



D-10692

T
620.3
A729



BIBLIOT

**ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**

PROYECTO DE GRADO
Previo a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

**"Análisis de las vibraciones en los cojinetes de
deslizamiento hidrodinámico debido a los fenómenos
del Oil Whirl y Oil Whip"**

PRESENTADO POR:

Gonzalo Ricardo Armijos Abarca

Guayaquil - Ecuador

1991

AGRADECIMIENTO

AL ING. GUILLERMO URQUIZO C.,
DIRECTOR DEL PROYECTO DE GRADO, AL
ING. MAXIMO JARA G. Y AL ING.
XAVIER ALVAREZ M. POR SU AYUDA Y
COLABORACION EN LA REALIZACION DE
ESTE TRABAJO.

A GABRIEL PINO CARBO, POR LAS
FACILIDADES BRINDADAS PARA LA
CULMINACION DEL PROYECTO.

DEDICATORIA

**A MIS PADRES
A MIS ABUELOS
A MI HERMANA**



DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

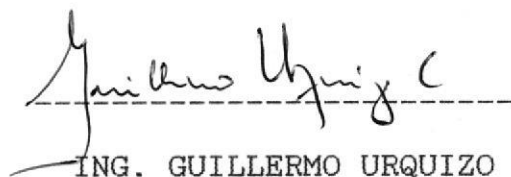
(Reglamento de tópicos de graduación)

*Gonzalo
Armiijos A*

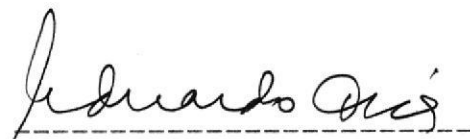
GONZALO RICARDO ARMIJOS ABARCA



ING. NELSON CEVALLOS
DECANO DE LA
FAC. ING. MECANICA



ING. GUILLERMO URQUIZO
DIRECTOR DE
PROYECTO DE GRADO



DR. EDUARDO ORCES
MIEMBRO PRINCIPAL DEL
TRIBUNAL



ING. FRANCISCO ANDRADE
MIEMBRO PRINCIPAL DEL
TRIBUNAL

RESUMEN

El objetivo fundamental de éste trabajo es exponer las causas y razones por las que sucede el Fenómeno del "Oil Whirl" y el del "Oil Whip", en Cojinetes de Deslizamiento Hidrodinámico.

Dentro de éste informe se realiza un Análisis Matemático para la determinación de la velocidad a la cual se experimenta el Latigazo de Aceite (Oil Whip) en rotores, operando bajo y por encima de la Primera Velocidad Crítica. Todo ésto se hace en base al desarrollo analítico planteado por J.W. Lund.

Con un analizador de Vibraciones de Tiempo Real se realizaron pruebas experimentales en la Turbina a Gas # 6 de la Empresa Eléctrica del Ecuador, para determinar si existían problemas de Inestabilidad de la Película de Aceite. Se comprobó la presencia del Fenómeno del Remolino de Aceite (Oil Whirl) y se observó su comportamiento.

Luego aplicamos el Desarrollo Matemático presentado por Lund para determinar si ésta Turbina posee el problema del Latigazo de Aceite y de existir éste, saber a que Velocidad ocurre.

El análisis de Lund posteriormente fué introducido en un

pequeño Programa para poder analizar el comportamiento del Latigazo de Aceite, al variar las condiciones de operación. Como: La Viscosidad y el Claro Radial.

Se presentan los Resultados Teóricos obtenidos por medio del programa. Básicamente se obtiene un patrón del comportamiento de dicho fenómeno en función de los parámetros de la Viscosidad y el Claro Radial. Los Resultados Experimentales se emiten en base a la observación de los Espectros de Vibración tomados con el Analizador en la Turbina.

Finalmente se expresan las Conclusiones y Recomendaciones en base a los Resultados obtenidos.



INDICE

	Pag.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XI
NOMENCLATURA	XIII
INTRODUCCION	XV

I.- CAPITULO

MARCO TEORICO REFERENCIAL	17
1.1 Definiciones Generales	17
1.1.1 Breve Definición del Fenómeno "Oil Whirl"	21
1.1.2 Breve Definición del Fenómeno "Oil Whip"	23
1.2 Análisis del Mecanismo del Fenómeno "Oil Whirl"	25
1.3 Análisis del Mecanismo del Fenómeno "Oil Whip"	32

II.- CAPITULO

ANALISIS MATEMATICO PARA LA DETERMINACION DE LA EXISTENCIA DE INESTABILIDADES EN ROTORES	38
2.1 Características del Cojinete	38
2.2 Inestabilidades en Rotores Rígidos	41

2.3	Modos Naturales de Vibración Producidos por el "Oil Whirl" en Rotores Rígidos	49
2.4	Inestabilidades en Rotores Flexibles	52

III.- CAPITULO

	DESARROLLO ANALITICO Y EXPERIMENTAL	65
3.1	Breve Descripción del Procedimiento de Análisis	65
3.2	Análisis Preliminares sobre el Rotor	66
3.2.1	Datos Técnicos del Rotor	66
3.2.2	Obtención de la Frecuencia Natural del Rotor	67
3.3	Determinación del Tipo de Modo que Experimenta el Sistema Rotor-Película de Aceite	72
3.4	Establecimiento de la Velocidad Umbral de Inestabilidad mediante la Solución Gráfica Desarrollada por J.W. Lund	74
3.5	Desarrollo Matemático de la Solución Analítica Planteada por J.W. Lund, para la Obtención de la Velocidad de Inestabilidad.	76
3.5.1	Presentación de un Programa que Obtiene la Velocidad Umbral de la Inestabilidad en base al Análisis Matemático Realizado por J.W. Lund .	81
3.6	Tabla de Resultados Teóricos Obtenidos	

mediante la Utilización del Programa	91
3.7 Descripción y Presentación de las Pruebas Experimentales	94
IV.- CAPITULO	
ANALISIS FINALES	104
4.1 Análisis de Resultados	104
V.- CAPITULO	
CONCLUSIONES	123
5.1 Conclusiones y Recomendaciones	123
APENDICES	131
BIBLIOGRAFIA	154

I N D I C E D E F I G U R A S .

No.	Pag.
1.1	Orbita que genera la presencia del Oil Whirl en un Osciloscopio y Nivel de Intensidad del Armónico que Produce 22
1.2	Orbita que genera la presencia del Oil Whip en un Osciloscopio y Nivel de Intensidad del Armónico que Produce 24
1.3	Posicionamiento del Muñón del Eje del Rotor en función del Sentido de Rotación 26
1.4	Flujos de Aceite alrededor del Muñón del Eje en un Cojinete de Película de Aceite 28
1.5	Tipos de Cojinetes de Deslizamiento Hidrodinámico Anti-Remolino de Aceite 31
1.6	Gráfico de Campbell para un Rotor Flexible 33
2.1	Diagrama Vibratorio del Muñón de un Cojinete 39
2.2	Gráfico de un Rotor Rígido 42
2.3	Gráfico de Estabilidad de un Rotor Rígido 48
2.4	Modos Naturales de un Rotor Rígido 50
2.5	Gráfico de un Rotor Flexible 53
2.6	Modos Naturales de un Rotor Flexible 55
2.7	Modificación del Gráfico de la Estabilidad de un Rotor Rígido para hallar el Gráfico de Estabilidad de un Rotor Flexible 64
3.1	Fotografía de la Turbina 95

3.2	Fotografía del Pedestal del Cojinete y Posicionamiento del Acelerómetro	97
3.3	Fotografía de la Toma de Espectros en la Turbina	98
3.4	Fotografía del Analizador de Vibraciones Bruel & Kjaer 2515	100



N O M E N C L A T U R A

CR = Claro Radial. [m.]

D = Diámetro del Muñón. [m.]

LR = Longitud Total del Rotor. [m.]

M = Masa del Rotor por Cojinete. [Kg.]

N = Velocidad del Rotor. [Rev/seg.]

R = Radio del Muñón. [m.]

S = Número de Sommerfeld. [Adim.]

t = Tiempo. [Seg.]

W = Carga Radial en el Cojinete. [N.]

μ = Viscosidad del Aceite. [N-Seg/m²]

LA = Longitud de cada Apoyo. [m.]

LT = Longitud Total entre Apoyos. [m.]

DR = Diámetro del Rotor. [m.]

RR = Radio del Rotor. [m.]

W_t = Peso Total del Rotor. [N.]

M_t = Masa Total del Rotor. [Kg.]

WOP = Velocidad de Operación. [Rad/Seg.]

$K_{xx}, K_{yy}, K_{xy}, K_{yx}$ = Coeficientes de Rigidez de la Película de Aceite. [Adim.]

$C_{xx}, C_{yy}, C_{xy}, C_{yx}$ = Coeficientes de Amortiguación de la Película de Aceite. [Adim.]

e = Excentricidad del Cojinete. [m.]

K = Parámetro Adimensional del Cojinete.

Ω = Velocidad de Rotación. [Rad/Seg.]

W_n = Frecuencia Natural de Rotor Rígido. [Rad/seg]

Φ = Frecuencia del Remolino de Aceite. [Rad/seg.]

τ = Número Complejo = $\alpha + i*\Phi$.

ξ = Coeficiente de Longitud entre los Discos de un Rotor Flexible, de Masa equivalente a la de un Rotor Rígido.
[Adim.]

α_{aa}, α_{ab} = Coeficientes de Influencia. [m/N.]

α = Coeficiente Total de Influencia. [m/N.]

β, β_1, β = Parámetro Adimensional Característico del Cojinete.

F_x, F_y = Fuerzas Dinámicas que actúan en el Muñón. [N.]

x, y = Desplazamiento en las direcciones x, y . [m.]

\dot{x}, \dot{y} = Velocidad en las direcciones x, y . [m/seg.]

\ddot{x}, \ddot{y} = Aceleración en las direcciones x, y . [m/seg².]

X, Y = Desplazamiento del Muñón en las direcciones x, y .
[m.]

X_1, Y_1 = Deflexión del Disco con respecto a la línea de Centros del Cojinete en la dirección x, y respectivamente. [m.]

I_p, I_t = Inercia Polar e Inercia Traslacional de un Rotor con respecto a su Centro de Gravedad. [Kg/m².]

I N T R O D U C C I O N

En nuestro País, así como en muchos Países de Sudamérica se encuentra muy en auge la pequeña industria de los Talleres Mecánicos.

Estos Talleres ofrecen Reparación y Construcción de piezas mecánicas. Por lo general éstos trabajos son realizados por simples maestros con algunos años de experiencia en el uso de Tornos y Fresadoras. Dentro de éstas piezas se encuentran los comúnmente denominados Cojinetes de Manguito o de Lubricación.

Realmente es muy fácil construirlos con sólo tener el diámetro del eje que se va a introducir dentro de ellos. Pero en ésta construcción no se toma muy en serio el espesor de la Película de Aceite, menos aún la Carga que va a soportar el Cojinete.

Estos parámetros son muy incidentes en el hecho de que se genere una Inestabilidad en la Película de Aceite. Por lo general no se los toma en cuenta, trayendo en algunos casos como consecuencia un aumento del Nivel de Vibraciones del Cojinete. Debido a la presencia del Remolino de Aceite, y del Latigazo de Aceite en el peor de los casos.

En vista de la sorprendente falta de información que existe en el Ecuador al respecto, se vió la necesidad de realizar un trabajo con el cual se aclare ciertas dudas con respecto a las Vibraciones autoexcitadas en los Cojinetes de Deslizamiento Hidrodinámico, así como exponer una solución de tipo matemático para poder determinar la existencia o no de la Inestabilidad del Latigazo de Aceite.

De este modo este proyecto servirá como una pequeña guía para los Ingenieros que tengan interés en el Diseño de Cojinetes de Lubricación, y especialmente para evitar el molesto problema de una Vibración Autoexcitada en ellos.



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

C A P I T U L O I

MARCO TEORICO REFERENCIAL.

1.1 DEFINICIONES GENERALES.

Durante el desarrollo del presente informe vamos a considerar el análisis de cierto tipo de problemas los cuales son causantes de zonas de inestabilidad en los rangos de operación de todo tipo de Turbomaquinaria convencional, y principalmente en las Turbinas a Gas. Como todos sabemos, el elemento principal en una Turbina Generadora de Poder es el Rotor, este elemento debe estar soportado, por lo menos en uno de sus extremos por un cojinete, en el mejor de los casos el Rotor suele estar apoyado en un par de cojinetes.

Los cojinetes pueden ser: De Bolas, de Rodillos ó de Deslizamiento Hidrodinámico; estos últimos, mejor conocidos como de Película de Aceite. Todos estos tipos de cojinetes tienen de acuerdo a su tamaño y al diseño del Rotor el cual estén soportando, un determinado límite de operación, estos límites son

dependientes de la proximidad de alguna zona de inestabilidad del cojinete, principalmente si son cojinetes de Lubricación Hidrodinámica.

Este análisis sólo se circunscribirá al estudio de las inestabilidades de los cojinetes de Deslizamiento Hidrodinámico y sus molestos efectos.

El principal problema que causan estas inestabilidades son las molestas vibraciones que producen. Cabe resaltar que las vibraciones que producen las inestabilidades propias del cojinete, son muy distintas a las que produce el armónico predominante en estas máquinas, el cual es normalmente el Desbalance Residual. Hasta este momento sólo hemos llamado a este problema con el nombre de "Inestabilidades". Pero, ¿porqué se las llama Inestabilidades?

Para el caso de los cojinetes de deslizamiento Hidrodinámico, se las llama inestabilidades debido a que ellas no dependen de las condiciones de diseño del Rotor o del desbalanceamiento de éste, sino de las características propias e intrínsecas de la Película de Aceite.

Al referirnos a estas características, nos referimos a

las propiedades físicas y químicas del aceite, pero también existen muchos otros factores que en definitiva influyen en el aumento o disminución de la Inestabilidad de la Película de Aceite.

Podemos nombrar algunos de estos factores que influyen en la Película de Aceite, como son: La Viscosidad e indirectamente la Temperatura de operación del cojinete, las condiciones de diseño del cojinete, la selección del cojinete con respecto al Rotor que va a soportar y la velocidad a la cual va a girar.

En nuestro medio sabemos de la existencia de estas inestabilidades, especialmente las que se producen en los cojinetes de Deslizamiento Hidrodinámico y los efectos de sus vibraciones.

Estas vibraciones producidas por la Inestabilidad propia de la Película de Aceite, se las denomina como vibraciones autoexcitadas.

Se llaman autoexcitadas debido a que la fuerza alternativa la cual crea el movimiento es generada y controlada por el movimiento mismo, esto nos indica que si el movimiento desaparece, también desaparecerá la fuerza alternativa, y por consiguiente la vibración se la puede catalogar como autoexcitada por el mismo

movimiento. Como podemos darnos cuenta este tipo de vibración es muy distinto de los tipos de vibración ya conocidos.

Las cuales son:

a) Vibración Libre ó

b) Vibración Forzada

ambas con o sin amortiguamiento.

Ya que hemos reconocido que el problema de inestabilidad se genera en la película de aceite y/o por el diseño del cojinete, también tenemos que reconocer que la película de aceite posee una cierta capacidad de amortiguar el movimiento de inestabilidad propio de ella, que a veces será suficiente para solucionar por sí solo el problema de inestabilidad. En otros casos, esta contribuirá a aumentar la inestabilidad o en su defecto autogenerará el movimiento en orden a crear una mayor inestabilidad, y como consecuencia, mayores amplitudes de vibración.

Hemos hablado de inestabilidades pero hasta el momento no les hemos dado nombre a éstas. Las más conocidas son: "Oil Whirl" y "Oil Whip", las cuales a pesar de ser las más conocidas en el medio, no se posee suficiente información como para definir las y analizarlas por completo.

Como mencionamos anteriormente, el objetivo de este informe es presentar una explicación sobre qué es el "Oil Whirl" y el "Oil Whip", porqué suceden y cómo tratar de evitarlos, cuando se presentan en la fase de operación, en cualquier máquina rotativa.

A continuación damos una pequeña definición de cada uno de estos fenómenos para luego hacer un análisis mas detallado de ellos, saber cuando ocurren, y los factores que inciden en ellos.

1.1.1 BREVE DEFINICION DEL FENOMENO "OIL WHIRL".

Este nombre es el dado por los investigadores de dicho fenómeno, pero comúnmente nosotros lo conocemos como Remolino de Aceite. Esto es el resultado del flujo de aceite alrededor del muñón del eje del Rotor, este problema es únicamente asociado con los cojinetes de Película de Aceite.

La vibración causada por tal problema ocurre sólo en máquinas equipadas con sistema de lubricación a presión y que operan a una velocidad relativamente alta, normalmente por encima de la primera o de la segunda velocidad Crítica del Rotor. La vibración generada por el

"Oil Whirl" ó Remolino de Aceite muchas veces es bastante severa, pero es fácilmente reconocible porque produce un armónico en el espectro de frecuencia, el cual se manifiesta, a una frecuencia un poco menor (de 5 a 8%) que la mitad de las revoluciones a las que se encuentre girando el eje.

Hasta ahora se ha establecido que el "Oil Whirl" es causado por una holgura radial excesiva en el cojinete. Este problema puede ser temporalmente solucionado, incrementando la Carga Radial que soporta el cojinete ó disminuyendo la temperatura del aceite, en un rango aproximado de Diez grados Centígrados, es decir aumentando indirectamente la viscosidad del aceite.

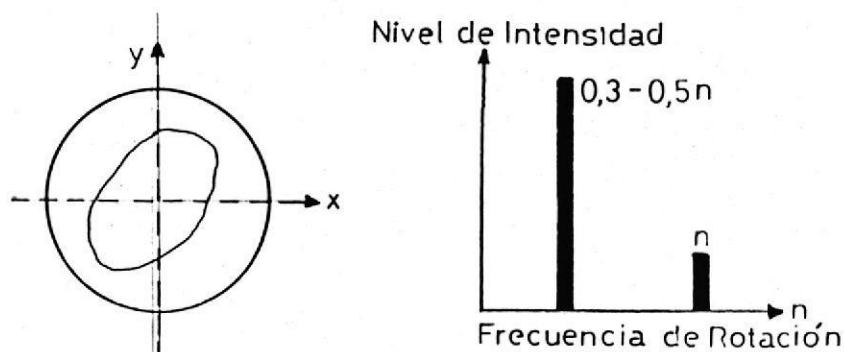


FIG. 1.1 ORBITA QUE GENERA LA PRESENCIA DEL OIL WHIRL EN UN OSCILOSCOPIO Y NIVEL DE INTENSIDAD DEL ARMONICO QUE PRODUCE.

(REF.13)

Si pusiéramos sensores del tipo X-Y en la carcaza de un cojinete de deslizamiento hidrodinámico y estos fueran conectados a un osciloscopio, el resultado que obtendríamos en pantalla es una órbita, cuyo dominio es el tiempo, como podemos observar en la figura #1.1.

Del gráfico podemos ver claramente que el muñón del eje se mueve dentro de una trayectoria elíptica cerrada. Este movimiento es el que causa la molesta vibración, y dá origen a la "inestabilidad del cojinete".

1.1.2 BREVE DEFINICION DEL FENOMENO "OIL WHIP".

En Español es mejor conocido como Latigazo de Aceite, podemos decir que es una consecuencia del Remolino de Aceite (Oil Whirl). Tratemos este fenómeno de la misma manera como se analizó el "Oil Whirl", coloquemos los sensores X-Y en la misma disposición que los colocamos anteriormente sobre la carcaza del cojinete. Si nosotros observamos el gráfico en el dominio del tiempo podremos ver claramente la trayectoria la cual sigue el muñón del eje, esta tiene la forma de un número "ocho". Pero qué significa ésta gráfica?.

La figura # 1.2 nos muestra un ascenso del muñón y el eje, por encima de su posición de equilibrio, es decir el muñón va hacia arriba y luego cae para luego continuar en dicho movimiento. El muñón del eje inicialmente se mueve dentro de la trayectoria elíptica propia de el Remolino de Aceite, pero este no tiene la trayectoria cerrada, que caracteriza al "Oil Whirl" sino mas bien una trayectoria abierta y creciente a medida que el eje rota, debido a esto el muñón llega a tocar la carcasa del cojinete y lógicamente cae hacia el inferior de la carcasa, volviendo a repetir este movimiento una y otra vez. El resultado como podemos ver, es un movimiento mas crítico que el producido por el Remolino de Aceite.

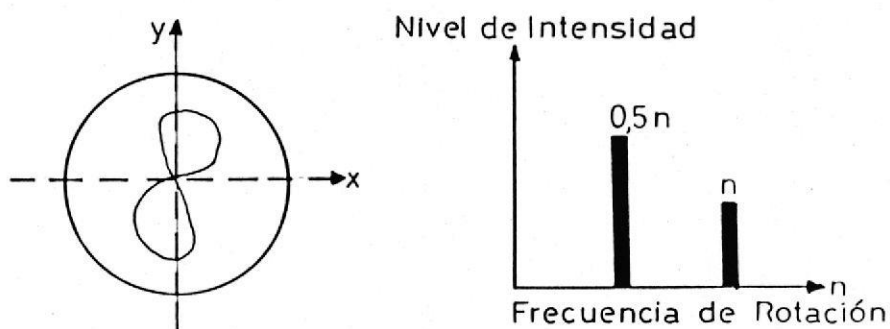


FIG. 1.2 ORBITA QUE GENERA LA PRESENCIA DEL OIL WHIP EN UN OSCILOSCOPIO Y NIVEL DE DE INTENSIDAD DEL ARMONICO QUE PRODUCE (REF.13)

Anteriormente dijimos que era consecuencia del Remolino de Aceite, eso es debido a que el Latigazo de Aceite es un movimiento resonante puro, es decir, se produce por una superposición de frecuencias, una de ellas es la del Remolino de Aceite. Decimos puro porque es totalmente independiente de las condiciones de carga del Cojinete, muy por el contrario con lo que sucede con el "Oil Whirl" el cual es totalmente dependiente de la carga que soporta el Cojinete.

1.2 ANALISIS DEL MECANISMO DEL FENOMENO "OIL WHIRL".

El mecanismo por medio del cual sucede el Remolino de Aceite, puede ser explicado de la siguiente forma. Primero, tengamos en cuenta un cojinete de Deslizamiento Hidrodinámico el cual soporta un Rotor cualquiera que se encuentra en reposo, inicialmente el muñón se encontrará casi en contacto con la parte inferior de la carcasa del cojinete, por efecto de su propio peso. Una vez que el Rotor comience a girar, bajo condiciones de operación normal, el muñón del eje de la Máquina ascenderá por el lado de la carcasa del cojinete, en el mismo sentido en el cual se encuentre girando, o sea que si rota en sentido horario, ascenderá por el lado derecho y viceversa.

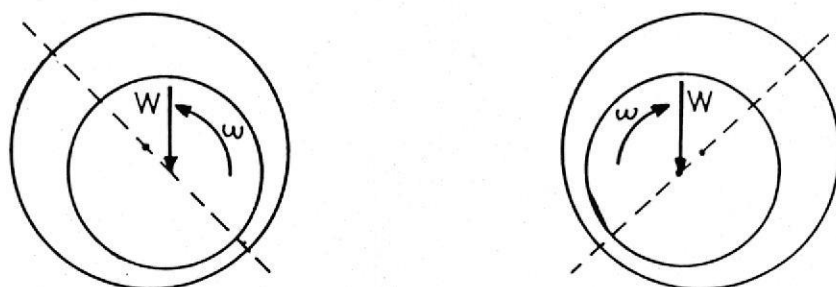


FIG. 1.3 POSICIONAMIENTO DEL MUÑON DEL EJE DEL ROTOR EN FUNCION DEL SENTIDO DE ROTACION. (REF.12)

Cuan alto el eje ascienda depende de las revoluciones a las que gire el eje, del peso del Rotor y la presión de aceite. El eje se colocará siempre en una posición excéntrica con respecto al centro de la carcasa del cojinete. Esta posición dependerá también del sentido en que rote el eje. Si rota en sentido horario, la posición excéntrica del centro del muñón será un poco hacia la izquierda y abajo del centro de la carcasa del cojinete y viceversa si rota en sentido antihorario.

El muñón del eje operando en una posición excéntrica con respecto al centro del cojinete, arrastra aceite hacia el interior de la parte con forma de "cuña" y produce una película de aceite presurizada la cual es capaz de soportar carga. Si el valor de la

excentricidad del muñón es momentáneamente incrementada con respecto al valor que posee en su posición de equilibrio, quizá debido a una agitación repentina del sistema ó por algún incremento de la carga externa que soporta el cojinete (aún cuando estas razones no son condiciones totalmente necesarias para desarrollar este movimiento de inestabilidad), una cantidad adicional de aceite será bombeada en orden a llenar el espacio dejado por el eje; por lo tanto, se incrementará la presión de la película de aceite. Esta fuerza adicional desarrollada por la película de aceite puede conducir al muñón del eje en un espiral o remolino alrededor del cojinete.

Si la amortiguación del sistema es suficiente el muñón retornará a su posición normal en el cojinete, de otra manera continuará en dicho espiral o remolino, generando la molesta vibración y como consecuencia la "inestabilidad del cojinete". Entendamos este fenómeno más detalladamente.

Supongamos un cojinete ligeramente cargado y con una excentricidad muy pequeña, podemos considerarlo como que gira concéntrico con el centro de la carcaza del cojinete y que no se desarrolla presión mayormente.

En estas condiciones podemos asumir que el perfil de

velocidad en la película de aceite que ocupa la holgura radial, es del tipo lineal, con un valor máximo ΩR como se muestra en la figura.

