubricados a presión, y que funcionan a velocidades relativamente altas – normalmente por encima de la segunda velocidad critica del motor.

La vibración debida a torbellinos de aceite a menudo es muy pronunciada, pero se reconoce fácilmente por su frecuencia fuera de lo común. Dicha frecuencia es apenas menor de la mitad de la velocidad de rotación (en rpm) del eje – generalmente en el orden del 46 al 48% de las rpm del eje.

El problema de los torbellinos de aceite normalmente se atribuye a diseño incorrecto del rodamiento, desgaste excesivo del rodamiento, un aumento de la presión del lubricante o un cambio de la viscosidad del aceite.

Se pueden hacer correcciones temporales modificando la temperatura del aceite (viscosidad), introduciendo un leve desbalance o una falta de alineamiento de manera de aumentar la carga sobre el eje, o rascando y/o ranurando los costados del rodamiento, para desbaratar la "cuña" de lubricante. Desde luego, una solución más duradera es reemplazar el rodamiento con uno que haya sido diseñado correctamente de acuerdo a las condiciones operativas de la maquina, o con uno que esté diseñado para reducir la posibilidad de formación de torbellinos de aceite.

Los rodamientos con ranuras axiales usan las ranuras para aumentar la resistencia a la formación de torbellinos de aceite en tres puntos espaciados uniformemente. Este tipo de configuración está limitado a las aplicaciones más pequeñas, tales como turbinas de gas livianas y turbocargadores.

Los rodamientos de chumacera de lóbulos brindan estabilidad contra los torbellinos de aceite al proporcionar tres puntos de concentración de la película de aceite bajo presión, que sirven para centrar al eje.

Los rodamientos de riñón basculante son comúnmente utilizados para las maquinas industriales más grandes, que funcionan a velocidades más altas.

Hay dos causas comunes de vibración que pueden inducir un torbellino de aceite en un

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

rodamiento de chumacera:

Vibración proveniente de maquinaria ubicada en las cercanías: Puede ser transmitida al rodamiento de chumacera a través de estructuras rígidas, tales como tuberías y cimentaciones. A este fenómeno se le conoce como Torbellino Inducido por el Exterior.

Vibración ocasionada por otros elementos de la maquina misma.

Toda vez que se detecta la vibración característica del torbellino de aceite se deberá realizar una completa investigación de las vibraciones en toda la instalación, incluyendo las fuentes de vibración circunvecina, la estructuras de cimentación y las tuberías relacionadas. Se podrá así quizás descubrir una causa externa de los problemas de torbellino de aceite.

Torbellinos de Histéresis

Este tipo de vibración es similar a la vibración ocasionada por el torbellino de aceite, pero ocurre a frecuencias diferentes, cuando el rotor gira entre la primera y la segunda velocidad critica.

Un rotor que funcione por encima de la velocidad critica tiende a flexionarse, o asquearse, en sentido opuesto del punto pesado de desbalance. La amortiguación interna debida a histéresis, o sea la amortiguación de fricción, normalmente limita la deflexión a niveles aceptables. Sin embargo, cuando acontece un torbellino por histéresis, las fuerzas amortiguadoras se encuentran en realidad en fase con la deflexión, y por lo tanto, acrecentan la deflexión del motor.

Cuando dicho rotor está funcionando por encima de la primera velocidad critica pero por debajo de la segunda, el torbellino por histéresis ocurre a una frecuencia exactamente igual a la primera velocidad critica del rotor.

Nota: La frecuencia de formación del torbellino de aceite es levemente menor de la mitad de la velocidad de rotación del rotor.

La vibración ocasionada por un torbellino por histéresis tendrá la misma características que las ocasionadas por un torbellino de aceite cuando la maquina funcione a velocidades superiores a la segunda velocidad critica del eje. Es decir, que una severa vibración se producirá a una frecuencia levemente menor que 0.5x las rpm del rotor.

El torbellino por histéresis es controlado normalmente por la acción de amortiguación provista por los rodamientos de chumacera en sí. Sin embargo, cuando la amortiguación estacionaria es baja en comparación con la amortiguación interna del rotor, es probable que se presenten problemas. La solución usual para este problema es aumentar la amortiguación estacionaria de los rodamientos y de la estructura de soporte de los mismos, lo que puede lograrse instalando un rodamiento de riñón basculante o de algún rodamiento de diseño especial. En algunos casos el problema puede ser solucionado reduciendo la amortiguación dada por el rotor — sencillamente, cambiando un acoplamiento de engranajes con una versión sin fricción; por ejemplo, con un acoplamiento de disco flexible.

Lubricación Inadecuada

Una inadecuada lubricación, incluyendo la falta de lubricación y el uso de lubricantes incorrectos, puede ocasionar problemas de vibración en un rodamiento de chumacera. En semejantes casos la lubricación inadecuada causa excesiva fricción entre el rodamiento estacionario y el eje rotante, y dicha fricción induce vibración en el rodamiento y en las demás piezas relacionadas. Este tipo de vibración se llama "dry whip", o sea látigo seco, y es muy parecido al pasar de un dedo mojado sobre un cristal seco.

La frecuencia de la vibración debida al látigo seco generalmente es muy alta y produce el sonido chillón característicos de los rodamientos que están funcionando en seco. No es

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

muy probable que dicha frecuencia sea algún múltiplo integral de las rpm del eje, de manera que no es de esperarse ningún patrón significativo bajo la luz estroboscópica. En este respecto, la vibración ocasionada por el látigo seco es similar a la vibración creada por un rodamiento antifricción en mal estado. Toda vez que se sospeche que un látigo seco sea la causa de la vibración se deberá inspeccionar el lubricante, el sistema de lubricación y la holgura del rodamiento.

