

0329

DESCARTE

U.N.A.M.

ESCUELA NACIONAL DE INGENIEROS

- **Proyecto, Diseño y Construcción de una Máquina Balanceadora para Motores Fraccionarios.**

T E S I S

Que para obtener el título de:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
presenta el pasante:
FCO. HUMBERTO RODRIGUEZ Y CAYEROS





Universidad Nacional
Autónoma de México

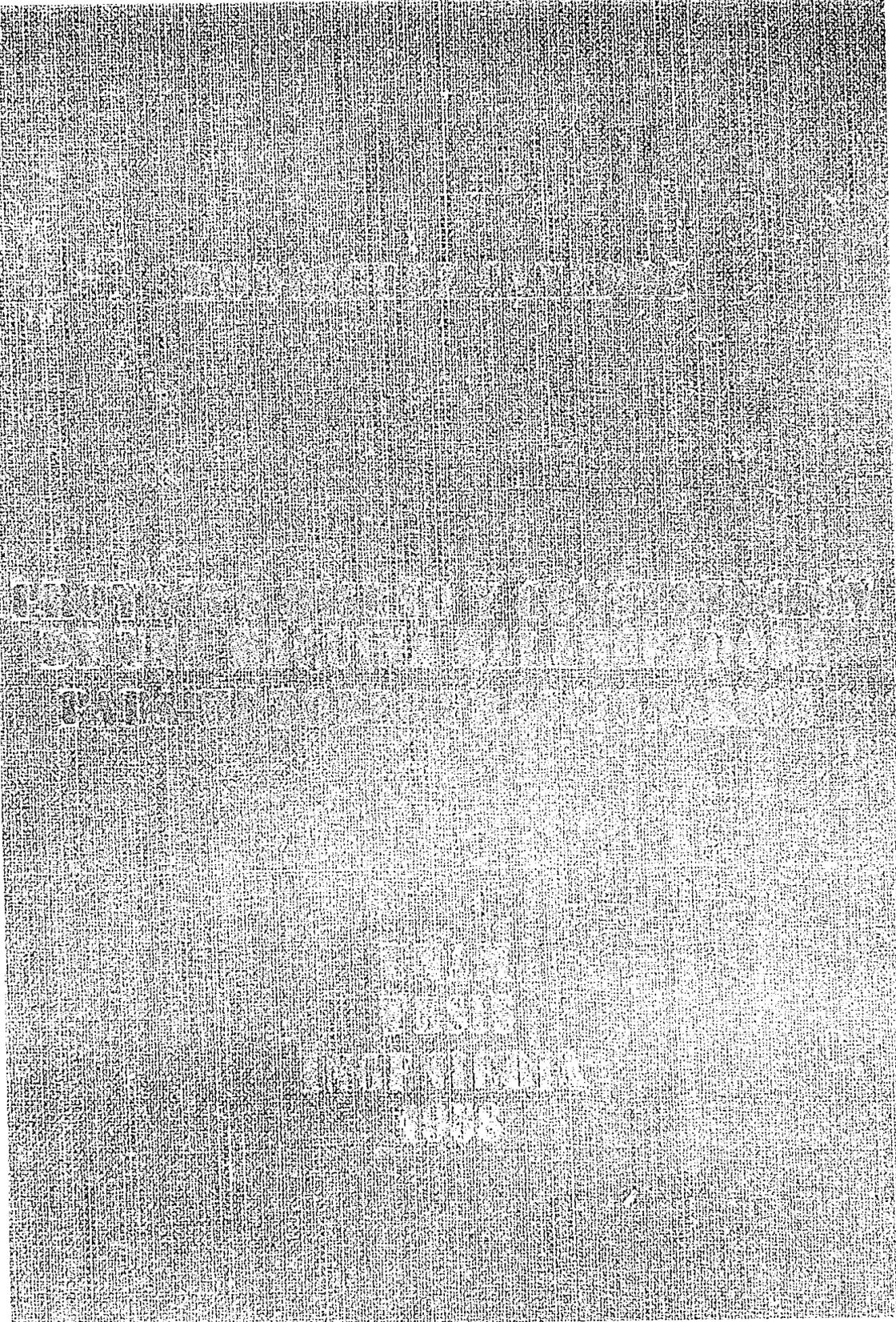


UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



A mis maestros.

A mi familia.

A mi padre, con todo cariño.

Al inolvidable recuerdo de mi madre.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE INGENIERIA
Dirección
Núm. 73-2059
Exp. Núm. 73/214 2/

Al Pasante señor Humberto RODRIGUEZ Y CAYEROS
P r e s e n t e ,

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección, propuso el señor profesor Ingeniero Odon de Buen Lozano para que lo desarrolle como tesis en su examen profesional de Ingeniero MECANICO ELECTRICISTA.

PROYECTO, DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA BALANCEADORA PARA MOTORES FRACCIONARIOS.

"Como paso final en la producción de motores eléctricos, es necesario llevar a cabo una operación de balanceo dinámico tendiente a eliminar la vibración, que en menor o mayor grado, aparece en los cuerpos rotarios. En la fábrica Electromotores Mexicanos, S.A. dedicada a la producción de motores fraccionarios se presentó el problema de proyectar y construir una máquina para medir y localizar el desbalance en los rotores y poder hacer las correcciones necesarias.

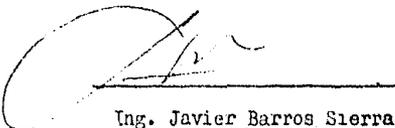
El estudio deberá contener los siguientes puntos principales:

- 1.- Estudio de los principios generales de Balanceo Dinámico aplicados al problema.
- 2.- Diseño del sistema mecánico.
- 3.- Diseño del circuito electrónico."

Ruego a usted tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito indispensable para sustentar su examen profesional; así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

Muy atentamente,

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
México, D.F. 23 de abril de 1958
EL DIRECTOR



Ing. Javier Barros Sierra



JBS'RPV'eag.

I N D I C E

CAPITULO I

Introducción.	1
El desbalance estático.	2
El desbalance dinámico.	4
Causas del desbalance.	7
Vibraciones.	10
Frecuencia natural de vibración.	14
Vibración forzada con amortiguamiento.	17
Movimiento forzado.	24

CAPITULO II

Medición de las vibraciones.	25
Máquinas balanceadoras.	30
Métodos para determinar las correcciones.	36
Separación de los planos de corrección.	40

CAPITULO III

Selección de los métodos de medición.	47
Diseño del sistema mecánico.	49
El circuito de medición.	54

BIBLIOGRAFIA	70
--------------	----

CAPITULO I

Entre los problemas de producción de una fábrica de equipo rotatorio se encuentra el de eliminar la vibración que se presenta cuando el producto, ya armado, se hace funcionar. En la planta de Electromotores Mexicanos, S. A., se vió la necesidad de incluir en las instalaciones una máquina balanceadora dinámica; el problema fué estudiado; se analizaron diversas alternativas y se llegó a la conclusión de que económicamente se justificaba la construcción, con los medios de que se disponía, de la máquina que satisficiera las necesidades.

El proyecto fué desarrollado casi completamente en forma empírica, basándose, desde luego, en las especulaciones teóricas que muchos autores han hecho al respecto.

Es el objeto del presente trabajo presentar en forma abreviada los conceptos que normaron el criterio para la construcción de la máquina.

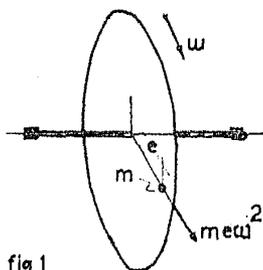
INTRODUCCION. El estudio del problema de la vibración de los cuerpos es esencialmente el estudio de los movimientos oscilatorios de las máquinas y estructuras y las fuerzas que crean estos movimientos. La vibración no puede ser el resultado de una fuerza constante, sino que la fuerza que crea y mantiene una vibración es siempre fluctuante en su naturaleza. Bien puede ser que la fuerza cambie solo de magnitud, en cuyo caso se tiene una fuerza alternativa, ó bien la vibración puede ser el resultado de una fuerza que varíe en dirección, en cuyo caso a la fuerza se la llama rotatoria.

Las fuerzas y los movimientos que producen se encuentran siempre presentes en forma más o menos evidente como consecuencia

directa del movimiento de las máquinas y en la gran mayoría de -- los casos constituyen un fenómeno indeseable. Por efecto de la -- vibración se ven aumentados los esfuerzos en los elementos consti-- tutivos de las máquinas, acortando su vida; puede haber interfe-- rencia con el funcionamiento adecuado de la propia máquina ó de -- otras máquinas ó instrumentos situados en las cercanías; el perso-- nal en contacto con las instalaciones experimenta un cansancio fi-- sico, especialmente si la vibración es de naturaleza ruidosa; y, en fin, hay siempre una pérdida de energía mecánica debida a las fuerzas de amortiguamiento, que siempre están presentes.

Se adivina pues, la necesidad de llevar a cabo ciertas opera-- ciones tendientes a eliminar la vibración provocada por el funcio-- namiento de las máquinas. En el caso de maquinaria rotatoria, la vibración se elimina, ó es atenuada a límites razonables, efec--- tuando una operación de balanceo.

EL DESBALANCE ESTÁTICO. Es conveniente evidenciar la forma en -- que la rotación de un cuerpo determina una vibración. Supóngase-- un disco de espesor despreciable respecto a su diámetro cuyo cen-- tro de gravedad está localizado a cierta distancia "e" del eje en



en que está montado, como lo mues-- tra la figura adjunta. Al girar-- el conjunto se establecerá una -- fuerza de magnitud $m\omega^2 e$, dirigida radialmente hacia el exterior del disco y girando con él. Ahora -- bien: la proyección de esta fuer--

za sobre un plano axial (que contenga al eje de rotación), es -- una fuerza que varía armónicamente con el tiempo dando lugar a u-- na vibración.

Este tipo de desbalance hace que aún cuando el disco esté en reposo, éste adopte una posición de equilibrio estable, cosa que sucede sólo si el centro de gravedad del conjunto disco-flecha ocupa la posición más baja posible. El hecho de mostrar su presencia en estado de reposo justifica el nombre de Desbalance Estático con que se conoce a esta condición. El desbalance estático hace, pues, que un disco pesado montado en un eje ligero tenga una vibración a cualquier velocidad. A la distancia "e" entre el centro de gravedad del disco y el eje de rotación del conjunto se llama excentricidad, y se ve que la fuerza de inercia $m\omega^2$, y la vibración que provoca son proporcionales a ella para todas las velocidades de rotación. Para asegurar a cualquier velocidad una operación suave, por lo tanto, la excentricidad debe reducirse lo más posible, cosa que puede efectuarse por un balance estático. -

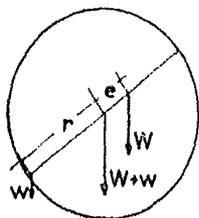


fig 2

El balanceo estático consiste en añadir un peso de corrección "w" cercano a la periferia del disco, de modo tal que el centro de gravedad del disco en las nuevas condiciones esté en el centro de la flecha, como se muestra en la figura adjunta. En el supuesto caso de que "e" fuera conocido, el peso de corrección puede encontrarse de la ecuación de momentos respecto al centro del eje, considerando que el peso "W" del disco es conocido. Se tiene pues:

$$wr = We$$

Sin embargo, difícilmente es ésta la condición, y en la práctica debe encontrarse el peso de corrección por medio de un proce

dimiento tentativo. Para el efecto, en la forma más simple de efectuar la prueba se coloca el eje del disco sobre dos rieles horizontales de modo que el disco pueda rodar con el mínimo de fricción. Cuando el disco se detiene, el centro de gravedad estará - aproximadamente en la vertical que pasa por el centro del eje, y abajo de éste. Se añade un pequeño peso en la parte superior del disco, y se observa si el cuerpo mantiene su tendencia a rodar a la misma posición. Si es este el caso, se sustituye el peso por uno mayor, repitiendo el proceso hasta que el disco quede en la posición en la que se deje. Se dice entonces que ha quedado balanceado estáticamente. Claro está que en vez de añadir pesos de corrección del "lado ligero" del disco, la corrección puede efectuarse retirando material del "lado pesado", sea esmerilando ó con taladro.

Este método de balanceo descrito no es adecuado para un trabajo rápido y preciso, y ha sido, por tanto, reemplazado por máquinas balanceadoras en las cuales el disco se hace girar a una velocidad relativamente alta y la vibración resultante medida con bastante precisión.

EL DESBALANCE DINAMICO. En los párrafos anteriores se ha descrito en que consiste el desbalance estático y se ha sugerido un método para eliminarlo. Se ha visto que si un disco delgado se hace girar alrededor de un eje a una distancia "e" del centro de gravedad, el eje soporte se comporta como si una fuerza rotatoria de magnitud $m\omega^2 e$ actuara en el plano del disco. Si se balancea estáticamente la pieza, y la excentricidad se reduce a cero, la vibración desaparece completamente. Sin embargo, para rotores ri

gidos largos, como el mostrado en la figura, el balanceo estático no es suficiente para evitar que se transmitan fuerzas de inercia-

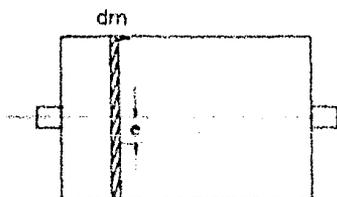


fig 3

a los apoyos debidas a un desbalance del rotor. Esto se debe al hecho de que, aún cuando el centro de gravedad de todo el conjunto rotor esté localizado en el eje, los centros de gravedad de los discos elementales del rotor no necesariamente están localizados en dicho eje. En efecto, supongamos que por medio de una prueba estática el rotor se ha dejado completamente balanceado. Sin embargo, cada uno de los discos elementales del rotor, en el caso más general, tiene su centro de masa fuera del eje de rotación impuesto por los apoyos, y al girar establecerá una fuerza de inercia de valor:

$$df = dm\omega^2 e$$

Como las direcciones en que estas fuerzas actúan son diferentes para cada disco elemental del rotor, debe indicarse ella por medio del ángulo θ que forma con un plano axial del rotor elegido

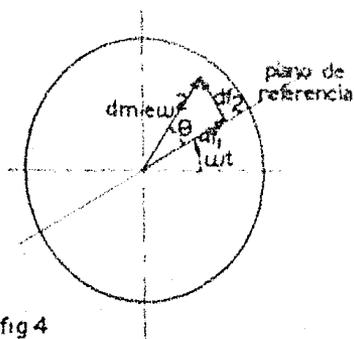


fig 4

arbitrariamente como referencia, cuya traza se ve en la figura adjunta. Descomponiendo la fuerza elemental en dos direcciones ortogonales, la proyección sobre el plano de referencia valdrá:

$$df_1 = dm\omega^2 e \cos\theta$$

y

$$df_2 = dm\omega^2 e \sin\theta$$

será la proyección de la misma fuerza sobre un plano axial normal al de referencia.