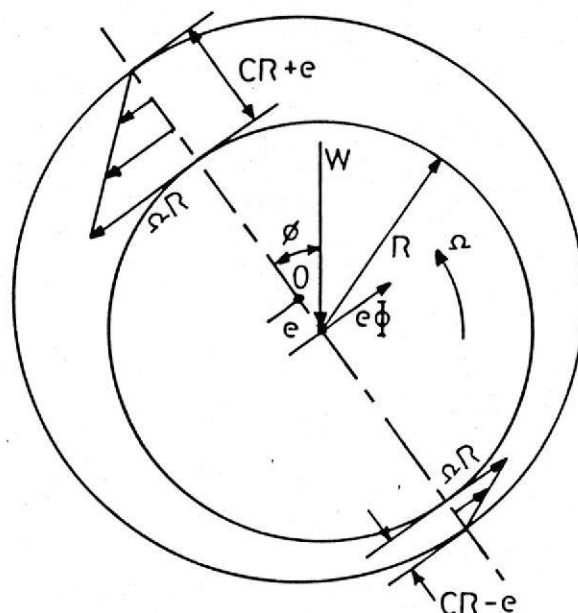


FIG. 1.4 FLUJOS DE ACEITE ALREDEDOR DEL MUÑÓN DEL EJE EN UN COJINETE DE PELICULA DE ACEITE. (REF.8)

Como anteriormente mencionamos hay un flujo de aceite que entra en la parte que tiene forma de cuña el cual puede ser cuantificado como: $F_e = (\frac{1}{2}LR\Omega)(C+e)$, mientras que el flujo que se aleja o sale de la parte con forma de cuña es: $F_s = (\frac{1}{2}LR\Omega)(C-e)$. Estas ecuaciones no se alteran si es que en un momento dado el cojinete comenzara a recibir carga pues lo único que variará es el valor de la excentricidad (e). A partir de esto el volumen de flujo que entra a la delgada película de aceite es más grande que el flujo que sale de dicha

película de aceite. Normalmente se desarrollará una presión de aceite debido a que el flujo que entra es reducido mientras que el flujo que sale es incrementado. Teniendo en cuenta la existencia de pérdidas laterales. Este es el mecanismo por el cual un Cojinete de Lubricación Hidrodinámica tiene la capacidad de soportar Cargas Radiales.

En otras palabras, si el rodamiento opera en condiciones de estado estable, consecuentemente se desarrollará presión en la película de aceite.

Sin embargo, asumamos que el centro del muñón no es estacionario y si la carga es pequeña, no se desarrollará presión mayormente, por lo tanto una pequeña velocidad es inducida para mantener el balance del flujo.

Si designamos a la velocidad angular instantánea del centro del muñón como " Φ ", entonces la velocidad lineal inducida ($e\Phi$) es mostrada en la figura.

Debido al movimiento ascendente del muñón de su posición de estado estable, la película de aceite incrementa su volumen en un valor el cual es: $F=2LR(e\Phi)$, en donde $2LR$ es el área proyectada del cojinete. Realizando un balance de flujos obtenemos la

siguiente igualdad:

$$\frac{1}{2}LR\Omega(C+e) = \frac{1}{2}LR\Omega(C-e)+2LR(e\Phi)$$

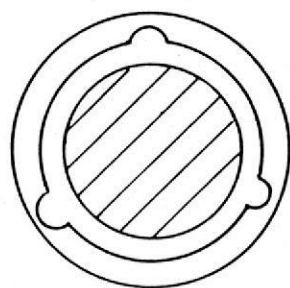
De donde se obtiene claramente que $\Phi=\Omega/2$. Lo cual nos indica que el Rotor experimentará un Remolino de Aceite conocido con el nombre de "Oil Whirl", a una frecuencia de aproximadamente la mitad de las revoluciones a las que esté girando el eje, pero en realidad los estudios han demostrado que este fenómeno es observado a una frecuencia de alrededor de 0.46 a 0.48 de la velocidad a la cual esté operando el Rotor.

Cabe en estos momentos decir que el fenómeno de Remolino de Aceite es un fenómeno inherente a los cojinetes de Deslizamiento Hidrodinámico, lo cual nos indica que este fenómeno es propio de ellos. Siempre estará presente, debido a que el cojinete tratará de mantener que el flujo de aceite sea siempre constante, independientemente de la existencia de algún agente perturbador externo.

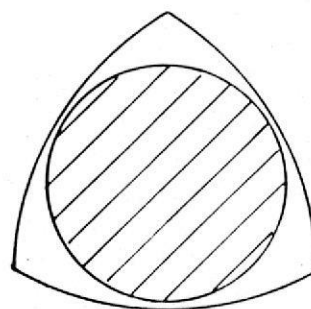
Pero lógicamente este fenómeno debe ser controlado o minimizado hasta donde más se pueda, por estas razones se la llama a la Frecuencia del "Oil Whirl", Frecuencia de Inestabilidad .

El problema de "Oil Whirl" es normalmente atribuido a un diseño impropio del cojinete; sin embargo, otros problemas como por ejemplo desgaste excesivo del cojinete, un decremento en la presión del aceite o un cambio en la viscosidad del aceite son otras causas posibles. Siempre que el "Oil Whirl" es encontrado, una corrección temporal puede algunas veces hacerse, con sólo el cambio de la temperatura (viscosidad) del lubricante, ó incrementando la carga radial en el cojinete.

Por la condición propia de estos cojinetes se han diseñado diferentes configuraciones para reducir la posibilidad de "Oil Whirl".



A.- DE CUÑA AXIAL



B.- LOBULAR

FIG. 1.5 TIPOS DE COJINETES DE DESLIZAMIENTO
HIDRODINAMICO ANTI-REMOLINO DE ACEITE.

(REF.13)

En resumen de lo dicho anteriormente podemos darnos cuenta que el "Oil Whirl" es dependiente de la carga, viscosidad del aceite, configuración de diseño del cojinete, acabados superficiales del muñón y de la carcasa. En el caso de que el cojinete sea del tipo más sencillo como el de la figura # 1.4, debemos variar con cuidado cada uno de estos parámetros ó uno de ellos y obtendremos una reducción de posibilidades de que suceda con una Gran Intensidad el "Oil Whirl" en el Rotor.

1.3 ANALISIS DEL MECANISMO DEL FENOMENO "OIL WHIP".

Antes de atacar directamente el problema debemos de tener muy en claro que el fenómeno del Latigazo de Aceite ocurre en dos Situaciones distintas.

Primero, en los Rotores que giran a velocidades menores que su Primera velocidad crítica, cuando esto sucede se denomina a esta situación como "Inestabilidades en Rotores Rígidos". También debemos tener en cuenta que este problema existe en Rotores los cuales giran a velocidades mayores que su Primera velocidad crítica, este caso se lo denomina como "Inestabilidades en Rotores Flexibles".

Siguiendo adelante en el análisis introduciremos lo

que se denomina con el nombre de "Diagrama de Campbell", el cual es un gráfico que muestra esquemáticamente la Frecuencia Resonante del Sistema (Rotor-Película de Aceite), como una función de la velocidad del Rotor, la rigidez y amortiguamiento efectivos propios de los Cojinetes junto con la Flexibilidad del Rotor, determinan la Frecuencia del Sistema "Rotor-Cojinetes". Debido a que la Rigidez y la Amortiguación de los Cojinetes son una función de la Velocidad, la Frecuencia Resonante también será dependiente de la Velocidad del Rotor.

Mostraremos a continuación un ejemplo de este diagrama para el caso de un Rotor Flexible.

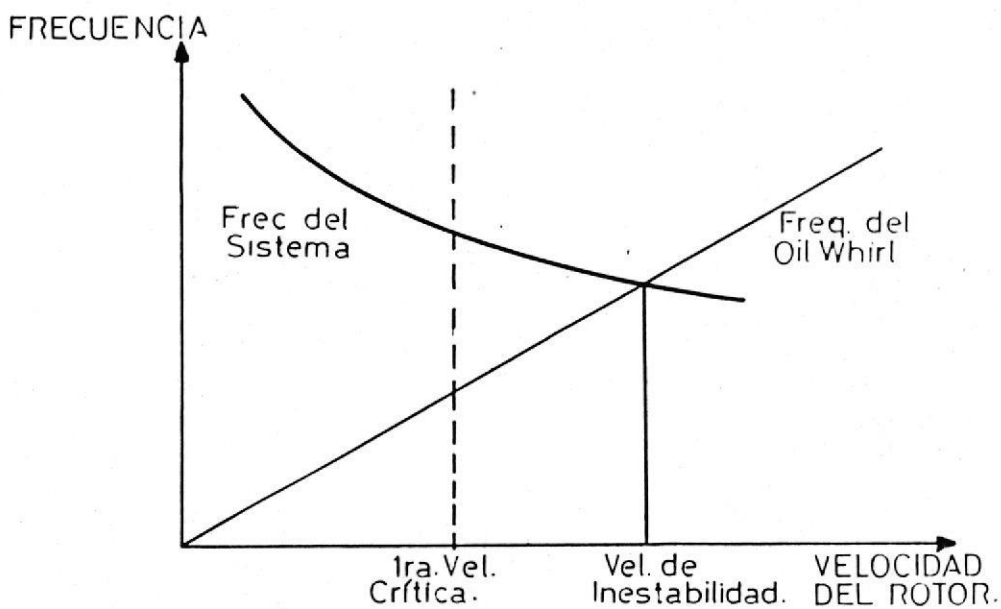


FIG 1.6 GRAFICO DE CAMPBELL PARA UN ROTOR FLEXIBLE.

(REF. 8)

Como podemos ver del diagrama, la frecuencia resonante del sistema decrece cuando la Velocidad se incrementa debido a que rebasamos la primera velocidad crítica de Rotación y debido también a la flexibilidad de la película de aceite. Analizemos la información que nos suministra el diagrama, la línea cortada nos muestra la Primera Velocidad Crítica.

También se ubica en este gráfico la línea que representa el Remolino de Aceite cuya frecuencia es aproximadamente la mitad de la Velocidad de rotación del eje.

Ahora hablemos sobre la línea que representa el "Oil Whirl". Refiriendonos a ella tenemos dos condiciones:

a) Si $\Phi > \Omega/2$:

En este caso nos referimos a la parte del diagrama que se encuentra por encima de la línea de "Oil Whirl". Esto nos indica que el flujo de aceite que sale de la parte con forma de cuña es mayor y por lo tanto un incremento de presión se desarrolla en la película de aceite, y el cojinete llegará a ser estable, por eso a esta zona se la llama de amortiguamiento positivo. Esto demuestra que si el Remolino de Aceite es más rápido que la mitad de la velocidad del eje, la película de aceite se rompe y no puede ocurrir la

autoexcitación. En otras palabras la Vibración desaparece por el efecto de que el valor del amortiguamiento propio de la película de aceite es positivo y por sí solo es capaz de estabilizar el movimiento del muñón del eje.

b) Si $\Phi < \Omega/2$:

Para este caso nos encontramos en la parte inferior de la línea de "Oil Whirl", esto nos indica que el flujo de aceite que ingresa a la parte con forma de cuña es mayor cada vez y el cojinete perderá capacidad de asumir carga y continuará en el remolino en orden a crear más espacio para la excesiva cantidad de aceite que entra y como consecuencia autoexcitará el movimiento ascendente. Esta zona se la denomina de **Inestabilidad Total** ó de amortiguamiento negativo, razón por la cual se compara a esta inestabilidad como un movimiento de vibración libre con amortiguamiento negativo.

Pero antes de la Inestabilidad Total debemos llegar a un punto el cual sea el umbral de la estabilidad, y más allá de él sucede la inestabilidad. Este punto no es otro que el lugar geométrico del gráfico de Campbell en el cual se interceptan la curva de la Frecuencia Resonante del Sistema y la curva de la frecuencia del "Oil Whirl" ó Remolino de Aceite, razón

por la cual se llama a esta frecuencia de "Amortiguamiento Nulo o Cero".

Este punto es comúnmente llamado por los investigadores cómo "Oil Whip" en inglés, y Latigazo de Aceite en español. Si un Rotor de cualquier maquinaria o Turbomaquinaria llegase a esta situación, el cojinete perdería toda la capacidad de soportar Cargas de tipo Radial y el Rotor entraría en un movimiento vibratorio muy severo, debido a la inestabilidad que registra la Película de Aceite en dicho cojinete.

Ahora se confirma lo anteriormente dicho; que el Latigazo de Aceite es un movimiento de resonancia puro, puesto que surge de la superposición de estas dos frecuencias. Esto puede ser resumido de que cuando la frecuencia resonante del sistema, (entiéndase por sistema al conjunto Rotor-Cojinetes), es igual a la frecuencia del "Oil Whirl" se excita el movimiento de resonancia el cual es llamado "Oil Whip", y dá origen a una muy amplia vibración del Rotor. Ahora podemos darnos cuenta que este movimiento es totalmente independiente de la carga Radial del cojinete.

Para concluir debemos tener muy en cuenta que tanto para el caso de Inestabilidad de Rotores Rígidos, como

para el de Inestabilidad de Rotores Flexibles, existen modos naturales de vibración los cuales se llaman "Translational Whirl" ó Remolino de Aceite Traslacional y "Conical Whirl" ó Remolino de Aceite Cónico. En el caso de Inestabilidad de Rotor Rígido se debe determinar que tipo de Remolino de Aceite se esta analizando. Mientras en el caso de Inestabilidad de Rotor Flexible se establecerá que en esta situación primero sucede el modo Traslacional y luego de este ocurre el modo Cónico.

Mas adelante se tratará con más detalle estos modos naturales de resonancia para cada una de estas situaciones.

C A P I T U L O I I

"ANALISIS MATEMATICO PARA LA DETERMINACION DE LA EXISTENCIA DE INESTABILIDADES EN ROTORES".

2.1 CARACTERISTICAS DEL COJINETE.

Las características del cojinete son estudiadas por medio de un parámetro universalmente conocido, el cual se conoce con el nombre de número de Sommerfeld. Este parámetro se expresa de la siguiente manera:

$$S = \frac{\mu * L * D * N}{W} * \left[\frac{R}{CR} \right]^2$$

Donde:

μ = Viscosidad del Aceite.

L = Longitud del Cojinete.

D = Diámetro del Muñón.

N = Velocidad de Rotación en Rev/seg.

W = Carga Radial en el Cojinete.

R = Radio del Muñón.

CR = Claro Radial en el Cojinete.

El número de Sommerfeld contiene todas las variables usualmente usadas por el diseñador de Cojinetes, por lo tanto se ha usado como abscisa en todos los diagramas, excepto en los de Viscosidad.

Entendamos como se comporta la película de aceite en condiciones normales de operación. Cuando el muñón es ligeramente cargado y opera a altas velocidades, este rueda o gira concéntrico con el centro del cojinete con un valor de excentricidad casi igual a cero. Si la carga es incrementada (o la velocidad disminuida), el número de Sommerfeld decrecerá y el muñón girará excéntrico con respecto al centro del cojinete. También debemos tener en cuenta que la película de aceite actuará como una combinación de Resorte-Amortiguador, tanto en la dirección vertical como la horizontal, y en dirección transversal a estas dos direcciones, como se muestra en la figura # 2.1.

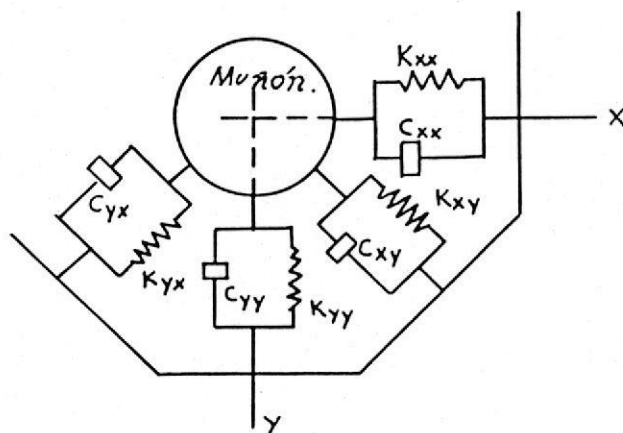


FIG. 2.1 DIAGRAMA VIBRATORIO DEL MUÑON DE UN COJINETE
(REF. 8)

El tipo más común de Cojinetes son los de Lubricación Hidrodinámica, en los que la Carcaza del Cojinete y el muñón están separados por una delgada película de Aceite Lubricante. En el caso más sencillo de este tipo de Cojinetes, la geometría que adquiere es tal que la Rotación del muñón causa que el Cojinete actúe como una bomba de aceite, por lo tanto se desarrolla presión en la película de aceite y consecuentemente fuerza la separación de la Carcaza y el Muñón.

Bajo condiciones de estado estable la fuerza total desarrollada por la presión es igual a la carga estática en el Cojinete. Sin embargo si el centro del muñón está en movimiento, presión adicional será generada en la película de aceite y se generarán fuerzas dinámicas que se sumarán a las fuerzas estáticas que actuaban sobre el Muñón. Estas fuerzas dinámicas dependen directamente de la amplitud y de la velocidad del movimiento del centro del muñón.

Resolviendo las fuerzas dinámicas en dos componentes, F_x y F_y , a lo largo de ejes coordenados fijos en el centro del Cojinete. Los coeficientes de rigidez y de amortiguamiento que se aprecian son propios de la película de aceite, de esta manera podemos expresar fácilmente las fuerzas restauradoras que actúan en cada muñón de cojinete:

$$F_x = - K_{xx}x - F_{xy}y - C_{xx}\dot{x} - C_{xy}\dot{y}$$

$$F_y = - K_{yx}x - K_{yy}y - C_{yx}\dot{x} - C_{yy}\dot{y}$$

Estos coeficientes son calculados por medio de la teoría de la Lubricación y de las propiedades particulares del Cojinete. Ellos dependen de la configuración del Cojinete, de las propiedades del Lubricante y más importante aún, dependen de una posición dada, del Centro del Muñón.

Los coeficientes de rigidez y de amortiguamiento vienen dados en cartas, las cuales están consecuentemente en función de la velocidad de rotación. El investigador J.W. Lund publica estos coeficientes como una función del número de Sommerfeld. Las fuerzas restauradoras nombradas anteriormente, son las causantes de inestabilidad en un eje rotatorio, ya sea que este rote por debajo o por encima de su primera velocidad crítica. A continuación discutiremos un modelo matemático para cada una de estas situaciones.

2.2 INESTABILIDADES EN ROTORES RIGIDOS.

Sabemos que se llama Rotores Rígidos a aquellos Rotores los cuales giran a velocidades menores que su primera frecuencia natural de vibración.

Consideremos un Rotor Rígido de masa $2M$ montado sobre Cojinetes de Lubricación Hidrodinámica como se muestra en la figura a continuación.

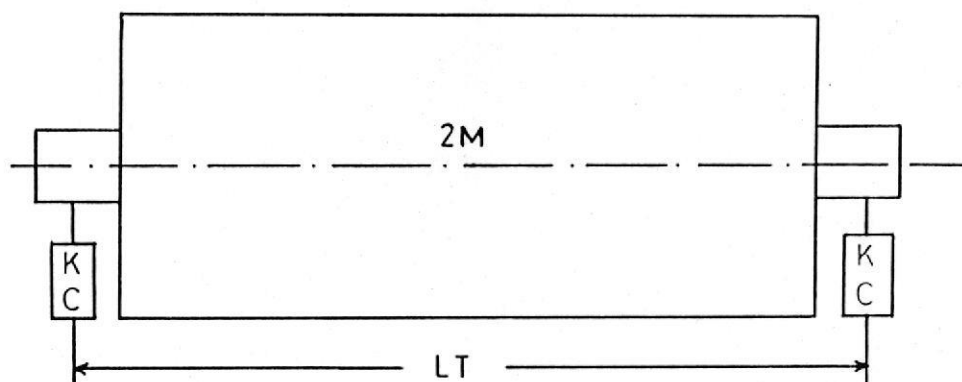


FIG. 2.2 GRAFICA DE UN ROTOR RIGIDO (REF. 8)

Luego las ecuaciones de movimiento para cada cojinete son:

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + K_{xx}x + K_{xy}y + C_{xx}\dot{x} + C_{xy}\dot{y} &= 0 \quad y \\ M\ddot{y} + K_{yy}y + K_{yx}x + C_{yy}\dot{y} + C_{yx}\dot{x} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Para una pequeña perturbación de la posición de equilibrio del muñón tenemos, un desplazamiento que lo expresamos de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} x &= X e^{\tau t} \quad y \\ y &= Y e^{\tau t} \end{aligned} \quad (2)$$

Donde τ es un número complejo que se expresa como:

$$\tau = \alpha + i\Phi$$

Sustituiremos la ecuación # 2 en la ecuación #1, pero primero debemos saber que:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= X*\tau*e^{\tau*t} = x*\tau & y & \quad \ddot{x} = X*\tau^2*e^{\tau*t} = x*\tau^2 \\ \dot{y} &= Y*\tau*e^{\tau*t} = y*\tau & y & \quad \ddot{y} = Y*\tau^2*e^{\tau*t} = y*\tau^2 \end{aligned}$$

Y ahora reemplazando estos valores de "x" y de "y" en la ecuación # 1 obtenemos.

$$M*x*\tau^2 + K_{xx}*x + K_{xy}*y + C_{xx}*x*\tau + C_{xy}*y*\tau = 0$$

$$M*y*\tau^2 + K_{yy}*y + K_{yx}*x + C_{yy}*y*\tau + C_{yx}*x*\tau = 0$$

Agrupando términos se establece que:

$$(M*\tau^2 + C_{xx}*\tau + K_{xx})*x + (C_{yx}*\tau + K_{xy})*y = 0$$

$$(C_{yx}*\tau + K_{yx})*x + (M*\tau^2 + C_{yy}*\tau + K_{yy})*y = 0$$

De donde escribiendo esto en forma matricial tenemos:

$$\begin{bmatrix} (M*\tau^2 + C_{xx}*\tau + K_{xx}) & (C_{yx}*\tau + K_{xy}) \\ (C_{yx}*\tau + K_{yx}) & (M*\tau^2 + C_{yy}*\tau + K_{yy}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = 0 \quad (3)$$

Para valores no triviales de "x" y de "y", la

determinante de la matriz anterior debe ser cero, lo cual nos dá cuatro raíces de τ .

Si la parte real de cualquiera de las raíces es positiva, entonces el Rotor será inestable porque la solución crecerá con el tiempo.

Por lo tanto la condición umbral de inestabilidad es $\alpha=0$ por lo cual podemos decir:

$$x = X e^{i\Phi t}$$

$$y = Y e^{i\Phi t}$$



(4)

Donde Φ es la frecuencia del "Oil Whirl" del Rotor bajo condiciones de perturbación del equilibrio. Sustituyendo (4) en (1) obtenemos lo siguiente:

$$\dot{x} = X i \Phi e^{i\Phi t} = x i \Phi; \quad \ddot{x} = X i^2 \Phi^2 e^{i\Phi t} = -x \Phi^2$$

$$\dot{y} = Y i \Phi e^{i\Phi t} = y i \Phi; \quad \ddot{y} = Y i^2 \Phi^2 e^{i\Phi t} = -y \Phi^2$$

Reemplazando éstos valores de en la ecuación # 1.

$$M_x \Phi^2 + K_{xx} x + K_{xy} y + C_{xx} x i \Phi + C_{xy} y i \Phi = 0$$

$$M_y \Phi^2 + K_{yy} y + K_{yx} x + C_{yy} y i \Phi + C_{yx} x i \Phi = 0$$

Reagrupando y ordenando los términos, tenemos:

$$(K_{xx} - M\Phi^2 + C_{xx}i\Phi)x + (K_{xy} + C_{xy}i\Phi)y = 0$$

$$(K_{yx} + i\Phi C_{yx})x + (K_{yy} - M\Phi^2 + i\Phi C_{yy})y = 0$$

Expresando esto de manera matricial, se obtiene:

$$\begin{bmatrix} (K_{xx} - M\Phi^2 + i\Phi C_{xx}) & (K_{xy} + i\Phi C_{xy}) \\ (K_{yx} + i\Phi C_{yx}) & (K_{yy} - M\Phi^2 + i\Phi C_{yy}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = 0 \quad (5)$$

Para valores no triviales de "x" y de "y" el determinante de la matriz anterior debe ser cero, lo cual nos conduce a:

$$\begin{aligned} & K_{xx}K_{yy} - K_{xx}M\Phi^2 + i\Phi C_{yy}K_{xx} - K_{yy}M\Phi^2 + (M\Phi^2)^2 \\ & - i\Phi C_{yy}M\Phi^2 + i\Phi C_{xx}K_{yy} - i\Phi C_{xx}M\Phi^2 - \\ & \Phi^2 C_{xx}C_{yy} - K_{xy}K_{yx} - i\Phi C_{yx}K_{xy} - i\Phi C_{xy}K_{yx} + \\ & \Phi^2 C_{xy}C_{yx} = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Separando las partes real e imaginaria y agrupando tenemos:

$$\frac{(K_{xx} - M\Phi^2)(K_{yy} - M\Phi^2) - K_{yx}K_{xy}}{(C_{xx}C_{yy}) - (C_{xy}C_{yx})} = \Phi^2 \quad (7)$$

$$\frac{(C_{xx}K_{yy} + C_{yy}K_{xx} - C_{yx}K_{xy} - C_{xy}K_{yx})}{C_{xx} + C_{yy}} = M\Phi^2 \quad (8)$$

Multiplicando a cada término del numerador y

denominador del lado izquierdo por CR/W y dividiendo ambos lados de la ecuación # 7 por Ω^2 obtenemos:

$$\frac{\left(\bar{K}_{xx} - \frac{M*\Phi^2*CR}{W}\right) * \left(\bar{K}_{yy} - \frac{M*\Phi^2*CR}{W}\right) - \bar{K}_{yx}*\bar{K}_{xy}}{\bar{C}_{xx}*\bar{C}_{yy} - \bar{C}_{xy}*\bar{C}_{yx}} = \frac{\Phi^2}{\Omega^2} \quad (9)$$

Similarmente multiplicando cada uno de los términos del numerador y denominador del lado izquierdo por $CR*\Omega/W$ y ambos lados de la ecuación # 8 por CR/W obtenemos:

$$\frac{\bar{C}_{xx}*\bar{K}_{yy} + \bar{C}_{yy}*\bar{K}_{xx} - \bar{C}_{yx}*\bar{K}_{xy} - \bar{C}_{xy}*\bar{K}_{yx}}{\bar{C}_{xx} + \bar{C}_{yy}} = \frac{M*\Phi^2*CR}{W} \quad (10)$$

En ambas ecuaciones, # 9 y # 10 los coeficientes de rigidez y amortiguamiento están normalizados de la siguiente manera:

$$\bar{K}_{xx} = \frac{K_{xx}*CR}{W} ; \text{ Para los coeficientes de rigidez.}$$

$$\bar{C}_{xx} = \frac{C_{xx}*CR*\Omega}{W} ; \text{ Para los de amortiguamiento.}$$

Para un número de Sommerfeld ó Velocidad del Rotor dados. La ecuación # 10 puede ser escrita como:

$$K = \frac{M \cdot \Phi^2 \cdot CR}{W} \quad (11)$$

A partir de esto la ecuación # 9 llega a ser:

$$\frac{(\bar{K}_{xx} - K) \cdot (\bar{K}_{yy} - K) - (\bar{K}_{yx} \cdot \bar{K}_{xy})}{\bar{C}_{xx} \cdot \bar{C}_{yy} - \bar{C}_{xy} \cdot \bar{C}_{yx}} = \frac{K \cdot W}{M \cdot CR \cdot \Omega^2} \quad (12)$$

Donde:

$$K = \frac{\bar{C}_{xx} \cdot \bar{K}_{yy} + \bar{C}_{yy} \cdot \bar{K}_{xx} - \bar{C}_{yx} \cdot \bar{K}_{xy} - \bar{C}_{xy} \cdot \bar{K}_{yx}}{\bar{C}_{xx} + \bar{C}_{yy}} \quad (13)$$

Luego, de la definición de número de Sommerfeld obtenemos:

$$\Omega^2 = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot W^2 \cdot S^2}{\mu^2 \cdot D^2 \cdot L^2} * \left[\frac{CR}{R} \right]^4 \quad (14)$$

Si reemplazamos el valor de Ω^2 de la ecuación # 14 en el lado derecho de la ecuación # 12, obtendremos:

$$\frac{(\bar{K}_{xx} - K) \cdot (\bar{K}_{yy} - K) - (\bar{K}_{yx} \cdot \bar{K}_{xy})}{K \cdot (\bar{C}_{xx} \cdot \bar{C}_{yy} - \bar{C}_{xy} \cdot \bar{C}_{yx})} = \frac{W}{M \cdot CR} * \frac{\mu \cdot D^2 \cdot L^2}{4 \pi^2 \cdot W^2 \cdot S^2} * \left[\frac{R}{CR} \right]^4$$

Invirtiendo y radicalizando ambos miembros de la igualdad anterior tendremos como resultado:

$$\left[\frac{K*(\bar{C}_{XX}*\bar{C}_{YY}-\bar{C}_{XY}*\bar{C}_{YX})}{(\bar{K}_{XX}-K) (\bar{K}_{YY}-K)-\bar{K}_{YX}*\bar{K}_{XY}} \right]^{*2} = \frac{2\pi*S*(CR*M*W)^{*2}}{\mu*D*L} \left[\frac{CR}{R} \right]^2$$

Donde ordenando términos se obtiene lo siguiente:

$$\beta = \frac{1}{2*\pi*S} * \left[\frac{K*(\bar{C}_{XX}*\bar{C}_{YY} - \bar{C}_{XY}*\bar{C}_{YX})}{(\bar{K}_{XX}-K)*(\bar{K}_{YY}-K) - \bar{K}_{YX}*\bar{K}_{XY}} \right]^{*2} \quad (15)$$

De aquí podemos definir el parámetro adimensional β_1 :

$$\beta_1 = \frac{(CR*M*W)^{*2}}{\mu*D*L \left[\frac{R}{CR} \right]^2} \quad (16)$$

Usando los valores de los coeficientes de Rigidez y Amortiguamiento para un cojinete circular sencillo, la relación β vs. S de la ecuación # 15 es mostrada en la siguiente gráfica.