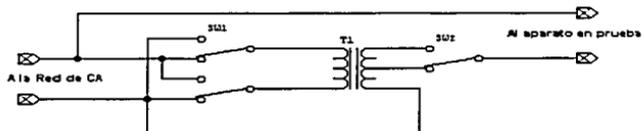


TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.3.5 POTENCIOMETRO

Todo aparato electrónico alimentado con la red eléctrica de CD (120 o 220V) esta expuesto a variaciones de voltaje en la misma. Esta variaciones llegan en algunas ocasiones hasta 10% del voltaje nominal de la red. A veces, para verificar el correcto funcionamiento de una fuente conmutada o un circuito regulador de voltaje convencional, es necesario someter al equipo a las posibles variaciones de voltaje que pueda encontrar en su funcionamiento cotidiano. Para esto existen algunos dispositivos como los Variac o los Estabilizadores de Conmutación Manual. Estos suelen ser costosos.

Con pocos componentes y a un bajo costo se puede fabricar un dispositivo que permite reducir o elevar el voltaje de línea para simular las variaciones que ocurren normalmente en la red eléctrica.



T1 - Transformador con primario de 120V o 220V (de acuerdo a la red) y secundario de 6 + 6V, para 2A como mínimo.

SW1 - Interruptor de dos polos y dos posiciones (DPDT) que soporte como mínimo 3A de C.A.

SW2 - Interruptor de un polo y dos posiciones (SPDT) que soporte como mínimo 3A de C.A.

El funcionamiento es sencillo, **T1** actúa como un auto transformador, Elevador o Reductor, dependiendo de la "fase" de conexión del primario, lo cual se selecciona con **SW1**. Con **SW2** se selecciona entre 6V o 12V la variación de voltaje que deseamos (aumentar o reducir) con respecto al voltaje de línea.

Este dispositivo, no pretende competir con otros de uso Profesional o de Laboratorio. Solo es una herramienta de bajo costo para facilitar la comprobación de fuentes y reguladores a quienes no disponen de otro medio para hacerlo. Espero que les sea de utilidad.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.3.6 SWITCH



Micro interruptor (Micro Switch) con palanca de lamina, de 5 Amperes, 125 Volts de corriente alterna y vida util de 200000 operaciones electricas y 100000 mecanicas

3.3.7 INTERRUPTOR



Interruptor minatura de palanca (Switch) de 5 Amperes, 120 Volts de corriente alterna, 2 polos, 2 tiras, 3 posiciones (On-Off-On) y vida util minima de 50000 operaciones electricas.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.4 FUNCIONAMIENTO

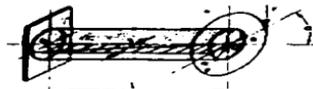
La transmisión se realiza de una manera directa, es decir se acopla el motor directo a la fecha mediante un cople.

La transmisión es controlada por un variak o potenciómetro, que controla el giro de nuestro motor, que es directamente proporcional a la velocidad final de nuestro actuador.

Ejes y árboles de transmisión

TRANSMISIÓN DE FUERZAS POR ROTACIÓN

Deformación de la torsión



Ángulo de torsión, $\phi = \frac{Ml}{GJ}$, radianes por unidad de longitud

$\phi = \frac{M}{GJ} \cdot 180$, grados sexagesimales por unidad de longitud

$$\phi = \frac{M}{810000} \cdot 180 \quad \phi = 100 = 0.07205 \quad \phi = \frac{5160}{32} \cdot N \quad \phi, \text{ grados para } l = 1 \text{ m.}$$

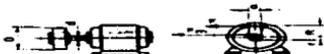
siendo

M, El momento de torsión, kg cm.

G, El módulo de elasticidad tangencial, kg cm⁻² (810000 kg cm⁻² para el acero)

J, El momento de inercia polar, cm⁴ ($J = \frac{\pi r^4}{32}$ para cilindros o árboles)

Transmisión de fuerza por rotación (torsión) de árboles



Par motor, $M_e = F \cdot R$, kg cm (r, cm)

Par de arranque, $M = F \cdot R$, kg cm (R, cm)

Velocidad tangencial, $v = \frac{2\pi R n}{60 \cdot 100}$, m/seg (n, revoluciones por minuto)

Potencia a transmitir, $N = \frac{Fv}{75} = \frac{2\pi R n F}{60 \cdot 75 \cdot 100} = \frac{R n F}{71620}$, CV

Momento de torsión, $M = F \cdot R = 71620 \cdot \frac{N}{n}$, kg cm.

Fuerza tangencial, $F = \frac{M}{R} = \frac{71620 \cdot N}{R}$, kg

Para evitar vibraciones e irregularidades en la transmisión de fuerzas, se tiene:

$$\phi \leq 1/4^\circ = 0.25^\circ \text{ (sexagesimales), para } l = 1 \text{ m.}$$

Ejemplo: Calcule el ángulo de torsión de un árbol de gratorio de 90 mm ϕ , que por medio de una rueda de 1200 mm ϕ (próxima al soporte), transmite una fuerza de 300 kg

Por la proximidad de la rueda al soporte, se considera que el árbol no se flexiona (torsión pura)

$$M = 300 = \frac{1200}{2} = 18000 \text{ kg cm.}$$

$$\phi = 0.07205 = \frac{18000}{81000} = 0.20^\circ \text{ (para } \phi = 0.25^\circ)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Cálculo en función de la tensión

$$\text{Tensión, } \tau = \frac{M_t}{W_p} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi d^3} = 5,093 \cdot \frac{M_t}{d^3} = \frac{364760}{d^3} \cdot \frac{N}{n}, \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Potencia a transmitir, } N = \frac{\tau \cdot d^3 \cdot n}{364760}, \text{ C.V.}$$

$$\text{Diámetro, } d = \sqrt[3]{\frac{5,093 \cdot M_t}{\tau}} = 1,7205 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau}} = 71,45 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{\tau \cdot n}}, \text{ cm}$$