El sistema de fuerzas así obtenido para cada uno de los dos planos² axiales, puede reducirse a dos fuerzas únicas, una en cada uno de dos planos de rotación del rotor llamados planos de corrección, de magnitud igual y sentido contrario a las reacciones de una viga simple apoyada en los planos de corrección y cargada con las fuerzas elementales paralelas. En el plano de corrección izquierdo del rotor habrá, por tanto, dos fuerzas rotatorias perpendiculares F_{11} y F_{12} , tal como se muestra en la figura. Estas --- fuerzas pueden sumarse vectorialmente, resultando una fuerza rotatoria F_1 que forma un ángulo θ_1 con el plano original de referen-

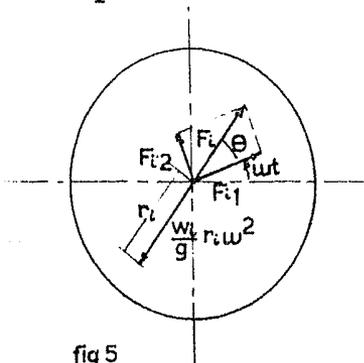


fig 5

cia. Análogamente puede obtenerse que en el plano de corrección dere- cho, y formando un ángulo θ_d de fa se con el plano de referencia, ha- brá una fuerza resultante F_d . Ca- da una de estas fuerzas resultar-- tes puede balancearse con una fuer- za centrífuga $(w_1/g)r_1w^2$ y -----

$(w_d/g)r_dw^2$ de dos pesos de corrección w_1 y w_d colocados a una dis- tancia r_1 y r_d , y a 180° de F_1 y de F_d respectivamente. No obs-- tante que se ha considerado que en el rotor no existía un desba-- lance estático inicial, por haberse eliminado previamente, la na- turaleza de la deducción permite asegurar que el desbalance total, estático y dinámico quedará representado por dos fuerzas situadas en dos planos distintos perpendiculares al eje de rotación. Estas dos fuerzas forman un par rotatorio, debido a la presencia del -

desbalance dinámico, y no se hacen evidentes sino hasta el momento en que el cuerpo empieza a girar, y se componen con dos fuerzas paralelas, debidas al desbalance estático, de manera de dar dos fuerzas únicas, una en cada uno de los planos de corrección, que constituyen las fuerzas a corregir redistribuyendo la masa del cuerpo. A la operación de eliminarlas se llama balancear dinámicamente el rotor. Para lograrlo, generalmente se hace girar al rotor sobre un dispositivo que dé la indicación de la magnitud y la localización de los pesos de corrección que eliminen el desbalance estático y el dinámico en una sola operación. A tal dispositivo se le conoce con el nombre de Balanceadora Dinámica.

CAUSAS DEL DESBALANCE. Entre las causas más frecuentes del desbalance se pueden mencionar las siguientes:

1.- Porciones no maquinadas de piezas fundidas ó forjadas, y que debido al proceso por el cual son obtenidas, no pueden ser hechas perfectamente concéntricas ó simétricas con respecto al eje de rotación.

Un impulsor fundido, por ejemplo, puede ser simétrico en su apariencia general; sin embargo, el aspa de un lado del eje de rotación puede ser más pesada que su correspondiente opuesta, debido a un corrimiento, siempre posible, del corazón de la fundición, en cuyo caso el centro de gravedad de la pieza no estará en el eje de rotación determinado por el mamelón. Además, el hecho de que el mamelón sea maquinado y el resto de la pieza no, introduce una condición de desbalance adicional.

2.- Falta de homogeneidad en el material, cosa que siempre es de esperarse, cualesquiera que sean los métodos de producción:

fundido, rolado, forjado, troquelado, por eyección, etc.

No es remoto, por ejemplo, que haya quedado una burbuja en una polea al ser fundida. Y esta burbuja puede no desaparecer con el maquinado, causando un desbalance. Por otra parte, las porosidades presentes en todos los materiales fundidos introducen los mismos efectos. Aún en los aceros de mejor calidad, que usualmente se consideran homogéneos, hay efectos similares debidos a las inclusiones y variaciones de la estructura cristalina que tan solo pueden ser observadas por métodos especiales como los rayos X, las pruebas Magnaflux ó el examen microscópico. Estas consideraciones inducen a pensar que, si ni los mejores materiales son homogéneos, es inútil tratar de eliminar el desbalance con un maquinado completo de la pieza. Es mucho más económico maquinasólo las superficies de trabajo o introducir una operación de balanceo en el final de los procesos de producción. Esta es la práctica usual en partes tales como cigüeñales de motores automotrices, impulsores de bombas, poleas, etc.

3.- Variación en la distribución de la masa debida a las tolerancias permitidas en el maquinado de las superficies.

Siempre se permite cierta tolerancia en el maquinado. En el caso de una polea V de tipo múltiple, completamente terminada a máquina, para la medida del flanco es razonable una tolerancia de unas .002", lo que significa que esta diferencia, neta, puede aparecer entre el diámetro exterior y el diámetro del orificio que acomodará a la flecha, que estará desplazado del centro geométrico. Esta condición puede ser agravada si la polea se fija al eje por medio de una cuña, un perno, etc.

En general, cualquier tolerancia de manufactura que permita cierta excentricidad ó una perpendicularidad no perfecta de las superficies maquinadas es una fuente posible de desbalance.

4.- Distorsión asimétrica del cuerpo al girar a su velocidad de operación.

El anillo de sujeción para las aletas de un ventilador, ó las mismas aspas del rodete pueden torcerse o sufrir una distorsión en la operación; y debido a esfuerzos iniciales y a variaciones en el grueso del material, dicha distorsión puede muy bien ser asimétrica. Esto da por resultado que una de las aspas se mueva radialmente una distancia mayor, desde el eje de rotación, que el aspa del lado opuesto. Al ser desplazado el centro de gravedad por esta distorsión asimétrica, aparece una vibración. Esta es una de las causas que hacen necesario el balanceo en campo.

5.- Variaciones en la distribución de masa en conjuntos rotatorios permitidas por las tolerancias de manufactura necesarias para un ensamble económico de las distintas partes componentes.

Esta condición es la que se presenta, por ejemplo, en el conjunto cigüeñal-volante de un motor automotriz, sea que la unión se efectúe por medio de cuña o bien utilizando un cople de brida. En la operación de armado, el volante puede correrse radialmente desplazando su centro de gravedad fuera del eje de rotación del cigüeñal, introduciendo un desbalance cuando el conjunto se opera sobre los apoyos del último.

6.- Asimetría de un producto por limitaciones impuestas en el diseño o en la producción.

La armadura de un pequeño motor de tipo universal es un ejemplo que puede considerarse clásico de esta condición. El embobi-

nado no puede ejecutarse de modo de tener simetría perfecta, y - las necesidades del diseño de la pieza hacen necesario que el radio de una bobina al eje sea mayor que el de la bobina opuesta. - Asimismo, el material usado para impregnar el embobinado no puede ser aplicado con uniformidad precisa, además de que al ser secado escurre de manera no simétrica. Cada una de estas condiciones introduce efectos de desbalance.

VIBRACIONES. Una vez señaladas las características de las fuerzas centrífugas que causa el desbalance al girar un rotor, es conveniente estudiar la forma en que dichas fuerzas excitan una vibración en un sistema mecánico. Hay, sin embargo, que seguir un método que introduzca primero los conceptos fundamentales aplicables en sistemas que actúan con vibración libre, y después estudiar el comportamiento de esos sistemas bajo la acción de una - fuerza periódica (vibración forzada).

Como una simple ilustración de un sistema vibratorio, considérese el conjunto resorte-masa mostrado en la figura adjunta. En ella se muestra una masa de peso "W" suspendida por medio del resorte "k". La "rigidez del resorte" o "constante k del resorte" -

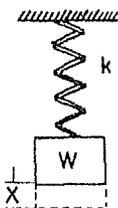


fig 6

es la fuerza necesaria para deformar el resorte la unidad de longitud. La masa estará en equilibrio bajo la acción de dos fuerzas iguales y opuestas, el peso W actuando hacia abajo y la fuerza del resorte, de magnitud $k\delta$, hacia arriba.-

La cantidad δ es simplemente la deflexión estática del resorte - debida al peso de la masa, y esta posición, en la cual las fuer--

zas están en equilibrio, se conoce con el nombre de posición de equilibrio, o posición central o neutra. El desplazamiento de la masa se mide generalmente a partir de esta posición.

Supóngase ahora que la masa se desplaza hacia abajo una distancia adicional X y se suelta súbitamente. En el instante de ser liberada, la fuerza del resorte excede al peso en la cantidad kX , y la masa empieza a moverse hacia arriba. En tanto que la masa esté en una posición abajo de la neutra, el tirón del resorte hacia arriba es mayor que el peso y la masa aumentará su velocidad de ascenso. Al alcanzar la posición de equilibrio, la masa continúa moviéndose hacia arriba debido a la energía cinética que ha adquirido, pero desde este instante la fuerza del resorte cambia de dirección, tratando de detener el movimiento. Al llegar a cierta posición superior extrema el movimiento cesa y la masa empieza a caer. La velocidad hacia abajo aumenta hasta que se alcanza de nuevo la posición neutra; a partir de aquí disminuirá hasta que la masa alcanza la posición inferior extrema. Esta posición fué en la que se inició el movimiento, y la masa ha completado un "ciclo". Al movimiento que se acaba de describir se conoce con el nombre de vibración libre debido a que se lleva a cabo por la acción de las fuerzas inherentes del mismo sistema, sin la cooperación de fuerzas externas de ninguna clase. La fuerza que tiende a mover la masa a la posición de equilibrio se llama "fuerza de restitución", y es obvio que un sistema vibratorio debe tener cierta masa y alguna clase de fuerza de restitución, además de otro elemento que siempre está presente, en mayor o menor grado, y que es la fuerza de fricción. A esta fuerza de fricción que en ocasiones es de naturaleza compleja, se le llama "amorti--

guamiento" y siempre se resiste al movimiento de la masa vibratoria. Sin embargo, en gran parte de los sistemas es de pequeña -- magnitud y puede despreciarse. En este caso se encuentra que el desplazamiento de la masa hasta la posición superior extrema es i gual al desplazamiento máximo hacia abajo; a esta magnitud se le da el nombre de "amplitud" del movimiento. Al tiempo transcurrido mientras se completa un ciclo completo del movimiento se le da el nombre de "período", y al número de ciclos completados en la -- unidad de tiempo, "frecuencia" de la vibración.

Si se considera que hay presente cierto amortiguamiento en -- el sistema vibratorio, se encuentra que la amplitud de la vibra-- ción libre gradualmente disminuye y que la frecuencia es ligera-- mente menor que la frecuencia natural. La diferencia entre las -- dos frecuencias es, sin embargo, tan pequeña que puede despreciar-- se.

Supóngase ahora que la masa de la figura es agitada vertical-- mente por una fuerza fluctuante periódica. Por cierto tiempo des-- pués de la aplicación de la fuerza la vibración resultante es de un tipo irregular llamado vibración transitoria, pero debido al -- amortiguamiento las irregularidades pronto desaparecen, quedando-- solo una vibración en estado permanente. A esta se le llama "vi-- bración forzada". Es obvio que la frecuencia y la amplitud depen-- den de la fuerza aplicada: la frecuencia de la vibración forzada es la misma de la fuerza de excitación, y la amplitud depende tan-- to de la magnitud de la fuerza como de la relación de su frecuen-- cia con la frecuencia natural del sistema. Cuando esta relación-- es la unidad, la amplitud del movimiento crece gradualmente, in-- clusive llegando a adquirir valores peligrosos. A esta condición se llama "resonancia".

No obstante que cualquier movimiento irregular de una partícula alrededor de una cierta posición constituye una vibración, -- en la mayor parte de los problemas de ingeniería se considera que el movimiento es periódico, es decir, que se repite una y otra -- vez a intervalos regulares. La duración de este intervalo, en -- tiempo, se llama período del movimiento y se representa por la le tra T . La forma más simple de un movimiento periódico es una -- función armónica, es decir, una función seno o coseno. En la -- práctica se encuentra suficiente aproximación entre la teoría y -- la realidad considerando que los movimientos vibratorios son armó nicos.

Para un movimiento armónico puede escribirse la ecuación del desplazamiento:

$$x = X \cos \omega t \quad (1)$$

en la que la constante ω , llamada frecuencia angular o velocidad-angular, medida en seg^{-1} , (o en radianes por segundo) está liga da con el período y la frecuencia por las expresiones:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f \quad (2)$$

Admitiendo que la ecuación (1) represente el desplazamiento- de una partícula, su velocidad estará dada por:

$$v = \frac{dx}{dt} = -X\omega \sin \omega t = X\omega \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (3)$$

que es también una función armónica, de la misma frecuencia que -- el desplazamiento y de una amplitud ω veces la de éste. Si se -- trazan las curvas sobre el eje ωt , se observa que están desplaza das una respecto a otra a lo largo del eje que se ha tomado para las abscisas. A este desplazamiento relativo, medido en radianes, se le llama "ángulo de fase", valiendo para este caso $\pi/2$, es de cir, 90° . Puesto que la velocidad llega a valores homólogos an--

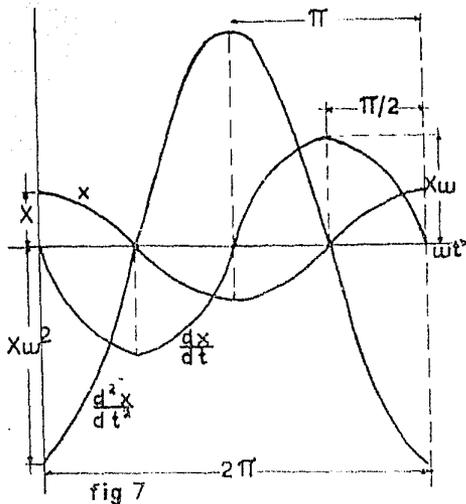


fig 7

tes que el desplazamiento, se dice que la velocidad va "adelantada 90°" con respecto al desplazamiento. No obstante que la variable independiente es t y no ωt , es conveniente tomar, como se hizo, esta última para el eje de las abscisas, pues de este modo se tiene siempre como va-

lor del período 2π , sin importar la frecuencia angular ω que se tenga para cada caso particular.

Al diferenciar de nuevo con respecto al tiempo, tendremos la aceleración:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = X\omega^2 \cos(\omega t + \pi) \quad (4)$$

que es también una función armónica, como el desplazamiento, de una amplitud ω^2 veces la de aquél, y adelante de él por 180° .

El sistema vibratorio que se ha considerado tiene definida su posición en un instante cualquiera con el desplazamiento x . Los sistemas de este tipo se dice que tienen un grado de libertad. En general, un sistema tiene tantos grados de libertad como el mínimo número de coordenadas necesarias para especificar la configuración del mismo en un instante dado.

FRECUENCIA NATURAL DE VIBRACION. El diagrama de cuerpo libre de la masa pendiente de un resorte que ejecuta una vibración, nos permite establecer la ecuación diferencial del movimiento. En --

efecto, por la segunda ley de Newton:

$$mg - k(x + \delta_{est}) = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (5)$$

pero como por condición de equilibrio estático

$$k \delta_{est} = mg \quad (6)$$

la ecuación (5) se reduce a la expresión

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = 0 \quad (7)$$

Si se introduce la cantidad

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (8)$$

la ecuación (7) puede escribirse en la forma

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega_n^2 x = 0 \quad (9)$$

Pero como conclusión de la ecuación (4) se había dicho que la aceleración de un movimiento armónico x puede escribirse a $= -\omega^2 x$, que es precisamente la forma de (9). Por lo tanto

$$x = A \cos(\omega_n t - \gamma) \quad (10)$$

es solución de la ecuación (9).

Las constantes arbitrarias de integración A y γ pueden determinarse por las condiciones de frontera, esto es, dependen de las condiciones iniciales del movimiento. Supóngase, por ejemplo, -- que en origen de los tiempos el cuerpo se encuentra en la posición x_0 y está animado con la velocidad inicial v_0 . Si se sustituyen estos valores en las expresiones de la velocidad y del desplazamiento, se tiene:

$$x_0 = A \cos \gamma \quad (11a)$$

$$y \quad v_o = \omega_n A \text{ sen } \gamma \quad (11b)$$

puesto que $\omega_n t$ vale cero. Elevando al cuadrado y sumando ambas expresiones se tiene la ecuación:

$$A^2 (\cos^2 \gamma + \text{sen}^2 \gamma) = x_o^2 + v_o^2 / \omega_n^2 \quad (12)$$

que al simplificarla nos da para A el valor:

$$A = \sqrt{x_o^2 + \frac{v_o^2}{\omega_n^2}} \quad (13)$$

Por otra parte, si se divide la primera entre la segunda de las ecuaciones (11), se tiene:

$$\tan \gamma = \frac{v_o}{x_o \omega_n} \quad (14)$$

lo que nos permite escribir la ecuación (9) en la forma:

$$x = \sqrt{x_o^2 + \frac{v_o^2}{\omega_n^2}} \cos (\omega_n t - \text{ang tan } \frac{v_o}{x_o \omega_n}) \quad (15)$$

A la frecuencia de valor

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (16)$$

se le llama Frecuencia Natural del sistema. Puede verse que depende de los valores relativos de k y de m, y que en términos generales es de bajo valor para sistemas de resortes suaves y masa considerable y viceversa.