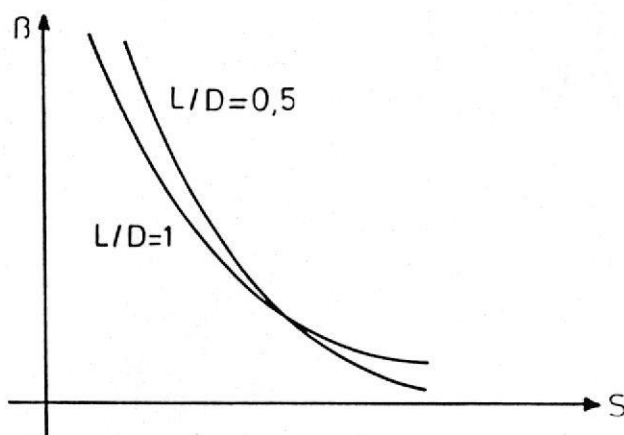


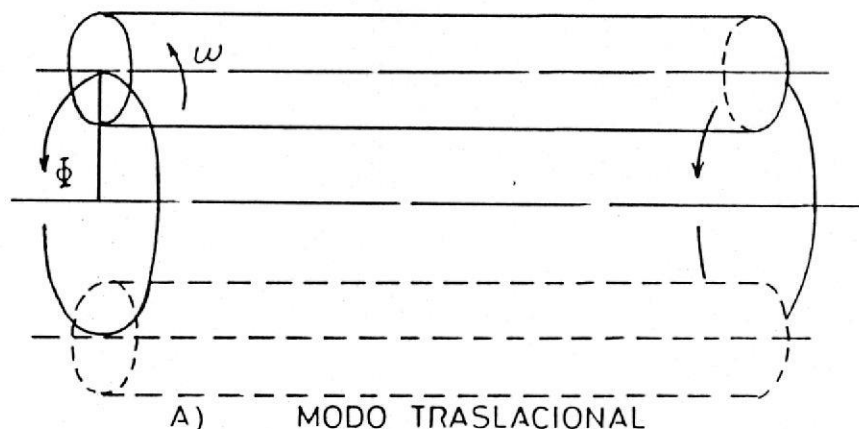
FIG. 2.3 GRAFICO DE ESTABILIDAD DE UN ROTOR RIGIDO
(REF. 8)

En esta gráfica hay que tener en cuenta que los coeficientes deben ser obtenidos de acuerdo a la relación L/D del cojinete y al valor de S . Para utilizar esta gráfica se debe obtener para la zona de interés, distintos valores de β en función de S , sacados con la ecuación # 15. Teniendo en cuenta que para obtener cada valor de β se debe usar un valor de Sommerfeld que esté relacionado con la velocidad angular instantánea a la que esté operando el Rotor.

2.3 MODOS NATURALES DE VIBRACION PRODUCIDOS POR EL "OIL WHIRL" EN ROTORES RIGIDOS.

En este punto hablaremos sobre los "Modos Rígidos de Vibración" producidos por el fenómeno "Oil Whirl". En este caso poseemos dos modos naturales de vibración, los cuales son:

- a) Modo "Translational Whirl", y
- b) Modo "Conical Whirl".



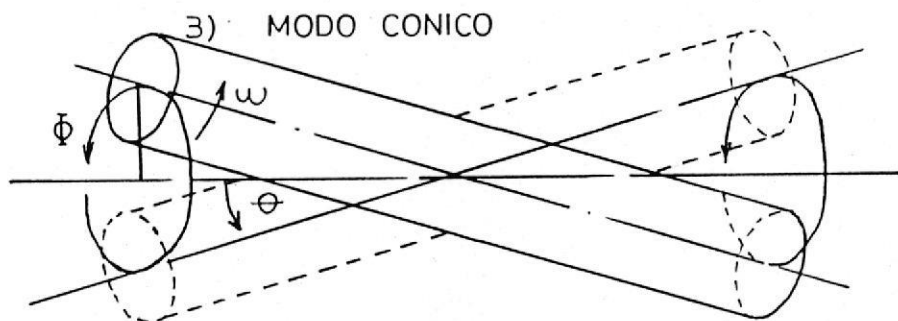


FIG. 2.4 MODOS NATURALES DE UN ROTOR RIGIDO (REF. 8)

El método desarrollado en este informe es para cuando se suceda tanto el modo "Translacional" como el modo "Cónico", pero debemos tener en cuenta qué modo ocurre primero. Para saber que modo sucede primero, debemos realizar el tanteo matemático que a continuación se propone.

Para Rotores simétricos, un parámetro fundamental es la Masa Equivalente que soporta el Cojinete. La cual puede obtenerse de la siguiente igualdad:

$$2 \left[\frac{1}{2} * M_e * \left[\frac{L T * \theta}{2} \right]^2 \right] = \frac{1}{2} \left[I_t - \left(\frac{\Phi}{\Omega} \right) * I_p \right] * \theta^2 \quad (17)$$

El primer término de la igualdad es la Energía Cinética de Traslación que adquiere el muñón del Cojinete al realizar un movimiento ascendente y descendente (en forma proyectada), de manera alternativa, debido a la trayectoria cónica que

describe el Rotor en el "Modo Cónico", como podemos ver en la fig. # 2.4b. Esta Energía Cinética de Traslación del muñón debe ser igual a la Energía Cinética de Rotación que adquiere el muñón del Rotor debido a su Inercia; tanto la Transversal como la Polar. Es decir:

$$E_{\text{Traslacional}} = E_{\text{Rotacional}}$$

Si la Masa Efectiva " M_e " en el cojinete es mayor que la masa " M ", entonces la velocidad crítica del modo Cónico sucede primero que la del modo Traslacional y el umbral de la Inestabilidad para el Rotor Rígido deberá ser calculado con referencia a este modo, además la masa usada dentro del análisis deberá ser M_e .

Donde M_e se expresa de la siguiente manera:

$$M_e = 2 * \frac{\left[I_t - \begin{pmatrix} \Phi \\ - \\ \Omega \end{pmatrix} * I_p \right]}{LT^2} = \frac{2*(I_t - 0.5*I_p)}{LT^2} \quad (18)$$

Que también puede ser escrito como: $M_e = \frac{I}{LT^2}$ (19)

Donde: $I = 2*(I_t - 0.5*I_p)$ (20)

Para el modo "Whirl Translacional", la inestabilidad se dá cuando $M_e < M$ o de otra manera cuando:

$$\frac{I}{M \cdot L T^2} < 1 \quad (21)$$

Para un Rotor Cilíndrico de Radio R y de Longitud L, los parámetros I_t e I_p se expresan como:

$$I_t = \frac{1}{12} (2 \cdot M) \cdot (3R^2 + L^2) \quad \text{e} \quad I_p = \frac{1}{2} (2M) \cdot R^2 \quad (22)$$

Donde I_t =Inercia Transversal, e I_p =Inercia Polar.

Generalmente el modo "Whirl Translacional" es el que más ocurre y el más importante para calcular la velocidad umbral, sin embargo se debe realizar un pequeño chequeo con la ecuación # 19.

2.4 INESTABILIDADES EN ROTORES FLEXIBLES.

Así como en el caso de Rotores Rígidos, también existen en este fenómeno dos modos resonantes, propios de los Rotores Flexibles en rotación. En este caso vale aclarar que los Rotores Flexibles se diferencian de los Rígidos debido a sus condiciones de operación, principalmente debido a la velocidad a la cual giran,

puesto que operan a velocidades por encima de su Primera Velocidad Crítica de rotación. Además en cuanto al análisis que se va a realizar, se hará un tratamiento unificado tanto para el modo Translacional como para el Cónico. A lo largo del análisis daremos las condiciones que diferencian a estos dos modos. Para comenzar debemos considerar un Rotor como el de la siguiente figura.

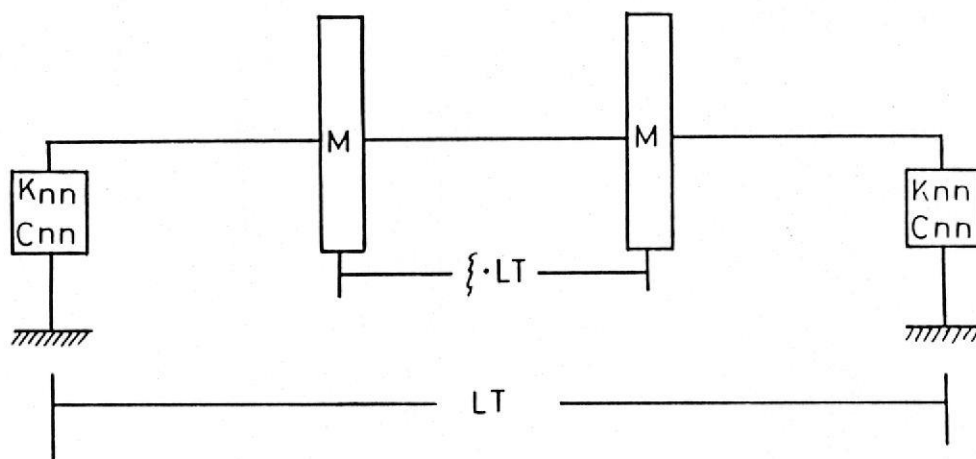


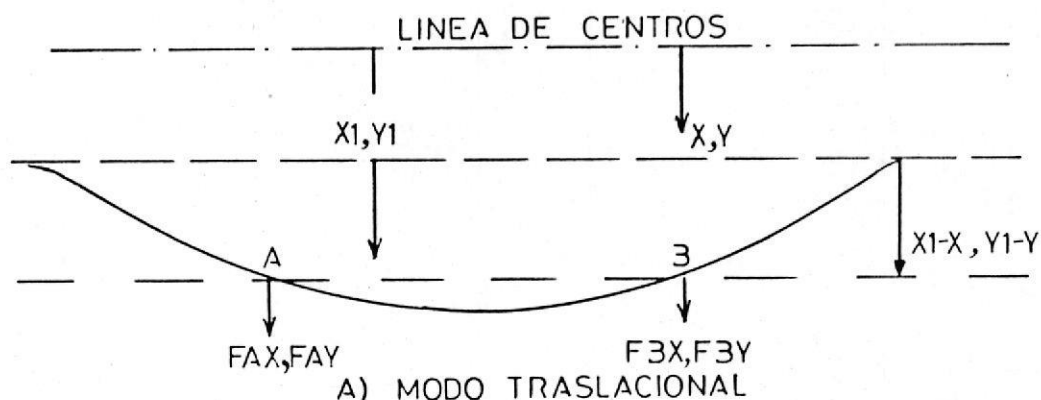
FIG. 2.5 GRAFICO DE UN ROTOR FLEXIBLE (REF. 8)

En el cual el eje sostiene un par de discos cada uno con una masa de valor M , y separados una distancia $\{ \cdot LT$, simétrica con respecto al centro. En donde el valor de $\{$ es un coeficiente de longitud entre los discos de masa M , por lo general se usa un valor de $\{$ ente cero (un solo disco de masa $2M$ en el centro) y $0,5$ (Dos discos, cada uno de masa M separados una

distancia igual a la mitad de la Longitud Total del Rotor), aún cuando este coeficiente puede tomar valores mayores que 0,5 y menores que 1, siempre y cuando la distancia entre dichos discos sea simétrica con respecto al centro geométrico de la Longitud Total del Rotor.

En el presente desarrollo matemático hay que tener en cuenta que la experimentación nos transmite el hecho de que el modo Traslacional ocurre primero, y luego sucede el modo Cónico. Dependiendo de la velocidad a la que se encuentre operando el Rotor, lógicamente por encima de la Primera Velocidad Crítica.

También debemos tener en cuenta las relaciones de equilibrio que se obtienen en función de los desplazamientos que experimenta el muñón de un Rotor Flexible en cada uno de sus modos de resonancia (Traslacional y Cónico), para lo cual nos ayudaremos con un gráfico ilustrativo.



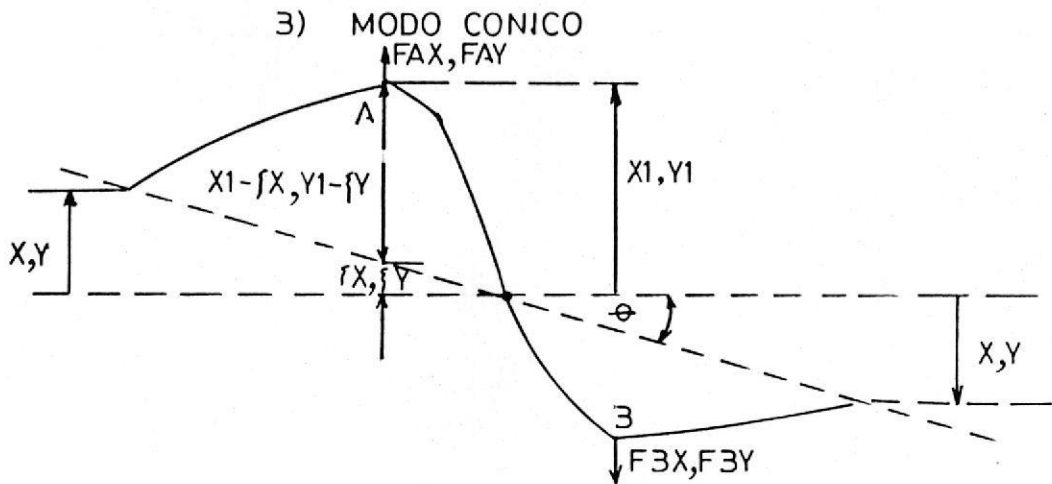


FIG. 2.6 MODOS NATURALES DE UN ROTOR FLEXIBLE (REF.8)

Para el "Modo Translacional"

$$\begin{aligned} x_1 - x &= F_{AX} \cdot \alpha_{AA} + F_{BX} \cdot \alpha_{AB} \\ y_1 - y &= F_{AY} \cdot \alpha_{AA} + F_{BY} \cdot \alpha_{AB} \end{aligned} \quad (1)$$

Donde α_{AA} y α_{AB} son los coeficientes de influencia en la direcciones correspondientes. Debido a la simetría $F_{AX} = F_{BX} = F_x$ y $F_{AY} = F_{BY} = F_y$, por lo tanto se obtiene:

$$\begin{aligned} x_1 - x &= F_x \cdot (\alpha_{AA} + \alpha_{AB}) \\ y_1 - y &= F_y \cdot (\alpha_{AA} + \alpha_{AB}) \end{aligned} \quad (2)$$

Para el "Modo Cónico", que es el segundo modo se tiene:

$$x_1 - \xi \cdot x = F_x \cdot (\alpha_{AA} - \alpha_{AB})$$

$$y_1 - \{ *y = F_Y * (\alpha_{AA} - \alpha_{AB}) \quad (3)$$

Estas relaciones de desplazamiento son obtenidas de los gráficos de las relaciones de equilibrio en Rotores Flexibles.

Para el caso de Rotor Flexible trataremos el Modo Translacional y el Cónico de una manera unificada.

Por lo tanto diremos que:

$$\alpha = \alpha_{AA} + \alpha_{AB}; \quad \text{Para el "Modo Traslacional"} \quad (4)$$

$$\alpha = \alpha_{AA} - \alpha_{AB}; \quad \text{Para el "Modo Cónico"} \quad (5)$$

Donde el valor de Alfa (α), representa el coeficiente de influencia total. Este coeficiente nos expresa el desplazamiento experimentado por el muñón del Rotor debido a la aplicación de las Cargas que experimente dicho muñón dependiendo del modo que se esté sucediendo en el Rotor en consideración. Dicho coeficiente posee unidades de Desplazamiento sobre Carga ó expresado de otra manera, unidades de: m/Nt. ó de Pulg./Lb-f.

Podemos combinar las ecuaciones # 2 y # 3 como una sola. En vista de las consideraciones anteriores.

$$x_1 - \zeta * x = F_x * \alpha$$

$$y_1 - \zeta * y = F_y * \alpha \quad (6)$$

Debemos tener muy presente que este par de ecuaciones representan la unificación de los dos modos naturales que pueden ocurrir en este tipo de Rotor.

Si deseáramos analizar el modo Traslacional reemplazaremos $\zeta = 1$ en estas ecuaciones. Por el contrario si deseamos analizar el comportamiento del modo Cónico, daremos al coeficiente el valor correspondiente, (Siempre que sea entre cero y un valor menor a uno), dependiendo de la distancia existente entre los discos de masa M.

Pero debo recalcar que esto es sólo por razones de unificación de las ecuaciones anteriores, puesto que debemos tener en cuenta que la distancia $*LT$ existe siempre que tratemos teóricamente con Rotores que sobrepasen su Primera Velocidad Critica de Rotación. Por lo tanto no debemos pensar que al usar $\zeta = 1$ los discos estarán colocados en los apoyos del Rotor, sinó que analizamos el caso del Rotor Flexible con el modo Traslacional sucediéndose.

Luego, sabemos que $F_x = -M * \ddot{x}_1$ y $F_y = -M * \ddot{y}_1$, si sustituimos esto en la ecuación # 6 obtenemos:

$$\begin{aligned} M\alpha\ddot{x}_1 + x_1 &= \xi * x \\ M\alpha\ddot{y}_1 + y_1 &= \xi * y \end{aligned} \quad (7)$$

Asumiendo el mismo tipo de solución que para el caso de Rotores Rígidos y para que la solución no crezca con el tiempo. Entonces tenemos:

$$\begin{aligned} x_1 &= X_1 * e^{i*\Phi*t}; & x &= X * e^{i*\Phi*t} \\ y_1 &= Y_1 * e^{i*\Phi*t}; & y &= Y * e^{i*\Phi*t} \end{aligned} \quad (8)$$

Donde Φ es la frecuencia del Remolino de Aceite, y resolviendo diferencialmente la ecuación # 7 tenemos:

$$\ddot{x}_1 = (i*\Phi)^2 * X_1 * e^{i*\Phi*t} = -\Phi^2 * X_1 * e^{i*\Phi*t} = -\Phi^2 * x_1$$

Reemplazando esto en la ecuación # 7 obtenemos:

$$x_1 - M\alpha\Phi^2 * x_1 = \xi * x$$

De donde se desprende que:

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{\xi * x}{1 - \alpha * M * \Phi^2} & y \\ y_1 &= \frac{\xi * y}{1 - \alpha * M * \Phi^2} \end{aligned} \quad (9)$$

Donde $\omega_n^2 = 1/\alpha \cdot M$ (10). En la cual α debe ser evaluado calculando la velocidad crítica del Rotor como si estuviese apoyado sobre Cojinetes Rígidos, (Sean de bolas o de rodillos).

De la figura # 2.6 podemos obtener el balance de fuerzas en los cojinetes para el Modo Traslacional lo cual nos da:

$$F_x = \frac{x_1 - \xi \cdot x}{\alpha} = K_{xx} \cdot x + K_{xy} \cdot y + C_{xx} \cdot \dot{x} + C_{xy} \cdot \dot{y}$$

$$F_y = \frac{y_1 - \xi \cdot y}{\alpha} = K_{yy} \cdot y + K_{yx} \cdot x + C_{yy} \cdot \dot{y} + C_{yx} \cdot \dot{x} \quad (11)$$

De la misma figura, el balance de Momentos para el "Remolino-Cónico" (2do. Modo) es: $F_x \cdot \xi \cdot LT =$

$$= \frac{x_1 - \xi \cdot x}{\alpha} \cdot \xi \cdot LT = (K_{xx} \cdot x + K_{xy} \cdot y + C_{xx} \cdot \dot{x} + C_{xy} \cdot \dot{y}) \cdot LT$$

$$y: F_y \cdot \xi \cdot LT =$$

$$= \frac{y_1 - \xi \cdot y}{\alpha} \cdot \xi \cdot LT = (K_{yy} \cdot y + K_{yx} \cdot x + C_{yy} \cdot \dot{y} + C_{yx} \cdot \dot{x}) \cdot LT \quad (12)$$

Las dos ecuaciones anteriores pueden ser resumidas en

una sola, teniendo en cuenta la unificación realizada anteriormente.

$$\frac{x_1 - \xi^2 x}{\alpha} * \xi = K_{xx}x + K_{xy}y + C_{xx}\dot{x} + C_{xy}\dot{y}$$

$$\frac{y_1 - \xi^2 y}{\alpha} * \xi = K_{yy}y + K_{yx}x + C_{yy}\dot{y} + C_{yx}\dot{x} \quad (13)$$

La ecuación # 13 es una ecuación que unifica los dos modos que se suceden en Rotores Flexibles. En definitiva estas son las ecuaciones de movimiento para cada Cojinete.

Para resolver dicha ecuación reemplazamos las ecuaciones # 8 y # 9 en la ecuación # 13 y obtenemos:

$$\begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = 0 \quad (14) \quad \text{Donde:}$$

$$M_{11} = K_{xx} - \frac{\xi^2}{\alpha} * \frac{\Phi^2 * \alpha * M}{1 - \Phi^2 * \alpha * M} + i * \Phi * C_{xx}$$

$$M_{12} = K_{xy} + i * \Phi * C_{xy}$$

$$M_{21} = K_{yx} + i * \Phi * C_{yx} \quad y$$

$$M_{zz} = K_{yy} - \frac{\xi^2}{\alpha} * \frac{\Phi^2 * \alpha * M}{1 - \Phi^2 * \alpha * M} + i * \Phi * C_{yy}$$

Luego resolviendo la matriz para valores no triviales de "y" y de "x", y separando las partes reales y las imaginarias tenemos:

$$\frac{\begin{bmatrix} K_{xx} - \frac{\xi^2}{\alpha} & \Phi^2 * \alpha * M \\ \alpha & 1 - \Phi^2 * \alpha * M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi^2 & \Phi^2 * \alpha * M \\ \alpha & 1 - \Phi^2 * \alpha * M \end{bmatrix} - K_{yx} * K_{xy}}{C_{xx} * C_{yy} - C_{yx} * C_{xy}} = \Phi^2 \quad (15)$$

$$\frac{(C_{xx} * K_{yy} + C_{yy} * K_{xx} - C_{yx} * K_{xy} - C_{xy} * K_{yx})}{C_{xx} + C_{yy}} = \frac{\xi^2}{\alpha} * \frac{\Phi^2 * \alpha * M}{1 - \Phi^2 * \alpha * M} \quad (16)$$

Estas ecuaciones guardan mucha similitud con las obtenidas para Rotores Rígidos. Partiendo de la definición de K por la fórmula # 13 de la sección 2.2 podemos definir para los Rotores Flexibles:

$$K = \frac{\xi^2}{\alpha} * \frac{\Phi^2 * \alpha * M}{1 - \Phi^2 * \alpha * M} * \frac{CR}{W} \quad (17)$$

Entonces con esta fórmula la ecuación # 15, por los mismos procesos matemáticos, similares a los de Rotor Rígido llega a ser:

$$\frac{(\bar{K}_{xx}-K)*(\bar{K}_{yy}-K) - \bar{K}_{yx}*\bar{K}_{xy}}{\bar{C}_{xx}*\bar{C}_{yy} - \bar{C}_{yx}*\bar{C}_{xy}} = \frac{K*\delta}{(K+\delta)*4*\pi^2*\xi^2*S^2*\beta^2} \quad (18)$$

Donde: $\delta = \frac{\xi^2*CR}{W*a}$; y β es el mismo valor que el de la ecuación # 16 de la sección 2.2.