$$\text{Para } \tau_{\text{adm}} = 250 \text{ kg/cm}^2, d = 11,34 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\text{Para } \tau_{\text{adm}} = 500 \text{ kg/cm}^2, d = 9,0 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\text{Para } \tau_{\text{adm}} = 750 \text{ kg/cm}^2, d = 7,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Cálculo en función de la deformación

$$0,25^\circ = 0,07205 \cdot \frac{M_t}{d^3} = 0,07205 \cdot \frac{71620}{d^3} \times \frac{N}{n} = \frac{5160}{d^3} \times \frac{N}{n}$$

$$d^3 = \frac{0,07205}{0,25} \cdot M_t = 0,2882 M_t = \left(\frac{5160}{0,25} \times \frac{N}{n} \right) = 20640 \times \frac{N}{n}$$

$$\text{Diámetro, } d = 0,7327 \cdot \sqrt[3]{M_t} = 11,986 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\text{Potencia a transmitir, } N = \frac{d^3 \cdot n}{20640}, \text{ C.V.}$$

Nota.—Para $\frac{N}{n} \geq 2$, los diámetros obtenidos según $d = 11,34 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$, son superiores a los que se obtienen según $d = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$, resultando también $\alpha < 0,25^\circ$ por metro de longitud.

Ejemplos. 1.º Cálculo de un árbol que ha de transmitir 75 CV a 300 r.p.m.; $\tau_{\text{adm}} = 250 \text{ kg/cm}^2$.

a) Sin considerar el ángulo de torsión.

$$d = 11,34 \cdot \sqrt[3]{\frac{75}{300}} = 7,14 \text{ cm}; \tau = \frac{364760}{7,14^3} \times \frac{75}{300} = 250,5 \text{ kg/cm}^2,$$

$$(\alpha = \frac{5160}{7,14^3} \times \frac{75}{300} = 0,50^\circ \text{ por m.})$$

b) Para $\alpha \leq 0,25^\circ$.

$$d = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{75}{300}} = 8,49 \text{ cm}; \tau = \frac{364760}{8,49^3} \times \frac{75}{300} = 149 \text{ kg/cm}^2,$$

$$(\alpha = \frac{5160}{8,49^3} \times \frac{75}{300} = 0,246^\circ)$$

En ambos casos se tomará árbol de 80 mm (diámetro normalizado para soportes).

2.º Potencia que puede transmitir un árbol de 80 mm ϕ , girando a 300 r.p.m.

$$N = \frac{8^3 \cdot 300}{20640} = 95,4 \text{ CV}, \tau = \frac{364760}{8^3} \times \frac{95,4}{300} = 159,7 \text{ kg/cm}^2,$$

$$(\alpha = \frac{5160}{8^3} \times \frac{95,4}{300} = 0,25^\circ)$$

3.º Diámetro de un árbol que ha de transmitir 200 CV a 100 r.p.m.

a) Sin considerar el ángulo de torsión.

$$d = 11,34 \cdot \sqrt[3]{\frac{200}{100}} = 14,29 \text{ cm}; \alpha = \frac{5160}{14,29^3} \times \frac{200}{100} = 0,247^\circ$$

b) Para $\alpha \leq 0,25^\circ$

$$d = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{200}{100}} = 14,27 \text{ cm}, \alpha = \frac{5160}{14,27^3} \times \frac{200}{100} = 0,249^\circ$$

Corresponde mayor diámetro al primer cálculo por ser $\frac{N}{n} = 2$

Nota.—En la Tabla B 4 se exponen potencias a transmitir por árboles de acero normalizados, para n r.p.m.

Ejes y árboles de transmisión		POTENCIA A TRANSMITIR POR ARBOLES DE ACERO (Torsión sin flexión)																TABLA 8.4				
		Potencia N en CV, a transmitir por árboles de acero de diámetros normalizados, en función del número n, de revoluciones por minuto																				
		n Revoluciones por minuto																				
D	n	50	60	70	80	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
		50	60	70	80	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
2	5	55	55	50	50	45	45	45	40	40	40	35	35	35	35	30	30	30	30	30	30	30
5	8	70	65	65	60	60	55	55	50	50	50	45	45	40	40	40	40	35	35	35	35	35
8	10	80	75	70	70	65	60	60	55	55	50	50	50	45	45	40	40	40	40	40	40	35
10	12	85	80	75	75	70	65	65	60	60	55	55	55	50	50	45	45	45	40	40	40	40
12	15	90	85	80	75	70	70	65	65	65	60	60	55	55	55	50	50	50	45	45	45	45
15	18	100	90	85	85	80	75	70	70	65	65	65	60	55	55	55	50	50	50	45	45	45
18	20	100	100	90	85	80	80	75	70	70	65	65	65	60	60	55	55	50	50	50	50	45
20	25	100	100	100	90	85	80	80	75	75	70	65	65	60	60	60	55	55	50	50	50	50
25	30	110	100	100	100	90	85	80	80	75	75	70	65	65	65	60	60	55	55	55	55	50
30	35	110	110	100	100	100	90	85	80	80	75	75	70	65	65	65	60	60	55	55	55	55
40	50	120	110	110	100	100	90	85	80	80	80	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55
50	60	120	120	110	110	100	100	90	85	85	80	80	75	75	70	70	65	65	60	60	60	60
60	70	125	120	120	120	110	100	100	100	90	90	85	80	80	75	75	70	70	65	65	65	60
70	80	130	125	120	120	110	110	100	100	100	90	90	85	80	80	75	75	70	70	65	65	65
80	90	140	130	125	120	120	110	110	100	100	100	90	85	80	80	75	70	70	65	65	65	65
90	100	140	140	130	125	120	110	110	110	100	100	100	90	85	85	80	80	75	75	70	70	65
100	110	150	140	140	130	125	120	110	110	100	100	100	100	90	85	85	80	80	75	75	70	70
110	125	150	140	140	130	125	120	110	110	110	100	100	100	90	90	85	85	80	75	75	70	70
125	150	160	140	140	130	120	120	110	110	110	100	100	100	90	90	90	85	85	80	75	75	75
150	180	180	160	150	140	140	125	120	120	120	110	110	100	100	100	100	90	85	85	80	80	75
175	200	180	180	160	150	140	130	125	120	120	120	110	110	100	100	100	100	90	85	85	80	80
200	225	200	180	180	160	150	140	130	125	120	120	120	110	110	100	100	100	100	90	85	85	80
225	250	200	180	180	160	150	140	130	125	120	120	120	110	110	100	100	100	100	90	85	85	80
250	275	200	200	180	180	160	150	140	130	130	125	120	120	110	110	100	100	100	100	90	85	80
275	300	220	200	200	180	180	160	150	140	140	130	125	120	120	120	110	110	100	100	100	100	90
300	325	220	200	200	180	180	160	150	140	140	140	130	125	120	120	110	110	100	100	100	100	90
325	350	220	220	200	200	180	160	150	150	140	140	130	125	120	120	110	110	100	100	100	100	90
350	400	240	220	220	200	180	180	160	150	150	140	140	130	125	120	120	110	110	100	100	100	100
400	450	240	240	220	220	200	180	180	160	150	150	140	140	130	125	120	120	120	110	110	100	100
450	500	260	240	220	220	200	180	180	160	150	150	140	140	130	125	120	120	120	110	110	100	100
500		260	240	220	220	200	180	180	160	150	150	140	140	130	125	120	120	120	110	110	100	100