En ocasiones es conveniente presentar a la ecuación (16) en una forma más apropiada para la estimación rápida de la frecuencia natural de un sistema. La elongación estática inducida en el resorte por la simple suspensión de la masa m puede representarse por la expresión (6). Sustituyendo ese valor en la ecuación (16), se tiene:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}} \quad (17)$$

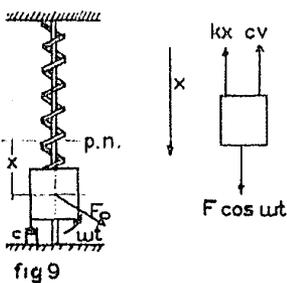
Este valor tiene una semejanza manifiesta con la expresión que da la frecuencia de oscilación del péndulo simple, que depende solo de la longitud del hilo y de la aceleración de la gravedad.

Las expresiones deducidas para la frecuencia natural de sistemas vibratorios compuestos de una masa suspendida de un resorte pueden aplicarse a otro tipo de conjuntos simples que tienen un grado de libertad. En una viga en voladizo con una masa en el extremo, por ejemplo, y suponiendo que la masa de la viga es despreciable comparada con la del cuerpo sujeto al extremo, puede encontrarse una k del resorte equivalente. Aplicando la definición dada por la ecuación (6), en la que la deflexión estática puede calcularse según el método clásico, considerando el momento flexionante, el momento de inercia de la sección recta de la viga y el módulo de elasticidad del material, se encuentra para k un valor que al ser llevado a la ecuación (16), nos dará de una manera aproximada la frecuencia natural del sistema. O bien directamente la deflexión estática, sea calculada, medida o estimada, puede llevarse a la ecuación (17) y determinar de esta forma la mencionada frecuencia natural. Los resultados así obtenidos muestran un error en menos con respecto a la frecuencia natural real del sistema, puesto que se está despreciando la masa del resorte.

VIBRACION FORZADA CON AMORTIGUAMIENTO. El problema de la vibración inducida por la fuerza de inercia que se presenta en un rotor por estar desbalanceado es del tipo que se define como vibración forzada. Se estudiará pues el comportamiento de un sistema no rígido, es decir, con cierto efecto de resorte que trate de restituir a la masa a una posición de equilibrio, que tendrá una-

frecuencia natural de vibración, y que por efecto de la fuerza externa periódica es obligado a ejecutar una vibración. Con objeto de tener el caso más general se tomará en cuenta el efecto de la fricción, considerando que es una fuerza siempre opuesta al movimiento y proporcional a la primera potencia de la velocidad. A este tipo de amortiguamiento se le conoce con el nombre de amortiguamiento viscoso. En la práctica es posible lograr que en un sistema se obedezca esta condición con el uso de un amortiguador-correctamente diseñado; sin embargo las resistencias accidentales del aire son más aproximadamente proporcionales al cuadrado de la velocidad que a su primera potencia. Pero como su magnitud en estos casos es reducida, no introduce un error apreciable el considerar que el amortiguamiento es viscoso aunque no lo sea.

Supongamos que un motor eléctrico con cierto desbalance es suspendido de un resorte y obligado a moverse verticalmente como



se muestra en la figura. Si se hace girar el motor a una velocidad angular constante ω rad./seg se origina una fuerza centrífuga F_0 cuya proyección sobre el eje x está dada por

$$F = F_0 \cos \omega t \quad (18)$$

Bajo estas condiciones el diagrama de cuerpo libre y la segunda ley de Newton permiten establecer la ecuación diferencial del movimiento, que será:

$$m a = -kx - cv + F_0 \cos \omega t$$

o bien:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -kx - c \frac{dx}{dt} + F_0 \cos \omega t \quad (19)$$

Una solución particular de la ecuación (19) puede ser de la forma

$$x = A_1 \cos \omega t + B_1 \sin \omega t \quad (20a)$$

Sin embargo, puede demostrarse que la suma de dos funciones armónicas de la misma frecuencia es otra función armónica, del mismo período de éstas y con un ángulo de fase respecto al origen de los tiempos. Así la ecuación (20a) puede adoptar la forma:

$$x = X \cos (\omega t - \alpha) \quad (20)$$

que también representa al desplazamiento. Esta y las expresiones

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}} \quad (21)$$

y

$$\alpha = \text{áng} \tan \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad (22)$$

puede verificarse que son solución de la ecuación (19) si se sustituyen en ella.

En párrafos anteriores se había mencionado el hecho de que - al ser excitada una vibración en un sistema oscilatorio aparece - en los primeros instantes un movimiento de aspecto irregular llamado transitorio. Esto es debido a la superposición de la vibración que el sistema ejecuta de un modo libre y la debida a la - - fuerza de excitación periódica aplicada. Sin embargo, la primera de ellas, puede demostrarse, está dada por una expresión armónica cuya amplitud decrece exponencialmente con el tiempo dependiendo del amortiguamiento del sistema. La solución general a la ecuación (19) deberá incluir en su segundo miembro al término que represente a la vibración libre amortiguada, pero que debido al operador e^{-nt} que lo afecta gradualmente desaparece, y después de - - cierto tiempo puede desprejiciarse, quedando como solución para el estado permanente la ecuación (20).

Por otra parte, en algunos sistemas se observa que debido al amortiguamiento el movimiento que se obtiene al retirar la masa de su posición de equilibrio y soltarla, de ninguna manera puede considerarse armónico, sino que el cuerpo se aproxima gradualmente a la posición de equilibrio y lo consigue después de transcurrir, teóricamente, un tiempo infinitamente grande. Esto sucede si el amortiguamiento excede a cierta magnitud llamada amortiguamiento crítico, dada por

$$c_{cr} = 2\sqrt{km}$$

Esto es resultado del hecho de que la fuerza de amortiguamiento es grande comparada con la constante del resorte, o en general, la fuerza de restitución. Es conveniente definir el factor de amortiguamiento como la relación:

$$\beta = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c w_n}{2k} = \frac{c}{2m w_n} \quad (23)$$

y como factor de amplificación, o factor de magnificación a la relación entre la amplitud del desplazamiento X y la deflexión estática que produciría una fuerza de magnitud F_0 al actuar sobre el resorte de rigidez k , esto es:

$$\mu = \frac{X}{F_0/k} = \frac{X}{x_{est}} = \frac{X}{X_0} \quad (24)$$

con lo cual la ecuación (19) puede escribirse en la forma:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\beta w_n \frac{dx}{dt} + w_n^2 x = w_n^2 x_{est} \cos wt = w_n^2 X_0 \cos wt \quad (25)$$

y la amplitud y el ángulo de fase de las ecuaciones (21) y (22) -

$$X = \frac{x_{est}}{\sqrt{(1 - \frac{w^2}{w_n^2})^2 + 4\beta^2 \frac{w^2}{w_n^2}}} = \frac{X_0}{\sqrt{(1 - \frac{w^2}{w_n^2})^2 + 4\beta^2 \frac{w^2}{w_n^2}}} \quad (26)$$

y

$$\alpha = \text{áng tan } \frac{2 \phi \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \quad (27)$$

Por lo tanto, de las ecuaciones (24) y (26) dan para el factor de amplificación el valor

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4 \phi^2 \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}} \quad (28)$$

La observación de esta ecuación permite decir que la amplitud de la vibración forzada, que se obtiene multiplicando el efecto estático de la fuerza sobre el resorte por el factor de magnificación, es función del amortiguamiento, representado por ϕ , y de la relación entre la frecuencia natural del sistema y la frecuencia de la fuerza de excitación.

Es posible trazar las curvas que muestran los valores de μ contra la relación de frecuencias ω/ω_n para distintos valores de ϕ tomado como parámetro. Estas curvas, que permiten predecir el comportamiento de un sistema vibratorio en condiciones de vibración forzada se conocen con el nombre de "curvas de respuesta". - y se complementan con la curva que muestra los valores del ángulo de fase α en función de la relación de frecuencias para distintos valores del factor de amortiguamiento. Estas dos curvas permiten llegar a conclusiones muy interesantes. Se observa que por efecto del amortiguamiento la amplitud máxima no solo disminuye, sino el valor de la relación de frecuencias en que tiene lugar es siempre < 1 . Más exactamente: el valor obtenido por derivación para el máximo de amplitud es $\omega/\omega_n = \sqrt{1-2\phi}$ cuando $\phi < 1/\sqrt{2}$, y si el factor de amortiguamiento es mayor de este valor, la curvas de características planas. Por otra parte, si la frecuencia -

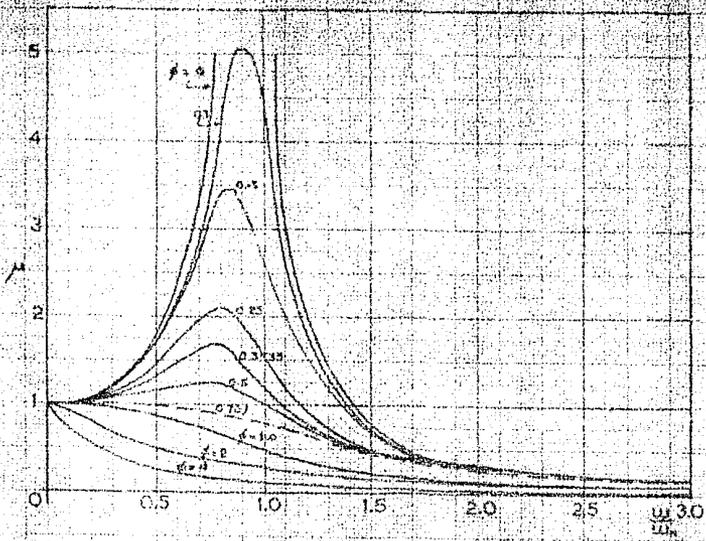


fig 10

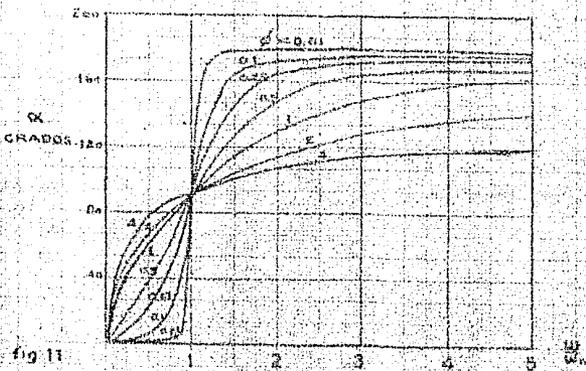


fig 11

de la fuerza de excitación es pequeña comparada con la frecuencia natural del sistema, el valor del factor de magnificación difiere poco de la unidad. Esto significa que los desplazamientos de la masa serán aproximadamente iguales a los producidos por la acción meramente estática de la fuerza de excitación, y casi puede despreciarse el efecto del amortiguamiento, especialmente si es menor de 0.707. Y si la frecuencia de excitación es grande comparada con la frecuencia natural del sistema, ésta presenta una gran impedancia al establecimiento de la vibración forzada. Puede decirse que el factor de amortiguamiento tiene una influencia decisiva en la amplitud de la vibración forzada solo en frecuencias cercanas a la de resonancia, siendo su importancia secundaria en los casos extremos mencionados. Para ellos es lícito despreocuparse por completo el valor de β , obteniendo para μ la expresión

$$\mu = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \quad (29)$$

que, evidentemente, es más simple que la (28).

En la práctica se tienen generalmente valores reducidos para β , lo que permite considerar como valor de máxima amplitud el que ocurre en condiciones de resonancia, esto es, cuando la relación de frecuencias es unitaria.

Las curvas de la variación de α con la frecuencia y el valor de β muestran, por otra parte, que si es pequeño β , la vibración forzada está en fase con la fuerza de excitación si la frecuencia de ésta es menor que la de resonancia, que está en oposición de fase si la frecuencia es mayor, y que para la resonancia la fuerza adelanta al desplazamiento por 90° independientemente del va-

lor del factor de amortiguamiento. Muestran también que cerca de la resonancia los valores de α varían rápidamente con la frecuencia, tanto más cuanto menos amortiguado sea el sistema. Como se verá posteriormente, todas estas características se aplican en los diversos tipos de balanceadoras dinámicas.

MOVIMIENTO FORZADO. Es interesante analizar el comportamiento de un sistema vibratorio compuesto de una masa suspendida de un resorte cuando el extremo "fijo" del resorte se mueve según la ecuación:

$$x_1 = Z \cos \omega t \quad (30)$$

en que Z es la amplitud del movimiento de soporte.

En este caso puede representarse por $(x-x_1)$ a la extensión neta del resorte en torno a la posición de equilibrio establecida por la acción de la fuerza de gravedad mg . La ecuación del movimiento para la masa, obtenida según la segunda ley de Newton queda:

$$ma = -k(x-x_1) - cv \quad (31)$$

Sustituyendo el valor de x_1 dado por (30) y desarrollando, se obtiene:

$$ma = -kx - cv + kZ \cos \omega t \quad (32)$$

Si hacemos $kZ = F_0$, esta ecuación es idéntica a la primera de las (19). Puede decirse que todas las conclusiones obtenidas para la vibración forzada son aplicables al movimiento forzado.

lor del factor de amortiguamiento. Muestran también que cerca de la resonancia los valores de α varían rápidamente con la frecuencia, tanto más cuanto menos amortiguado sea el sistema. Como se verá posteriormente, todas estas características se aplican en los diversos tipos de balanceadoras dinámicas.

MOVIMIENTO FORZADO. Es interesante analizar el comportamiento de un sistema vibratorio compuesto de una masa suspendida de un resorte cuando el extremo "fijo" del resorte se mueve según la ecuación:

$$x_1 = Z \cos \omega t \quad (30)$$

en que Z es la amplitud del movimiento de soporte.

En este caso puede representarse por $(x-x_1)$ a la extensión neta del resorte en torno a la posición de equilibrio establecida por la acción de la fuerza de gravedad mg . La ecuación del movimiento para la masa, obtenida según la segunda ley de Newton queda:

$$ma = -k(x-x_1) - cv \quad (31)$$

Sustituyendo el valor de x_1 dado por (30) y desarrollando, se obtiene:

$$ma = -kx - cv + kZ \cos \omega t \quad (32)$$

Si hacemos $kZ = F_0$, esta ecuación es idéntica a la primera de las (19). Puede decirse que todas las conclusiones obtenidas para la vibración forzada son aplicables al movimiento forzado.

El estroboscopio, por otra parte, es un instrumento que emite pulsos luminosos de corta duración a intervalos regulares. -- Esto se logra si se obtura el paso de un rayo lumínico con un disco rotatorio opaco que tiene practicado un orificio. O en su forma más frecuente, un oscilador electrónico gobierna el disparo de un tubo luminoso lleno de gas. Si se ilumina con una luz de esta naturaleza un cuerpo que ejecute un movimiento periódico, el cuerpo aparecerá inmóvil a la vista del observador cuando coincidan las frecuencias de repetición de los pulsos luminosos y del desplazamiento, ya que el objeto es iluminado siempre en la misma posición y la persistencia de imágenes en la retina crea la ilusión mencionada. Este método permite el análisis de movimientos de alta frecuencia, puesto que se obtienen resultados satisfactorios cuando el objeto es iluminado una de cada dos o tres veces que presenta una posición determinada. La lectura de la frecuencia se hace directamente en un control calibrado en cps. o en rpm. Estos instrumentos tienen la desventaja de que a frecuencias bajas producen un parpadeo en la imagen observada, lo que ocasiona cansancio ocular en el observador, y si la medición se hace con una frecuencia que es submúltiple de la del objeto observado se da ocasión a cometer errores.