Y por lo tanto de la ecuación # 18 obtenemos:

$$\beta = \frac{1}{2*\pi*S*\xi} * \left[\frac{K*\delta}{(K+\delta)} * \frac{\bar{C}_{xx}*\bar{C}_{yy} - \bar{C}_{xy}*\bar{C}_{yx}}{(\bar{K}_{xx}-K)*(\bar{K}_{yy}-K) - \bar{K}_{yx}*\bar{K}_{xy}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (20)$$

Debido a esta ecuación podemos usar la gráfica β vs. S de los Rotores Rígidos para redefinir una nueva gráfica para los Rotores flexibles. Si tratamos el Rotor como inicialmente Rígido y determinamos los valores de β en función de S de la ecuación # 16 de la sección 2.2.

$$S_i \text{ -- } \bar{\beta}_i \text{ donde } i = 1, 2, \dots$$

Entonces:

$$\bar{\beta}_i = \frac{1}{2*\pi*S_i} * \left[\frac{K*(\bar{C}_{xx}*\bar{C}_{yy} - \bar{C}_{xy}*\bar{C}_{yx})}{(\bar{K}_{xx}-K)*(\bar{K}_{yy}-K) - \bar{K}_{yx}*\bar{K}_{xy}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

En éste punto podemos calcular los nuevos valores de β para el Rotor flexible, como:

$$\beta_1 = \bar{\beta}_1 * \left[\frac{\delta}{\xi^2 * (K_1 + \delta)} \right]^{1/2} \quad (22)$$

El valor de K se lo obtiene de la ecuación # 13 de la sección 2.2, para distintos valores de S en la región de interés. Luego podemos regraficar β de la ecuación # 22. Esta nueva gráfica nos definirá la curva de estabilidad para un Rotor Flexible.

Para el caso de Rotor flexible en cuanto a los modos naturales de vibración, estos se sucederán en orden, es decir, primero sucederá el modo Translacional para luego ocurrir el modo Cónico.

Para finalizar presentamos la figura ilustrativa del proceso por el cual obtenemos el valor de β para un Rotor flexible, basados en considerarlo primero como un Rotor Rígido.

EL DESARROLLO DEL CAPITULO # 2 SE ENCUENTRA BASADO EN LA REF. 8.

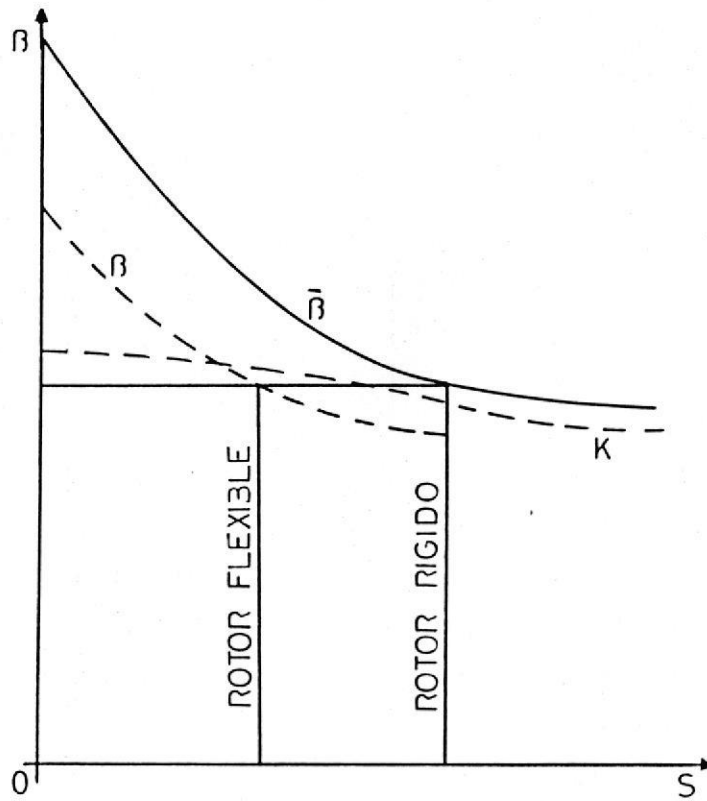


FIG. 2.7 MODIFICACION DEL GRAFICO DE LA ESTABILIDAD DE UN ROTOR RIGIDO PARA HALLAR EL GRAFICO DE ESTABILIDAD DE UN ROTOR FLEXIBLE.

(REF. 8)

C A P I T U L O I I I

"DESARROLLO ANALITICO Y EXPERIMENTAL".

3.1 BREVE DESCRIPCION DEL PROCEDIMIENTO DE ANALISIS.

En los capítulos anteriores hemos dado una pauta teórica sobre el problema de las vibraciones producidas por los fenómenos del "Oil Whirl" y el "Oil Whip", pero ahora pasaremos a utilizar y analizar el desarrollo matemático del problema. Es decir a cuantificar o utilizar la formulación del modelo Matemático desarrollada en el capítulo anterior.

Utilizaremos el método propuesto por J.W. Lund, el cual desarrollamos en el Capítulo Dos, este método se basa en la obtención del Parámetro adimensional Beta (β_1) que se muestra en la ecuación # 16 de la sección (2.2). Básicamente el resultado de esta ecuación es un valor constante, que también puede ser hallado por la ecuación # 15 de la misma sección (" β " para poder diferenciarlo del valor β_1), pero como podemos apreciar esta última ecuación tiene una íntima

relación con el Número de Sommerfeld y con los Coeficientes de Rigidez y Amortiguación de la Película de Aceite, los cuales son una función directa del valor que adquiera el número de Sommerfeld.

Cuando estos dos valores de Beta se igualen nos encontraremos en la velocidad a la cual se generará el fenómeno del "Oil Whip". Mas allá de esta velocidad los Cojinetes que soportan el Rotor perderán la capacidad de soportar Carga Radial. Este valor de Beta nos conducirá por ende a un valor determinado del número de Sommerfeld, para que con el cual nosotros podamos obtener la velocidad a la cual ocurrirá el fenómeno del Latigazo de Aceite.

Luego del desarrollo cuantitativo de este modelo Matemático pasaremos a las pruebas experimentales, para corroborar o refutar los Resultados establecidos por el análisis de dicho modelo.

3.2 ANALISIS PRELIMINARES SOBRE EL ROTOR.

3.2.1 DATOS TECNICOS DEL ROTOR.

Diámetro del Muñón del Cojinete: $D=9''=0,2286\text{m.}$

Longitud del Cojinete: $L = 9'' = 0,2286 \text{ m.}$

Claro Radial: $CR = 0,010'' = 2,54 \times 10^{-4} \text{ m.}$

Claro Diametral: $CD = 2*CR = 5,08 \times 10^{-4}$ m.
 Longitud del Rotor: $LR = 108'' = 2,74$ m.
 Longitud de cada Apoyo: $LA = 12'' = 0,3048$ m.
 Longitud entre Apoyos: $LT = 123'' = 3,12$ m.
 Diámetro del Rotor: $DR = 31,5'' = 0,8$ m.
 Radio del Rotor: $RR = 15,75'' = 0,4$ m.
 Peso Total del Rotor: $W_t = 12$ Ton. = 117600 N.
 Carga Radial por Cojinete: $W = W_t/2 = 58800$ N.
 Masa del Rotor: $M_t = 26400$ Lbm. = 12000 Kgm.
 Masa que Soporta el Cojinete: $M = M_t/2 = 6000$ Kg.
 Velocidad de Operación: $WOP = 3600$ RPM. = 377
 Rad/seg.
 Tipo de Aceite: Regal # 32 (Marca: Texaco).
 Viscosidad Cinemática: $\Gamma = 30,09$ cStokes. Dato
 Suministrado por la Texaco.
 Densidad Promedio: $\delta = 8,1 \times 10^{-4}$ Kg/cm³ = 810
 Kg/m³.
 Viscosidad Dinámica: $\mu = \Gamma * \delta = 30,09 \times 10^{-6}$
 m²/seg. * 810 Kg/m³ = $24,37 \times 10^{-3}$ N-seg/m².

3.2.2 OBTENCION DE LA FRECUENCIA NATURAL DEL ROTOR.

Para la determinación de la Frecuencia Natural consideraremos dos Métodos para su cálculo, el primero desarrollado en el libro de Vibraciones de Steidel, en el cual se da una fórmula que nos muestra como obtener este valor pero teniendo en

cuenta que el Rotor posee un diámetro uniforme en toda su longitud y despreciando el efecto de los extremos.

Aparte consideraremos al Rotor como una masa enteramente sólida y de acero.

$$W_n = n^2 * \pi^2 * \left[\frac{E * I * g}{w * LR^4} \right]^{1/2}$$

$n = 1$ (Primera Frecuencia Natural).

$$E = 207 \times 10^9 \text{ N/m}^2.$$

$$g = 9,8 \text{ m/seg}^2.$$

$$I = \frac{\pi * DR^4}{64} = \frac{\pi * (0,8)^4}{64} = 0,02 \text{ m}^4.$$

$$w = W/LR = 117600 \text{ N./2,74 m.} = 42919,7 \text{ N/m.}$$

$$LR^4 = 56,36 \text{ m}^4.$$

$$W_n = 1 * (\pi)^2 * \left[\frac{207 \times 10^9 * (0,02) * (9,8)}{(42919,7) * (56,36)} \right]^{1/2}$$

$$W_n = 1278 \text{ Rad/seg} = 12205 \text{ RPM.}$$

Luego para reafirmar que el valor obtenido de Frecuencia natural es el adecuado utilizaremos el Método de Raleigh. Usado para evaluar la Frecuencia Natural de elementos Rotatorios.

Durante el desarrollo de este método se hará la consideración de que los extremos del Rotor son

muy pequeños en comparación con la Longitud del Rotor y que éstos no aportan una cantidad muy grande de Energía Cinética. Por lo tanto la influencia de los extremos en la obtención de la Frecuencia Natural Transversal del Rotor es insignificante.

Para la obtención de la Frecuencia Natural por medio de este método debemos realizar los gráficos de Fuerza Cortante, Momento Flector, Pendiente/EI y el de Deflexión, todos ellos en función de la Longitud del Rotor.

El gráfico que más nos interesa para la obtención de lo que buscamos es el de la deflexión. Sobre este gráfico superpondremos la Carga Total que soporta el Rotor, (su Peso), en forma de una Carga Distribuida de tipo Uniforme.

Luego dividiremos esta Carga Distribuida en algunas partes a lo largo de la Longitud del Rotor. Cada una de las partes en que dividimos a la Carga Distribuida se considera que contribuye con un determinado valor de Carga Puntual, cuyo valor será igual al área de cada división y que se encuentra actuando en el centro de cada una de dichas áreas.

Como poseemos la curva de la deflexión producida por el peso del Rotor, obtenemos el valor de la deflexión en cada uno de los centros de todas las áreas que creamos al realizar la división de la Carga Distribuida.

Una vez realizado esto nos encontramos listos para obtener la Frecuencia Natural de la fórmula de Raleigh. La cual se expresa como se muestra a continuación.

$$W_n^2 = g * \frac{\sum W*y}{\sum W*y^2}$$

Del gráfico de deflexión obtenemos los siguientes valores de Cargas y sus correspondientes valores de deflexión, causados por las mismas.

$$y_1 = y_{10} = 1,193 \times 10^{-6} \text{ m.}$$

$$y_2 = y_9 = 3,43 \times 10^{-6} \text{ m.}$$

$$y_3 = y_8 = 5,31 \times 10^{-6} \text{ m.}$$

$$y_4 = y_7 = 6,66 \times 10^{-6} \text{ m.}$$

$$y_5 = y_6 = 7,37 \times 10^{-6} \text{ m.}$$

El valor de la Carga (W) es el mismo para todas las deflexiones. Debido a que la Carga

Distribuida ha sido dividida en diez secciones de igual tamaño, por ende su área será la misma y su valor como Carga Puntual el mismo para todos los valores de la deflexión.

$$W_{1-10} = 11760,0 \text{ N.}$$

Ahora apliquemos estos valores a la fórmula planteada por Raleigh y obtendremos:

$$W_1*y_1 = 0,014 \text{ N/m.} \quad W_1*(y_1)^2 = 1,67 \times 10^{-8} \text{ N/m}^2$$

$$W_2*y_2 = 0,043 \text{ N/m.} \quad W_2*(y_2)^2 = 1,38 \times 10^{-7} \text{ N/m}^2$$

$$W_3*y_3 = 0,0624 \text{ N/m.} \quad W_3*(y_3)^2 = 3,31 \times 10^{-7} \text{ N/m}^2$$

$$W_4*y_4 = 0,0783 \text{ N/m.} \quad W_4*(y_4)^2 = 5,21 \times 10^{-7} \text{ N/m}^2$$

$$W_5*y_5 = 0,0866 \text{ N/m.} \quad W_5*(y_5)^2 = 6,38 \times 10^{-7} \text{ N/m}^2$$

Los valores de W_1*y_1 y de $W_1*(y_1)^2$ del número seis al diez son iguales a los anteriores debido a la simetría del Rotor y por lo tanto:

$$\sum_{i=1}^{10} W_i*y_i = 2*(0,286) \text{ N/m.}$$

$$\sum_{i=1}^{10} W_i*(y_i)^2 = 2*(1,64 \times 10^{-6}) \text{ N/m}^2.$$

$$\text{Donde} \quad W_n^2 = \frac{0,286}{1,64 \times 10^{-6}} * 9,8 =$$

$$W_n = 1297,2 \text{ Rad/seg.} = 12385 \text{ RPM.}$$

De este análisis se desprende la conclusión de que el valor promedio aproximado de ω_n es de 1290 Rad/seg. Lo cual confirma que este Rotor opera a una velocidad menor que la velocidad a la cual se encuentra su Frecuencia Natural.

Por consiguiente nos encontramos frente a un Rotor del tipo Rígido.

Los gráficos de Cortante, Momento Flector, Pendiente/EI y de la Deflexión, que fueron utilizados para obtener el valor de la Frecuencia Natural Transversal del Rotor son presentados en el Apéndice.

3.3 DETERMINACION DEL TIPO DE MODO QUE EXPERIMENTA EL SISTEMA ROTOR-PELICULA DE ACEITE.

Como ya hablamos anteriormente, para que se suceda el modo Traslacional en el Remolino de Aceite, se debe cumplir que:

$$\frac{I}{M*LT^2} < 1$$

Donde: $I = 2*(I_t - 0.5*I_p)$

$$I_t = \frac{1}{12} * (2*M)*(3*RR^2+LR^2)$$

$$I_p = \frac{1}{2} * (2*M)*RR^2$$

M = Parte de la Masa total que asume cada Cojinete

$$M = M_t/2 = 6000 \text{ Kg.}$$

Desarrollando éstas fórmulas obtenemos:

$$I_t = \frac{1}{12} (2*6000)*(3*(0,4)^2 + (2,74)^2) = 7987,6 \text{ Kg-m}^2$$

$$I_p = \frac{1}{2} (2*6000)*(0,4)^2 = 960 \text{ Kg-m}^2$$

$$I = 2*(7987,6 - (960/2)) = 15015,2 \text{ Kg-m}^2$$

$$LT = 3,12 \text{ m. ; } LT^2 = 9,734 \text{ m}^2.$$

Reemplazando estos valores finales en la desigualdad tenemos:

$$\frac{15015,2}{(6000)*(9,734)} < 1$$

Resolviendo obtenemos que: $0,257 < 1$.

Puesto que la desigualdad se cumple, la Inestabilidad de Remolino de Aceite del modo Traslacional tiene lugar y por ésto la masa a utilizar en el análisis matemático es la que inicialmente definimos como M, que es la masa que idealmente soporta cada cojinete, teniendo en cuenta las condiciones de simetría en el

Rotor en cuanto a la distribución de su masa total.

3.4 ESTABLECIMIENTO DE LA VELOCIDAD UMBRAL DE INESTABILIDAD MEDIANTE LA SOLUCION GRAFICA DESARROLLADA POR J.W. LUND.

En este momento sabemos que el Rotor que vamos a analizar es un Rotor Rígido y que ocurre el fenómeno del Remolino de Aceite en su modo Traslacional.

J.W. Lund planteó un análisis matemático para este tipo de Rotores, que desarrollamos en el Capítulo anterior. Este análisis concluía con la obtención de la ecuación del parámetro adimensional Beta (β) como una función del valor de Sommerfeld y de los valores que adquieran los Coeficientes de la Película de Aceite. A su vez el valor que adquieren éstos Coeficientes son una función directa del valor que tenga Sommerfeld (S).

Pero lo más relevante del análisis que realiza Lund es que él obtiene una Gráfica de Beta vs. Sommerfeld para el caso de los Rotores Rígidos. En otras palabras el sintetiza todo el análisis anterior en una Gráfica de tipo Universal para todo Rotor que tenga las Características de Rotor Rígido.

Esta Gráfica es la manera más directa de obtener la Velocidad Umbral de Inestabilidad de un Rotor o de una Turbomaquinaria. Esta Gráfica se encuentra anexada en el apéndice al final de este trabajo.

El empleo de esta Gráfica es como explicamos a continuación. Primero obtenemos el valor de β_1 de la ecuación # 16 de la sección 2.2, con este valor ingresamos a la Gráfica de β vs. S. Seguimos horizontalmente el valor de β_1 hasta tocar la curva cuya Razón L/D, sea la correspondiente al Cojinete que nos encontremos analizando.

Una vez hallado este punto en la curva correspondiente, caemos verticalmente hasta el eje del valor de Sommerfeld. Obtenemos el valor de Sommerfeld (S) correspondiente a este punto y con este valor y la Ecuación característica del Parámetro adimensional de Sommerfeld, obtenemos la Velocidad (N) Rev/seg.

Esta Velocidad no es otra que la Velocidad Umbral de Inestabilidad del Rotor. Es la Velocidad a la cual el Rotor experimentará el fenómeno del Latigazo de Aceite y entrará en un movimiento Vibratorio de amplitud muy Grande que causará que los Cojinetes que soportan el Rotor pierdan la Capacidad de Soportar Carga Radial.

Como podemos ver ésto es una solución de tipo gráfico, cuyo resultado tiene una precisión muy aceptable. Con la cual es muy fácil de hallar la Velocidad de Inestabilidad. En la siguiente sección ponemos a consideración la solución de tipo Analítico.

3.5 DESARROLLO MATEMATICO DE LA SOLUCION ANALITICA PLANTEADA POR J.W. LUND, PARA LA OBTENCION DE LA VELOCIDAD DE INESTABILIDAD.

El desarrollo de este método ha sido explicado anteriormente de una manera breve, como una simple igualación del valor adimensional de Beta, obtenido mediante dos ecuaciones diferentes. Pasaremos ahora a una discusión de él en detalle.

Para poder discutir este método nos ayudaremos de la formulación y desarrollo matemático realizado en el Capítulo anterior.

El Rotor que nosotros vamos a considerar para el análisis matemático y experimental posee una Frecuencia Natural de aproximadamente 1290 Rad/seg., la cual es mayor que su Frecuencia de operación, que es de sólo de 377 Rad/seg. Lo cual indica que opera por debajo de su Frecuencia Crítica de operación y por lo tanto nos encontramos con un caso de Rotor Rígido.

Tenemos conocimiento de que el Remolino de Aceite posee dos modos naturales de Vibración. En el caso particular que vamos analizar, por medio del análisis realizado en la sección anterior se desprende que en este caso se está desarrollando el modo "Traslacional" del Remolino de Aceite.

A continuación detallaremos todos los pasos matemáticos que se realizan para la obtención del valor "Beta".

El primer paso en el análisis es darse un valor de N (Rev/seg) a la cual se encuentre girando el Rotor.

Asumiremos el valor de N = 3600 RPM = 60 Rev/seg.

Determinaremos el valor que adquiere el Número adimensional de Sommerfeld:

$$S = \frac{\mu * L * D * N}{W} * \left[\frac{R}{CR} \right]^2$$

$$S = \frac{(24,37 \times 10^{-3}) * (60) * (0,2286) * (0,2286)}{58800} * \left[\frac{0,1143}{2,54 \times 10^{-4}} \right]^2$$

$$S = 0,2631$$

Una vez determinado el valor de S, debemos determinar

el valor de la razón L/D del Cojinete, la cual es:

$$L/D = 0,2286/0,2286 = 1$$

Con los valores de $S = 0,2631$ y de $L/D = 1$ podemos ingresar a las Gráfica # 1 y 2 para la obtención de los Coeficientes de Rigidez y Amortiguación propios de la película de Aceite. Estos Coeficientes se encuentran dados en función del valor que adquiera el Número de Sommerfeld.

Con $S = 0.263$, en las Gráficas obtenemos:

$$\begin{array}{ll} \bar{K}_{xx} = 1,673 & \bar{C}_{xx} = 6,548 \\ \bar{K}_{xy} = 3,603 & \bar{C}_{xy} = 2,212 \\ \bar{K}_{yx} = -1,892 & \bar{C}_{yx} = 2,375 \\ \bar{K}_{yy} = 2,082 & \bar{C}_{yy} = 5,120 \end{array}$$

En este punto podemos introducir los Coeficientes en la fórmula que nos define el valor de K:

$$K = \frac{\bar{C}_{xx} \bar{K}_{yy} + \bar{C}_{yy} \bar{K}_{xx} - \bar{C}_{yx} \bar{K}_{xy} - \bar{C}_{xy} \bar{K}_{yx}}{\bar{C}_{xx} + \bar{C}_{yy}}$$

$$K = \frac{6,548 * 2,082 + 5,120 * 1,673 - 2,375 * 3,603 + 2,212 * 1,892}{6,548 + 5,120}$$

$$K = 1,528$$

Estamos listos para obtener el valor de Beta (β), en función del valor "K" correspondiente a la velocidad de 3600 RPM del Rotor.

$$\beta = \frac{1}{2\pi * S} * \left[\frac{K * (\bar{C}_{XX} * \bar{C}_{YY} - \bar{C}_{XY} * \bar{C}_{YX})}{(\bar{K}_{XX} - K) * (\bar{K}_{YY} - K) - \bar{K}_{XY} * \bar{K}_{YX}} \right] * 2$$

$$\beta = \frac{1}{2\pi * 0,263} * \left[\frac{1,528 * (6,548 * 5,120 - 2,212 * 2,375)}{(1,673 - 1,528) * (2,08 - 1,528) + 3,603 * 1,892} \right] * 2$$

De donde $\beta = 1,514$

Este procedimiento debe ser ejecutado para cada una de las velocidades por las que pase el Rotor. Para poseer distintos valores de β a diferentes valores de velocidad, (indirectamente para distintos valores de Sommerfeld), y poder comparar estos valores de β con el valor que adquiere el parámetro β_1 .

El punto donde β sea numéricamente igual a β_1 , nos dará como resultado un valor de Sommerfeld que nos relacionará con la velocidad de operación del Rotor a la cual comienza a experimentar el problema de vibración creado por el Fenómeno del Latigazo de Aceite (Oil Whip). El parámetro β_1 está definido como:

$$\beta_1 = \frac{(CR * M * W)^2}{\mu * D * L \left[\frac{R}{CR} \right]^2}$$

Como podemos observar este parámetro es independiente de qué velocidad adquiriera el Rotor, es decir, es constante durante todo el intervalo de velocidades, y su valor es:

$$\beta_1 = \frac{(2,54 \times 10^{-4} * 6000 * 58800)^2}{(24,37 \times 10^{-3} * 0,2286 * 0,2286) * (0,1143 / 2,54 \times 10^{-4})^2} =$$

$$\beta_1 = 1,160$$

Apreciamos muy claramente que el valor de β_1 no coincide con el valor de β que generan los Coeficientes de la Película de Aceite a la velocidad de 3600 RPM ($S = 0,2631$), por lo cual esto nos conduce a que este procedimiento matemático debe ser realizado para cada valor de velocidad por la cual pase el Rotor para saber dónde ocurre la igualación de estos valores.

Pero pudiera darse el caso de que esto no ocurra a una velocidad que se encuentre dentro del rango de (0 -3600 RPM), por lo cual analizaremos esto para valores

mayores al límite superior de operación del Rotor.

Este procedimiento es muy tedioso, mas no de complejo manejo matemático, por lo que habría que realizarlo un gran número de veces. Luego debería utilizárselo para distintas condiciones de operación del Rotor, con la finalidad de poder observar su comportamiento, como por ejemplo: Variando su Viscosidad o su Claro Radial.

Lo cual haría este análisis extremadamente largo, debido a ésto, se introdujo dicho análisis en un programa de computadora el cual realiza todos estos cálculos y nos dá la velocidad a la que tiene lugar la intercepción.

3.5.1 PRESENTACION DE UN PROGRAMA QUE OBTIENE LA VELOCIDAD UMBRAL DE INESTABILIDAD EN BASE AL ANALISIS MATEMATICO REALIZADO POR J.W. LUND.

El programa que se presenta a continuación realiza todos los pasos anteriormente realizados a mano por nosotros. Sin embargo hablaremos de cómo se realiza este trabajo.

Primero comenzará pidiendo todos los datos técnicos necesarios para el análisis, pedirá inclusive datos sobre la frecuencia natural y la

frecuencia de operación del Rotor, luego analizará cuál tipo de Rotor tenemos. Rígido ó Flexible, y de acuerdo esto seleccionará en cada uno de ellos, que tipo de modo natural de Remolino de Aceite está sucediendo: Traslacional o Cónico. Antes de comenzar el análisis presentará un mensaje sobre el tipo de Rotor y el modo Natural del Remolino de Aceite.

El programa en sí tomará en cuenta todas las velocidades de Rotación por las que pasa el Rotor hasta llegar a su velocidad final de operación. Pero el rango de velocidades en las que se desarrolla el programa es de: (0 -8000 RPM.). Naturalmente cada velocidad tiene relacionado un número de Sommerfeld, con el cual el programa, gracias a un algoritmo selecciona el valor que adquiere cada Coeficiente de la Película de Aceite.

Este algoritmo no es otra cosa que la recopilación de todas las ecuaciones matemáticas que rigen los valores que adquiere cada uno de los Coeficientes de la Película de Aceite, en función del valor del número de Sommerfeld.

Estas ecuaciones fueron obtenidas mediante el

procedimiento de Regresiones Numéricas, cada curva que describe el comportamiento de los Coeficientes en función de Sommerfeld, fue dividida en varias secciones y se sacó la ecuación que gobernaba el comportamiento de dicha sección, luego fueron agrupadas todas las ecuaciones de estas secciones de acuerdo a los rangos de validez de cada ecuación, (refiriéndonos a los valores de Sommerfeld para los cuales eran válidas cada una de estas ecuaciones), lo cual genera un pequeño algoritmo para establecer el valor de cada Coeficiente.