Nota: — Los diámetros corresponden a valores de $\alpha \leq 0.25\%$ por metro y $d \leq 250$ kg/cm², calculados según $d = 12 \sqrt{\frac{N}{n}}$ los situados sobre la línea escalonada, y por $d = \sqrt{\frac{N}{n}}$ los situados debajo, por resultar diámetros superiores.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.5 CONTROL DEL EQUIPO

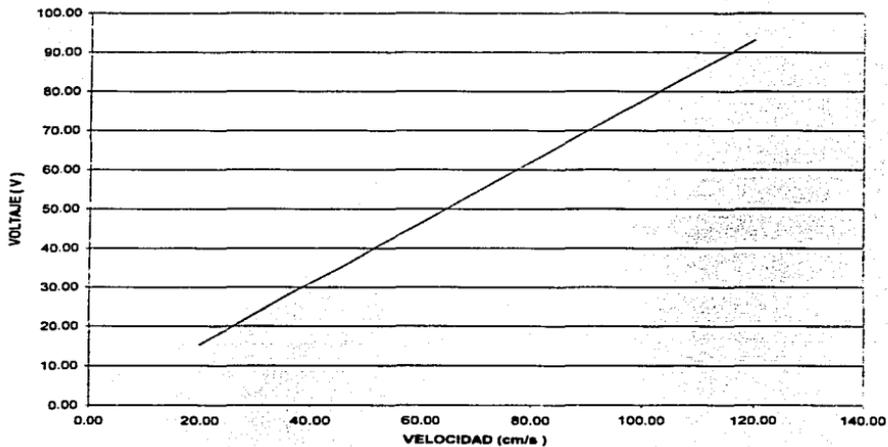
El control del dispositivo se realiza mediante un potenciómetro o resistencia variable, que permite aumentar o disminuir la velocidad que es directamente proporcional al voltaje suministrado al sistema

RELACION DE VOLTAJE VELOCIDAD

RPM	VOLTAJE (V)	RPS	VELOCIDAD CM/S
2200	120.00	36.67	93.13
2100	114.55	35.00	88.90
2000	109.09	33.33	84.67
1900	103.64	31.67	80.43
1800	98.18	30.00	76.20
1700	92.73	28.33	71.97
1600	87.27	26.67	67.73
1500	81.82	25.00	63.50
1400	76.36	23.33	59.27
1300	70.91	21.67	55.03
1200	65.45	20.00	50.80
1100	60.00	18.33	46.57
1000	54.55	16.67	42.33
900	49.09	15.00	38.10
800	43.64	13.33	33.87
700	38.18	11.67	29.63
600	32.73	10.00	25.40
500	27.27	8.33	21.17
400	21.82	6.67	16.93
360	19.64	6.00	15.24

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

VOLTAJE vs VELOCIDAD



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.6 PROCESO DE MECANIZADO

Para el diseño y construcción que nos disponemos a mecanizar (sistema de traslación) será necesario realizar una serie de procesos que a continuación vamos a enumerar. Dichos procesos serán específicos para cada pieza del sistema.

Pieza 1: BASE DEL DISPOSITIVO

Material: Angulo de aluminio de 1" x 1/8 " de fierro común

Mecanizado:

- Corte para dimensionar
- Soldadura de arco eléctrico 6013 1/8 "
- Esmerilar para desvanecer aristas vivas
- Barrenado de base 5/16 "
- Ángulos de sujeción de base con perfil de aluminio
- Angulo L de aluminio 4 x 4 x ¼
- Dimensionar
- Fresado de ángulos
- Trazo y barrenado 5/16 para fijar a la base



ANGULO DE SUJECIÓN

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Pieza 2: FLECHA

Material: Cold Rolled ½ "

Mecanizado:

- Corte y dimensionamiento de la flecha con arco de segueta.
- Refrentado de las caras
- Ranuras en extremos de la barra para fijar los seguros de candado , este mecanizado se realizo en un torno paralelo
- Plano en un extremo de la flecha para fijar el cople, se realizo este mecanizado en la fresadora con un cortador de 3/8 " vertical



BARRA COLD ROLLED



SEGURO DE CANDADO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Pieza 3 y 4: TAPAS

Material: Aluminio

Mecanizado:

