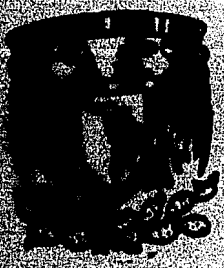


25
62



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

RESONANCIA ESTRUCTURAL EN LOS PEDESTALES DE
APOYO DE LA TURBINA DEL TURBO-COMPRESOR "A"
DE LA PLANTA CERRO PRIETO II

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :
INGENIERO CIVIL
P R E S E N T A :
ESTEBAN GONZALEZ JIMENEZ

Director de Tesis
ING. JUAN LUIS COTIER C.



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

	PROLOGO	1
I	INTRODUCCION	3
II	IDENTIFICACION DEL PROBLEMA	7
II.1	ESTUDIO DINAMICO ANALITICO	10
III	ESTUDIOS REALIZADOS	26
III.1	PRUEBAS DE VIBRACION FORZADA	32
IV	ANALISIS DE RESULTADOS	39
V	CONCLUSIONES	51

P R O L O G O

El objetivo de este trabajo es presentar el análisis y solución al problema de resonancia estructural detectada en los pedestales de apoyo del turbo-compresor "A" de la Planta Geotermoeléctrica Cerro Prieto II, ubicada en Mexicali, Baja California Norte.

Este problema se detecto debido al continuo desbalanceo que presentaba el rotor de la turbina del turbo-compresor.

Para determinar con precisión las causas de este problema fue necesario realizar un estudio del comportamiento dinámico del turbo-compresor, el cual, se realizó mediante pruebas de excitación forzada con su correspondiente análisis de función de transferencia y coherencia a los pedestales de apoyo de la turbina.

Los resultados arrojados de este estudio comprobaron la existencia de vibración errática en los pedestales antes mencionados. Basándonos en los mismos, se presenta una solución práctica mediante la cual se desacoplan las frecuencias naturales de los apoyos con las de excitación de la máquina, eliminando así, la resonancia existente.

En el capítulo I se hace una descripción de los conceptos básicos que se manejan en este trabajo tales como cargas dinámicas, modos naturales de vibración y resonancia.

En el capítulo II se hace una reseña de los acontecimientos que llevaron a la localización de este problema, además se hace una descripción del equipo utilizado.

El capítulo III presenta la forma en que se llevaron a cabo los estudios para el análisis de este problema.

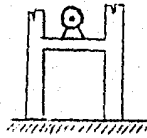
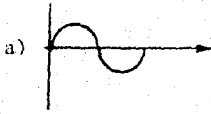
En el capítulo IV se muestra el estudio de la información obtenida a partir de los estudios realizados en el capítulo anterior.

Por último, el capítulo V da a conocer la solución propuesta a este problema y el análisis de ésta.

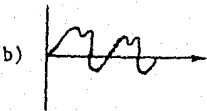
I. INTRODUCCION

Casi cualquier tipo de sistema estructural está sometido de una u otra forma, a cargas dinámicas a lo largo de su vida útil. Desde el punto de vista analítico es conveniente dividir las en dos categorías, periódicas y no periódicas. En la figura I.1. se presentan algunas de las formas típicas en las que se presentan las cargas prescritas y algunos ejemplos de situaciones en las que se desarrollan dichas cargas.

PERIODICAS

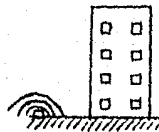
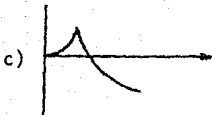


Maquinaria rotativa
en una estructura.

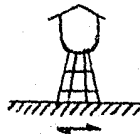
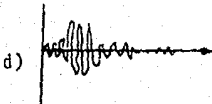


Hélice en un barco

NO PERIODICAS



Detonación en un
edificio.



Sismo en un tanque
elevado.

Figura I.1

Como se indica en la figura 1.a. y 1.b., las cargas periódicas son aquellas que muestran sucesivamente la misma variación en el tiempo en un número de ciclos. Mientras que las no periódicas no establecen un patrón de repeticiones.

El número de modos de vibración que tiene una estructura depende del grado de libertad que esta posee. En la figura 1.2. se presentan los tres primeros modos de vibración para una columna como la que se analiza en este trabajo.