Todas estas ecuaciones en conjunto crean un gran paquete de asignación para los valores de los Coeficientes de la Película de Aceite, dando así lugar a un gran algoritmo que dentro del programa nos suministrará el valor que adquieren cada uno de los Coeficientes de la Película de Aceite para un valor determinado del número de Sommerfeld.

Inmediatamente después de la presentación del mensaje del tipo de Rotor y del modo de Remolino de Aceite que se desarrolla, obtendrá el valor de β_1 y después comenzará a generar el valor de Beta (β) que depende de los valores que

adquieran los Coeficientes de la Película de Aceite. En función de la velocidad del Rotor.

Al lado de cada valor de Beta (β) se imprimirá el valor de Sommerfeld (S) y la velocidad que está experimentando la Turbina en ese instante.

A medida que se vaya generando el valor de Beta (β) irá comparando si este es igual al valor que tiene β_1 . Si éstos son iguales imprimirá la velocidad (en RPM.) a la que sucedió esto.

Una vez que llegue al final, preguntará si desea observar la gráfica de β vs. S y el lugar de la intercepción con el valor β_1 .

Luego nos dará opción a repetir, pudiendo ingresar nuevos valores. Esto será de mucha utilidad para poder estudiar el comportamiento de este fenómeno cuando se varían sus condiciones de operación, como: Su Viscosidad y su Claro Radial.

Este programa realizará todos y cada uno de estos pasos, independientemente de que tipo de Rotor se encuentre analizando. A Continuación presentamos el listado de este Programa.

```

10 KEY OFF
20 OPTION BASE 1
25 DMATRI=26
30 DIM BETAG(DMATRI),SG(DMATRI)
40 CLS:COLOR 11,1
50 LOCATE
2,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
60 LOCATE 3,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
70 LOCATE 4,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
80 LOCATE 5,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
90 LOCATE 6,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
100 LOCATE 7,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
110 LOCATE 8,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
120 LOCATE 9,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
130 LOCATE 10,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
140 LOCATE 11,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
150 LOCATE 12,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
160 LOCATE 13,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
170 LOCATE 14,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
180 LOCATE 15,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
190 LOCATE
16,9:?"┌───────────────────────────────────────────────────────────────────────────────────┐
└───┘"
200 COLOR 7,0:LOCATE 20,24:?"PRESIONE ";:COLOR 20,0:?"
<ENTER> ";
205 COLOR 7,0:?" PARA CONTINUAR"
210 A$=INPUT$(1):IF A$=CHR$(13) THEN 220 ELSE 210
220 COLOR 7,0:CLS:LOCATE 1,25:COLOR 11,1:?"INGRESO DE
DATOS":COLOR 7,0:??
225 ? "DIGITE VISCOSIDAD DINAMICA          U (N-
seg/m2)=";:INPUT U
230 ? "DIGITE LA LONGITUD DEL COJINETE     L (m)
=";:INPUT L
240 ? "DIGITE DIAMETRO DEL MUÑON          D (m)
=";:INPUT D
250 ? "DIGITE VALOR DEL CLARO RADIAL       CR (m)
=";:INPUT CR
270 ? "DIGITE CARGA RADIAL EN CONJINETE    W (N)
=";:INPUT W

```



```

280 ? "DIGITE LA MASA SOPORTADA                M (Kg)
=";:INPUT M
290 ? "DIGITE LA FRECUENCIA NATURAL            WN
(Rad/seg)=";:INPUT WN
300 ? "DIGITE LONGITUD ENTRE APOYOS           LT (m)
=";:INPUT LT
310 ? "DIGITE FRECUENCIA DE OPERACION         WOP
WOP(Rad/seg)=";:INPUT WOP
320 ? "DIGITE RADIO DEL ROTOR                 RR (m)
=";:INPUT RR
330 ? "DIGITE LA LONGITUD DEL ROTOR           LR (m)
=";:INPUT LR:?:?
DO
  LOCATE 16,10:COLOR 14,0
  ?"ESTA SEGURO DE QUE LOS DATOS INGRESADOS SON
CORRECTOS (S/N)"
  A$=INPUT$(1)
  IF A$="N" THEN 220
  LOOP UNTIL A$="S" OR A$="N"
335 R=D/2
340 IF WOP<WN GOTO 350 ELSE 720
350 H=1
360 IT=((2*M)*((3*RR^2)+LR^2))/12
370 IP=(2*M*RR^2)/2
380 I=2*(IT-(IP/2))
390 ME=I/(LT^2):CLS:COLOR 11,1
400 IF (I/(M*LT^2))<1 THEN
  M=M:?"TENEMOS EL CASO DE ROTOR RIGIDO CON REMOLINO DE
ACEITE DEL MODO TRANSLACIONAL"
ELSE
  M=ME:?"TENEMOS EL CASO DE ROTOR RIGIDO CON REMOLINO
DE ACEITE DEL MODO CONICO"
END IF
450 N=0:REV=0:COLOR 7,0:?
460 A%=0
465 BETA1=((CR*M*W)^.5)/((U*D*L)*(R/CR)^2)
? "                BETA1=";BETA1
COLOR 11,1:?"                BETA
REV":COLOR 7,0
470 FOR J=1 TO 8000
480 N=N+.0167
490 REV=REV+1
500 S=((U*L*D*N)/W)*(R/CR)^2
510 IF S<.058413 GOTO 660
525 GOSUB 1000
530 A=K*((CNXX*CNYY)-(CNXY*CNXX)):B=((KNXX-K)*(KNYY-K))-
(KNXX*KNYY)
540 RAD=SQR(A/B)
550 BETA=(1/(2*3.1416*S))*RAD
570 IF A%=0 THEN ?USING"          #####.###";BETA,S,:"?"
";:REV:LL%=1:BETAG(LL%)=BETA:SG(LL%)=S:A%=REV+300
640 IF REV=A% THEN
LL%=LL%+1:BETAG(LL%)=BETA:SG(LL%)=S:?USING"

```

```

#####.###";BETA,S,:?"          ";:?REV:A%=A%+300
650 IF ABS(BETA-BETA1)<=.0002 THEN ?USING"
#####.###";BETA,S,:?"          ";:?REV;:?"  ";:COLOR
20,0:?"INTERCEPCION":COLOR 7,0:BEEP
660 NEXT J
680 ? TAB(15)"QUIERE VER EL GRAFICO <S/N>":A$=INPUT$(1)
690 IF A$="S" OR A$="s" THEN GOSUB 1380
700 ? TAB(20)"QUIERE REPETIR <S/N>":A$=INPUT$(1)
710 IF A$="S" OR A$="s" THEN 220 ELSE STOP
720 IF WOP>WN GOTO 730 ELSE STOP
730 CLS:COLOR 11,1:?"TENEMOS EL CASO DE UN ROTOR
FLEXIBLE":?
740 COLOR 14,0:?"DESEA REMOLINO TRASLACIONAL O CONICO
<T/C>";:B$=INPUT$(1):?B$
750 IF B$="T" OR B$="t" THEN PSI=1 ELSE INPUT "DIGITE EL
VALOR PSI=";PSI:COLOR 7,0
780 ALFA=(1/(M*WN^2))
790 RHO=(PSI^2*CR)/(W*ALFA)
800 N=0:REV=0
810 B%=0
815 BETA2=((CR*M*W)^.5)/((U*D*L)*(R/CR)^2)
? "          BETA2=";BETA2
COLOR 11,1:?"          BETA          S
REV":COLOR 7,0
820 FOR Q=1 TO 8000
830 N=N+.0167
840 REV=REV+1
850 S=((U*D*L*N)/W)*(R/CR)^2
860 IF S<.058413 GOTO 960
870 GOSUB 1000
880 A=K*((CNXX*CNYY)-(CNXY*CNXX)):B=((KNXX-K)*(KNYY-K))-
(KNXX*KNYY)
890 RAD=SQR(A/B)
900 BETA=(1/(2*3.1416*S))*RAD
910 BETA1=BETA*((RHO/(PSI^2*(K+RHO)))^2)
930 IF B%=0 THEN ?USING"          #####.###";BETA1,S,:?"
";:?REV:LL%=1:BETAG(LL%)=BETA1:SG(LL%)=S:B%=REV+300
940 IF REV=B% THEN
LL%=LL%+1:BETAG(LL%)=BETA1:SG(LL%)=S:?"USING"
#####.###";BETA1,S,:?"          ";:?REV:B%=B%+300
950 IF ABS(BETA1-BETA2)<.0002 THEN ?USING"
#####.###";BETA1,S,:?"          ";:?REV;:?"  ";:COLOR
4,0:?"INTERCEPCION":COLOR 7,0:BEEP
955 IF REV>8000 THEN 975
960 NEXT Q
975 ? TAB(15)"QUIERE VER EL GRAFICO <S/N>":A$=INPUT$(1)
978 IF A$="S" OR A$="s" THEN GOSUB 1380
980 ? TAB(20)"QUIERE REPETIR <S/N>":A$=INPUT$(1)
990 IF A$="S" OR A$="s" THEN 220 ELSE END
1000 'IF S>=.01 AND S<=5 GOTO 1010
1010 KNYX=.8877566-
29.401585#*S+9.3731189003532#*S^(.5)+44.090073#*S^(1.5)-
28.031046#*S^2+6.59503565#*S^3-

```

```

1.519639414418#*S^4+.205912*S^5-.0117011466#*S^6
1020 IF S<=.15 GOTO 1030 ELSE 1040
1030 KXY=3.23349297#-.0368925*S^(-1)+6.32011E-03*S^(-2)-
.0001973*S^(-3)+2.8275E-06*S^(-4)-1.929E-08*S^(-
5)+5.0706E-11*S^(-6):GOTO 1060
1040 'IF S<=5 GOTO 1050
1050 KXY=2.84333861#+.9877532*S+7.60360036#*S^2-
6.8654987#*S^4+5.58371507#*S^5-1.9487705#*S^6+.319958*S^7-
.0201406*S^8
1060 IF S<=2.6 GOTO 1070 ELSE 1080
1070 KNXX=1.42604124463#-.0866231794#*S+.3320249*S^(-1)-
.0026971*S^(-2)+1.143338E-05*S^(-3)-.48884*S^(-.5):GOTO
1100
1080 'IF S<=5 GOTO 1090
1090 KNXX=-1.81+3.11886*S-1.3317314#*S^2+.276785*S^3-
.02773*S^4+.001076*S^5
1100 IF S<=.095 GOTO 1110 ELSE 1120
1110 KNYX=.9339+34.065*S-2492.2332#*S^2+52058.33*S^3-
483598.8444#*S^4+1690289.4#*S^5:GOTO 1140
1120 'IF S>.095 AND S<=5 GOTO 1130
1130 KNYX=-(-
4.0617155476267#+8.93834311#*S^(.33)+2.912915124#*S^2-
.1434783*S^4-.12653558#*S^6+8.790991E-02*S^7-
.02003*S^8+.0015231*S^9)
1140 IF S<=.115 GOTO 1150 ELSE 1160
1150 CNXX=5.20208152#+.1136426*S^(-1)-.0146819*S^(-
2)+1.00878E-03*S^(-3)-2.55785E-05*S^(-
4)+.000000279271496#*S^(-5)-1.09536257D-09*S^(-6):GOTO
1180
1160 'IF S>.115 AND S<=5 GOTO 1170
1170 CNXX=5.490220042#+16.0073745371#*S^2-
13.09586341#*S^4+10.9381446#*S^5-
3.955595*S^6+.67188841#*S^7-.0435454*S^8
1180 IF S<=.034 GOTO 1190 ELSE 1200
1190 CNYY=.93111541#+3.735917E-02*S^(-1)-.0020223*S^(-
2)+5.5971E-05*S^(-3)-7.843001E-07*S^(-4)+5.6837E-09*S^(-
5)-1.674E-11*S^(-6):GOTO 1240
1200 IF S<=.2 GOTO 1210 ELSE 1220
1210 CNYY=1.1433979225#-
.1498135*S^(1.3)+75.1577743#*S^2:GOTO 1240
1220 IF S<=.7 GOTO 1230 ELSE 1235
1230 CNYY=1.51241775#+13.7722115#*S+219.4506474#*S^5-
1754.093942#*S^6+4292.86466#*S^7-
4006.7785#*S^8+1148.55368#*S^9:GOTO 1240
1235 'IF S>.7 AND S<=5 GOTO 1237
1237 CNYY=.3142025+14.2902096#*S+2.10584344#*S^5-
2.3552684#*S^6+.98701227#*S^7-.1818212*S^8+1.235957E-
02*S^9
1240 IF S<=.08 GOTO 1250 ELSE 1260
1250 CNXY=2.26340498#-.119542*S^(-1)+8.22838E-03*S^(-2)-
.000231*S^(-3)+3.587317E-06*S^(-4)-2.812E-08*S^(-
5)+8.59091E-11*S^(-6):GOTO 1300
1260 IF S<=.26 GOTO 1270 ELSE 1280

```

```

1270 CNXY=2.66010577#-1395.0146##S^2+37543.83714##S^3-
460482.293##S^4+3144906.132##S^5-
12281450.666##S^6+25635032.36##S^7-2.2187E+07*S^8:GOTO
1300
1280 'IF S>.26 AND S<=5 GOTO 1290
1290 CNXY=3.66339355#-9.9997865##S+22.9474007##S^2-
26.605183##S^3+17.4919497##S^4-
6.8638405##S^5+1.58884123##S^6-.19939*S^7+.010413*S^8
1300 IF S<=.08 GOTO 1310 ELSE 1320
1310 CNYX=2.07549099#-.0993577*S^(-1)+6.35783E-03*S^(-2)-
.0001616*S^(-3)+2.299E-06*S^(-4)-1.697E-08*S^(-5)+5.0456E-
11*S^(-6):GOTO 1360
1320 IF S<=.26 GOTO 1330 ELSE 1340
1330 CNYX=-1.9742215#+4723.54293##S^2-
123672.31##S^3+1456854.16##S^4-
9359603.4##S^5+33973454.3##S^6-
65630185##S^7+52583501.25##S^8:GOTO 1360
1340 'IF S>.26 AND S<=5 GOTO 1350
1350 CNYX=3.42561253#-7.121065125##S+16.112196##S^2-
19.14283*S^3+13.2709601##S^4-
5.4966814##S^5+1.33156559135##S^6-.17311*S^7+9.283299E-
03*S^8
1360 K=((CNXX*KNYY)+(CNY*KNXX)-(CNYX*KNXY)-
(CNXY*KNYX))/(CNXX+CNY)
1365 IF S>5 THEN 1367 ELSE 1370
1367 ? "LLEGAMOS AL MAXIMO VALOR DE SOMMERFELD QUE GENERA
EL PROGRAMA":STOP
1370 RETURN
1380 SCREEN 2
1390 LINE(40,16)-(600,160),,B
1400 LOCATE 1,36:?"GRAFICO"
1410 LOCATE 1,5:?"CHR$(225)"
1420 LOCATE 23,30:?"NUMERO DE SOMMERFELD"
1430 FOR I=0 TO 9:LOCATE 20-(I*2),2:?" I*2"
1440 IF I>0 THEN LINE(37,I*16)-(45,I*16)
1450 NEXT I
1460 X=SG(1)
1470 FOR I=1 TO 18:IF X<SG(I) THEN X=SG(I)
1475 IF SG(I)>0 THEN NUM%=I
1480 NEXT I
1490 X2=(X/10):A1=0
1500 LOCATE 22,4:?" 0"
1510 FOR I=1 TO 10
1520 LINE(40+56*I,157)-(40+56*I,162)
1530 A1=A1+X2
1540 LOCATE 22,I*7+4:?"USING ".###";A1
1550 NEXT I
1555 LOCATE 19,12:?"β1"
1560 FOR J=1 TO 14
1590 IF BETAG(J)>0 AND BETAG(J)<=DMATRI THEN
LINE(SG(J)*560/X+40,-BETAG(J)*144/DMATRI+160)-
(SG(J+1)*560/X+40,-BETAG(J+1)*144/DMATRI+160)
1620 NEXT J

```

```
1625 LINE(SG(1)*560/X+40,-BETA1*144/DMATRI+160)-  
(SG(NUM%)*560/X+40,-BETA1*144/DMATRI+160)  
1630 A$=INPUT$(1)  
1640 SCREEN 0:RETURN
```

3.6 TABLA DE RESULTADOS TEORICOS OBTENIDOS MEDIANTE LA UTILIZACION DEL PROGRAMA.

Como mencionamos utilizaremos la opción que nos presenta el programa para analizar el comportamiento del "Latigazo de Aceite". Variaremos los datos de la Viscosidad y del Claro Radial independientemente primero y luego ambos a la vez, para observar como varía la Velocidad de operación a la cual sucede este problema.

a. Disminuyendo la Viscosidad (CR = 2.54×10^{-4} m.).

$\mu = 24,37 \times 10^{-3}$ N-seg/m ²	$\beta = 1,16$	$S = 0,335$	$V = 4589$ RPM.	
$\mu = 20,71 \times 10^{-3}$	"	$\beta = 1,365$	$S = 0,288$	$V = 4649$ RPM.
$\mu = 18,00 \times 10^{-3}$	"	$\beta = 1,571$	$S = 0,254$	$V = 4707$ RPM.
$\mu = 13,81 \times 10^{-3}$	"	$\beta = 2,048$	$S = 0,200$	$V = 4829$ RPM.
$\mu = 10,35 \times 10^{-3}$	"	$\beta = 2,733$	$S = 0,152$	$V = 4911$ RPM.
$\mu = 9,00 \times 10^{-3}$	"	$\beta = 3,143$	$S = 0,135$	$V = 5033$ RPM.
$\mu = 6,90 \times 10^{-3}$	"	$\beta = 4,099$	$S = 0,113$	$V = 5501$ RPM.
$\mu = 6,21 \times 10^{-3}$	"	$\beta = 4,55$	$S = 0,107$	$V = 5782$ RPM.

b. Aumentando la Viscosidad (CR = 2.54×10^{-4} m.).

$\mu = 30,00 \times 10^{-3}$ N-seg/m ²	$\beta = 0,942$	$S = 0,405$	$V = 4511$ RPM.	
$\mu = 40,00 \times 10^{-3}$	"	$\beta = 0,707$	$S = 0,534$	$V = 4456$ RPM.
$\mu = 55,23 \times 10^{-3}$	"	$\beta = 0,512$	$S = 0,735$	$V = 4441$ RPM.

$\mu = 62,14 \times 10^{-3}$	"	: $\beta = 0,455$; S=0,835; V=4483 RPM.
$\mu = 69,04 \times 10^{-3}$	"	: $\beta = 0,409$; S=0,936; V=4522 RPM.
$\mu = 80,00 \times 10^{-3}$	"	: $\beta = 0,353$; S=1,098; V=4576 RPM.
$\mu = 90,00 \times 10^{-3}$	"	: $\beta = 0,314$; S=1,246; V=4618 RPM.

c. Disminuyendo el Claro Radial ($\mu = 24.37 \times 10^{-3}$ N-s/m²)

CR = $2,032 \times 10^{-4}$	m.	: $\beta = 0,664$; S=0,570; V=4998 RPM.
CR = $1,778 \times 10^{-4}$	"	: $\beta = 0,475$; S=0,796; V=5339 RPM.
CR = $1,520 \times 10^{-4}$	"	: $\beta = 0,321$; S=1,216; V=5960 RPM.
CR = $1,270 \times 10^{-4}$	"	: $\beta = 0,205$; S=1,953; V=6682 RPM.
CR = $1,016 \times 10^{-4}$	"	: $\beta = 0,117$; S=3,351; V=7335 RPM.

d. Aumentando el Claro Radial ($\mu = 24.37 \times 10^{-3}$ N-s/m²)

CR = $2,794 \times 10^{-4}$	m.	: $\beta = 1,473$; S=0,269; V=4458 RPM.
CR = $3,048 \times 10^{-4}$	"	: $\beta = 1,831$; S=0,223; V=4394 RPM.
CR = $3,300 \times 10^{-4}$	"	: $\beta = 2,233$; S=0,181; V=4200 RPM.
CR = $3,550 \times 10^{-4}$	"	: $\beta = 2,680$; S=0,154; V=4134 RPM.
CR = $3,810 \times 10^{-4}$	"	: $\beta = 3,198$; S=0,130; V=4032 RPM.

e. Disminuyendo la Viscosidad y el Claro Radial.

$\mu = 20,71 \times 10^{-3}$	N-s/m ² ;	CR = $2,032 \times 10^{-4}$	m.	:
				: $\beta = 0,781$; S = 0,483; V = 4984 RPM.
$\mu = 18,00 \times 10^{-3}$	N-s/m ² ;	CR = $1,520 \times 10^{-4}$	m.	:
				: $\beta = 0,435$; S = 0,876; V = 5816 RPM.

$$\mu = 10,35 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 1,270 \times 10^{-4} \text{ m.} : \\ : \beta = 0,483; \text{ S} = 0,783; \text{ V} = 6309 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 6,90 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 1,016 \times 10^{-4} \text{ m.} : \\ : \beta = 0,414; \text{ S} = 0,923; \text{ V} = 7142 \text{ RPM.}$$

f. Disminuyendo la Viscosidad y aumentando el Claro Radial.

$$\mu = 20,71 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 2,794 \times 10^{-4} \text{ m.} : \\ : \beta = 1,733; \text{ S} = 0,233; \text{ V} = 4546 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 18,00 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 3,048 \times 10^{-4} \text{ m.} : \\ : \beta = 2,479; \text{ S} = 0,164; \text{ V} = 4393 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 10,35 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 3,300 \times 10^{-4} \text{ m.} : \\ : \beta = 5,250; \text{ S} = 0,101; \text{ V} = 5465 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 6,90 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 3,550 \times 10^{-4} \text{ m.} : \\ : \beta = 9,467; \text{ S} = 0,079; \text{ V} = 7444 \text{ RPM.}$$

g. Aumentando la Viscosidad y Disminuyendo el Claro Radial.

$$\mu = 30,00 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 2,032 \times 10^{-4} \text{ m.} : \\ : \beta = 0,539; \text{ S} = 0,698; \text{ V} = 4967 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 40,00 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 1,778 \times 10^{-4} \text{ m.} : \\ : \beta = 0,289; \text{ S} = 1,359; \text{ V} = 5552 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 55,23 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 1,520 \times 10^{-4} \text{ m.} : \\ : \beta = 0,141; \text{ S} = 2,788; \text{ V} = 6027 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 62,14 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 1,270 \times 10^{-4} \text{ m.} :$$

$$:\beta = 8,04 \times 10^{-2}; S = 4,556; V = 6111 \text{ RPM.}$$

h. Aumentando la Viscosidad y el Claro Radial.

$$\mu = 30,00 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 2,794 \times 10^{-4} \text{ m.} :$$

$$:\beta = 1,196; S = 0,326; V = 4387 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 40,00 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 3,048 \times 10^{-4} \text{ m.} :$$

$$:\beta = 1,115; S = 0,347; V = 4176 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 55,23 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 3,300 \times 10^{-4} \text{ m.} :$$

$$:\beta = 0,985; S = 0,389; V = 3972 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 62,14 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 3,550 \times 10^{-4} \text{ m.} :$$

$$:\beta = 1,051; S = 0,367; V = 3850 \text{ RPM.}$$

$$\mu = 69,04 \times 10^{-3} \text{ N-seg/m}^2; \text{ CR} = 3,810 \times 10^{-4} \text{ m.} :$$

$$:\beta = 1,129; S = 0,344; V = 3739 \text{ RPM.}$$

3.7 DESCRIPCION Y PRESENTACION DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES.

Las pruebas experimentales se realizaron en la Planta Anibal Santos de la Empresa Eléctrica del Ecuador, en la Turbina de Gas # 6. Se escogió esta Turbina debido a que a pesar de haber sido balanceada los Niveles de Vibración en la etapa Transiente (0 - 3600 RPM.), subieron notablemente. Haciendo suponer la existencia de un problema de "Inestabilidad" debido a la Película de Aceite.

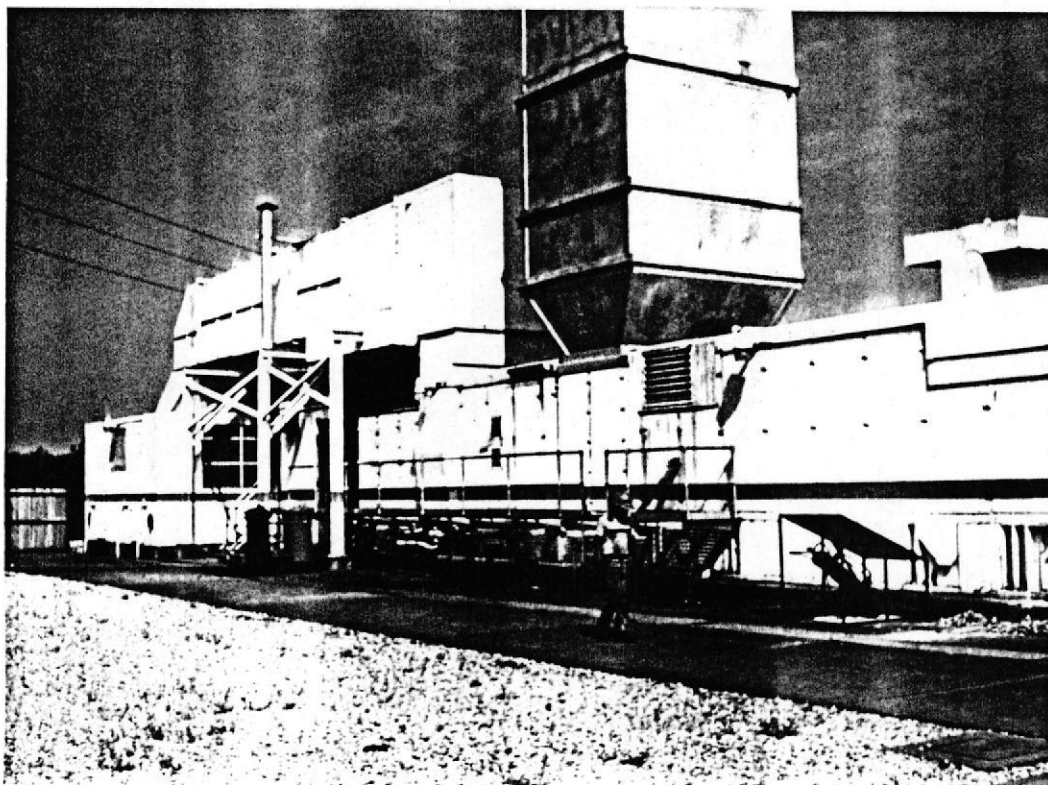


FIG. 3.1 FOTOGRAFIA DE LA TURBINA

Inicialmente esta Turbina operó en los Estados Unidos en aparentemente buenas condiciones en lo que respecta con las lecturas de vibración. Luego llegó al Ecuador y operó con lecturas de operación normales, pero con una pequeña molestia al pasar por alrededor de la mitad de su velocidad total de operación.