Un estroboscopio electrónico presenta la característica de poder sincronizar su oscilador con una señal eléctrica de frecuencia cercana a la de marcha libre del mismo si es inyectada de una manera apropiada. La señal de sincronización puede proporcionar la un juego de contactos que se cierran en determinada posición del cuerpo que se está analizando: este método puede emplearse para determinar la fase del movimiento respecto a la referencia impuesta por el cierre de los platinos.

El estroboscopio, por otra parte, es un instrumento que emite pulsos luminosos de corta duración a intervalos regulares. -- Esto se logra si se obtura el paso de un rayo lumínico con un disco rotatorio opaco que tiene practicado un orificio. O en su forma más frecuente, un oscilador electrónico gobierna el disparo de un tubo luminoso lleno de gas. Si se ilumina con una luz de esta naturaleza un cuerpo que ejecute un movimiento periódico, el cuerpo aparecerá inmóvil a la vista del observador cuando coincidan las frecuencias de repetición de los pulsos luminosos y del desplazamiento, ya que el objeto es iluminado siempre en la misma posición y la persistencia de imágenes en la retina crea la ilusión mencionada. Este método permite el análisis de movimientos de alta frecuencia, puesto que se obtienen resultados satisfactorios cuando el objeto es iluminado una de cada dos o tres veces que presenta una posición determinada. La lectura de la frecuencia se hace directamente en un control calibrado en cps. o en rpm. Estos instrumentos tienen la desventaja de que a frecuencias bajas producen un parpadeo en la imagen observada, lo que ocasiona cansancio ocular en el observador, y si la medición se hace con una frecuencia que es submúltiple de la del objeto observado se da ocasión a cometer errores.

Un estroboscopio electrónico presenta la característica de poder sincronizar su oscilador con una señal eléctrica de frecuencia cercana a la de marcha libre del mismo si es inyectada de una manera apropiada. La señal de sincronización puede proporcionarla un juego de contactos que se cierran en determinada posición del cuerpo que se está analizando: este método puede emplearse para determinar la fase del movimiento respecto a la referencia impuesta por el cierre de los platinos.

ra de soporte. Si el instrumento es un Vibrómetro, el desplazamiento relativo que se ha mencionado se mide directamente por medio de un indicador de carátula, o bien, en un Vibrógrafo el movimiento se transmite a una pluma a través de un sistema adecuado de palancas trazándose sobre un papel movido por un mecanismo de relojería la gráfica representativa del movimiento. La frecuencia natural del instrumento es baja comparada con las frecuencias a que se destina medir, con objeto de tener la máxima sensibilidad posible y obtener una respuesta plana con respecto a frecuencias en su rango de aplicación. Esto se logra con un resorte suave y una masa relativamente grande, lo que limita su empleo a la medición de deflexiones de magnitud apreciable, y debido a la inercia del mecanismo a frecuencias menores de unos 100 cps.

En otro método se mide la velocidad relativa entre la masa sísmica y la estructura eléctricamente por medio del voltaje inducido en una bobina fija a la caja del instrumento al cortar sus espiras el flujo magnético de una estructura homopolar suspendida entre resortes. La figura representa un corte esquemático de un captador de vibración de este tipo, que por su cualidad de responder a la velocidad del movimiento

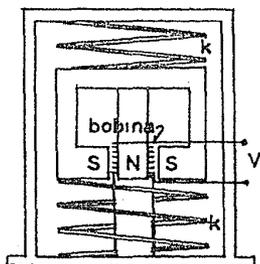


fig 13

recibe el nombre de Velómetro. Si el movimiento que se analiza con él es armónico, la velocidad es ω veces el desplazamiento y va atrás de éste por 90° ; el voltaje generado por el captador, en valor absoluto, es directamente proporcional a la amplitud de la vibración.

ra de soporte. Si el instrumento es un Vibrómetro, el desplazamiento relativo que se ha mencionado se mide directamente por medio de un indicador de carátula, o bien, en un Vibrógrafo el movimiento se transmite a una pluma a través de un sistema adecuado de palancas trazándose sobre un papel movido por un mecanismo de relojería la gráfica representativa del movimiento. La frecuencia natural del instrumento es baja comparada con las frecuencias a que se destina medir, con objeto de tener la máxima sensibilidad posible y obtener una respuesta plana con respecto a frecuencias en su rango de aplicación. Esto se logra con un resorte suave y una masa relativamente grande, lo que limita su empleo a la medición de deflexiones de magnitud apreciable, y debido a la inercia del mecanismo a frecuencias menores de unos 100 cps.

En otro método se mide la velocidad relativa entre la masa sísmica y la estructura eléctricamente por medio del voltaje inducido en una bobina fija a la caja del instrumento al cortar sus espiras el flujo magnético de una estructura homopolar suspendida entre resortes. La figura representa un corte esquemático de un captador de vibración de este tipo, que por su cualidad de responder a la velocidad del movimiento

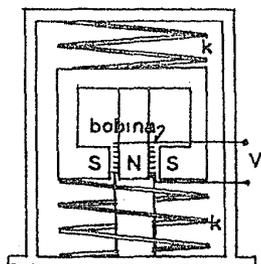


fig 13

recibe el nombre de Velómetro. Si el movimiento que se analiza con él es armónico, la velocidad es ω veces el desplazamiento y va atrás de éste por 90° ; el voltaje generado por el captador, en valor absoluto, es directamente proporcional a la amplitud de la vibración.

mide el desplazamiento relativo entre la masa sísmica y la caja - por un procedimiento eléctrico. Puede, por ejemplo, variarse la inductancia de un par de bobinas con núcleo de laminación. La masa sísmica es una pequeña armadura que se mueve en un entrehierro de los núcleos cuando se sujeta a una aceleración, haciendo que - en una de las bobinas decrezca la inductancia, en tanto aumenta - en la otra. Las dos bobinas forman parte de un puente de impedancia calibrado adecuadamente, en el que se mide la amplitud de la vibración.

Para vibraciones de muy baja frecuencia o de amplitud muy reducida se utilizan medidores de deformación, en los que se aprovecha el cambio de resistencia de un conductor muy delgado pegado - entre dos hojas de papel, del tamaño aproximado de una estampilla, al variar la longitud y el grueso del conductor por efecto de la deformación del cuerpo a que se fija.

MAQUINAS BALANCEADORAS. La operación de balancear dinámicamente a un rotor puede definirse como un proceso tendiente a eliminar - la vibración en los apoyos modificando la distribución de masa. - Se ha visto que el tipo más general de desbalance puede representarse por dos fuerzas, una en cada uno de dos planos distintos -- llamados de corrección y que es posible eliminar la vibración si se añaden en esos planos unos pesos del tamaño adecuado. El proceso implica dos pasos: primero, medir la vibración y segundo, - con esa información aplicar las correcciones adecuadas. Es función de la máquina balanceadora indicar el tamaño y la localiza--ción de los pesos de corrección.

mide el desplazamiento relativo entre la masa sísmica y la caja - por un procedimiento eléctrico. Puede, por ejemplo, variarse la inductancia de un par de bobinas con núcleo de laminación. La masa sísmica es una pequeña armadura que se mueve en un entrehierro de los núcleos cuando se sujeta a una aceleración, haciendo que - en una de las bobinas decrezca la inductancia, en tanto aumenta - en la otra. Las dos bobinas forman parte de un puente de impedancia calibrado adecuadamente, en el que se mide la amplitud de la vibración.

Para vibraciones de muy baja frecuencia o de amplitud muy reducida se utilizan medidores de deformación, en los que se aprovecha el cambio de resistencia de un conductor muy delgado pegado - entre dos hojas de papel, del tamaño aproximado de una estampilla, al variar la longitud y el grueso del conductor por efecto de la deformación del cuerpo a que se fija.

MAQUINAS BALANCEADORAS. La operación de balancear dinámicamente a un rotor puede definirse como un proceso tendiente a eliminar - la vibración en los apoyos modificando la distribución de masa. - Se ha visto que el tipo más general de desbalance puede representarse por dos fuerzas, una en cada uno de dos planos distintos -- llamados de corrección y que es posible eliminar la vibración si se añaden en esos planos unos pesos del tamaño adecuado. El proceso implica dos pasos: primero, medir la vibración y segundo, - con esa información aplicar las correcciones adecuadas. Es función de la máquina balanceadora indicar el tamaño y la localiza--ción de los pesos de corrección.

de manera más o menos fácil difieren grandemente en su frecuencia natural de vibración. En efecto, las muelles, que trabajan como columnas soportando a la chumacera y al rotor en el segundo caso, necesariamente deben tener una rigidez considerable; esta limitación no existe en el primero de ellos, cuya frecuencia natural de vibración transversal puede hacerse ser bastante baja. Por otra parte puede escogerse la velocidad con que es guiada la pieza de manera de tener una vibración forzada en resonancia, cerca de ella o por arriba. El primer arreglo, se presta para trabajar arriba de la resonancia y el segundo, utilizado en las máquinas llamadas de velocidad crítica, permite balancear con frecuencias cercanas a la resonancia. Cada uno de estos métodos presenta sus ventajas y sus inconvenientes, que pueden evidenciarse del estudio de las curvas de respuesta y de la variación de α con la frecuencia. -- Hay que hacer, sin embargo, una salvedad, pues si bien es cierto que el conjunto rotor-cuna forman un sistema vibratorio sujeto a una vibración forzada, las curvas de respuesta que se han trazado son válidas para una fuerza de excitación armónica independiente de la frecuencia y no, como es el caso, para una fuerza cuya magnitud depende del cuadrado de la velocidad angular. Las curvas de respuesta que se han estudiado determinan el comportamiento de la máquina bajo la acción de fuerzas de excitación externas a la máquina y que, de no tomar las precauciones necesarias constituyen una posible causa de interferencia en la medición.

Una masa rotatoria de excentricidad e al girar establece una fuerza de inercia de magnitud $F = m_{rot} e \omega^2$ cuya componente en un plano horizontal es $F \cos \omega t$. El valor para la amplitud del desplazamiento dado por la ecuación (21) es:

$$X = \frac{m_{\text{rot}} e \omega^2}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + o^2 \omega^2}} \quad (33)$$

o bien

$$X = \frac{\omega^2 / \omega_n^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4 \beta^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)}} \frac{m_{\text{rot}} e}{m} \quad (34)$$

Como en este caso no puede hablarse de un desplazamiento estático, pues de hecho no hay fuerza de excitación si el rotor está en reposo, puede introducirse un concepto similar, el valor de la amplitud del desplazamiento cuando la frecuencia de excitación es infinita. En ese caso X toma el valor $X_{\infty} = m_{\text{rot}} e/m$, lo que permite establecer una cantidad análoga al factor de magnificación que se ha definido previamente:

$$\frac{X}{X_{\infty}} = \frac{(\omega/\omega_n)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4 \beta^2 \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}} \quad (35)$$

que se muestra como función de la relación de frecuencias para diversos valores del factor de amortiguamiento en la figura 15. Por otra parte el valor del ángulo α entre la fuerza y el desplazamiento producido es el mismo que ya se había estudiado.

Se ha dicho que en ciertas máquinas se aprovecha la circunstancia de tener una considerable amplificación mecánica si se hace la operación de balanceo a una frecuencia cercana a la de resonancia del conjunto rotor-cuna, obteniendo de este modo un dispositivo sensible. Además, si la velocidad de balanceo es exactamente la correspondiente a la resonancia, el valor del ángulo α , independientemente del amortiguamiento del conjunto es 90° , lo que se aprovecha para determinar la localización de las correcciones.

$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt}$

$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt}$

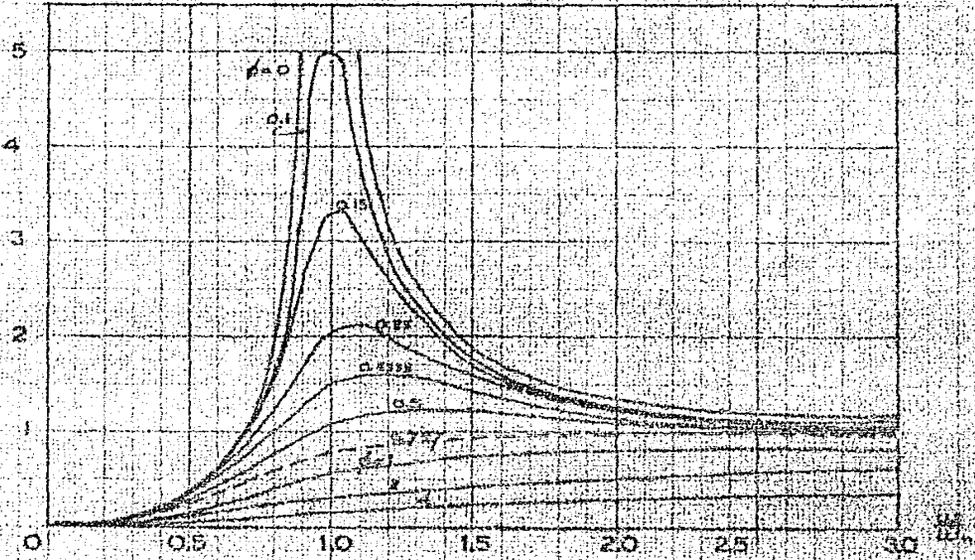


fig 10

Es difícil, sin embargo, mantener perfectamente constante la velocidad durante la prueba, constituyendo ésto el principal inconveniente del método, puesto que es precisamente cerca de la resonancia cuando el valor de la amplitud y del ángulo de fase varían rápidamente aún con cambios moderados en la frecuencia de la vibración forzada. Si la máquina balanceadora funciona en este principio es usual llevar la pieza arriba de la resonancia, dejarla disminuir la velocidad de rotación por efecto de la fricción y en el momento en que se experimentan las desviaciones máximas, indicando la resonancia, determinar el punto del rotor de máximo desplazamiento (llamado punto alto) del que estará a 90° el peso de desbalance. Como se comprende, el método está sujeto a errores.

Otro inconveniente que se encuentra en las máquinas de velocidad crítica es que las vibraciones transmitidas por el piso hasta la base de la máquina no es remoto que tengan componentes de frecuencia cercana a la de resonancia. El movimiento resultante en la base de la balanceadora provoca un desplazamiento relativo entre el conjunto rotor-cuna, que se comporta como una masa sísmica, y la estructura de soporte. Estos desplazamientos son de magnitud comparable a los producidos por las fuerzas de desbalance, resultando una medición falsa de éstos por la presencia de aquéllos.

La posibilidad de guiar la pieza con una velocidad abajo de la de resonancia puede descartarse, puesto que en ese caso los desplazamientos resultantes de las fuerzas externas tienen mayor facilidad para establecerse que los debidos a las fuerzas de inercia del rotor, condición que se hace evidente de la observación de las curvas de respuesta del sistema para uno y otro casos. --

Queda por discutir la posibilidad de escoger la velocidad de operación por arriba de la frecuencia de resonancia.

Si la velocidad de trabajo de la máquina balanceadora es superior a la velocidad correspondiente a la resonancia, los desplazamientos debidos a las fuerzas de desbalance son de amplitud reducida. Esto significa que la sensibilidad del dispositivo debe procurarse por medios externos a él, utilizando sistemas de medición más complicados que en las máquinas de velocidad crítica, aumentando los costos de la máquina. Es necesario generalmente incluir algún medio de amplificación.

Por otra parte, el método presenta ciertas ventajas. Trabajando bien arriba de la resonancia (digamos cuando $\frac{\omega}{\omega_n} > 5$) los desplazamientos debidos a las fuerzas de desbalance son ya prácticamente independientes de la velocidad del rotor, teniendo como límite el valor de X_∞ . Y las fuerzas externas de frecuencia igual a la de operación establecen vibraciones de amplitud lo suficientemente pequeña como para despreciar su efecto. Como el amortiguamiento del sistema puede hacerse suficientemente pequeño, el ángulo de fase α tiene un valor cercano a los 180° sin variar sensiblemente con cambios moderados en la frecuencia de operación. - Una máquina que funcione en este principio es relativamente insensible a variaciones de la velocidad de trabajo, es prácticamente inmune a las vibraciones externas y permite una medición fácil de la localización de las correcciones. Las ventajas que se derivan de su flexibilidad compensan la complicación de diseño que involucra su elección, por lo que generalmente se prefiere.