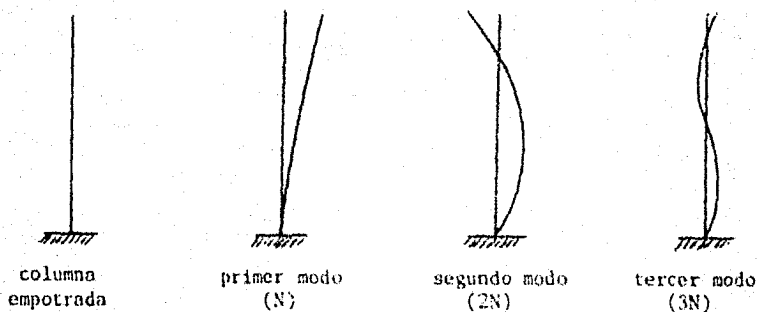
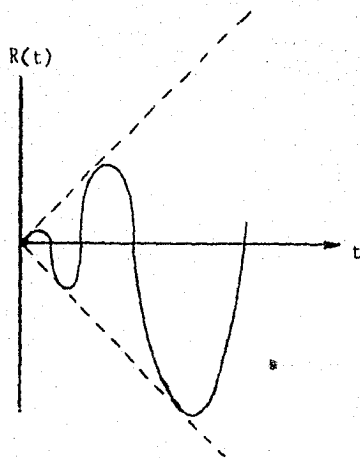
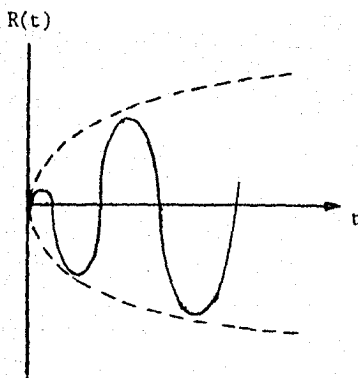


Figura 1.2

Cuando la frecuencia de la carga aplicada a la estructura es igual a la frecuencia de vibración natural del sistema ocurre el fenómeno llamado resonancia. Dependiendo del amortiguamiento de la estructura, la amplitud de vibración crecerá sin límites hasta provocar la falla del sistema. En la figura 1.3. se muestra la respuesta a una carga de resonancia de un sistema tanto amortiguado como sin este.



Sistema sin amortiguamiento



Sistema amortiguado

Figura I.3

II. IDENTIFICACION DEL PROBLEMA

En la Planta Geotermoeléctrica Cerro Prieto II, se tenía el problema de que los valores de las vibraciones -- producidas al poner en funcionamiento el turbo-compresor "A" se incrementaban después de cada paro del compresor, provocando esto que la turbina se desbalanceara frecuentemente. En un principio se pensó que esto podría deberse a que la velocidad de operación fuera mayor que la velocidad crítica.

Con el fin de analizar las causas de este problema se decidió realizar un análisis del comportamiento dinámico de este turbo-compresor, y analizar también, las velocidades críticas y la sensibilidad al desbalanceo del rotor de la turbina de este turbo-compresor.

Durante estas pruebas se obtuvieron registros de vibración para el correspondiente análisis dinámico del turbo-generador de la planta, también, aprovechando la realización de las pruebas de sensibilidad a desbalanceos inducidos, se trató de balancear el rotor de la turbina.

Los registros de las señales de vibración se efectuaron utilizando los sistemas transductores de señal de desplazamiento instalados permanentemente en los turbo-compresores y turbo-generadores; para la vibración de los pedestales, se utilizaron transductores de aceleración, los cuales detectan la vibración en tres ejes a la vez (horizontal, vertical y axial).

Las señales tanto de desplazamiento como de aceleración, fueron almacenadas en cintas magnéticas de 1/4 de pulgada por medio de una grabadora profesional de 4 canales con módulos de frecuencia modulada, utilizando velocidades de 1.5 pulg./seg. para las señales de desplazamiento y 15 pulg./seg. para las de aceleración.

El contenido armónico de la señal de vibración de cada punto registrado y el nivel de grabación fue monitoreado y estudiado en campo por medio de un analizador portátil de tiempo real con capacidad para un rango de frecuencia 0 a 20 KHZ.

Para las pruebas de sensibilidad a desbalanceos inducidos, la determinación experimental de la primera velocidad crítica y el balanceo del rotor, los instrumentos utilizados fueron los siguientes: Los sistemas transductores de desplazamiento instalados en la turbina; un sistema transductor óptico para el análisis de fase instalado ex profeso en el cople; el analizador de tiempo real y la grabadora descritas anteriormente y un analizador adicional que nos permite analizar el comportamiento del ángulo de fase, la amplitud y la velocidad de rotación (Ver figura II.1.) .