- Corte del material con sierra vertical
- Dimensionamiento, fresado de los cuadros de aluminio con un cortador vertical.
- Trazar caja para baleros que funcionaran como chumaceras para evitar torsión en la flecha generado por el par torsional que ejerce el giro del motor. El mecanizado realizado fue barrenar centros , y se uso barra de interiores para abrir barreno a las dimensiones de los baleros seleccionados.
- 4 barrenos $\frac{1}{4}$ " para machuelear a $\frac{5}{16}$ "



TAPAS

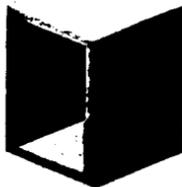
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Pieza 5 : PERFIL

Material: Aluminio

Mecanizado:

- Barrenado para maquinar ranura
- 1 barreno con broca de 3/8 "
- 1 Cortador vertical de 1/2 " para fresar ranura
- Barreno de perfil para fijar con la base



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Pieza 6: SOPORTE GUIA DEL ACTUADOR LINEAL

Material: Aluminio

Mecanizado:

- Corte del material con cierra vertical
- Rectificado del material con buril de mariposa
- Trazo del material , barrenado con broca de 3/8 " , frezado de ranuras con cortador vertical de 3/8 "
- Ojales para ajustar tuercas
- Barrenado con broca de 1/4 "



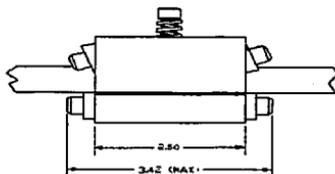
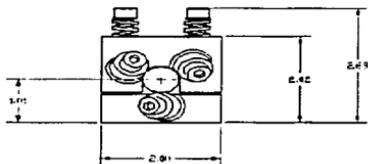
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Pieza 7: ACTUADOR

Material: Aluminio

Mecanizado:

- Dar dimensiones a las 1 piezas , se realizo frezado con cortador vertical de $\frac{1}{2}$ "
- Barrenos y cuerdas de alojamiento de los baleros, se utilizo el cabezal a 30° para realizar las cajas de alojamiento, se utilizo la frezadora y el taladro de coordenadas.
- Barrenos de sujeción o hermanacion de las 2 piezas , barreno de $\frac{1}{4}$ " y machuelo de $\frac{3}{16}$ " estándar
- En el torno paralelo de mordazas independientes se realizaron los barrenos de deslizamiento de la flecha.
- Pernos guías y barrenos para los pernos guías.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Orientation: Vert.
 Weight: 20 lbs
 Thrust: 40 lbs, 177.6 ni
 Linear Speed:
 39.38 in/sec 1000 mm/sec
 Shaft RPM: 2200 RPM
 Roh'tix Lead:
 1.07 in/rev, 27.27 mm/rev
 Shaft Length 47.26 in, 1,200mm

Enter Thrust Requirement: 40 lbs

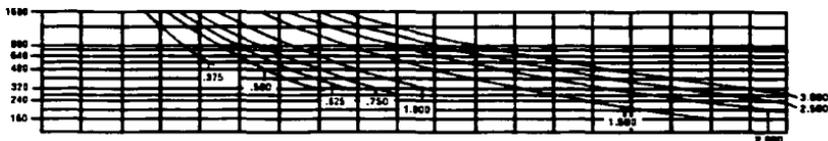
OR - Enter Coefficient of friction: NA Orientation: Vert.
 Enter Weight of Load Being Moved: 20 lbs

Enter Two of Three: Linear Speed, Driveshaft Speed, Lead

Enter Linear Speed Required: 1000 mm/sec
 Enter Shaft RPM: 2200 RPM
 Roh'tix Lead (mm/rev of shaft): 27.27 mm/rev

Enter Shaft Length: 1,200 mm

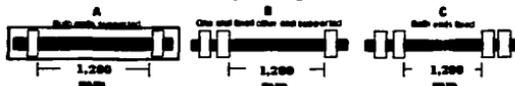
Bearing Mounting Method



A	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
B	12	25	35	50	60	70	85	100	110	120	130	145	160	170	180	195	205	220	230
C	15	30	40	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285

Bearing Mounting Method = A

Bearing Mounting Method



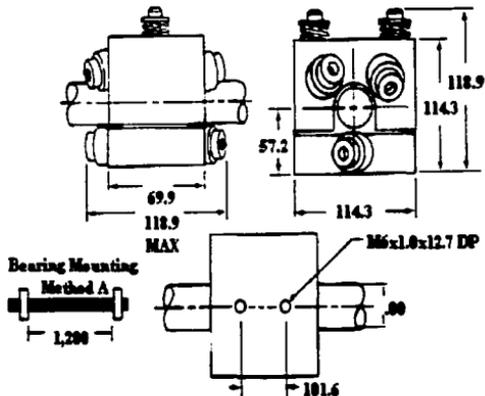
TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Roh'lix[®] Linear Actuator

Thrust Rating: 889 nt
Standard Lead: 50 mm/rev
Shaft Diameter: 50 mm

Maximum Recommended Shaft Speed = 1,600 rpm
at Shaft diameter of 50 mm
and Shaft length of 1,200 mm
and Bearing Mounting Method A

Orientation: Vert.
Weight: 20 lbs
Thrust: 40 lbs, 177.6 nt
Linear Speed: 39.38 in/sec 1000 mm/sec
Shaft RPM: 2200 RPM
Roh'lix Lead: 1.07 in/rev, 27.27 mm/rev
Shaft Length 47.26in, 1,200mm



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

OTRAS PARTES DEL DISPOSITIVO

Cople de aluminio con unión de neopreno de $\frac{1}{4}$ " A $\frac{1}{2}$ "

Tornillería Hallen $\frac{1}{4}$ "

Seguro de candado de $\frac{1}{2}$ "