Este problema consiste en que se produce un notable incremento de los niveles de vibración en uno de sus cojinetes en ese preciso instante, estos niveles disminuyen al superar esta velocidad.

En cuanto a las lecturas Totales a 3600 RPM. como es lógico estas fueron aumentando con el tiempo, pero llegó un momento en el cual ya no eran tolerables y se suspendió el uso de la Turbina para un mantenimiento.

Al principio se pensó en que era un problema de desbalanceamiento.

Se realizó el balanceamiento, al echar andar la Turbina se observó que los niveles Totales de Vibración a 3600 RPM., habían disminuido. Mientras que las amplitudes al pasar por aproximadamente la mitad de su Velocidad Total de operación eran notablemente mayores de lo que anteriormente eran antes de parar la Turbina para realizar el Mantenimiento.

Esto obligó a pensar seriamente que existía la posibilidad de un fenómeno de Inestabilidad del Cojinete, Razón por la cual se escogió esta Turbina para el estudio Analítico y Experimental.

En la Universidad contábamos con un analizador de Tiempo Real, es decir este instrumento podía darnos todo el espectro de frecuencias de vibración dentro de los rangos de Velocidad que fueran de nuestro interés. Nos propusimos utilizar este aparato en el análisis de vibraciones de la Turbina de Emelec. El

analizador de Tiempo Real que disponíamos era el # 2515 de la Brüel-Kjaer.



FIG. 3.2 FOTOGRAFIA DEL PEDESTAL DEL COJINETE Y POSICIONAMIENTO DEL ACELEROMETRO

Con este analizador nos trasladamos a Emelec a realizar las mediciones. Sólomente necesitabamos un acelerómetro y el analizador para realizar la experiencia.

Debido a que la Turbina pasa de cero hasta adquirir la

velocidad 3600 RPM., nuestra táctica sería tomar espectros de vibración a distintas velocidades de operación antes de llegar a la velocidad final y tratar de captar el momento en que sucedía el notable incremento de Vibración. Aproximadamente a la mitad de su Velocidad Total.

Para esto deberíamos tomar espectros con el Analizador en el rango de (0 - 60 Hz.), que era nuestra zona de interés. Ayudados del armónico del Desbalance Residual, podíamos saber a qué velocidad habíamos realizado cada medición.

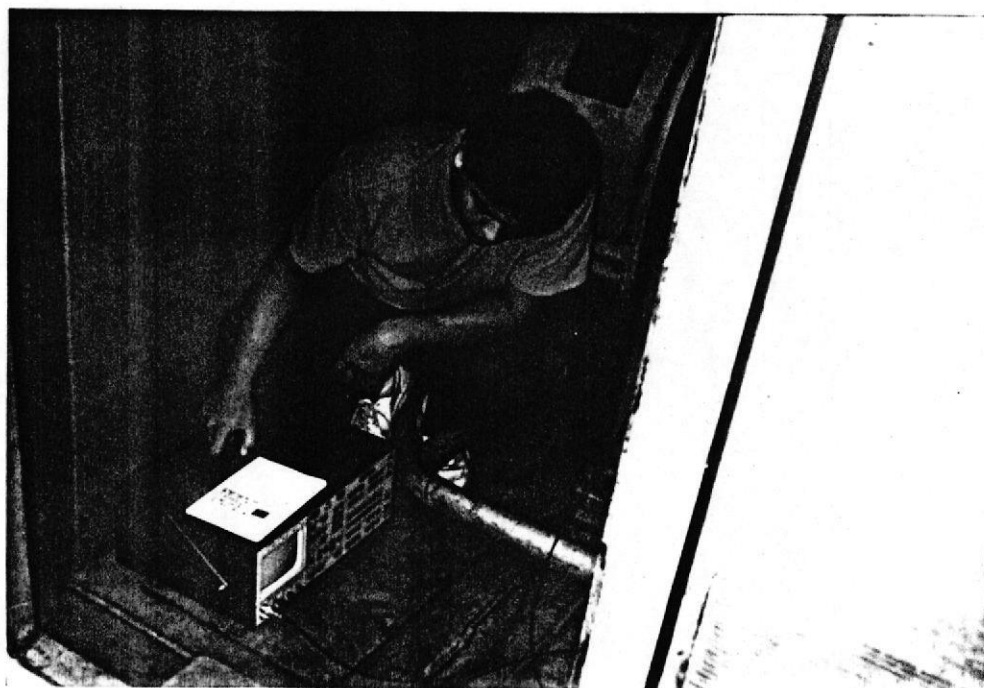


FIG. 3.3 FOTOGRAFIA DE LA TOMA DE ESPECTROS EN LA TURBINA

Observábamos donde se producía el armónico del Desbalance y anotábamos la frecuencia a la que se producía. Transformábamos esta frecuencia a términos de velocidad (en RPM), para saber justamente a que velocidad operaba el Rotor.

Luego con esta velocidad y sabiendo por la teoría anterior que el fenómeno del Remolino de Aceite debe producirse en todos los Cojinetes de Película de Aceite a una Frecuencia de alrededor de 0,42 y 0,48 de la Frecuencia de operación. Analizábamos en cada espectro este rango de Frecuencias para determinar la existencia del armónico del Remolino de Aceite. Y que de existir el Fenómeno del Latigazo de Aceite sabemos que este sucede por la superposición de la Frecuencia del Sistema Rotor-Película de Aceite con la Frecuencia del Remolino de Aceite, en otras palabras deben coincidir en un punto.

Este punto no puede ser otro que el punto donde se manifiesta el Remolino de Aceite. Si sucede el Latigazo de Aceite, éste debe manifestarse como un notable pico de Nivel de Vibración, en el mismo rango de Frecuencia en el que esperamos ocurra el Remolino de Aceite. Esto lo podíamos obtener a partir de espectros Totales de Frecuencias, tomados a distintas velocidades de operación.

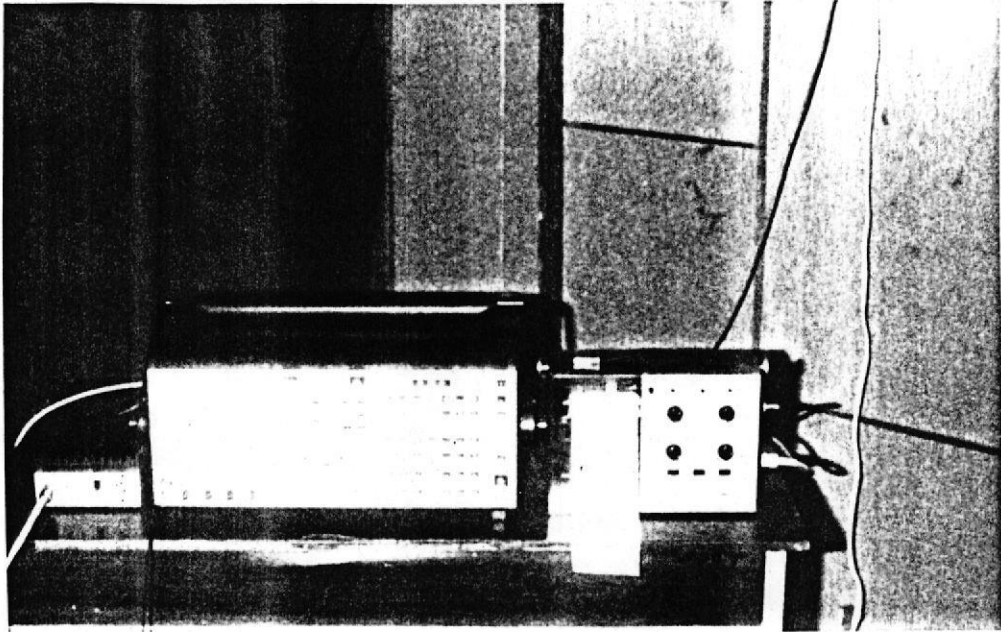


FIG. 3.4 FOTOGRAFIA DEL ANALIZADOR DE VIBRACIONES

En conclusión, debíamos tomar espectros de Vibración con el analizador a distintas velocidades y observar si este fenómeno ocurría en alguna velocidad, especialmente si sucedía aproximadamente a la mitad de su velocidad de operación.

Los espectros de Amplitud de Vibración obtenidos al realizar las pruebas experimentales son presentados al Final de éste Trabajo en los Apéndices. En cada uno de ellos se señala el nivel, (en decibelios), que tiene el armónico del Remolino de Aceite y el armónico del Desbalance Residual. Se señala también la razón de la Frecuencia del Remolino de Aceite con la Frecuencia de la Velocidad de operación.

Cabe anotar que los niveles de Vibración por sugerencia del propio catálogo del analizador vienen dados en Decibelios de Intensidad de Velocidad cuya transformación a unidades SI. es:

$$0 \text{ db.} = 1 \times 10^{-9} \text{ m/seg.}$$

ó

$$\text{db} = 10 \log \frac{\text{Valor de la Medición (m/seg.)}}{1 \times 10^{-9}}$$

Tabla de Resultados Experimentales obtenidos en la Turbina a Gas # 6.

Nivel de las Lecturas de los armónicos en db.(Vel.)

Vel. de Rotación.	Oil Whirl	Desbalance
1.- 1008 RPM	81,4 db.	126 db.
2.- 1032 RPM	82 db.	128 db.
3.- 1272 RPM	82.8 db.	133.9 db.
4.- 1416 RPM	84 db.	143.9 db.
5.- 1512 RPM	94 db.	154 db.
6.- 1656 RPM	87.8 db.	150 db.
7.- 1824 RPM	88 db.	146 db.
8.- 2016 RPM	92.3 db.	143 db.
9.- 2256 RPM	94.2 db.	143.9 db.
10.- 2544 RPM	84.4 db.	145.7 db.
11.- 2940 RPM	86 db.	150.7 db.

12.- 3408 RPM	104.6 db.	152.3 db.
13.- 3600 RPM	121 db.	155.5 db.

Esta tabla nos sirve para observar el comportamiento de los Niveles de Vibración del armónico del Remolino de Aceite y del armónico del Desbalance Residual en función de la velocidad que va adquiriendo el Rotor, antes de llegar a la velocidad del Sincronismo (3600 RPM.).

Una vez que llegamos a la velocidad Final de operación tomamos Espectros de Vibración Promediados, primero cuando la Turbina no genera Carga Eléctrica. Luego cuando genera 5 Megavatios, después a 10 Megavatios y finalmente generando 15 Megavatios.

La finalidad de estas mediciones es poder observar el comportamiento del armónico del Remolino de Aceite, como una función de la Carga Eléctrica que está generando el Rotor. Sabemos que la Carga Radial que soporta el Cojinete cuando se opera a 3600 RPM y sin generar Carga Eléctrica, es menor que cuando se genera Carga. En otras palabras la Carga Radial que recibe el Cojinete es mayor a medida que aumenta la Generación de Energía Eléctrica.

En los Espectros Promediados que se presentan en el

apéndice podemos observar la variación de los Niveles de Vibración que experimenta el armónico del Remolino de Aceite a 3600 RPM., en función de la Carga Radial ($W=W_t/2$) que soporta el Cojinete.

Podemos apreciar muy claramente que el Nivel de Intensidad del Remolino de Aceite cuando no se genera Carga Eléctrica es de 121 db., mientras que éste Nivel decrece a 106 db. cuando se generan 15 Megavattios. Por lo que se confirma la aseveración de que el incremento de Carga Radial es una alternativa fiable cuando se desea minimizar el efecto del fenómeno del Remolino de Aceite.

C A P I T U L O I V

"ANALISIS FINALES".

4.1 ANALISIS DE RESULTADOS.

A continuación analizaremos primero los resultados obtenidos mediante la ejecución del programa, (método analítico) y luego pasaremos a la comprensión de los resultados experimentales obtenidos mediante el uso del analizador de vibraciones, (espectros de vibración totales).

La primera impresión que podemos notar en cuanto al resultado del programa es que la gráfica β vs. S tiene la misma tendencia que la gráfica que Lund nos suministra como la Carta de Inestabilidad de un Rotor. La Gráfica que genera el programa es muy estable puesto que a simple vista podemos apreciar que el valor de Beta tiende a decrecer mientras el valor del número de Sommerfeld tiende a incrementarse, de la misma manera que J.W. Lund lo había definido (Gráfica # 3).



Como ya sabemos el valor de Beta es generado por la ecuación # 15 de la sección 2.2. Esta ecuación se encuentra integrada en el programa de tal manera que genera los valores de Beta en función del valor que adquiera Sommerfeld, e indirectamente también en función de los Coeficientes de la Película de Aceite.

En esta ecuación podemos darnos cuenta que a pesar de la estructura exponencial que posee debido a la presencia del Radical de Coeficientes, su comportamiento tiene también mucho que ver con la relación inversamente proporcional que posee con respecto al valor de Sommerfeld. De aquí la justificación del comportamiento exponencial-decreciente de esta ecuación.

De la tabla de resultados (Sección 3.6), podemos escoger valores de Beta que se encuentren dentro del rango de la escala de valores que muestre la Gráfica de Inestabilidad de Lund. Si llevamos estos datos a interpolarlos dentro de esta Gráfica, obtendremos los valores de Sommerfeld correspondientes para cada valor de Beta.

Cada uno de los valores de Sommerfeld obtenidos de la Tabla, puede ser comparado con el valor de Sommerfeld suministrado por el programa, con lo cual podremos

darnos cuenta que tenemos un grado de aproximación muy bueno cualquiera que sea el valor que adquiera Beta, siempre y cuando se encuentre dentro de este rango, ($0,058413 < S < 5$). Este es el rango de valores de Sommerfeld dentro del cual los Coeficientes de la Película de Aceite tienen un valor Real y definido, por lo tanto hacen posible que el Radical de Coeficientes adquiera un valor Real tangible.

Tomemos cualquier valor: $\beta = 3,143$; ingresemos a la Gráfica # 2 y obtendremos un valor de Sommerfeld de aproximadamente $S = 0,137$; el valor que nos suministra el programa es de $S = 0,135$ con lo cual comprobamos que el algoritmo que genera los Coeficientes de la Película de Aceite, y la fórmula que nos da el valor de Beta (en función de Sommerfeld y de estos coeficientes) nos conducen a resultados muy confiables, para cualquier variación o condición de parámetros que pudiera tener o experimentar un Rotor, ya sea Rígido o Flexible.

También el programa nos ofrece como resultado las Velocidades Umbrales de Inestabilidad a las cuales se espera suceda el fenómeno del Latigazo de Aceite y el comportamiento de dicha Velocidad en función de la variación de distintos parámetros, ya sea en forma unitaria, ó combinando éstos parámetros.

Nos referimos principalmente a la Viscosidad y el Claro Radial, en los párrafos subsiguientes pasaremos a analizar, la dependencia de esta velocidad con los factores anteriormente mencionados, comenzaremos analizando la Viscosidad:

a.- Disminuyendo la Viscosidad: Como podemos observar muy claramente en la tabla de resultados el valor de Beta tiende a incrementarse, a medida de que nosotros disminuimos el valor de la Viscosidad.

Consecuentemente esto nos indica que el valor de Sommerfeld, (en el cual se verifica la igualdad de Beta y β_1 , y a la vez nos asocia la Velocidad Umbral de Inestabilidad), irá disminuyendo a medida que nosotros disminuyamos el valor de la Viscosidad.

La tabla de resultados, también nos indica que el valor de la velocidad a la que esperamos suceda el fenómeno del "Oil Whip", (Latigazo de Aceite), tiende a incrementarse a medida que disminuimos la Viscosidad del Aceite dentro del Claro Anular.

Analizemos si esto tiene razón de ser:

$$N = \frac{S*W}{\mu*D*L} * \left[\frac{CR}{R} \right]^2$$

De la fórmula del número de Sommerfeld podemos despejar la velocidad (N). Sabemos que la Viscosidad disminuye al igual que el valor de Sommerfeld y que el valor de la Velocidad de Inestabilidad se incrementa. Por el Contrario el resto de valores en ésta fórmula permanecen constantes, lo cual indica que el valor de la razón (S/μ) es la mejor manera de saber si el valor de la velocidad puede incrementarse o no a medida que disminuamos el valor de la Viscosidad del Aceite.

Veamos un ejemplo, para el caso de cuando la Viscosidad es de $24,37 \times 10^{-3}$ N-seg/m² el valor de Beta que genera el programa es de 1,16 y el valor de Sommerfeld asociado al valor de Beta es de 0,3354 generando por consiguiente una Velocidad Umbral de Inestabilidad de 4589 RPM. Por lo tanto el valor que adquiere la razón (S/μ) es de: $(0,3354/24,37 \times 10^{-3}) = 13,76$.

De aquí observamos que si esta razón comienza a incrementarse a medida que se disminuye el valor de la Viscosidad, lógicamente obtendremos un incremento del valor de la Velocidad Umbral de Inestabilidad, aún cuando, S y μ se encuentren disminuyendo.

Cuando tenemos una viscosidad de 9×10^{-3} N-seg/m², el valor de Beta es de 3,143 y el de Sommerfeld es de

0,135 generando ambos una Velocidad Umbral de 5033 RPM. y el valor de la razón (S/μ) es de $(0,135/9 \times 10^{-3}) = 15$, como podemos apreciar, el valor de esta razón se incrementa. Por consiguiente ésto nos indica que es normal que se produzca un incremento de la velocidad a medida de que se disminuya la Viscosidad del aceite.

b.- Aumentando la Viscosidad: En este caso podemos observar que los valores de Beta en la tabla de Resultados tienden a disminuir a medida que incrementamos el valor de la Viscosidad, esto nos lleva a que Sommerfeld se incrementará. Si planteamos el análisis que realizamos anteriormente nos daremos cuenta que el comportamiento de la razón (S/μ) es un tanto errático puesto que al principio comienza a decrecer, razón por la cual la Velocidad Umbral de Inestabilidad, tiende a disminuir.

Luego, llegamos a un valor en el cual el aumento del valor de Sommerfeld es tal, que la razón (S/μ) comienza a incrementarse poco a poco. De tal manera que el valor de la Velocidad Umbral de Inestabilidad aumenta con respecto a sus valores anteriores, pero no con esa relativa rapidez que se notó como cuando se disminuía el valor de la Viscosidad.

c.- Disminuyendo el Claro Radial: En la tabla de

resultados vemos que el valor de Beta disminuye, entonces el valor de Sommerfeld debe incrementarse a medida que vayamos haciendo decrecer el valor del Claro Radial. También se observa que el valor de la Velocidad Umbral de Inestabilidad crece de una manera mucho mas rápida que cuando disminuíamos la Viscosidad. Prácticamente podríamos decir de una manera muy vertiginosa con respecto a lo observado anteriormente, analizaremos esto casi de la misma manera como lo hicimos con la Viscosidad. Nos referiremos a la misma fórmula:

$$N = \frac{S*W}{\mu*L*D} * \left[\frac{CR}{R} \right]^2$$

En este caso la Viscosidad permanece constante y los valores que varían son el Claro Radial y el valor de Sommerfeld, manteniendose todos los demás valores constantes, por lo tanto el valor de $(S*CR^2)$ es el mejor indicativo para estudiar el comportamiento de la Velocidad Umbral de Inestabilidad y si tiene o nó razón de ser.

Cuando tenemos un Claro Radial de $2,032 \times 10^{-4}$, el valor de Beta es de 0,664 mientras que el valor de Sommerfeld correspondiente es de 0,571 teniendo asociada la Velocidad Umbral de 4998 RPM. El valor de

($S*CR^2$) en este caso está dado por:

$$0,571*(2,032 \times 10^{-4})^2 = 2,35 \times 10^{-8}.$$

Este valor debe incrementarse a medida que disminuimos el Claro Radial.

Si ahora usamos el Claro Radial más pequeño, como por ejemplo de $1,27 \times 10^{-4}$ el valor de Beta es de 0,205 y el valor de Sommerfeld es de 2,144 esto nos arroja una Velocidad de Inestabilidad de 6682 RPM., y un valor de ($S*CR^2$) de 3.45×10^{-8} . Como podemos apreciar este valor es mayor que el anterior, razón por la cual la Velocidad Umbral de Inestabilidad tiende a crecer a medida que se disminuye el valor del Claro Radial.

Cabe anotar que esta situación tiene la misma tendencia que cuando disminuimos la Viscosidad, pero es mucho más dominante que ésta, ya que la rapidez de incremento de la Velocidad del Inicio de la Inestabilidad es mucho mayor y más acentuada que cuando disminuimos la Viscosidad.

d.- Aumentando el Claro Radial: Para este caso podemos observar que a medida que aumentamos el Claro Radial la Velocidad Umbral de Inestabilidad comienza a decrecer mientras el valor de Beta va en constante alza.

Por consiguiente el valor del número de Sommerfeld correspondiente irá disminuyendo paulatinamente.

Lógicamente la mejor manera de analizar el comportamiento de la velocidad a la cual se espera suceda el fenómeno "Oil Whip" es mediante el valor $(S*CR^2)$.

En éste caso este valor comienza a decrecer a medida que aumentamos el Claro Radial. Por ejemplo: Cuando tenemos un Claro Radial de $2,794 \times 10^{-4}$ el valor $(S*CR^2)$ es de $2,1 \times 10^{-8}$ mientras que si el Claro Radial es de $3,55 \times 10^{-4}$ dicho valor es de $1,9 \times 10^{-8}$, lo cual indica a las claras que la Velocidad Umbral de Inestabilidad debe disminuir a medida que se incremente el valor del Claro Radial.

Notemos que esta condición tiene el mismo efecto que cuando aumentamos la Viscosidad, pero ésta situación en especial se tiene sólo una tendencia fija de disminuir la Velocidad Umbral de Inestabilidad.

Muy por el contrario el aumento de la Viscosidad genera un comportamiento errático en la velocidad a la cual el Rotor comenzará a perder la capacidad de asumir Carga Radial.

e.- Disminuyendo la Viscosidad y el Claro Radial: A partir de este momento analizaremos el comportamiento de la Velocidad Umbral de Inestabilidad cuando variemos al mismo tiempo dos de sus parámetros fundamentales. Tomaremos como punto de análisis el empleo de la fórmula de la Velocidad (N), anteriormente usada, en este caso existen tres parámetros que van a variar sustancialmente y la combinación de ellos tendrá mucho que ver con el comportamiento que asuma la Velocidad Umbral de Inestabilidad.

Por medio de un juicio a priori podemos decir que el comportamiento de esta velocidad será de incrementarse a medida que disminuyamos el Claro Radial y la Viscosidad. Ya que como hemos visto por separado que el efecto de cada uno es aumentar la Velocidad de Inicio de la Inestabilidad.

Por consiguiente al combinar estos parámetros de esta forma, el resultado final debe ser que esta velocidad tienda lógicamente a incrementarse.

En la fórmula de la velocidad (N), los parámetros S, CR, μ son los que van a experimentar una variación mientras que por el contrario todos los restantes permanecerán constantes.

Si nos referimos a la tabla de Resultados podemos observar claramente que el valor de Beta tiene un comportamiento errático, puesto que tiende a disminuir, luego aumenta y por último vuelve a disminuir. Por lo tanto el valor de Sommerfeld asociado al valor de Beta también tendrá un comportamiento errático, pues éste tenderá a incrementarse, luego disminuye para finalmente volver a incrementarse.

Analizemos porqué a pesar de todo este comportamiento errático por parte del valor de Sommerfeld la Velocidad Umbral de Inestabilidad tiene una tendencia al aumento. El valor de la razón $(S*CR^2)/\mu$ tiene que ver mucho con el comportamiento de ésta velocidad ya que el resto de valores permanece constante.

Si utilizamos el primer caso de valores en la tabla de resultados, el valor de esta razón es:

$$\{(0,483)*(2,032 \times 10^{-4})^2\} / 20,71 \times 10^{-3} = 9,62 \times 10^{-7}.$$

En el segundo caso: $(S*CR^2)/\mu = 1,12 \times 10^{-6}$

En el tercer caso : " = $1,22 \times 10^{-6}$

En el cuarto caso : " = $1,38 \times 10^{-6}$

Como podemos apreciar este valor tiende a aumentar a pesar de todo. Por lo tanto es razonable que la

Velocidad de Inestabilidad tienda a incrementarse. Lo cual confirma totalmente la aseveración hecha al principio.

Los casos que a continuación se presentan tienen un análisis muy similar puesto que todos tienen como punto común el análisis del comportamiento de la razón $(S*CR^2)/\mu$.

f.- Disminuyendo la Viscosidad y Aumentando el Claro Radial: En este caso el valor de Beta tiene solo la tendencia de aumentar y por consiguiente el valor de Sommerfeld tenderá a disminuir.

Si lo analizamos mediante el empleo de la razón anteriormente mencionada podemos ver que en el primer caso se tiene un valor de $8,78 \times 10^{-7}$, en el segundo caso un valor de $8,46 \times 10^{-7}$, en el tercer caso tiene un valor de $1,062 \times 10^{-6}$ y en el último caso un valor de $1,44 \times 10^{-6}$.

Como podemos observar tenemos una razón lógica para asegurar que la Velocidad de Inicio de la Inestabilidad tiende a disminuir al principio pero luego comienza a incrementarse, quizá por la combinación matemática que sucede debido a la variación de tres parámetros al mismo tiempo.

Se puede afirmar que el comportamiento de esta velocidad es debido en gran parte a la influencia del Claro Radial, más predominante al inicio y luego atenuado debido a la disminución notable de la Viscosidad de la Película de Aceite.

g.- Aumentando la Viscosidad y Disminuyendo el Claro Radial: En esta situación todas las tendencias son muy claras, Beta tiende a disminuir mientras que Sommerfeld asociado tiende a incrementarse, ambos poseen esta tendencia siempre que se aumente la Viscosidad y se disminuya el Claro Radial.