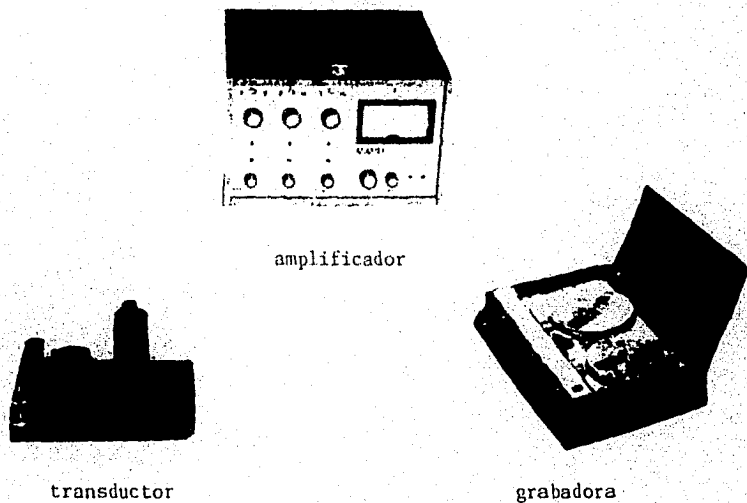


Figura II.2 Equipo utilizado.

II.1. ESTUDIO DINAMICO ANALITICO

A partir de la información obtenida se procedió a realizar un modelo del rotor de la turbina y del compresor de baja para los siguientes análisis:

- Análisis para obtener las velocidades críticas:

El modelo del rotor se obtuvo a partir de su geometría, este consiste en dividir el rotor en un número de secciones o estaciones en donde se discretizan sus propiedades de masa y rigidez, dichas estaciones se eligen donde existen cambios notables en la geometría del rotor o donde existen concentraciones de masa.

Por medio de este análisis se obtiene el peso del rotor, las reacciones estáticas en cada chumacera, el valor de las velocidades críticas no amortiguadas y sus correspondientes formas modales. Una de las ventajas de las formas modales es que por medio de ellas se puede seleccionar analíticamente la localización adecuada, en donde se pueden colocar masas de desbalanceo, con el objeto de evitar la frecuencia o velocidad crítica en particular.

- Análisis para la obtención de respuesta a desbalanceos inducidos:

El análisis se efectuó para cada rotor con los coeficientes adimensionales de rigidez y amortiguamiento generados por medio de un programa de computadora, de acuerdo a las características geométricas de las chumaceras y a las características hidrodinámicas del fluido.

El intervalo de velocidades de giro para este análisis se eligió de tal forma que se pudiera analizar el comportamiento de la primera velocidad crítica. Los desbalanceos inducidos se evaluaron con la fórmula $U = 4\omega/N$ que representa los desbalanceos máximos recomendados para que las fuerzas transmitidas por el rotor a los pedestales queden dentro de niveles adecuados. Los resultados de este análisis se utilizan primeramente para establecer el grado de sensibilidad del rotor a desbalanceos inducidos y para determinar si el

amortiguamiento existente es suficiente para controlar el valor de las amplitudes dentro de límites permisibles.

El análisis armónico durante las pruebas de sensibilidad y balanceo al rotor de la turbina se muestran en la tabla 1. Como se puede apreciar, se efectuaron cuatro corridas "arranque y disparo" de la unidad con la finalidad de colocar los pesos de prueba y los correctivos. Cabe hacer notar que la colocación de los pesos de prueba fue considerando el rotor rígido, ya que su velocidad de operación está abajo de su primera velocidad crítica, y con la finalidad de analizar su sensibilidad a desbalanceos inducidos, además de balancear el rotor desde esta etapa.

Al aplicar un peso de 15 gramos se logró disminuir prácticamente a la mitad el nivel de vibración en ambas chumaceras, se puede observar también en el contenido armónico la presencia de los componentes $2N$ y $3N$.

El comportamiento de la amplitud de vibración a diferentes velocidades de giro durante las operaciones de subida y bajada de velocidad en la condición "sin peso de prueba" se puede ver en las gráficas de las figuras II.3. a II.6, nótese en estas gráficas la diferencia en el valor de la frecuencia al producirse la resonancia (mayor amplitud) y la presencia de un efecto de valle en el rango de frecuencias de --

2,400 a 3,600 rpm. Cabe la aclaración que antes, durante y después de la resonancia el comportamiento del ángulo de fase no fue indicativo del paso por una velocidad crítica, lo cual podría indicar que se trata de una resonancia estructural.

Los resultados del estudio analítico realizado a partir del croquis de la figura II.7. y los datos recopilados en campo se presentan en las gráficas de las figuras II. 8, II.9. y II.10.