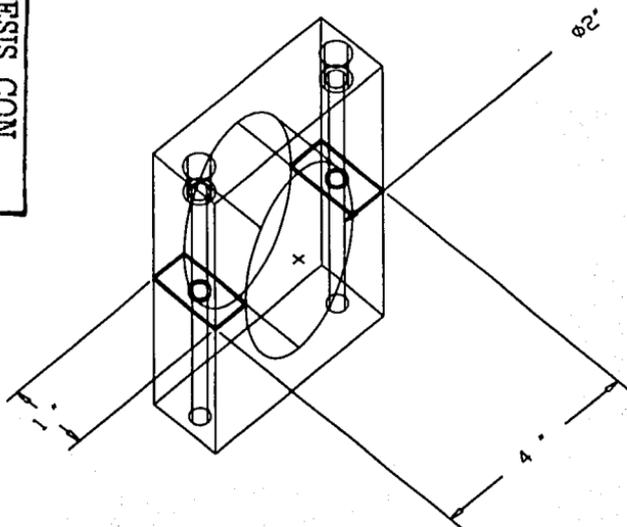
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

PLANOS

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

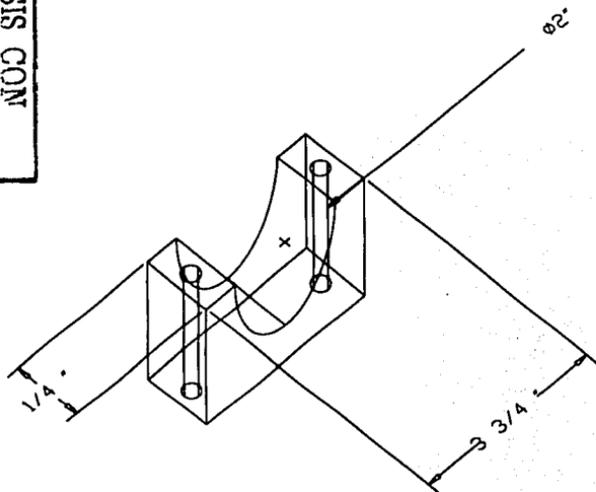
TAPAS

TESIS CON
FALTA DE ORIGEN

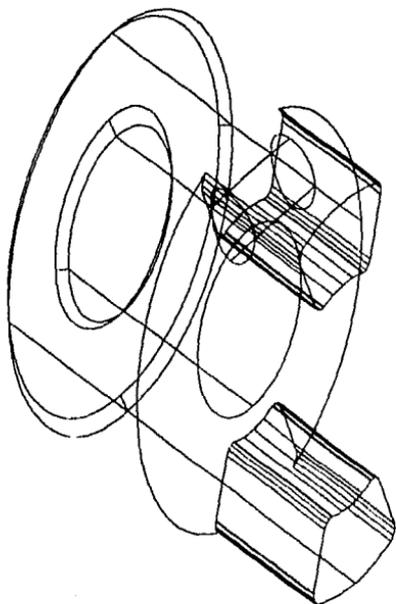


GUIA DEL ACTUADOR

TESIS CON
FALTA DE ORIGEN

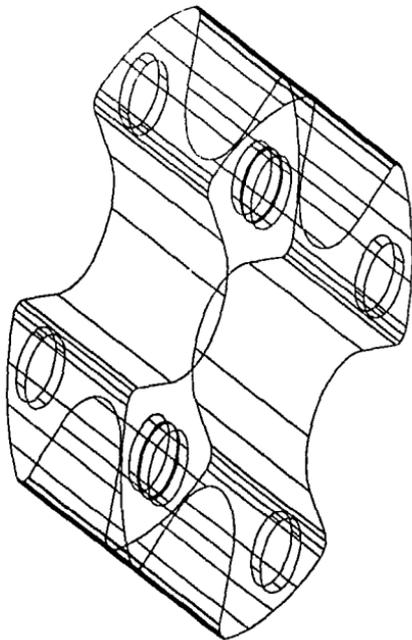


COPLÉ



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

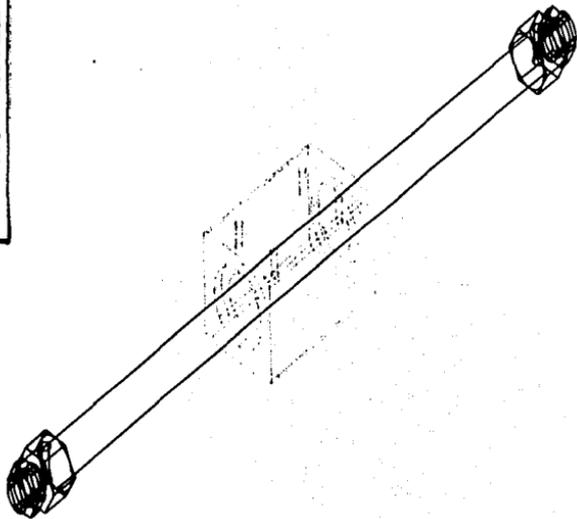
UNION DE COPLE



TESIS CONT
FALLA DE CARGEN

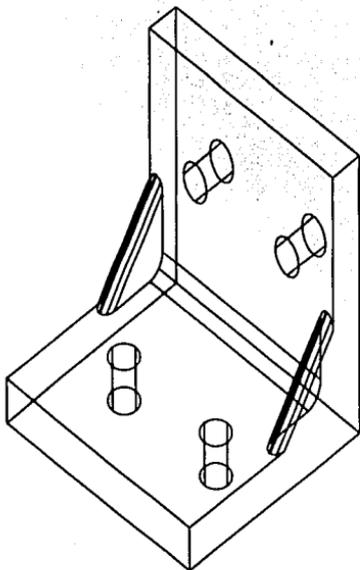
FLECHA Y ACTUADOR

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

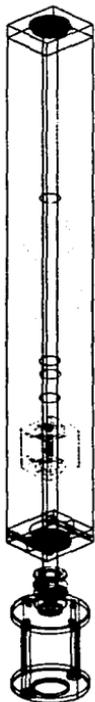


SOPORTE DE LA BASE

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



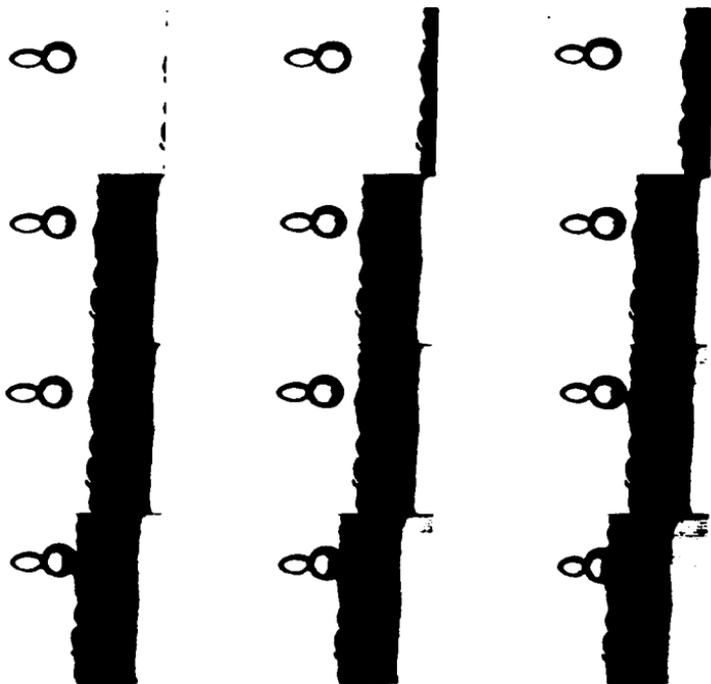
DISPOSITIVO



TESIS CON
FALLA DE CRIGEN

RESULTADOS

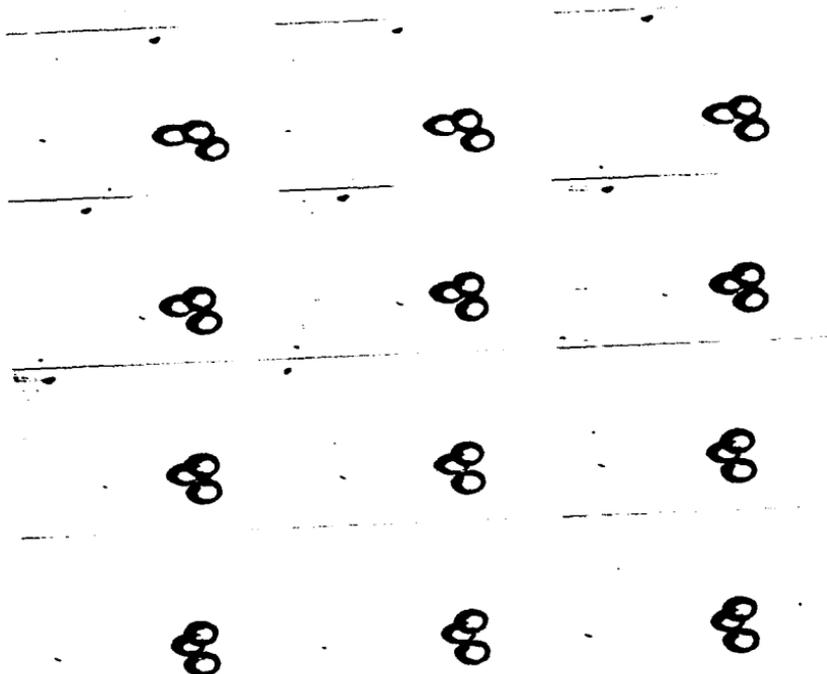
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



IMÁGENES DE RECORRIDO DE BURBUJAS POR UN CANAL
DESCRIPCIÓN LAGRANGIANA

TESIS CON
FALLA DE CARGEN

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CONCLUSIONES

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tras la realización del anterior trabajo se pueden obtener conclusiones importantes respecto al tema tratado.

- ❖ El valor de un dispositivo como este radica en la velocidad y precisión de su desplazamiento así como la carga que puede soportar presentando una velocidad constante.
- ❖ Es importante en este tipo de diseños tratar de eliminar la vibración ya que al introducir en nuestro sistema perturbaciones la captura de imágenes no es la más adecuada.