MÉTODOS PARA DETERMINAR LAS CORRECCIONES. En toda máquina balanceadora debe disponerse de algún medio para determinar los desplazamientos vibratorios de los apoyos (o alguna cantidad proporcional a esos desplazamientos) y la posición angular del rotor cuando el desplazamiento es máximo en cada uno de los apoyos de la cuna. A la primera de estas cantidades se llama "magnitud del desbalance" y a la segunda, la determinación del punto alto se le llama el "ángulo de la corrección".

Para la medición de las correcciones se utiliza una diversidad de métodos sea mecánicos, ópticos o eléctricos. A continuación se hace una descripción de algunos de ellos.

El desplazamiento entre la cuna y la estructura puede medirse con un tornillo micrométrico sujeto a la base de la máquina. El tornillo se acerca al apoyo móvil estando la máquina parada; se hace funcionar y el extremo del tornillo se va alejando de la cuna hasta que apenas toca a ésta, haciendo en ese momento la medición de la magnitud directamente de las graduaciones del tornillo. Con objeto de precisar la posición en que el tornillo deja de tocar a la cuna, ésta y el tornillo constituyen un juego de contactos a través de los cuales se alimenta un foco luminoso de gas neón que se encenderá una vez por cada revolución del rotor en tanto el tornillo no se aleje lo suficiente. La luz estroboscópica que proporciona el tubo de neón "congela" la posición del rotor en su desplazamiento máximo, indicándose de este modo el ángulo de corrección en un disco numerado que gira en sincronismo con el rotor. Cuando es necesario corregir el desbalance hasta límites muy precisos, el dispositivo presenta la desventaja de su poca sensibilidad.

En ocasiones se logra una mayor sensibilidad amplificando -- por un medio óptico la amplitud del desplazamiento. El apoyo don de se coloca el rotor tiene un pequeño espejo que refleja a una - pantalla el rayo de luz que sobre él hace incidir una fuente lumi nosa fija a la base. Sin embargo, si se quiere aumentar la sensi bilidad más allá de ciertos límites, la pantalla resulta muy ale jada del resto de la máquina, además de que el punto luminoso --- pierde definición, por lo que el método es poco empleado.

Un tercer método, quizá el más extendido, es el que convier te los desplazamientos en una magnitud eléctrica proporcional y - que al ser medida proporciona la información buscada. La forma - de lograrlo se muestra esquemáticamente en la figura 16 adjunta. -

Como se ve, a cada uno de los- apoyos está unida una barra ho rizontal que en el otro extre mo lleva una bobina dentro de una estructura homopolar. Al establecerse la vibración las- espiras de la bobina cortan el flujo magnético del yugo, fijo

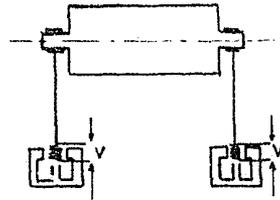


fig 16

a la estructura de soporte, generándose un voltaje proporcional - a la velocidad de la vibración, atrás del desplazamiento por 90° . Si la velocidad del rotor permanece constante durante la medición, la magnitud del voltaje es proporcional a la amplitud del despla zamiento, y éste a su vez proporcional a la magnitud del desbalan ce. Por otra parte, el voltaje puede amplificarse electrónicamen te hasta obtener la sensibilidad deseada, y el ángulo de la correc ción también puede determinarse con bastante precisión utilizando

una diversidad de métodos, sean eléctricos, estroboscópico o meramente electrónicos. Señalaremos algunos de ellos.

Para una medición eléctrica de la localización angular del punto alto puede emplearse un wáttmetro cuya bobina de voltaje está conectada al captador y la bobina de corriente está alimentada por un generador cuyo rotor se acopla a un extremo de la pieza que se está balanceando. El generador, monofásico, tiene su estator graduado y está soportado en forma tal que puede girar 360° . Al variar la posición del estator, la lectura del wáttmetro alcanza un máximo correspondiente a la coincidencia de fase entre el voltaje generado por el captador y la corriente de referencia que suministra el generador. Cuando al detener el rotor se hacen coincidir dos marcas en el generador de referencia un índice señala el lugar en que debe hacerse la corrección. Por otra parte la corriente del generador es constante y la lectura máxima del wáttmetro es directamente proporcional a la magnitud del desbalance, lo que permite medir de una vez ambas cosas para cada uno de los dos apoyos del rotor.

En el método estroboscópico para determinar la posición del punto alto se hace encender la fuente luminosa por una señal eléctrica derivada de la misma onda de voltaje generada por el captador; el rotor aparece estático a la vista y un índice señala la posición del punto en que está localizado el desbalance. Sobre la periferia del rotor se han trazado previamente algunas marcas de identificación que facilitan el reconocimiento del punto donde hay que hacer la corrección. Con objeto de evitar que alguna señal espuria haga encender el tubo luminoso, creando confusión en la lectura, se incluye dentro del circuito amplificador un filtro que discrimine las señales ajenas a la medición.

Existe la posibilidad de localizar el punto de corrección a partir de una marca de referencia en el rotor que refleja a una fotocelda un pulso de luz por cada revolución del rotor, midiendo entonces el ángulo de fase entre dicho pulso de referencia y el voltaje generado por el captador, sea en la pantalla de un tubo de rayos catódicos, en un circuito que mida directamente el lapso de tiempo transcurrido entre el punto de referencia y el máximo del voltaje inducido en la bobina del captador o por algún otro medio apropiado.

Común a los dos tipos de balanceadora que se han mencionado al último se incluye un vóltmetro electrónico con objeto de determinar la magnitud del desbalance con gran precisión.

SEPARACION DE LOS PLANOS DE CORRECCION. Para un rotor que se ha ce girar a una velocidad muy por arriba de la correspondiente a la de resonancia sobre un par de apoyos resaltantes, como es el caso de una balanceadora dinámica, se ha visto que el ángulo de fase entre la fuerza de desbalance y el desplazamiento horizontal que produce en el apoyo correspondiente puede considerarse ser 180° . (Se considera el caso en que los planos de corrección son los extremos laterales del rotor; es, por otra parte, el más frecuente en la práctica). Además, para una sola masa de desbalance en uno de los planos de corrección los desplazamientos horizontales en los dos apoyos de la cuna estarán defasados entre sí por 180° . Puede interpretarse esta condición diciendo que si el cuerpo con desbalance en uno solo de los planos de corrección fuere susceptible de girar libre en el espacio, el eje generaría dos conos de revolución que coinciden en el vértice; que la cuna res-

tringe la libertad del movimiento a desplazamientos sobre un plano horizontal axial; que la vibración de todo el conjunto cuando es provocada por la presencia sola de una masa de desbalance en uno de los dos planos de corrección es una rotación en torno a un eje vertical entre dos posiciones extremas, y que, por el principio de superposición, el movimiento vibratorio de un rotor con desbalance en los dos planos de corrección está constituido por dos rotaciones de carácter oscilatorio que, en general, no están en fase. Las figuras muestran la forma general de la rotación vibratoria provocada por un peso

de desbalance en uno y otro plano de corrección. En ellas se muestra, con línea punteada gruesa, el desplazamiento instantáneo del eje de rotación, la traza del eje vertical en torno al cual se efectúa la rotación, llamada "nodo"

de la vibración, y una línea simétrica a la del desplazamiento instantáneo del eje del rotor que con ella marca las posiciones extremas de la vibración. Es claro que la vibración en cada uno de los apoyos depende pues del valor del desbalance en ambos planos de corrección, y si la vibración medida en los apoyos es tomada directamente para determinar los pesos de corrección, el proceso es por tanteos y aproximaciones sucesivas. Cuando en la máquina se incluye un arreglo tal que permita determinar el valor de las correcciones directamente se dice que tiene separación de planos.

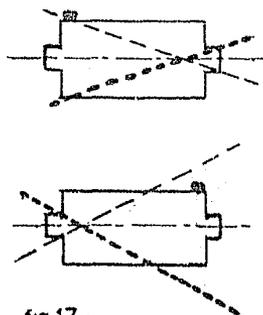
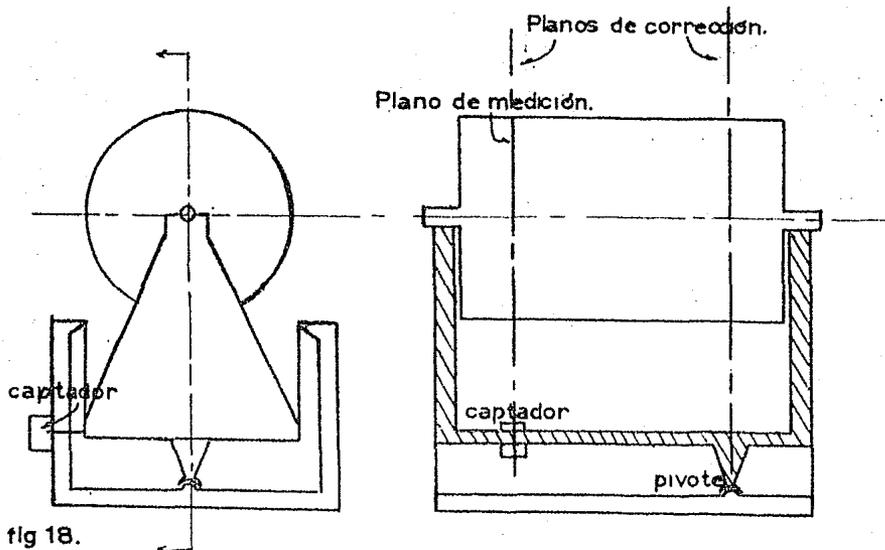


fig 17 -

Cuando la operación de balanceo dinámico constituye el paso-final en la producción de un tipo determinado de rotores, es necesario eliminar el desbalance completamente en el primer rotor por el método de aproximaciones sucesivas. Hecho esto se introduce - en el rotor un peso de prueba que origine un desbalance conocido - en uno de los planos de corrección, y se mide la magnitud del desbalance en los apoyos. Se retira el peso de prueba y se coloca - en el otro plano de corrección, anotando de nuevo las lecturas. - Puesto que se está considerando una máquina que no es de velocidad crítica, es innecesario medir el ángulo, que será, como se ha dicho, bien 0° o bien 180° , dependiendo del apoyo. Experimentalmente se comprueba que la vibración producida es mayor en el apoyo - más próximo al plano de corrección en que se introduce el desbalance intencional. La oscilación es, por otra parte, pequeña, y es lícito suponer que el sistema tiene una respuesta lineal con - respecto a la excitación que la produce, es decir, que las amplitudes son directamente proporcionales a los desbalances. Así, al retirar el rotor de prueba de la cuna y colocar en su lugar un rotor de diseño idéntico pero desbalanceado, leyendo la magnitud y el ángulo para cada uno de los apoyos es posible reducir bastante el desbalance con la adición de pesos de corrección de acuerdo con la información obtenida cuando en el rotor balanceado se introdujeron los pesos de prueba. Una aplicación sucesiva del método hace que el desbalance residual disminuya cada vez más, de modo que con tres o cuatro operaciones el rotor queda suficientemente bien balanceado.

Se han desarrollado algunos métodos para efectuar la separación de planos eliminando la necesidad de proceder por tanteos; -

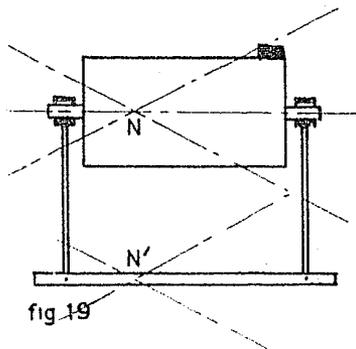
entre ellos puede mencionarse la cuna articulada, la barra nodal y el método eléctrico. En el primero los dos apoyos de la cuna no son independientes, sino que están unidos de manera de tener un conjunto rígido suspendido por resortes; el movimiento está restringido a una rotación en rededor de dos pivotes que se sitúan precisamente bajo los planos de corrección. Por medio de un mecanismo adecuado uno de los pivotes se fija a la base; como la fuerza de desbalance en ese plano no tiene momento respecto al eje del pivote fijo, la vibración resultante es proporcional al desbalance del plano de corrección cuya articulación está libre. Bastará invertir la condición de las articulaciones para medir el desbalance que completa la operación. El dispositivo se muestra esquemáticamente en la figura 18; por simplicidad se representa solo uno de los pivotes.



La calibración del dispositivo es similar al método descrito, ya que consiste en introducir desbalances conocidos en cada uno de los planos de corrección de un rotor que ha sido previamente balanceado por tanteos.

El método de la barra nodal para efectuar la separación del desbalance en los dos planos de corrección se muestra en planta en la figura 19 adjunta.

Si consideramos que un rotor perfectamente balanceado con un peso de calibración en el plano de corrección derecho se hace girar en la cuna de una máquina-balanceadora, se ha visto que el movimiento horizontal del rotor es una rotación del eje del rotor en torno al nodo N . Puesto que la barra nodal es siempre paralela al eje del rotor, habrá siempre un punto N' sobre la barra que permanece inmóvil; el captador que se coloca en ese punto no registrará



el desbalance del plano de corrección derecho. Si el peso de prueba es retirado de éste y colocado en el plano izquierdo, habrá un segundo nodo N'' en el que se coloca un segundo captador, que como el primero registra el desbalance de uno solo de los planos de corrección, siendo necesaria una sola operación para determinar las correcciones una vez que se ha calibrado la máquina con un rotor balanceado previamente por tanteos.

Un circuito como el que se representa en la figura 20 permite eliminar la influencia que sobre la medición del desbalance en un plano introduce el otro. Si el rotor tiene solo el desbalance introducido intencionalmente - en el plano de corrección derecho, la vibración en el apoyo correspondiente y por ende el voltaje generado serán mayores que en el apoyo izquierdo, y - en oposición de fase. Con el divisor de voltaje mostrado se toma una porción del voltaje -

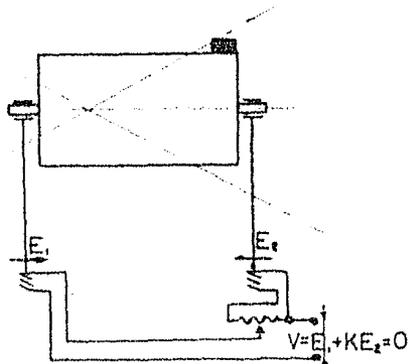


fig 20

derecho igual en magnitud al izquierdo, y se introduce en serie - con éste. El medidor que completa el circuito no indicará vibraciones debidas a desbalances en el plano derecho, sino que responde solo a los del plano izquierdo. Con un conmutador se introduce un segundo circuito que permite determinar las correcciones en el plano derecho, del todo análogo al descrito. El método, como se ve, es la versión eléctrica de la barra nodal. Para eliminar la necesidad de calibrar la máquina con un rotor balanceado previamente, se incluye un medio para simularlo. Esto se logra con dos pequeños generadores guiados a la misma velocidad del rotor y de forma tal que generan voltajes senoidales cuya amplitud y fase son ajustables. Cada uno de estos generadores se conecta en serie con uno de los captadores y al colocar el rotor desbalanceado sobre la máquina y hacerlo girar a la velocidad de operación - se ajustan hasta que los voltajes se opongan exactamente a los generados por los captadores correspondientes reduciendo a cero las

lecturas, tal como sería el caso al colocar un rotor balanceado -
previamente, sobre el cual se colocan los pesos de calibración. -
Medido el efecto de un peso conocido se eliminan del circuito los
generadores de "lectura nula", procediendo directamente al balan-
ceo desde el primer rotor.