Si analizamos este caso por medio del comportamiento de la razón $(S*CR^2)/\mu$, obtendremos una tendencia muy estable al incremento.

Por ejemplo: $\{(0,698)*(2,032 \times 10^{-4})^2\}/30 \times 10^{-3} = 9,6 \times 10^{-7}$,
 si seguimos manteniendo el aumento de Viscosidad y la disminución del Claro Radial, tendremos que $\{(2,788)*(1,52 \times 10^{-4})^2\}/55,23 \times 10^{-3} = 1,16 \times 10^{-6}$.

Como podemos apreciar este valor tiende a crecer, por lo tanto el valor de la Velocidad Límite de la Estabilidad del Rotor, debe de aumentar mientras tienen lugar éstas condiciones.

Si tomáramos cada efecto por separado podemos darnos cuenta que el aumento de la Viscosidad determina que la velocidad disminuya en cierto rango y se incremente en otro. Este efecto se superpondrá con el aumento de la Velocidad de Inestabilidad que causa la disminución del Claro Radial. Generando como consecuencia el aumento de ésta Velocidad.

En vista de los resultados podemos decir como corolario que el parámetro Claro Radial es más predominante que el hecho de que exista también una influencia por parte de la Viscosidad del Aceite.

h.- Aumentando la Viscosidad y el Claro Radial: En esta última situación tenemos nuevamente un comportamiento errático del valor de Beta y por lo tanto igual tipo de comportamiento con el valor de Sommerfeld arrojado por el uso del programa.

Si utilizamos los efectos por separado para advertir el comportamiento de la Velocidad Umbral de Inestabilidad, podemos darnos cuenta que deberá predominar la tendencia a disminuir de esta velocidad debido al aumento del Claro Radial.

Aún cuando el aumento de la Viscosidad conlleve a que esta velocidad disminuya en cierto rango de

Viscosidades y se incrementa durante otro rango.

Si usamos el concepto del valor que adquiere la razón $(S*CR^2)/\mu$, para las siguientes condiciones tenemos:

$\mu=30 \times 10^{-3}$ N-seg/m² ; CR=2,794x10⁻⁴ m 8,48x10⁻⁷

$\mu=55,23 \times 10^{-3}$ " ; CR=3.30x10⁻⁴ " 7,60x10⁻⁷

$\mu=69,04 \times 10^{-3}$ " ; CR=3,81x10⁻⁴ " 7,23x10⁻⁷

Observando los valores que toma dicha razón podemos advertir que el comportamiento de la Velocidad Límite de Estabilidad del Rotor, será de la forma que se había expresado. Tenderá a disminuir a medida que se combinen estos dos factores de esta manera.

Pasemos ahora a tomar en cuenta el análisis por parte de los resultados experimentales obtenidos mediante el uso del analizador de Vibraciones. Lamentablemente sólo se pudo hacer una prueba sin variar las condiciones de operación de la Turbina, es decir se la realizó a las condiciones de operación propias de la Turbina: Viscosidad del Aceite (μ) = 24,37x10⁻³ N-seg/m² y Claro Radial (CR) = 2,54x10⁻⁴ m., cabe mencionar que la Turbina que vamos a analizar posee un cierto valor de Desbalance Residual propio.

En otras palabras la Turbina llegó desbalanceada y operó así desde un principio. Por lo tanto debemos

tener en cuenta que el modelo matemático que utilizamos anteriormente no tiene incluido en su desarrollo matemático el parámetro del Desbalance.

Ahora tomemos en cuenta la tabla de resultados experimentales presentada en la sección 3.7, en ella podemos observar claramente los Niveles de Vibración que van adquiriendo el armónico del "Oil Whirl" y el del "Desbalance Residual", en función de la Velocidad de Rotación de la Turbina.

Si observamos los espectros de cada Velocidad puestos a consideración en el apéndice, podemos fácilmente apreciar la presencia del pico del armónico del "Remolino de Aceite", el cual se encuentra presente en todos los casos y a cualquier velocidad de rotación.

Percatémonos de que éste armónico sucede a una velocidad de aproximadamente 0.42 a 0.45 del valor instantáneo que tenga la velocidad de rotación. Confirmando así que este armónico existe en los cojinetes de Lubricación Hidrodinámica, debido a la configuración propia de ellos.

Estudiemos nuevamente esta tabla y ahora tengamos en cuenta el valor en decibelios de Intensidad de Velocidad que tienen tanto el armónico del "Remolino

de Aceite" como el del "Desbalance Residual". La tendencia de éstos es de aumentar, lógicamente a medida que aumenta la velocidad de rotación.

En el caso del armónico del "Remolino de Aceite", éste experimenta un "extraño" incremento en sus niveles al igual que el armónico del "Desbalance", para luego decrecer bruscamente y finalmente comenzar a incrementarse nuevamente en forma paulatina.

Este incremento sucede alrededor de la mitad de su velocidad Total de funcionamiento, es decir alrededor de las 1600 RPM.

El aumento en los niveles Totales de Vibración del armónico del "Remolino de Aceite" y del "Desbalance" es tan pronunciado que se pudo apreciar un efecto de Vibración concentrado en esta velocidad.

Por un instante en esta velocidad el Nivel de Vibración Total en la Turbina fué tan intenso que se podría decir que fué mucho mayor que el Nivel de Vibración resultante de operar la Turbina a la Velocidad de su Sincronismo (3600 RPM.).

Este efecto nos hace suponer la existencia de una zona de Inestabilidad de la Película de Aceite.

Sabemos también que el efecto de una zona de Inestabilidad ("Oil Whip"), se registra aproximadamente a la misma frecuencia que la del Remolino de Aceite ("Oil Whirl") como resultado de una superposición de frecuencias.

En base a esto podemos explicar que este incremento del valor de los Niveles de Vibración tanto en el armónico del Remolino de Aceite como en el del Desbalance es debido a una posible superposición de frecuencias. Frecuencias que no serían otras que las del "Remolino de Aceite" y la del "Sistema Rotor-Película de Aceite".

Podemos también aseverar que este modelo matemático no se ajusta del todo al modelo experimental que nos encontramos analizando pero nos sirve de mucho para poder saber como se comporta el fenómeno "Oil Whip" cuando se varían las condiciones de operación de la Turbina en mención.

Siguiendo adelante en este análisis al llegar a la velocidad normal de operación de la Turbina (3600 RPM.), tomamos espectros promediados de las Lecturas Totales de Vibración a diferentes valores de generación de Carga Eléctrica.

Puesto que un incremento de ésta equivale a que el Cojinete experimente una mayor aplicación de Carga Radial.

Como resultado de esto podemos apreciar mucho más claramente en todos estos espectros que el armónico del "Remolino de Aceite" sucede exactamente entre 0,42 y 0,45 de la velocidad total de operación y que verdaderamente la amplitud de éste armónico tiende a disminuir con la aplicación de Carga Radial, como ya se mencionó en la teoría.

CAPITULO V

"CONCLUSIONES".

5.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Nos referiremos primero al fenómeno del Remolino de Aceite (Oil Whirl). Podemos concluir enfáticamente que este fenómeno, así como se aseveró en la teoría, existe en los Cojinetes de Deslizamiento Hidrodinámico y ocurre aproximadamente entre 0,42 y 0,45 de la Velocidad a la que se encuentre girando el Rotor, también se puede concluir que este armónico es totalmente dependiente de la Carga Radial que se encuentre experimentando el Cojinete. Puesto que en los espectros promediados podemos muy claramente observar que este armónico tiende a disminuir su Nivel de Intensidad a medida que se incrementa la Carga Eléctrica que genera la Turbina a Gas, ya que el sólo hecho de generar Carga es como poner un freno al eje del Rotor. El Rotor tratara de vencer este freno y mantener su velocidad de Rotación (3600 RPM.), por consiguiente se incrementará el valor de

Carga Radial (W) que soporta el Cojinete. Por el contrario se deja a posterior confirmación si la amplitud ó intensidad del Remolino de Aceite puede ser atenuada mediante el incremento de la Viscosidad del Aceite, puesto que no se pudo realizar esta prueba en la Turbina.

En algunos artículos de la Bibliografía de éste informe, se menciona que una manera de minimizar el efecto de los Altos Niveles de Vibración que produce el Remolino de Aceite es incrementando la Carga Radial que soporta el Cojinete, otra forma es incrementando la Viscosidad del Aceite. Estas condiciones no tienen gran influencia sobre la Velocidad Umbral de Inestabilidad en lo que respecta al Latigazo de Aceite.

Pero ellas sí tienen mucha incidencia en los Niveles de Vibración, tanto del Remolino de Aceite como del Latigazo de Aceite.

Estas condiciones minimizan la Amplitud de Vibración del Remolino de Aceite, de aquí que al producirse la Superposición de ésta Frecuencia con la del Sistema Rotor-Película de Aceite, efectivamente se generará el Fenómeno del Latigazo de Aceite. Pero con un Nivel de Intensidad de Vibración mucho menor que si se

presentara en condiciones normales de operación de cualquier Turbomaquinaria.

En cuanto al fenómeno del Latigazo de Aceite (Oil Whip), se concluye que este fenómeno posee un comportamiento un tanto definido, en cuanto al valor de la Velocidad en la cual el Rotor comenzará a experimentar éste problema.

Esto se refiere a que la disminución de la Viscosidad trae como consecuencia el Aumento de la Velocidad de Rotación a la cual se espera suceda el fenómeno, el incremento de la Viscosidad tiende a disminuir la Velocidad a la cual sucede esto, el incremento del Claro Radial de igual manera pero con mayor rapidez que la Viscosidad, y la disminución del Claro Radial tiende a incrementar la Velocidad Umbral de Inestabilidad con una rapidez mucho mayor que la disminución de la Viscosidad.

De estos hechos y de las restantes variaciones de las condiciones de operación, analizadas en el Capítulo anterior podemos concluir que el Claro Radial es un factor muy predominante en el hecho de que suceda este fenómeno. Es mucho más incidente que el valor que adquiera la Viscosidad, debido a que tanto en la fórmula de la Velocidad Umbral de Inestabilidad (N)

como en la del Coeficiente Béta (β_1), el valor del Claro Radial tiene una variación Cuadrática. Razón por la cual esta Velocidad tiene más dependencia del Claro Radial que de la Viscosidad, ya que una pequeña Variación del Claro Radial conlleva un sustancial Cambio de la Velocidad de Inestabilidad.

Como ya lo mencionamos el modelo matemático no concuerda con el modelo experimental el cual estamos analizando, debido a que la Turbina se encuentra desbalanceada. No así el modelo matemático que es balanceado, aún cuando nos ha sido de mucha utilidad para determinar el comportamiento de este fenómeno y la dependencia que este pueda tener con los parámetros de la Viscosidad y el Claro Radial.

Dejamos para un posterior análisis el modelo matemático desbalanceado, para la perfecta dilucidación del comportamiento de la Velocidad Umbral de la Inestabilidad en el caso de esta Turbina.

Podemos aseverar que este fenómeno tiene también un grado de dependencia con la Carga Radial que se encuentre soportando el Cojinete. Pero no lo entendamos en el sentido de que la Carga Radial pueda causar un aumento o disminución de la Velocidad Umbral de Inestabilidad, sino en el sentido de que un

incremento de la Carga Radial actúa como un atenuante del Nivel de Vibraciones que se generan cuando un Rotor llega a experimentar este fenómeno.

Concluimos que esta Velocidad se la denomina de esta manera porque a partir de ella se espera que el Cojinete pierda la capacidad de soportar Carga Radial. Esta velocidad es el umbral de la estabilidad, mas allá de ella el Rotor se vuelve inestable y entra en un movimiento Vibratorio como consecuencia de la aparición del fenómeno del Latigazo de Aceite (Oil Whip).

En cuanto a las pruebas experimentales realizadas podemos decir que no fueron del todo concluyentes, pero se puede ver muy claramente que al pasar por una velocidad de aproximadamente 1500-1600 RPM. Se sucede una vibración que tiene mucha probabilidad de ser el resultado de una superposición, lógicamente de frecuencias, una de ellas la del Remolino de Aceite.

Podemos claramente apreciar en los espectros de vibración que aproximadamente a esta velocidad el Nivel de Vibraciones es muy elevado con respecto a los valores que gradualmente deberían experimentar el Remolino de Aceite y el Desbalance.

No se pudo sentir exactamente el espectro a esta Velocidad debido a que el tiempo que demoraba el analizador de Vibración en obtener el espectro era de aproximadamente doce segundos, en este tiempo la Turbina había incrementado su velocidad en un valor apreciable como podemos apreciar en la tabla de resultados Experimentales.

Por lo tanto se recomienda si se va a realizar esta experiencia de nuevo se utilice un Analizador de Vibraciones que tenga un tiempo de respuesta menor que el que posee el analizador de Vibración de Tiempo Real Bruel & Kjaer # 2515.

Finalmente se puede concluir en base a los análisis experimentales y a los resultados analíticos que la Turbina en mención experimenta un movimiento de Vibración debido a una Inestabilidad propia de la Película de Aceite (Oil Whip). Debido a la superposición de las frecuencias del Remolino de Aceite (Oil Whirl) y del Sistema Rotor-Película de Aceite.

En este punto vale hacerse la pregunta de porqué se la envió desbalanceada?. Se puede contestar de la siguiente manera. Debido a que se sabe que se produce el fenómeno de "Oil Whip" y que un incremento de la

Carga Radial tiene la propiedad de atenuar el nivel de vibración que ocurre cuando se sucede este fenómeno, se optó por dejarla desbalanceada.

Como sabemos que el desbalance es función de la velocidad de rotación, entonces éste incidiría directamente en un aumento progresivo de la Carga Radial que soportaría el Cojinete. Por lo tanto contrarrestaría el efecto del Latigazo de Aceite.

Por lo expuesto concluimos que la Turbina llega a la Velocidad Umbral de la Inestabilidad. Esto se confirma con el aumento de la Intensidad de Vibración a la frecuencia del Remolino de Aceite. Pero el incremento constante de Carga Radial nulita en cierta forma la aparición del fenómeno del "Oil Whip", razón por la cual se tiende en "cierta forma a estabilizar" el nivel de vibración en la Turbina, aún cuando los niveles finales de vibración en los Cojinetes no son los normales.

En otras palabras esto es una forma de resolver el problema de la amplitud de vibración que se genera en el Rotor cuando ocurre el fenómeno del Latigazo de Aceite.

En resumen, de todo el análisis realizado concluimos

que la Turbina tiene un problema de Inestabilidad de la Película de Aceite.

En Emelec nos confirmaron que éste Cojinete fué reconstruido por problemas de desgaste, debido a esto recomendamos que se rediseñe el Cojinete para evitar el problema de Inestabilidad, o en su defecto, dejar Desbalanceada la Turbina para minimizar la amplitud de Vibración que se genera al pasar por aproximadamente 1600 RPM.

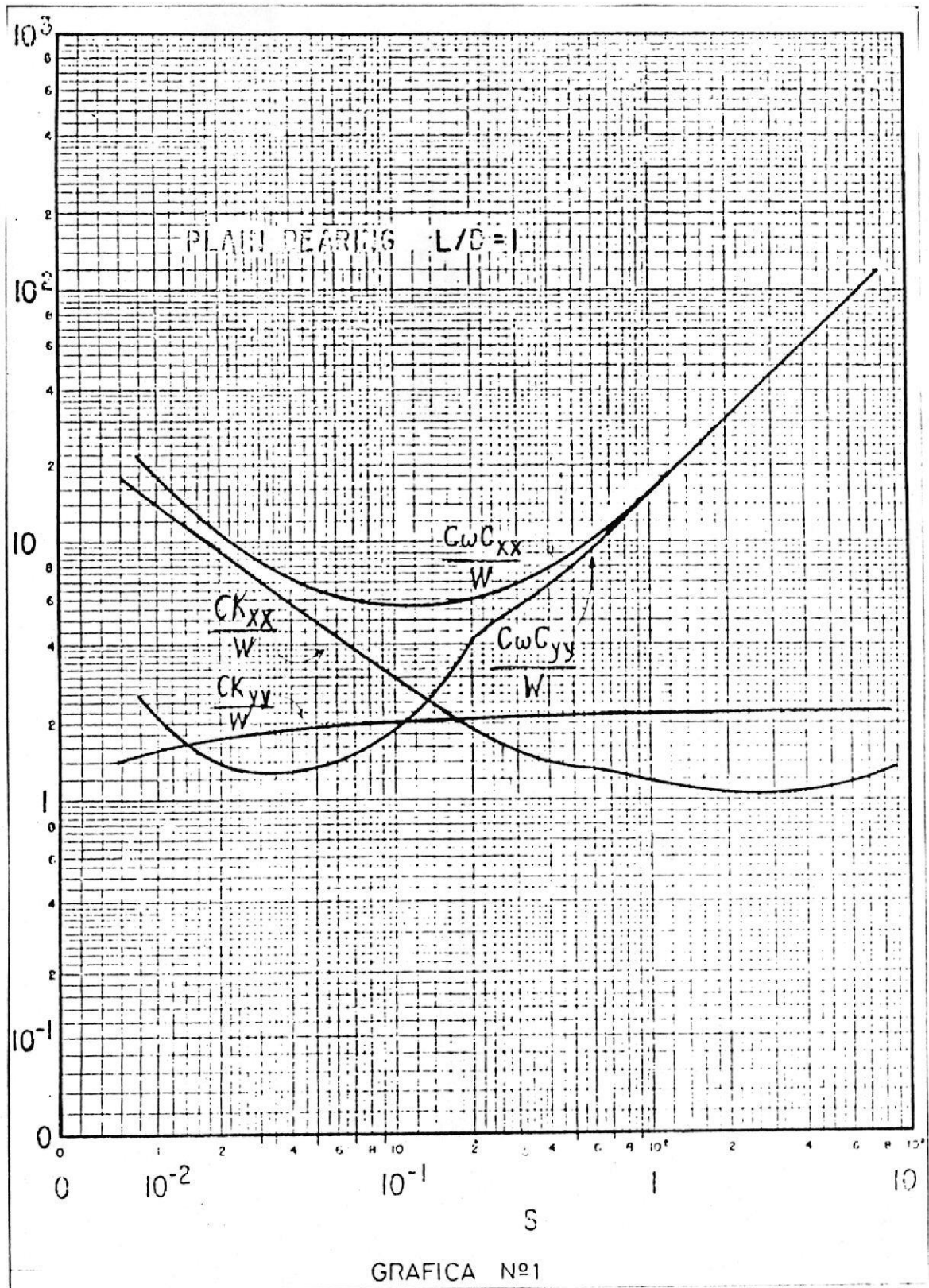
Finalmente aconsejaríamos que se vuelva a realizar esta experiencia y se analice a la Turbina con un modelo matemático que incluya el Desbalance. De tal manera que se ajuste más al modelo existente en la Realidad.

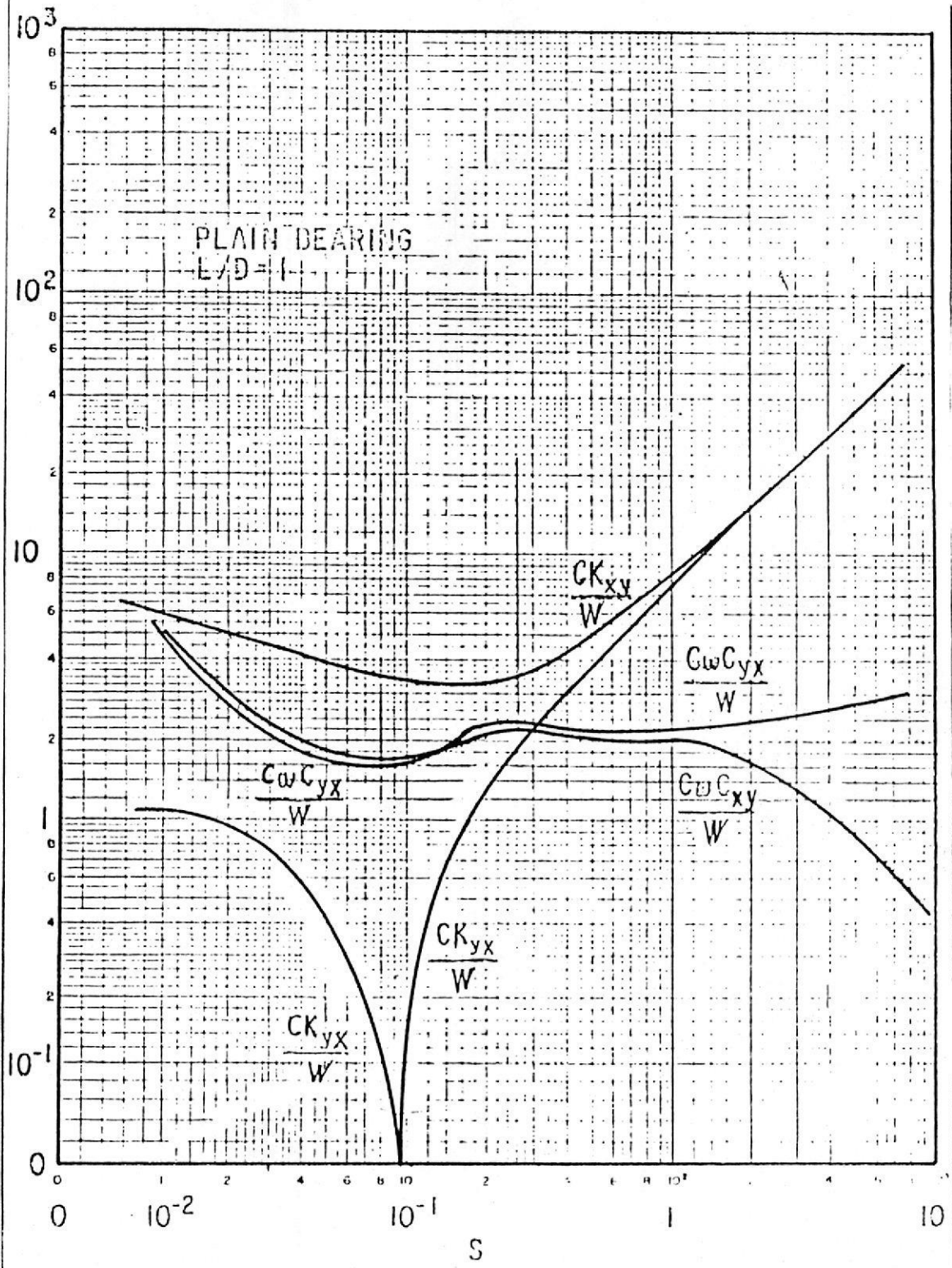


A P E N D I C E S

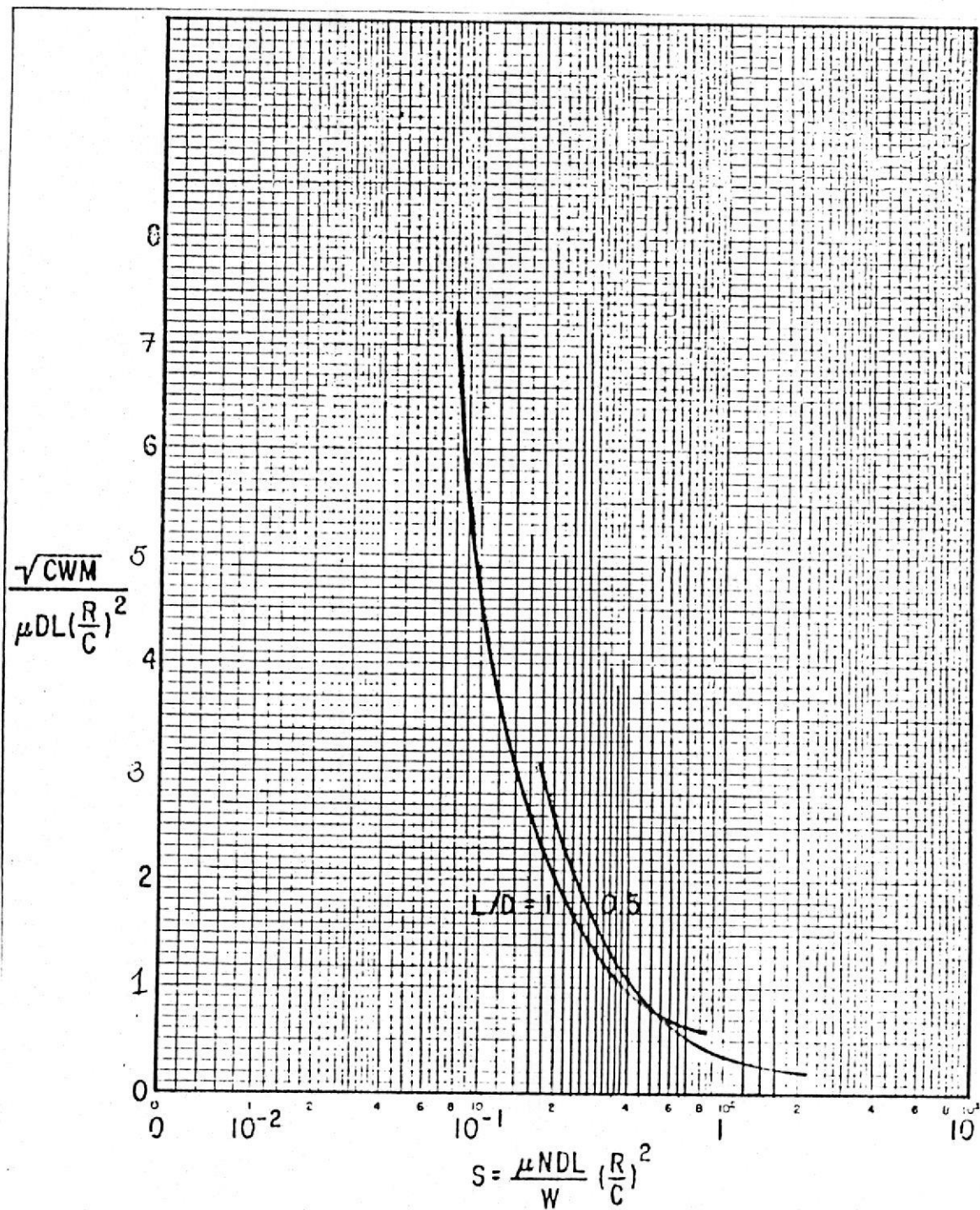
A P E N D I C E (A)