- ❖ Un punto importante en conseguir un buen dispositivo es el diseño de un buen sistema de movimiento, es decir la manera en que acoplamos el sistema, al ser de manera directa se corre el riesgo de aumentar las vibraciones al sistema, ya que si no está bien acoplado las vibraciones se intensificarán.
- ❖ Es importante para pruebas generales asegurarse de lograr un voltaje estable y continuo, y evitar al máximo las caídas de voltaje y el mal acoplamiento de las partes.
- ❖ En el diseño es clave solo agregar las restricciones necesarias para un buen movimiento y lograr las mínimas pérdidas de por fricción, pues de allí depende la capacidad y economía de funcionamiento de este.
- ❖ En los procesos de diseño es muy importante lograr una pre-visualización del objeto que se va a construir para tener en cuenta consideraciones de tamaño, ubicación, y ante todo lograr una idea de lo que se quiere alcanzar siendo muy útiles para este fin las herramientas de CAD.

- ❖ Los procesos de diseño no tienen nunca una respuesta única y para llegar a una solución es necesario entonces aplicar muchos tipos de criterios desde criterios de costos hasta criterios de apariencia, obviamente siempre poniendo con mayor importancia los resultados teóricos de la ingeniería.
- ❖ Los procesos de construcción deben ser muy bien planeados y deben siempre tener cabida a contratiempos .
- ❖ No siempre se puede contar con los procesos sobre los que se diseña y esto hace la labor de construcción un problema que no siempre se logra solucionar en el tiempo estimado.