CAPITULO III

SELECCION DE LOS METODOS DE MEDICION. En el diseño de una máquina balanceadora puede distinguirse que básicamente se tienen dos elementos, que aunque relacionados íntimamente, presentan problemas disímolos. Por una parte, el sistema mecánico debe adecuarse para las dimensiones geométricas de los rotores a que está destinado, proporcionándose de tal manera que la frecuencia natural del conjunto rotor cuna, tomando en cuenta la posibilidad de cierta diversidad de piezas por balancear, no sea obstáculo para la aplicación de la máquina. A este respecto las máquinas que trabajan por arriba de la resonancia son especialmente adecuadas, incluyendo además las ventajas a que se ha hecho referencia en párrafos anteriores. Los circuitos de medición, por otra parte, son en general aplicables sin modificaciones notables para el balanceo de rotores de tamaños muy diferentes, especialmente si la medición del desbalance se hace con los voltajes generados por efecto de la vibración que se establece al hacer girar la pieza. Una vez escogidas las características esenciales de la máquina, el diseño de los dos elementos, el sistema mecánico y los circuitos de medición, puede ser desarrollado con cierta independencia.

Para la máquina balanceadora construída para Electromotores Mexicanos, S. A., se hizo el diseño basándose en las siguientes especificaciones:

SISTEMA MECANICO.

Soportes: Tipo pendular de baja frecuencia.

Transmisión del movimiento a la pieza: Banda en la periferia del rotor.

Peso máximo de la pieza: Estimado en 2 Kgs.

Diámetro máximo del rotor: 7.5 cm.

Velocidad de operación: Arriba de la resonancia en sentido lateral, por abajo en el vertical.

SISTEMA DE MEDICION.

Medición de las vibraciones: Por señal eléctrica producida en dos bobinas acopladas a cada uno de los soportes, con amplificación electrónica.

Medición de la amplitud: Vóltmetro electrónico de pico a pico con sensibilidad ajustable.

Determinación de la fase: Método estroboscópico, también electrónico.

Se ha visto que un rotor cuyo centro de gravedad no coincide con el eje de rotación al girar libre en el espacio se mueve de tal forma que se generan dos conos de revolución coincidiendo en el vértice; este movimiento implica seis grados de libertad. En efecto, el movimiento puede descomponerse en tres rotaciones sobre tres planos perpendiculares entre sí y en tres desplazamientos lineales a lo largo de los mismos planos. El desplazamiento axial del rotor es, por una parte, de magnitud despreciable, y si la rotación se efectúa en un soporte adecuado, por otra, el movimiento puede restringirse de tal manera que tanto la rotación como los desplazamientos lineales sobre un plano vertical axial -- sean despreciables. Los apoyos que se han descrito como apropiados para una máquina balanceadora en páginas anteriores presentan una rigidez vertical muchas veces mayor que la lateral, permitien

do que la situación sea aproximadamente la ideal: en estas condiciones la pieza puede guiarse a una velocidad que corresponde, para el sentido lateral, a una frecuencia muy por arriba de la de resonancia, con las ventajas que ya se han enumerado y que se aprovechan para hacer la medición, y las vibraciones sobre un plano vertical excitadas por las fuerzas de desbalance, puesto que se pueden hacer corresponder a una frecuencia que es una fracción de la de resonancia en este sentido, no son excitadas en magnitud apreciable, siendo prácticamente nula su intervención en la señal que recogen los captadores. Por último, la rotación axial, indispensable para llevar a cabo la operación, se hace posible por las chumaceras en que descansa la pieza cuando se coloca sobre la cuna de balancear, acordes al diámetro de la flecha.

Con objeto de que en la máquina balanceadora se tenga la seguridad de un funcionamiento como se ha planeado, es necesario -- mantener lo más bajo posible el amortiguamiento; además la masa -- parásita que representan los apoyos, las varillas que conectan -- éstos con las bobinas del captador correspondiente y las propias bobinas, debe ser pequeña, pues como se ha visto ya, la amplitud de los desplazamientos producidos por las fuerzas de desbalance -- tienden como límite a X_m , que es menor cuanto mayor sea la masa.

DISEÑO DEL SISTEMA MECANICO. Teniendo en cuenta estas consideraciones puede proponerse una estructura como la que se muestra en la figura 21 para cada uno de los dos apoyos de la cuna. El problema se reduce a predecir cuál será su comportamiento cuando sobre ella se coloquen los rotores, de distintas dimensiones y masas que caen dentro del rango de aplicación del dispositivo. Se

calcularán pues las frecuencias naturales vertical y lateral --- con objeto de determinar la velocidad que sea más adecuada para la operación de la máquina;--- para determinar las peores condiciones se calculará la frecuencia lateral del apoyo sin --- considerar la masa del rotor, --- obteniendo un valor que dismi---

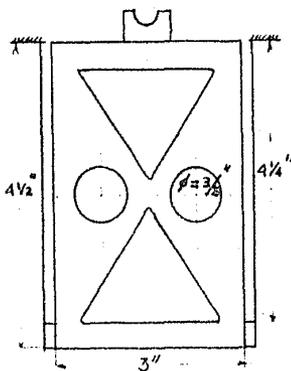


fig 21

nuirá en la práctica al ser colocada la pieza por balancear en la cuna, y se investigará también el valor de la frecuencia vertical del conjunto rotor-cuna suponiendo una pieza con un peso de 2 Kg., peso de un rotor que se supone arbitrariamente estar en el límite superior de motores de potencia fraccionaria.

Para una estructura como la mostrada, podría ocurrirse el -- suspenderla por medio de dos miembros doblemente articulados, de -- tal forma de tener una aproximación a un péndulo simple bifilar -- cuyo período de oscilación depende solamente de la longitud de -- los soportes. De hecho, este sistema se usa en algunos tipos de -- balanceadora; sin embargo, cuando la máquina está destinada a pie -- zas relativamente pequeñas la fricción seca de las articulaciones -- introduce efectos variables e incontrolables, por lo que es prác -- tica usual sustituir los miembros de suspensión por unas lamini -- llas que constituyen prácticamente una articulación elástica; la -- frecuencia natural lateral será más elevada que en el caso neta -- mente pendular debido al incremento de la k del sistema por la -- fuerza de restitución elástica adicional. Con objeto de mantener

calcularán pues las frecuencias naturales vertical y lateral --- con objeto de determinar la velocidad que sea más adecuada para la operación de la máquina;--- para determinar las peores condiciones se calculará la frecuencia lateral del apoyo sin --- considerar la masa del rotor, --- obteniendo un valor que dismi---

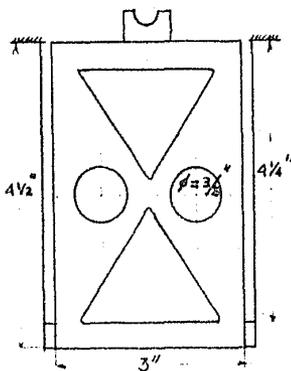


fig 21

nuirá en la práctica al ser colocada la pieza por balancear en la cuna, y se investigará también el valor de la frecuencia vertical del conjunto rotor-cuna suponiendo una pieza con un peso de 2 Kg., peso de un rotor que se supone arbitrariamente estar en el límite superior de motores de potencia fraccionaria.

Para una estructura como la mostrada, podría ocurrirse el -- suspenderla por medio de dos miembros doblemente articulados, de -- tal forma de tener una aproximación a un péndulo simple bifilar -- cuyo período de oscilación depende solamente de la longitud de -- los soportes. De hecho, este sistema se usa en algunos tipos de -- balanceadora; sin embargo, cuando la máquina está destinada a pie -- zas relativamente pequeñas la fricción seca de las articulaciones -- introduce efectos variables e incontrolables, por lo que es prác -- tica usual sustituir los miembros de suspensión por unas lamini -- llas que constituyen prácticamente una articulación elástica; la -- frecuencia natural lateral será más elevada que en el caso neta -- mente pendular debido al incremento de la k del sistema por la -- fuerza de restitución elástica adicional. Con objeto de mantener

Area de las láminas de suspensión:

$$4 \times 0.254 \times 9.525 = 9.68 \text{ mm}^2 = 0.0968 \text{ cm}^2$$

Peso del conjunto rotor-cuna: $2 \times 0.146 + 2 = 2.292 \text{ Kg.}$

Deflexión estática:

$$\frac{2.292}{0.0968} \times \frac{10.8}{1.055 \times 10^6} = 0.0002425 \text{ cm} = 2.425 \times 10^{-6} \text{ m}$$

Frecuencia vertical:

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{9.81}{2.425 \times 10^{-6}}} = 320 \text{ cps.}$$

Calcularemos ahora la frecuencia natural de cada uno de los apoyos en sentido lateral; para fines de comparación únicamente - se determinará primero suponiendo un péndulo bifilar simple:

$$f = (1/6.28) \sqrt{g/l} = 0.159 \sqrt{9.81/0.108} = 1.52 \text{ cps.}$$

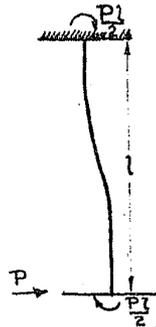
que corresponde a la mínima frecuencia lateral del apoyo con una suspensión de la longitud indicada. Un valor más cercano a la - realidad se obtiene determinando la rigidez lateral a partir de la expresión para la deflexión en una viga empotrada en extremo y guiada en el otro, considerando que el desplazamiento del apoyo es netamente horizontal y que las oscilaciones son armónicas, cosa que, aunque no rigurosamente ciertas, tratándose de oscilaciones de pequeña amplitud se cumplen con suficiente aproximación:

La deflexión bajo la carga en una viga como la mostrada está dada por:

$$\delta = \frac{P l^3}{12 E I}$$

El momento de inercia para cada una de las secciones de las láminas de suspensión vale:

$$I = \frac{b d^3}{12} = \frac{0.0254^3 \times 0.9525}{12} = \frac{15.6 \times 10^{-6}}{12} \text{ cm}^4$$



Area de las láminas de suspensión:

$$4 \times 0.254 \times 9.525 = 9.68 \text{ mm}^2 = 0.0968 \text{ cm}^2$$

Peso del conjunto rotor-cuna: $2 \times 0.146 + 2 = 2.292 \text{ Kg.}$

Deflexión estática:

$$\frac{2.292}{0.0968} \times \frac{10.8}{1.055 \times 10^6} = 0.0002425 \text{ cm} = 2.425 \times 10^{-6} \text{ m}$$

Frecuencia vertical:

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{9.81}{2.425 \times 10^{-6}}} = 320 \text{ cps.}$$

Calcularemos ahora la frecuencia natural de cada uno de los apoyos en sentido lateral; para fines de comparación únicamente - se determinará primero suponiendo un péndulo bifilar simple:

$$f = (1/6.28) \sqrt{g/l} = 0.159 \sqrt{9.81/0.108} = 1.52 \text{ cps.}$$

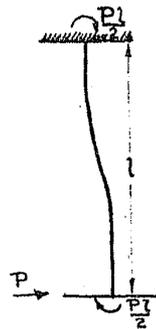
que corresponde a la mínima frecuencia lateral del apoyo con una suspensión de la longitud indicada. Un valor más cercano a la - realidad se obtiene determinando la rigidez lateral a partir de la expresión para la deflexión en una viga empotrada en extremo y guiada en el otro, considerando que el desplazamiento del apoyo es netamente horizontal y que las oscilaciones son armónicas, cosa que, aunque no rigurosamente ciertas, tratándose de oscilaciones de pequeña amplitud se cumplen con suficiente aproximación:

La deflexión bajo la carga en una viga como la mostrada está dada por:

$$\delta = \frac{P l^3}{12 E I}$$

El momento de inercia para cada una de las secciones de las láminas de suspensión vale:

$$I = \frac{b d^3}{12} = \frac{0.0254^3 \times 0.9525}{12} = \frac{15.6 \times 10^{-6}}{12} \text{ cm}^4$$



da a su flecha produzca en la banda la velocidad lineal ya calculada, será:

$$d = \frac{2 \times 470}{\frac{1450}{60} \times 2\pi} = 6.19 \text{ cm.}$$

Incidentalmente es conveniente aclarar que si bien el acoplar directamente al eje del rotor que se está balanceando con la flecha del motor de la máquina hace que ésta se convierta en una máquina de velocidad fija, independiente del tamaño de la pieza, el motor deberá ser de una calidad especial, pues cualquier desbalance que tenga, al transmitirlo a la cuna, hará que ésta lo interprete erróneamente como desbalance en los planos de corrección, obteniendo una medición falsa. Un efecto del todo similar se tiene en el caso, por otro lado nada remoto, de que queden desalineados los ejes de la pieza y del rotor, a menos que el acoplamiento se haga a través de un miembro más o menos complicado que proporcione - flexibilidad a la junta. Su uso está limitado al balanceo de piezas relativamente grandes en dimensiones.

EL CIRCUITO DE MEDICION. En párrafos anteriores se delinearon - las principales características del circuito de medición, esto es, se dijo que después de una amplificación electrónica el voltaje - generado por un par de bobinas unidas a cada uno de los dos apoyos se utiliza, por un lado, para disparar un tubo gaseoso en un punto determinado del ciclo del desplazamiento, lo que permite conocer la posición del punto alto del rotor desbalanceado, y por - otro, el mismo voltaje, medido en un voltmetro de tipo electrónico da indicación del tamaño del desbalance que provoca la vibración. Esto sugiere la disposición de los principales elementos -