GRAFICAS





GRAFICA Nº 2



GRAFICA Nº 3

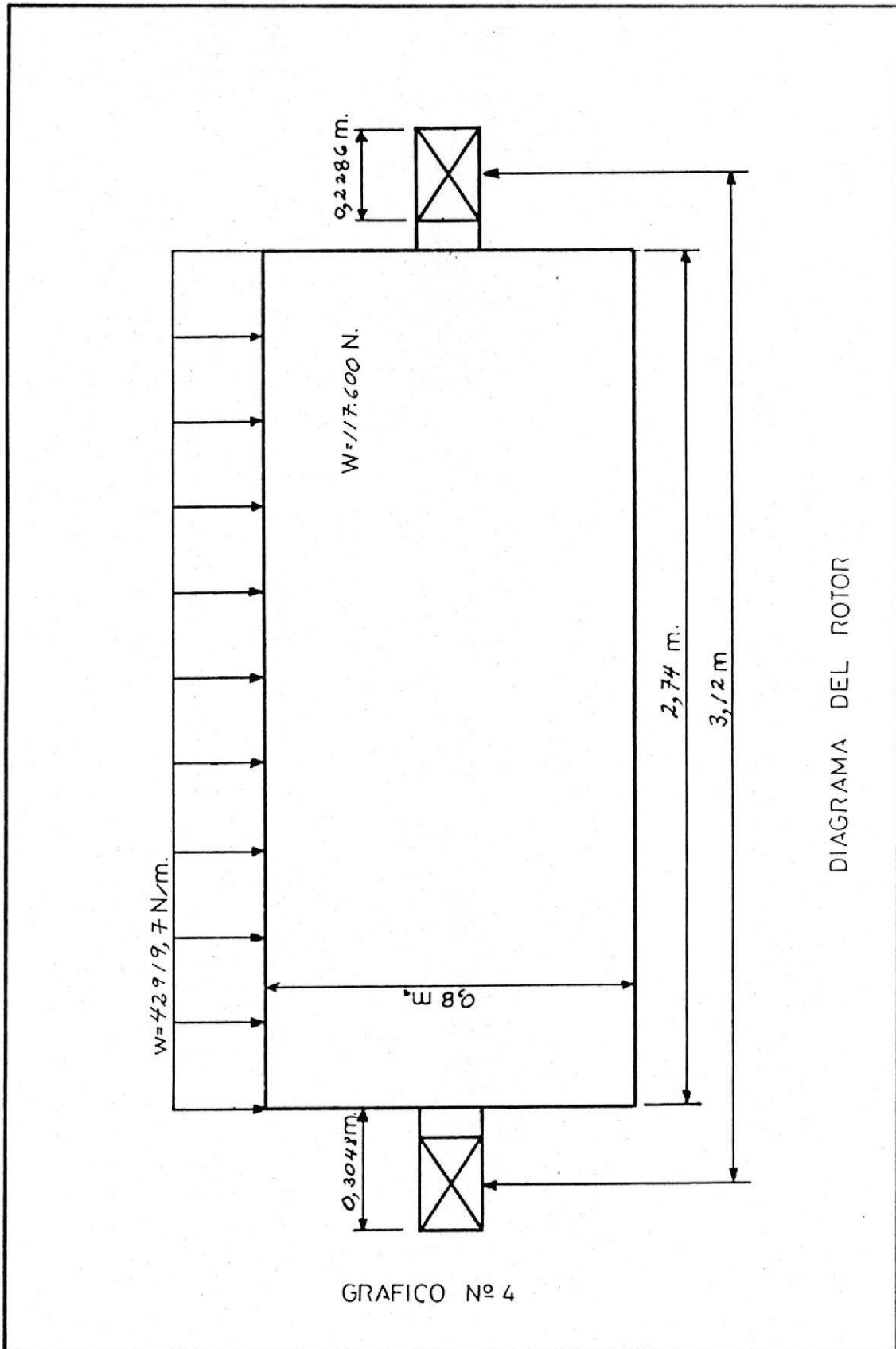
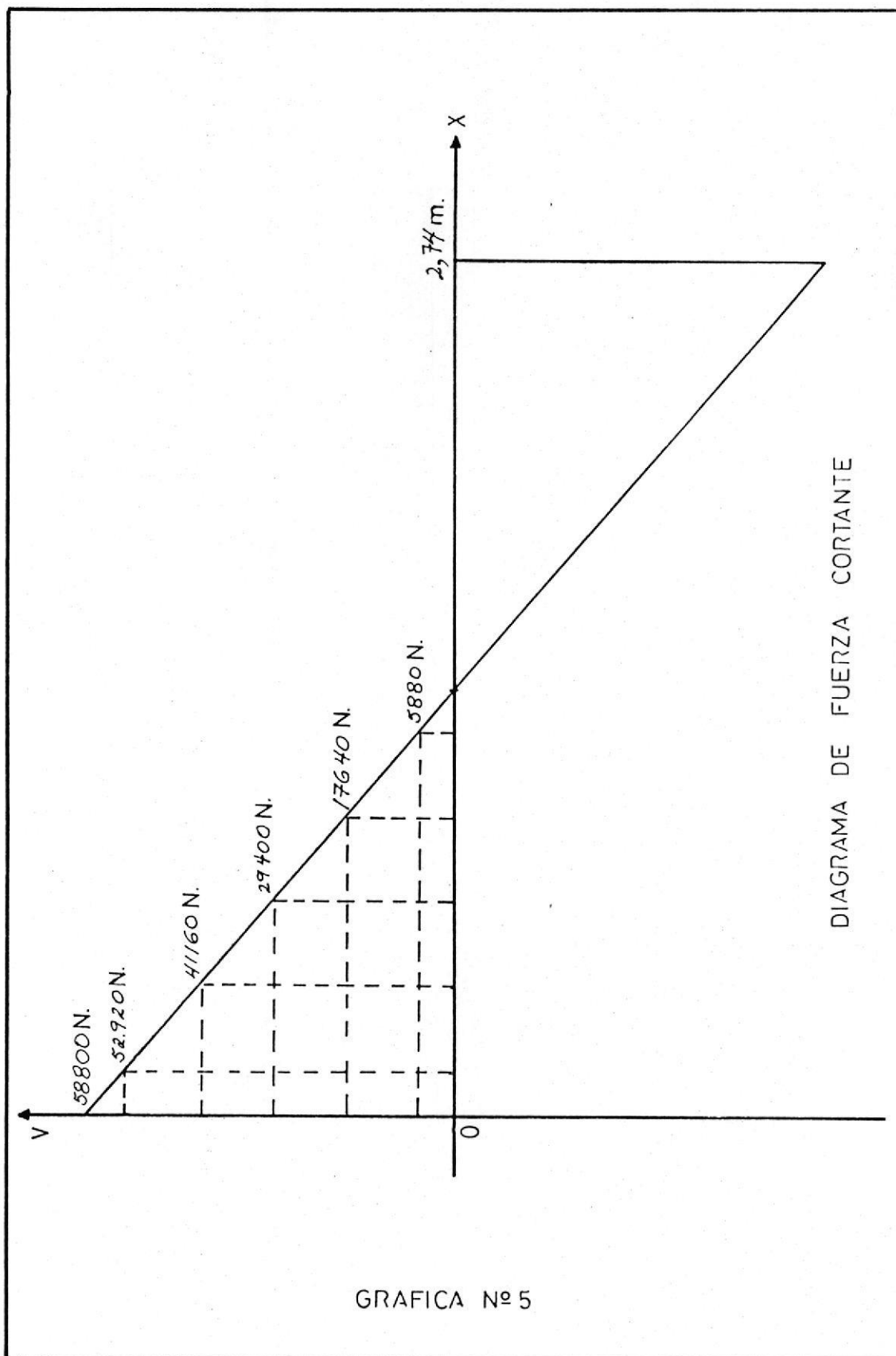
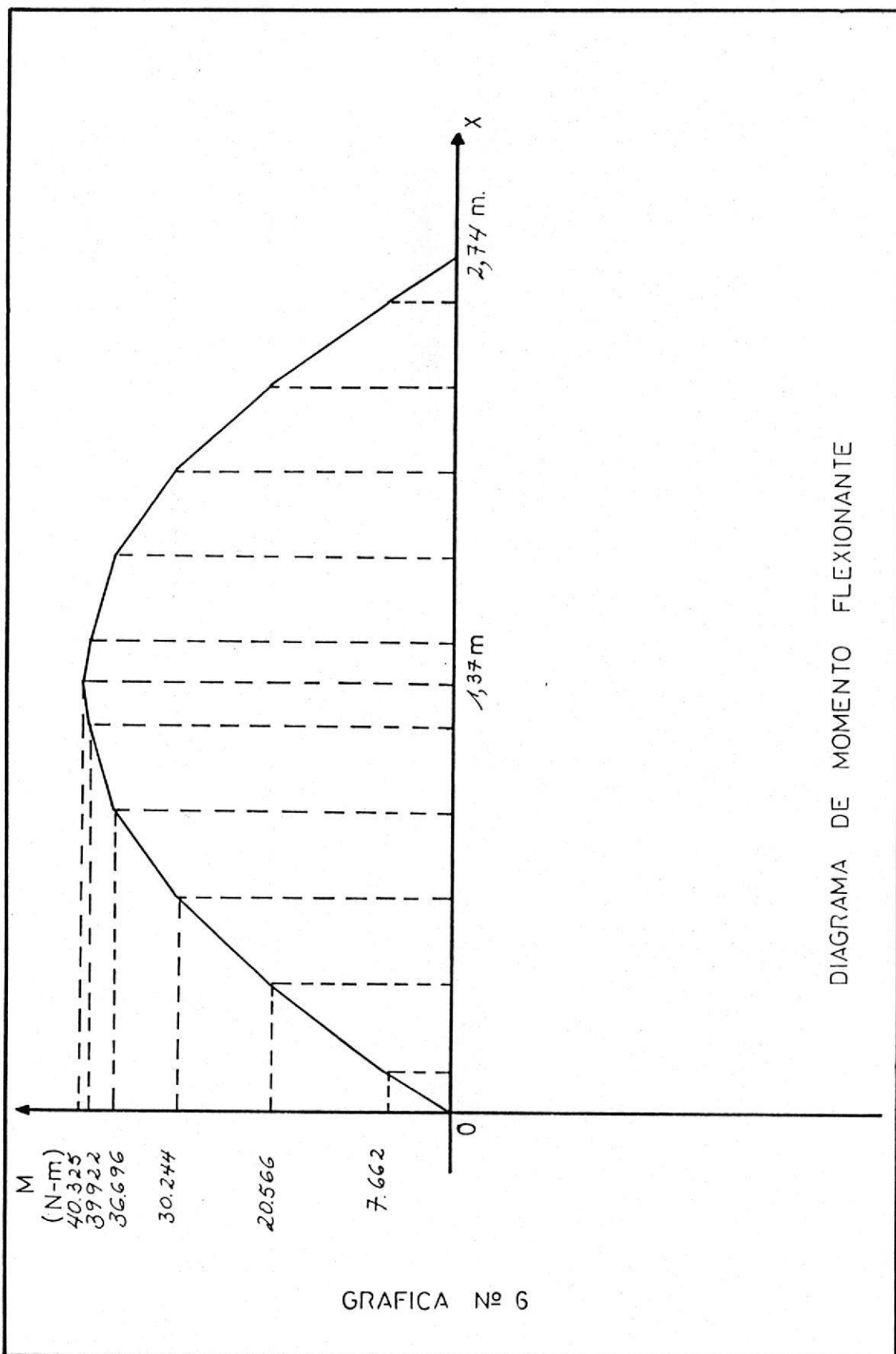
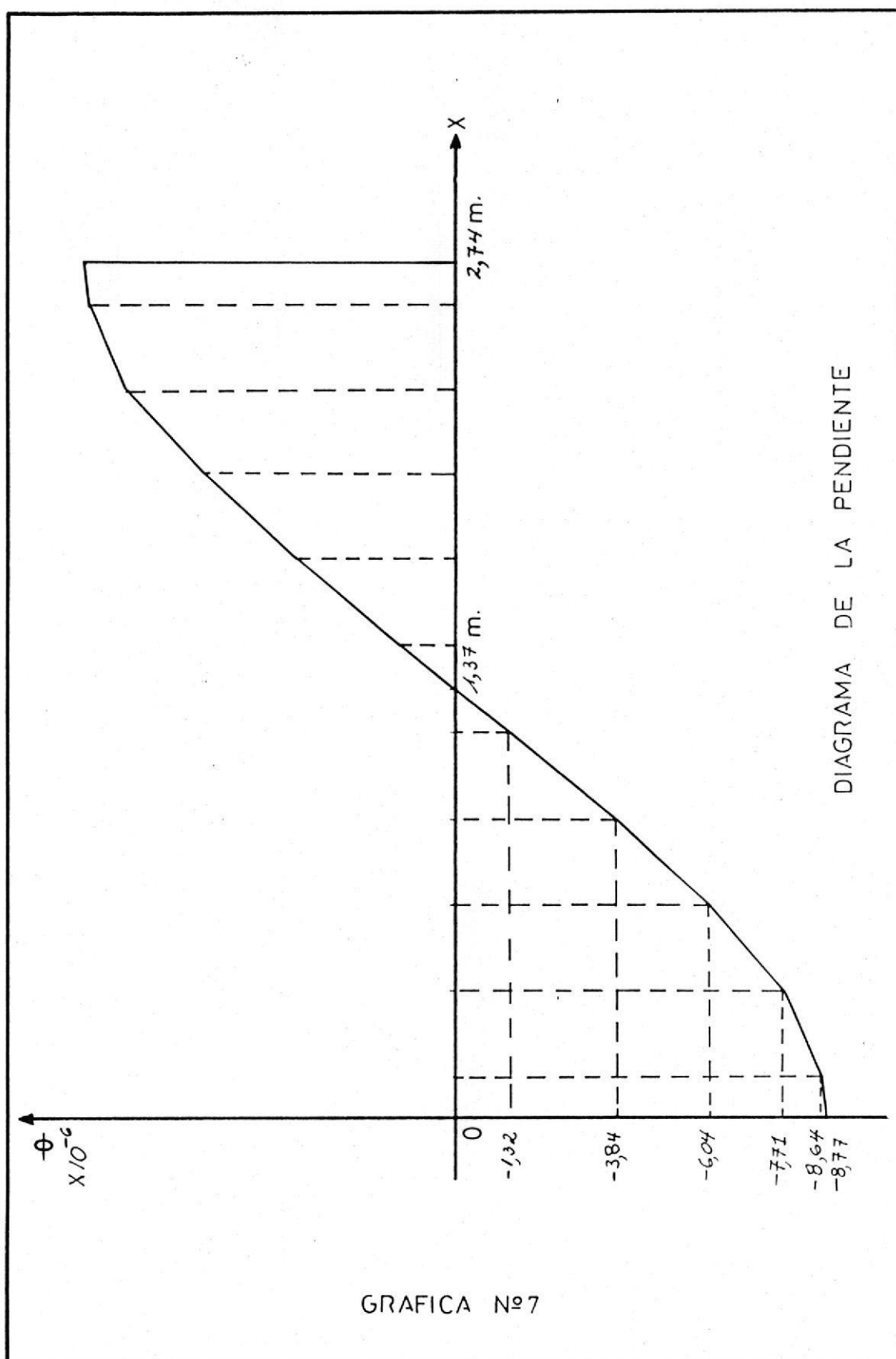


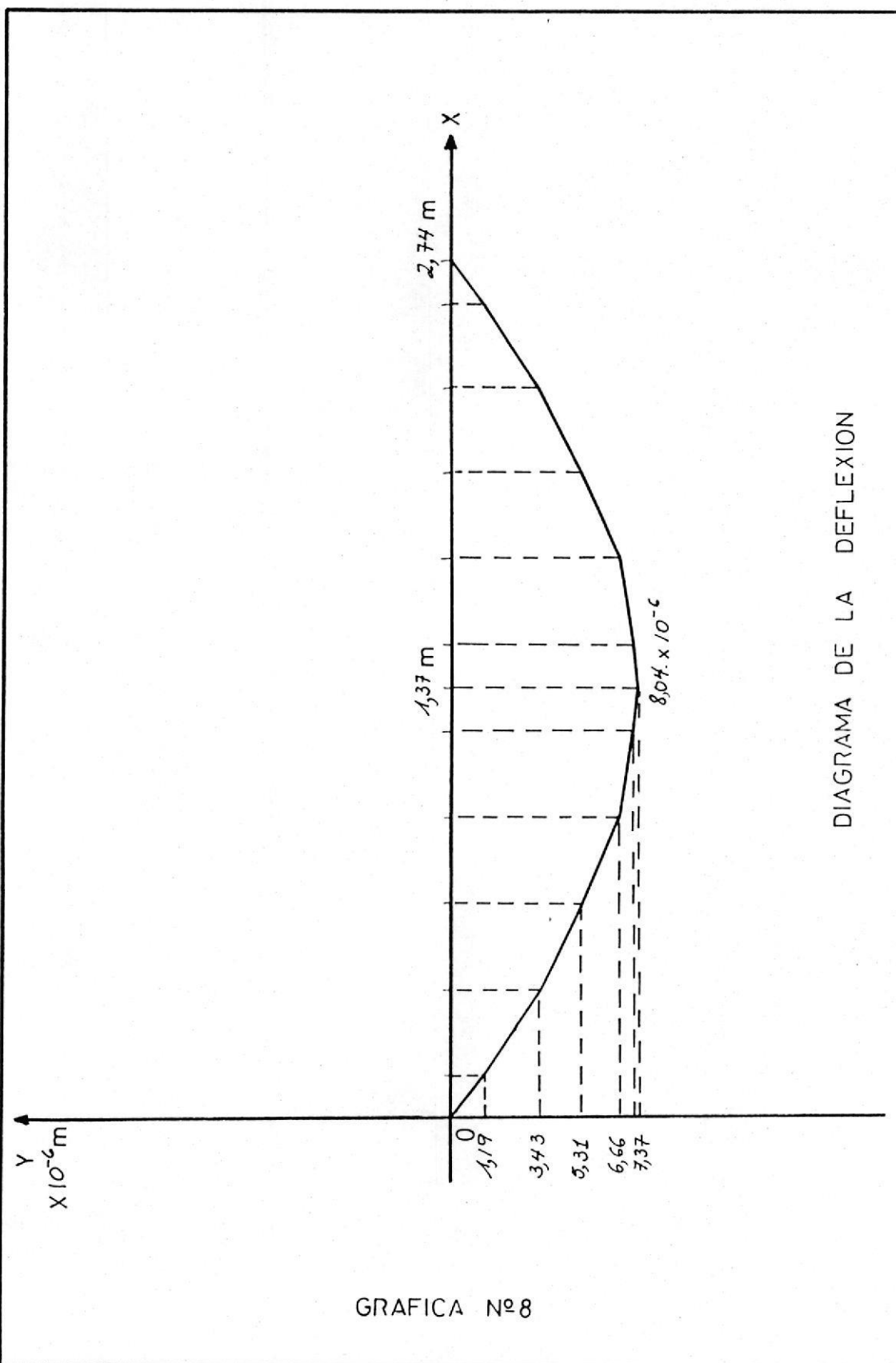
GRAFICO Nº 4

DIAGRAMA DEL ROTOR









A P E N D I C E (B)
ESPECTROS DE VIBRACION TRANSIENTES

14

1272 RPM
 (21,2 Hz)
 O.W.R. = 8,9 Hz
 = 82,8 db.
 DESB = 21,2 Hz
 = 133,9 db.
 O.W.R. / DESB. = 0,42.

Pen Deflection

Measuring Obj.:														
Transducer:		Rec. No.:			Date:			Sign.:						
2515 Settings														
														dB
														EU
														dBdisp
														EUdisp
														Mils
														m
														EUvel
														In/s
														m/s
														dBacc
														EUacc
														g
														In/s ²
														m/s ²
Input	Gain	Parameter	Calibrat.	Mode	Input Signal	Trigger	Average	Picture	Full-Sc. Freq.	Freq. Axis	X units	Vert. Scale	Y units	

15.

1416 RPM
 (23,6 Hz)
 O.W.R. = 10 Hz
 = 84 db.
 DESB = 23,6 Hz
 = 143,9 db
 O.W.R. / DESB. = 0,43

Pen Deflection

Measuring Obj.:														
Transducer:		Rec. No.:			Date:			Sign.:						
2515 Settings														
														dB
														EU
														dBdisp
														EUdisp
														Mils
														m
														EUvel
														In/s
														m/s
														dBacc
														EUacc
														g
														In/s ²
														m/s ²
Input	Gain	Parameter	Calibrat.	Mode	Input Signal	Trigger	Average	Picture	Full-Sc. Freq.	Freq. Axis	X units	Vert. Scale	Y units	

18

1024 RPM
 (30,4 Hz)
 O.W.R. = 12,4 Hz
 88 db.
 DESB = 30,4 Hz
 = 146 db
 O.W.R. / DESB = 0,41

Pen Deflection

Measuring Obj.:															
Transducer:			Rec. No.:			Date:			Sign.:						
2515 Settings															
V	+30	EU	100	316											dB
	+20	Acc.	10			Scan	Time	20kHz		sec.					EU
	+10		3.16			Exp.	Cep-	5kHz	Log.	Line					dB disp
	0	Vel.	0.3		Time	Run	strum	2kHz	6%						EU disp
	-10				Trans-			1kHz							Mils
	-20	Disp.	0.1	Fre-	ient	Ext.	Lin.	500Hz	Log.	CPM	Log.				m
	-30		200	quency	uous	Int.	Off	200Hz	23%						dB vel
μA	0							100Hz							m
	-10														dB vel
	-20														EU vel
	-30														In/s
pC	0														m/s
	-10														dB acc
	-20														EU acc
	-30														g
Input	Gain	Para-	Cali-	Mode	Input	Trig-	Ave-	Pic-	Full-	Freq.	X	Vert.	Y		
		meter	brat.		Signal	ger	rage	ture	Sc.	Axis	units	Scale	units		
									Freq.						

#19

2016 RPM
 (33,6 Hz)
 O.W.R. = 16,4 Hz
 = 92,3 db.
 DESB = 33,6 Hz
 = 143 db.
 O.W.R. / DESB = 0,46

Pen Deflection

Measuring Obj.:															
Transducer:			Rec. No.:			Date:			Sign.:						
2515 Settings															
V	+30	EU	100	316											dB
	+20	Acc.	10			Scan	Time	20kHz		sec.					EU
	+10		3.16			Exp.	Cep-	5kHz	Log.	Line					dB disp
	0	Vel.	0.3		Time	Run	strum	2kHz	6%						EU disp
	-10				Trans-			1kHz							Mils
	-20	Disp.	0.1	Fre-	ient	Ext.	Lin.	500Hz	Log.	CPM	Log.				m
	-30		200	quency	uous	Int.	Off	200Hz	23%						dB vel
μA	0							100Hz							m
	-10														dB vel
	-20														EU vel
	-30														In/s
pC	0														m/s
	-10														dB acc
	-20														EU acc
	-30														g
Input	Gain	Para-	Cali-	Mode	Input	Trig-	Ave-	Pic-	Full-	Freq.	X	Vert.	Y		
		meter	brat.		Signal	ger	rage	ture	Sc.	Axis	units	Scale	units		
									Freq.						

A P E N D I C E (C)

ESPECTOS PROMEDIADOS DE VIBRACION

#31

3600 5MW.
PROM.

O.WR. = 107,1 dB
= 25,2 Hz.

Per-Berechnung

Measuring Obj.:																
Transducer:		Rec. No.:				Date:				Sign.:						
2515 Settings																
																dB
																EU
																dBdisp
																EUdisp
																Mils
																m
																dBVEL
																EUvel
																In/s
																m/s
																dBacc
																EUacc
																g
																In/s ²
																m/s ²
Input	Gain	Parameter	Calibrat.	Mode	Input Signal	Trigger	Average	Picture	Full-Sc. Freq.	Freq. Axis	X units	Vert. Scale	Y units			

#32

3600 5MW
PROM

O.WR. = 107,1 dB
= 25,2 Hz.

Per-Berechnung

Measuring Obj.:																
Transducer:		Rec. No.:				Date:				Sign.:						
2515 Settings																
																dB
																EU
																dBdisp
																EUdisp
																Mils
																m
																dBVEL
																EUvel
																In/s
																m/s
																dBacc
																EUacc
																g
																In/s ²
																m/s ²
Input	Gain	Parameter	Calibrat.	Mode	Input Signal	Trigger	Average	Picture	Full-Sc. Freq.	Freq. Axis	X units	Vert. Scale	Y units			

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

1. NEWKIRK B.L., LEWIS J.F., AND TROY N.Y. "Oil Film Whirl - An Investigation of Disturbances due to Oil Films in Journal Bearings." Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol 65-78 (1956) p 21.
2. PORITSKY H. "Contribution to the Theory of Oil Whip." Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol 75 (1953) p 1153.
3. PINKUS O. "Experimental Investigation of Resonant Whip." Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol 78 (1956) p 975.
4. RAO J.S., RAJU R.J., AND REDDY K.V.B. "Experimental Investigation on Oil Whip of Flexible Rotors." Tribology, May 1970, p 100.
5. RAO J.S. "Instability of Rotors in Fluid Film Bearings." Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol 105 (1983) p 274.
6. HOLMES R. "The Vibration of a Rigid Shaft on Short Sleeve Bearings." Journal of Mechanical Engineering Science, Vol 2 (1960) p 337.

7. SHERWOOD R.S. "How to Prevent Oil Film Whirl in Journal Bearings." Machine Design, December 1953, p 153.
8. LUND J.W. "Rotor Bearing Dynamic Design Technology, Part III: Design Handbook for Fluid Film Bearings." Mechanical Technology, Inc., AFAPL-Tr-65-45, 1965.
9. HARTOG D. "Mechanical Vibrations." Fourth edition, McGraw Hill Book Co., New York. 1956.
10. RUFFINI A.J. "Bearing Noise." Machine Design, May 1963, p 158.
11. EHRICH W. "Handbook of Shock and Vibration." Second Edition, McGraw Hill Book Co., New York. 1989.
12. SHIGLEY J.E., AND MITCHELL L.D. "Diseño en Ingeniería Mecánica." Cuarta Edición, McGraw Hill Book Co., Mexico, 1985.
13. INSTITUTE FOR NUCLEAR ENGINEERING AND NON DESTRUCTIVE TESTING. "Vibration Analysis." University of Hannover, Edition 1989.