BIBLIOGRAFIA

LIBROS

- Beer y Johnson. "Mecánica de Materiales". Ed. McGraw-Hill.
- Gere y Timoshenko. "Mecánica de Materiales". Ed. Grupo Ed. Iberoamérica.
- Singer, F. "Resistencia de Materiales", Ed. Harla.
- Hibbeler, Russell C.. "Mecánica de Materiales". Ed. Cecsaa.
- Lardner y Archer. "Mecánica de Sólidos". Ed. McGraw-Hill.
- Mott, Robert L. "Resistencia de Materiales Aplicada". Ed. Prentice Hall.
- Sloane, A. "Resistencia de Materiales". Ed. Montener y Simon.
- Fitzgerald, R.W. "Mecánica de Materiales". Ed. Alfaomega.
- Nash, William A. (Serie Schaum) "Resistencia de Materiales". Ed. McGraw-Hill.
- Shigley, Joseph Edward. "Applied Mechanics of Materials". Ed. McGraw-Hill.
- Timoshenko, Stephen P. "History of Strength of Materials". Dover Publications Inc.,
- Seely, Fred B; Smith, James. "Resistance of Materials". Ed. John Wiley and Sons.
- Cernica, John N. "Strength of Materials". Zna Editios. Ed. Holt, Rinehart and Winston.
- Aybers N. M. & Tapucu A. 1969 a. The motion of a gas bubbles rising trough stagnant liquid. Wärme und Stoffübertragung 2. 118-128.
- Aybers N. M. & Tapucu A. 1969 b. Studies on the drag and shape of gas bubbles rising through a stagnant liquid. Wärme und Stoffübertragung 2. 171-177.
- Batchelor G. G. 1967. An introduction to fluid dynamics. Cambridge University Press.
- Benjamin T. B. 1987. Hamiltonian theory for motions of bubbles in an infinite liquid. J. Fluid Mech. 181. 349-379.
- Bisheuvel A. & Van Wijngaarden L. 1982. The motion of pairs of gas bubbles in a perfect liquid. J. Engang Maths. 4. 349-279.

- Bisheuvél A. & Spoelstra S. 1989. The added mass coefficient of adispersion of spherical gas bubbles in liquid. *J. Multiphase Flow* 15, 911-924.
- Clift R. & Weber. 1978. Bubbles, drops and particles. Academic Press Inc.
- De Vries A. G. 2001. Path and Wake of a Eising Bubble. PhD. Thesis. University of Twente.
- Duiniveld P.C. 1994. Bouncing and coalescence of two bubbles in water. PhD. Thesis. University of Twente.
- Duiniveld P.C. 1995. The rise velocity and shape of bubbles in pure water at high Reynolds number. *J. Mech. Fluids*. 292, 325-332.
- Haberman & Morton. 1954. An experimental study of bubbles moving in liquids. *Trans ASCE* 2799, 227-252.
- Hartunian & Sears W. R. 1957. On the instability of small gas bubbles moving in liquids. *J. Fluid Mech.* 3, 27-47.
- Joseph, Zenit, Hunt & Rosnwinkel. 2001. Particle wall collisions in a viscous fluid. *J. Fluid Mech.* 433, 329-346.
- Kok J. B. W. 1989. Dynamics of gas bubbles moving through liquid. PhD. Thesis. University of Twente.
- Kok J. B. W. 1993 I. Dynamics of a pair of gas bubbles moving through liquid. *European J. Mech. Fluids*. 12, 515-540.
- Kok J. B. W. 1993 II. Dynamics of a pair of gas bubbles moving through liquid. *European J. mech. Fluids*. 12, 541-560.
- Lamb H. 1932. *Hydrodynamics*. Dover. 6th ed.
- Levich, V. 1962. *Physico-Chemicals Hidrodynamics*. Prentince Hall.
- Miksis M., Vanden-Broeck, J. M. & Keller J. B. 1981. Axisymetric bubble or drop in a uniform flow. *J. Fluid Mech.* 108, 89-100.
- Milne-Thompson L. M. 1968. *Theoretical Hidrodynamics*. Dover.
- Moore D.W. 1963. The boundary layer on a spherical gas bubbles. *J. Fluid Mech.* 16, 161-176.
- Moore D.W. 1965. The velocity rise of distorted gas bubbles in a liquid of small viscosity. *J. Fluid Mech.*

- 23. 749-766.
- Rybezynski W., Bull. 1911. Int. Acad. Pol. Sci. Lett. Cl. Sci. Math. Nat. Ser. A. 40-66
- Ryskin & Leal. 1984 a. Numerical Solution of free-boundary problems in fluid mechanics. The finite-difference technique. J. Fluid Mech. 148. 1-17.
- Ryskin & Leal. 1984 b. Numerical Solution of free-boundary problems in fluid mechanics. Bouyancy-driven motion gas bubble through a quiescent liquid. J. Fluid Mech. 148. 19-35.
- Saffman P. G. 1956. On the rise of small air bubbles in water. J. Fluid Mech. 1. 249-275.
- Stewart C. W. 1995. Bubble interaction in low viscosity liquids. Int. J. Multiphase Flow. 21. 1037-1046.
- Stokes G.G. 1851. Trans. Cambridge Philos. Soc. Math Phys. Pap. 3.1. 9 8-27.
- Tsao & Koch D. L. 1997. Observations of high Reynolds number bubbles interacting with a rigid wall. Phys. Fluids 9. 44-55.
- Tsuge H. & Hibino S. 1977. The onset conditions of oscillatory motion of single gas bubbles rising in various liquids. J. Chem. Eng. Japan 10. 66-68.
- Van Wijngaarden L. 1991. Bubble deformation in bubbly liquids and its effect on the stability of voidage waves. In mathematical approaches in hidrodynamics. Siamm. 38-49.
- Zenit, Hunt and Brennen. 1997. Collisional particle pressure measurements in solid liquid flows. J. Fluid Mech. 353. 261-283.
- Zenit & Hunt. 1999. Mechanics of inmersed particle collisions. ASME J. Fluid Engand 121. 179-184.

<http://www.eafit.edu.co/mecanicadesolidos/programa.htm>