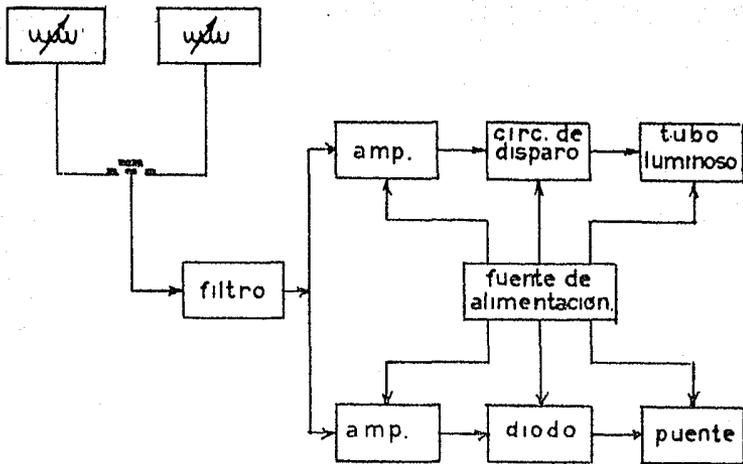
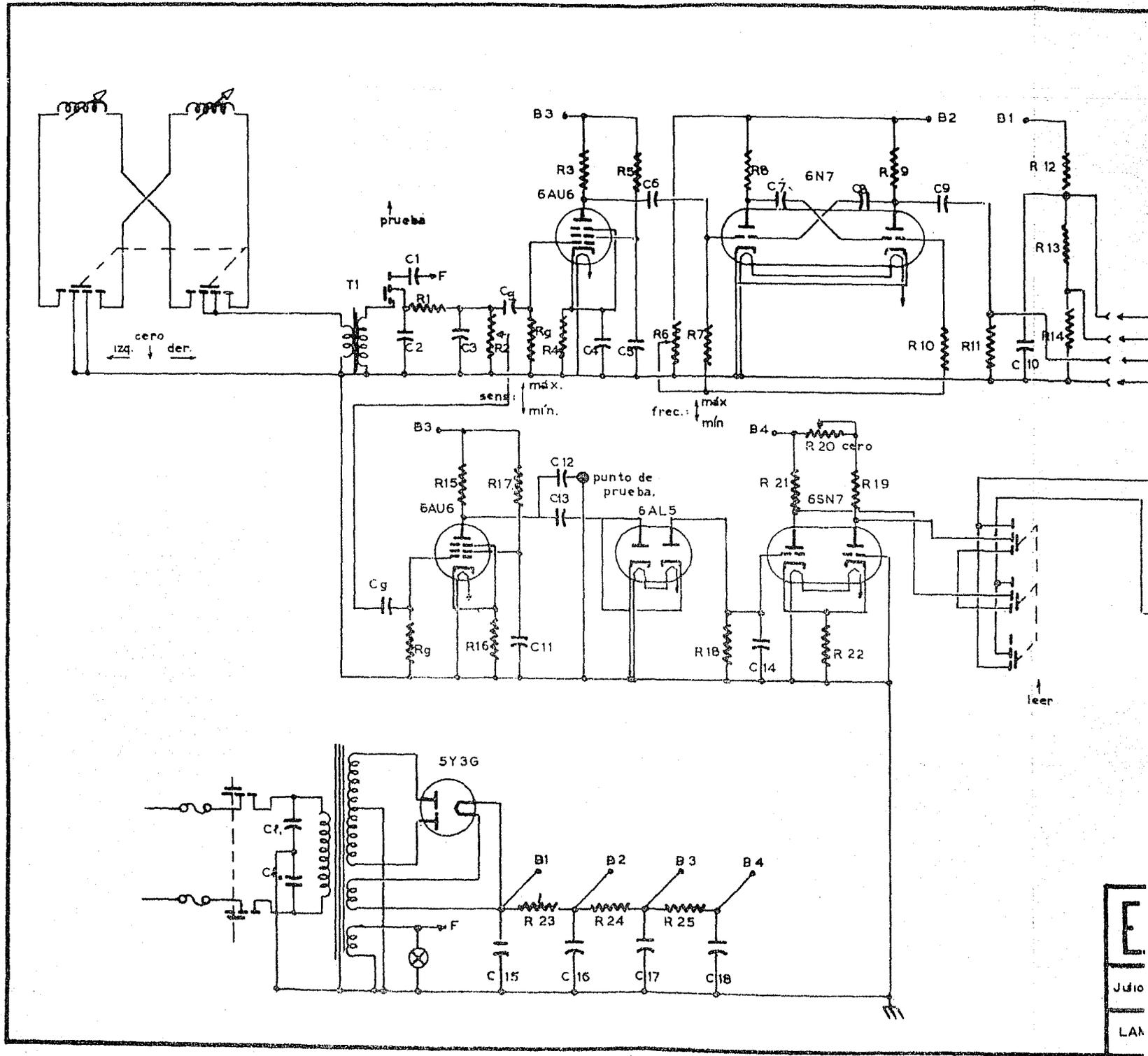
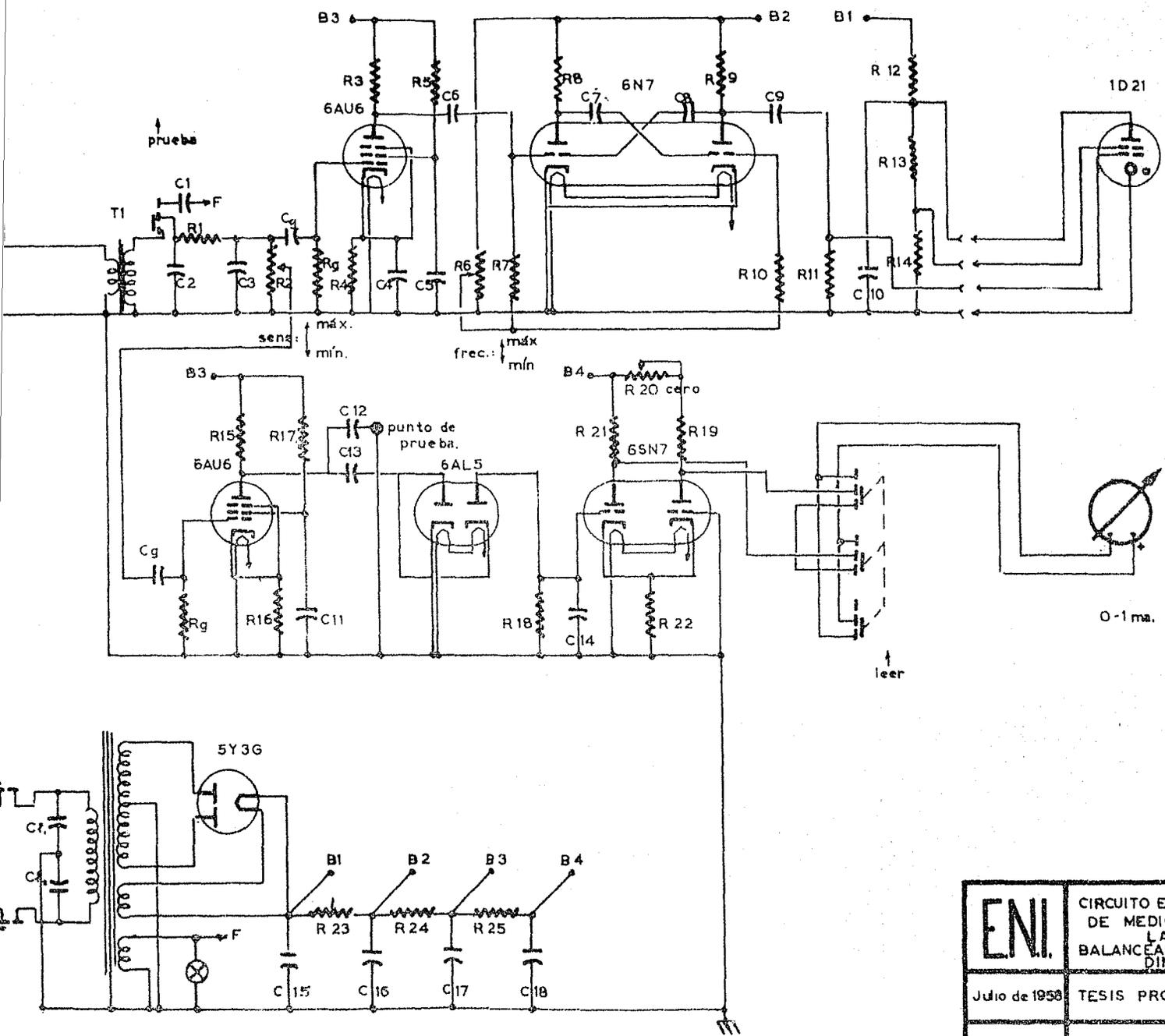


fig 23

constitutivos del circuito, que en forma descriptiva se muestran en la figura 23. Como se ve, un selector de señal elige, de los dos voltajes generados en las bobinas, el que se ha de introducir al resto del circuito. El voltaje seleccionado se pasa por un -- filtro corrector, que además de atenuar las componentes armónicas que contiene la onda de voltaje, limita la banda de frecuencias -- que pasan los amplificadores. Estos son simples amplificadores -- de audio, de acoplamiento a resistencia y condensador; sus caract -- erísticas de corte a baja frecuencia son deseables, puesto que -- de esta manera se eliminan las componentes de voltaje que en las -- bobinas de captación son producidas por la vibración lateral de -- la cuna ejecutadas de una manera libre debidas a excitaciones cer -- canas a la resonancia, que, como ya se vió, son de muy baja fre--

cuencia. En el circuito del tubo luminoso que con su efecto estroboscópico hace posible la determinación del punto alto, el voltaje, ya amplificado, se introduce en un elemento que determina el instante en que el estroboscopio se dispara, siempre en un punto determinado de la rotación de la pieza: su función es la de proporcionar una señal eléctrica apropiada para que el tubo estroboscópico encienda en sincronismo con la vibración, y manteniendo con ella una relación determinada de fase. El segundo amplificador, que toma su señal de rejilla a través de un divisor de voltaje ajustable, conectado al filtro de entrada, proporciona un voltaje alterno, réplica del desplazamiento, que mediante un doble diodo conectado convenientemente suministra un voltaje directo -- proporcional también a la magnitud del desplazamiento. Este voltaje es llevado por fin a una de las dos rejillas de un amplificador de diferencia; la diferencia de los voltajes entre las placas de ambas ramas del amplificador es utilizada para hacer circular una corriente por un medidor de escala 0-1 ma., cuya lectura es la indicación que se busca. La fuente de alimentación proporciona los voltajes de filamento y de placa adecuados al funcionamiento del circuito, Por otra parte, si bien éste se presta para intercalarle el método de separación de planos eléctrico que se mencionó en páginas anteriores, esto no se hizo porque se estimó que la complicación que supone su empleo en el diseño no se justifica con las ventajas que presenta, puesto que las pruebas que se hicieron demostraron que eran necesarias un máximo de tres operaciones, en promedio, para dejar el rotor aceptable en cuanto a la vibración que producía al ser montado y ponerse en operación. Se repite, en caso necesario puede adicionarse esa característica.





ENI.	CIRCUITO ELECTRONICO DE MEDICION DE LA BALANCEADORA DINAMICA.
	Julio de 1958
LAM 1	TESIS PROFESIONAL.
	F. H. RODRIGUEZ y CAJEROS

El circuito que se presenta en la lámina adjunta es con el -- que se encuentra trabajando la máquina balanceadora que se cons-- truyó para llenar las necesidades de la fábrica. A continuación-- se hace una descripción más detallada de su funcionamiento, de -- las componentes que entran en su elaboración y de los criterios -- que norman la elección de los valores de las mismas.

Los captadores se hicieron de un par de bocinas del tipo de imán permanente, de las utilizadas en equipo sonoro, que despro-- vistas del cono de papel y el soporte de éste constituyen precisa-- mente un captador como los que se describieron ya entre los apara-- tos de medición de vibraciones: si bien su calidad no es precisa-- mente la óptima, su comportamiento ha demostrado ser suficiente-- mente satisfactorio, y su precio es por demás moderado. El dia-- fragma que soporta a la bobina de voz se dejó en su lugar para -- que sirviera de guía en el movimiento que de los apoyos de la cu-- na es transmitido por medio de un pequeño miembro de madera, esco-- gida por su bajo peso, y cementado a los propios apoyo y bobina -- por uno y otro lados respectivamente. El conmutador de selección es un simple switch de tres posiciones doble circuito, tipo "in-- tercom", sin resorte y de palanca. En una y otra posiciones ex-- tremas conecta una de las dos bobinas al resto del circuito; en -- la central éste no recibe señal alguna, lo que permite hacer los-- ajustes que sean necesarios.

Por sus características constructivas, los captadores son de baja impedancia (de tres a cinco ohms), siendo necesario el in-- cluir un transformador en la entrada del amplificador con el propó-- sito de elevar el nivel de impedancia en la señal, permitiendo un acoplamiento más satisfactorio entre los tubos amplificadores y --

los captadores, facilitando la inclusión del circuito corrector, y de paso aumentando el tamaño del voltaje. De la posibilidad de escoger entre un transformador de entrada, tipo intercom, de acoplamiento entre bobina de voz y rejilla y un transformador de salida tipo universal, se eligió este último por la flexibilidad que supone. (La relación escogida en la conexión es aproximadamente de 1: 50, en vueltas). El circuito corrector está constituido por C_2 , R_1 , C_3 y R_2 ; el valor de C_2 es tal que su reactancia capacitativa es igual, para 200 cps. a la resistencia ($R_1 + R_2$), proporcionando una trayectoria fácil a las corrientes armónicas generadas en los captadores. Además, R_1 y C_3 constituyen un divisor de voltaje: el voltaje a través de C_3 disminuye con la frecuencia, y el valor de su reactancia capacitativa se escogió igual, también para 200 cps., al valor de R_2 .

Como las frecuencias que interesan son bajas, los condensadores de acoplamiento a las rejillas de los amplificadores por necesidad han de ser de un valor alto (0.1 μ f), y las resistencias de escape también, para asegurar el paso de la señal. Como interesa pasar frecuencias bajas, el problema de bloqueo por sobrecarga no es de gran importancia, pues si la rejilla se llega a hacer positiva la carga acumulada en los condensadores de acoplamiento y descargada a través de las resistencias de escape, corre el punto de operación del amplificador a uno de mayor bias durante un tiempo que es menor que el período del ciclo de la vibración. -- Además experimentalmente se comprobó que el desbalance promedio era inferior al valor que ocasiona que el circuito llegue a funcionar en clase 2, y si se llega a este caso el único de los dos amplificadores que se ve en él es el que determina el disparo del

estrobotrón, y, como se verá más adelante, la distorsión provocada carece en lo absoluto de importancia, puesto que el disparo -- del tubo luminoso se sincroniza con el máximo positivo de la onda de voltaje, y ésta de todos modos pasa, haya o no distorsión. Por otra parte, al amplificador del circuito de medición de magnitud solo se le aplica una fracción del voltaje de señal disponible entre las terminales de R2, que funciona como control de sensibilidad, por lo que este amplificador opera en clase A1 estrictamente, asegurando completa linealidad. Para esto este amplificador se -- escogió intencionalmente de ganancia sobrada, incluyendo el efecto de retroalimentación negativa por degeneración en la resistencia de cátodo que carece de by-pass, estabilizando con ello la amplificación de la etapa.

Para ambos amplificadores se escogió un tubo pentodo de ca--racterísticas de corte próximo (6AU6) para obtener la gran amplificación de que es capaz limitando con ello el número de componentes totales del circuito. Como no interesa extender el límite superior del ancho de banda pasada por la etapa, la resistencia de carga de los tubos puede ser alta, y la capacidad dispersa en el alambrado, especialmente en el diodo y su circuito asociado es, -- antes que perjudicial, benéfica. El valor específico de las componentes de los amplificadores fué tomado de los datos publicados como recomendables en el Manual RCA, comprobando experimentalmente el correcto funcionamiento con una señal de prueba y un osci--loscopio. Incidentalmente, la señal de prueba, de la frecuencia de la línea, se deriva del mismo transformador que alimenta a los filamentos de los tubos, y se introduce al circuito con el switch de un polo, doble tiro, que fuera del alcance del operador conec--

ta a la entrada, bien el secundario del transformador T1, de acoplamiento, o bien la señal de prueba. Hay previsto un receptáculo para conectar un osciloscopio a la placa del amplificador del circuito de medición de magnitud.

Para la producción de los destellos luminosos que con su efecto estroboscópico permiten la determinación del lugar de la corrección se utiliza un tubo 1D21/631-Pl "Strobotrón". Es éste un tubo de descarga gaseosa de cátodo frío diseñado especialmente para la producción de destellos muy intensos de corta duración controlados por un circuito externo; consta en términos generales de un cátodo, un ánodo y dos electrodos de control en una envoltura de vidrio llena de neón a una presión aproximada de unos cinco milímetros de Mercurio. El cátodo es de un compuesto de Cesio que bajo la acción de un bombardeo iónico desprende Cesio, facilitando la transición entre una descarga de brillo a un arco; la aplicación de un voltaje adecuado entre un par de los electrodos determina una descarga luminosa que de inmediato se transfiere al arco entre el cátodo y la estructura anódica. La operación está gobernada por una familia de -

curvas cerradas como la mostrada en la figura 24, en que los voltajes de las rejillas de control son las coordenadas, y un voltaje particular de ánodo se toma como parámetro. En su operación, el funcionamiento del circuito puede describirse como sigue: El condensador --

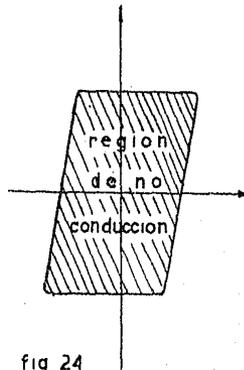


fig 24

C10 se carga a través de R12 exponencialmente, permitiéndose que adquiera un voltaje menor que el necesario para que el estroboscópio, conectado en paralelo al mismo, inicie su descarga entre ánodo y cátodo por excederse el gradiente, tanto entre ellos dos como entre cualquiera de ellos y la segunda rejilla, a la que se le aplica una porción del voltaje de C10 con el divisor de tensión R13 y R14, que también actúa como sangría mientras el tubo no conduce, estableciendo en R12 la caída necesaria. La primera rejilla normalmente permanece con el potencial del cátodo en virtud del retorno constituido por R11, pero al aplicar un pulso negativo de voltaje, proporcionando por el circuito de disparo a través de C9, crece el gradiente entre las dos rejillas, iniciándose la descarga de brillo entre ambas y transfiriéndose el arco anódico, por cuya baja resistencia se descarga C10 de una manera rápida, bajando su voltaje hasta la extinción del arco, permitiéndose que de nuevo se cargue C10 a través de R12 y quedando listo para el siguiente disparo. La baja resistencia del arco hace que éste llegue a valores de cresta hasta de 100 amp., lo que asegura que los pulsos luminosos resultantes sean de gran intensidad y de corta duración, prácticamente en sincronismo con los pulsos de disparo.

Los pulsos de disparo mencionados al último son proporcionados por el circuito multivibrador en que se encuentra conectado el tubo 6N7. Puede observarse que básicamente un multivibrador es un amplificador de dos etapas; acoplado con resistencia y condensador, con un condensador conectado entre la placa del segundo triodo y la rejilla del primero. Como resultado de esto, cualquier señal en la rejilla de la primera etapa es amplificada por-

ambos triodos, y por la doble inversión que sufre, la señal de salida es de la polaridad adecuada para reforzar la señal de rejilla de la primera etapa, habiendo por tanto realimentación positiva - que determina una oscilación. En la figura 25 se muestra un circuito simplificado de un multivibrador; si ambas etapas son perfectamente simétricas, al aplicar en un principio voltaje al circuito, ambos tubos conducen exactamente igual corriente, y las caídas en las resistencias de carga respectivas son también perfectamente iguales, quedando el circuito en una condición de equilibrio inestable. En efecto, supongamos que por una pequeña asimetría, sea cualquiera su causa, uno de los dos tubos, digamos el izquierdo, aumenta su corriente de ánodo, aplicando una señal progresivamente negativa a la reja del tubo derecho, a través del condensador de acoplamiento C1. El voltaje de placa de este tubo aumenta, por disminuir la caída en su resistencia de carga: como el voltaje a través del condensador de acoplamiento C2 no puede cambiar instantáneamente, la reja del tubo izquierdo es llevada a un voltaje positivo respecto a su cátodo, apareciendo entonces una corriente de rejilla que carga este condensador C2 de una manera rápida, quedando V1 con un voltaje nulo en su reja y con saturación de placa. El condensador C1, en tanto, está cargándose exponencialmente a través de R_{g2} , y de hecho está aplicando un voltaje negativo más allá del voltaje de corte al segundo tubo. Cuando la curva exponencial de carga de C1 interseca a la línea de corte de V2, éste empieza a conducir, invirtiéndose la condición de ambos triodos, repitiéndose el proceso que se ha descrito. El circuito tiene, como se ve, tres estados de equilibrio; el primero altamente inestable, de existencia meramente teórica, y dos-

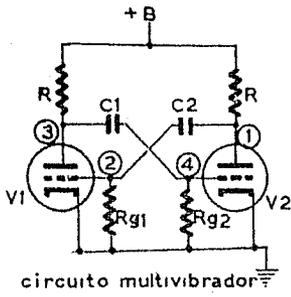
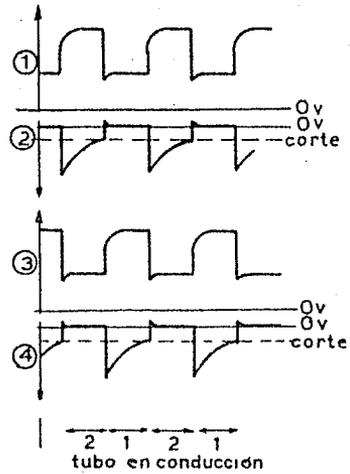


fig 25



formas de onda de los puntos mostrados a tierra

fig 26

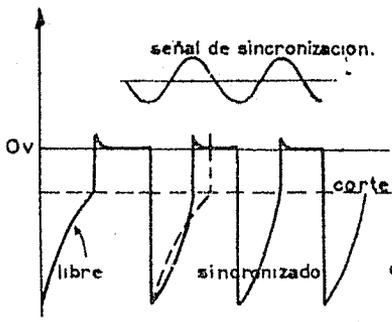


fig 28

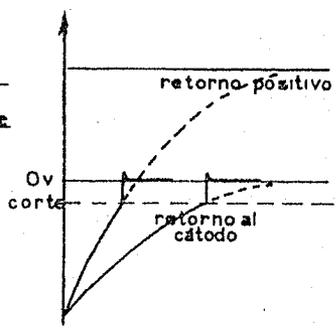


fig 27

estados de equilibrio metaestable, que una vez iniciados se suceden alternadamente con una frecuencia que dependerá sobre todo de los valores de $C1$, $C2$, R_{g1} y R_{g2} , representadas en el circuito real de la máquina por $C7$, $C8$, $R10$ y $R7$ respectivamente. Las curvas típicas que se muestran en la figura 26, muestran que el voltaje de placa de uno cualquiera de los tubos es esencialmente una onda cuadrada: para asegurar que los frentes sean de rápida elevación se adivina que los triodos que forman el multivibrador deben tener gran perveancia. Esta circunstancia es la que determina el escoger el doble triodo 6N7 para el circuito.

Si los retornos de las rejillas se conectan a un voltaje positivo en vez de conectarlos a los cátodos, la curva exponencial de descarga intersectará a la línea de corte en un punto de mayor pendiente; como este punto de intersección es el que determina el cambio de estado del circuito, en virtud de ser más franca la intersección la frecuencia será más estable que si R_{g1} y R_{g2} se conectan a los cátodos, y por otra parte será posible controlar dentro de ciertos límites más o menos amplios la frecuencia de marcha libre del oscilador variando el voltaje a que se retornan las rejillas. Tal es el objeto del rebátato $R6$ del circuito de la balaceadora; la acción del circuito se muestra en la figura 27.

Ahora bien: si se inyecta a la rejilla de uno de los tubos una señal de una frecuencia ligeramente menor que la de marcha libre del multivibrador, el voltaje de rejilla de la etapa correspondiente será la suma de ordenadas de dos ondas: la exponencial propia del circuito y la inyectada. Al alcanzar el máximo esta última, el circuito adelantará su disparo, sincronizándose el multivibrador a la frecuencia aplicada; estas condiciones se muestran

en la figura 28. En el circuito de medición de la balanceadora - el condensador C6, que acopla la placa del amplificador 6AU6 a la rejilla de la mitad izquierda del 6N7 es quien introduce la señal de sincronización al multivibrador, que hace las veces de filtro, pues responde solo a señales cercanas a las de su frecuencia libre.

Por otra parte, como el estrobotrón requiere para su disparo de un pulso negativo en su primera reja, es necesario modificar - el voltaje de onda cuadrada de una de las placas del multivibrador; esto se logra con un circuito diferenciador. Un circuito diferenciador es aquél en el cual la onda de salida es la derivada-respecto al tiempo de la onda que se aplica en sus terminales de-entrada. Si, como en el caso de C9 y R11, la reactancia capacitiva del condensador es grande comparada con la resistencia que completa la serie en que están conectados, la corriente del circuito será mayor cuando la rapidez de variación del voltaje aplicado -- también lo sea, y la caída en la resistencia, en fase con la -- corriente, será proporcional a la derivada con respecto al tiempo del voltaje aplicado. Si éste es una onda cuadrada, como la de -- placa de cualquiera de las dos secciones del multivibrador, en la resistencia aparecen dos pulsos, uno negativo y otro positivo -- correspondiendo a los flancos de elevación y de decaimiento de la onda cuadrada, respectivamente. Es el pulso negativo el que dispara al estrobotrón; el disparo se hace guardando siempre una relación de fase con la vibración de la cuna, lo que permite conocer el lugar de la corrección.

Volviendo al circuito de medición de la magnitud, el voltaje de desbalance, una vez amplificado es aplicado a través de C13

a las dos porciones del 6AL5. Cuando el voltaje es de polaridad negativa, conduce la mitad derecha del doble diodo, cargando C14 a un voltaje que difiere poco del valor de cresta. Como la constante de tiempo del circuito C14 - R18 es grande comparada con la mínima frecuencia que el circuito ha de pasar, el voltaje no baja gran cosa cuando ya la siguiente alternancia negativa está cargando de nuevo el condensador. Entre la placa de la segunda sección del diodo y tierra hay entonces un voltaje directo ya y proporcional a la amplitud de la vibración, en su valor de cresta. (A diferencia de un voltmetro de lectura media o de uno de valor eficaz, éste da una indicación independiente de la forma de onda que se le aplique. Como lo que interesa medir es ante todo la magnitud de los máximos desplazamientos, se estima que el voltmetro de "pico a pico", como también se conoce a este circuito, es el más adecuado para la solución del problema). Por otra parte, la conducción del diodo derecho extrae electrones del condensador C13, que no solo son restituidos en las alternancias positivas por el diodo izquierdo sino que éste, en virtud de su baja resistencia equivalente en su período de conducción, carga al mencionado C13 al valor de cresta positivo, que se aplica en serie con el negativo a C14 cuando el diodo derecho conduce. Como es necesario para que el circuito sea lineal que la resistencia de carga R18 sea alta comparada con la resistencia de conducción del diodo, esta condición impide la conexión directa del miliampérmetro de medición, determinando la necesidad de utilizar un amplificador de corriente directa que lo alimente. Esta función la llena el tubo 6SN7, conectado a manera de amplificador de diferencia.

El circuito en que se encuentra conectado el 6SN7 que alimenta al medidor es un amplificador de corriente directa cuya gran impedancia de entrada hace posible la medición del voltaje a través del paralelo formado por R18 y C14 utilizando para ello un medidor convencional de sensibilidad apenas moderada y costo relativamente bajo. Hemos visto que la señal de desbalance hace aparecer entre la placa del segundo diodo y tierra un voltaje siempre de polaridad negativa y proporcional a la amplitud de los desplazamientos. Como se ve en el circuito, este voltaje es aplicado a la rejilla de la mitad izquierda del doble triodo; esto ocasiona una disminución en su corriente normal de placa que a su vez se traduce en una elevación de su voltaje de placa y en una disminución de la caída a través de la resistencia común de cátodo R22. Como el voltaje entre la reja del segundo triodo y su cátodo es precisamente la caída en la resistencia de cátodo, el triodo aumentara su corriente, con la consiguiente disminución en su voltaje de anodo. Por otra parte este incremento de corriente tiende a neutralizar el debido al cambio en el tubo izquierdo, cuyo voltaje de reja a cátodo es la suma de la caída en la resistencia común de cátodo y el voltaje aplicado por el diodo entre la propia rejilla y tierra. El efecto de retroalimentación negativa descrito contribuye a proporcionar estabilidad a la etapa, que entre sus placas tendrá una diferencia de voltaje proporcional al voltaje aplicado en la rejilla izquierda. Cuando el circuito es simétrico y los tubos son idénticos, cualquier cambio en el suministro de placa afecta por igual a ambas corrientes de placa, por lo que no tiene influencia en el voltaje de placa a placa, que es quien hace circular la corriente por el medidor. De una manera -

similar los voltajes incrementales debidos a variaciones en el -- voltaje aplicado a los filamentos, no afectarán la calibración - del dispositivo, salvo en los cambios que las "constantes" del tu bo sufran por consecuencia de aquellos. Por otra parte, la resis tencia variable R20 permite ajustar inicialmente el circuito de - tal manera que sin señal aplicada, el medidor muestre una lectura nula. El efecto de conectar una carga entre ambas placas se toma en cuenta considerando que el punto medio de la carga permanece - sustancialmente constante en su voltaje con respecto a tierra, -- puesto que una placa aumenta y otra disminuye su potencial respec to a tierra en la misma magnitud; la ganancia de la etapa puede- calcularse considerando la mitad de la carga en paralelo con cada una de las resistencias de carga de los triodos.

Con objeto de que el medidor quede fuera del circuito excep- to en el momento de hacer la medición, entre las placas del 6SN7- y las terminales del miliampérmetro se intercala un switch de dos posiciones con retorno de resorte; normalmente se tienen en cir-- cuito corto las terminales del medidor y las salidas de la etapa- (entre sí), para evitar que en el momento de conectar el medidor- éste reciba un sobrevoltaje que lo dañe. Los contactos del - -- switch son tales que conectan el medidor antes de abrir el circui to corto.

La fuente de voltaje, por último, es del todo convencional;- el 5Y3G, conectado como rectificador de onda completa, con filtro de entrada de condensador, proporciona el voltaje B, que a través de secciones L de desacoplo, alimenta a las distintas porciones - del circuito.

similar los voltajes incrementales debidos a variaciones en el -- voltaje aplicado a los filamentos, no afectarán la calibración - del dispositivo, salvo en los cambios que las "constantes" del tubo sufran por consecuencia de aquellos. Por otra parte, la resistencia variable R20 permite ajustar inicialmente el circuito de - tal manera que sin señal aplicada, el medidor muestre una lectura nula. El efecto de conectar una carga entre ambas placas se toma en cuenta considerando que el punto medio de la carga permanece - sustancialmente constante en su voltaje con respecto a tierra, -- puesto que una placa aumenta y otra disminuye su potencial respecto a tierra en la misma magnitud; la ganancia de la etapa puede- calcularse considerando la mitad de la carga en paralelo con cada una de las resistencias de carga de los triodos.

Con objeto de que el medidor quede fuera del circuito excepto en el momento de hacer la medición, entre las placas del 6SN7- y las terminales del miliampérmetro se intercala un switch de dos posiciones con retorno de resorte; normalmente se tienen en circuito corto las terminales del medidor y las salidas de la etapa (entre sí), para evitar que en el momento de conectar el medidor- éste reciba un sobrevoltaje que lo dañe. Los contactos del - -- switch son tales que conectan el medidor antes de abrir el circuito corto.

La fuente de voltaje, por último, es del todo convencional;- el 5Y3G, conectado como rectificador de onda completa, con filtro de entrada de condensador, proporciona el voltaje B, que a través de secciones L de desacoplo, alimenta a las distintas porciones - del circuito.

B I B L I O G R A F I A

- ALBERT Electronics and Electron Devices - The
MacMillan Co., - 1956.
- DEN HARTOG Mechanical Vibrations - McGraw Hill Book Co.,
Inc. - 1956.
- ELMORE & SANDS Electronics, Experimental Techniques - McGraw
Hill Book Co., Inc. - 1949.
- GISHOLT MACHINE CO. Balancing Machines.
- GRAY Applied Electronics - John Wiley & Sons, Inc.
1954.
- MARKUS & ZELUFF Handbook of Industrial Electronic Circuits -
McGraw Hill Book Co. - 1948.
- MARKUS & ZELUFF Handbook of Industrial Electronic Control
Circuits - McGraw Hill Book Co. - 1956.
- MORSE Vibration and Sound - McGraw Hill Book Co. -
1936.
- MYKLESTAD Fundamentals of Vibration Analysis - McGraw
Hill Book Co. - 1956.
- OSBERG & JONES Machinery's Handbook - 1955 ED.
- RADIO CORPORATION
OF AMERICA RCA Tube Handbook HB3.
- RADIO CORPORATION
OF AMERICA Preferred Types List.
- REICH Theory and Applications of Electron Tubes -
McGraw Hill Book Co. - 1944.
- RICHTER Fundamentals of Industrial Electronic Circuits
McGraw Hill Book Co.

STOKER Non Linear Vibrations in Mechanical and
Electrical Systems - Interscience Publishers
1950.

SEELY Electron Tube Circuits - McGraw Hill Book Co.
1950.

TERMAN Radio Engineers Handbook - McGraw Hill Book Co.

TERMAN Electronics & Radio Engineering - McGraw Hill
Book Co. - 1955.

TIMOSHENKO Advanced Dynamics - D. Van Nostrand Co., Inc.

TIMOSHENKO Vibration Problems in Engineering - D. Van
Nostrand Co., Inc. - 1955.

WESTINGHOUSE Industrial Electronic Reference Book - John
ELECTRIC CORP. Wiley & Sons, Inc. - 1948.