El rotor se modeló en 18 estaciones, correspondiendo las estaciones 5 y 15 a las chumaceras y la estación 10 al centro geométrico del rotor. En la figura II.8. se muestra el mapa de velocidades críticas para un rango de rigidez de pedestales de 10^4 a 10^7 lb/pulg. . En la figura II.9 se presentan las formas modales que adquiere el rotor a sus velocidades críticas, para el rango de rigidez de pedestales de 4×10^5 a 10^6 lb/pulg., se puede observar que el valor de la primera velocidad crítica está comprendida de 6,092 a 8,022 rpm. En la figura II.10 se presenta la respuesta del rotor a un desbalanceo inducido al centro del rotor al introducir el amortiguamiento de las chumaceras, en esta figura se graficó la respuesta de las estaciones 4, 10 y 15. Nótese que el efecto de resonancia se manifiesta de 7,700 a 8,400 rpm, en este rango está comprendido el valor de la primera velocidad crítica de 7,946 rpm. reportado por el fabricante de la turbina.

En base a los resultados anteriores, se concluyó que:

- El rotor de la turbina al operar a 6,600 rpm está trabajando como rotor rígido, por debajo de su primera velocidad crítica.

- La sensibilidad del rotor a desbalanceos inducidos está dentro de lo aceptable de acuerdo a las especificaciones del API-612.

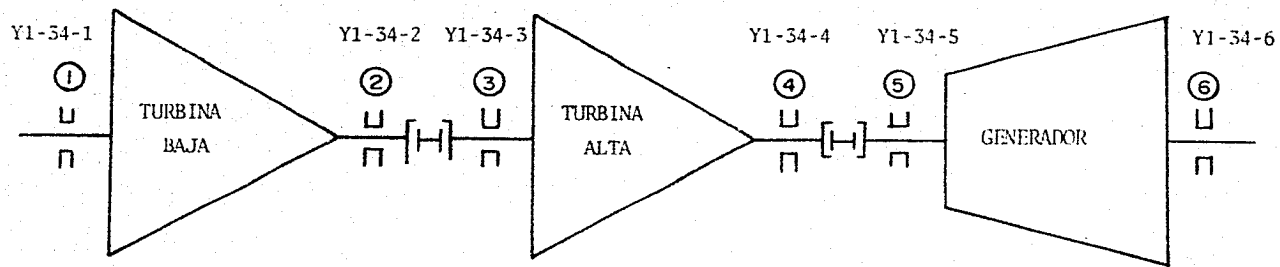
- El rotor manifestó efectos ligeros de flexión y/o desalineamiento.

- La resonancia detectada podría ser introducida por los pedestales.

Con la finalidad de precisar la causa de este problema se procedió a realizar una serie de pruebas a los pedestales de apoyo de la turbina, consistentes en excitación forzada con su correspondiente análisis de función de transferencia y coherencia, los cuales se describen detalladamente en el siguiente capítulo.

TABLA I ANALISIS ARMONICO DURANTE LAS PRUEBAS DE SENSIBILIDAD Y BALANCEO.
TURBINA.

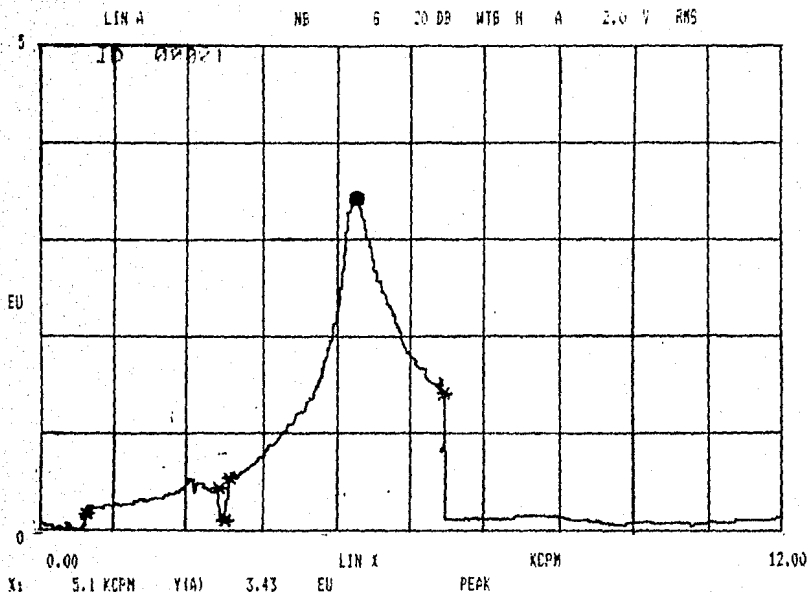
CONDICION	VEL. DE GIRO RPM	CONTENIDO ARMONICO	CHUMACERA LADO LIBRE AMP. FASE MILS P P Ø °	CHUMACERA LADO COIPLE AMP. FASE MILS P P Ø °
1a. CORRIDA SIN PESOS DE PRUEBA	6 600	N	1.56	- 86° 1.95
		2N	0.07	- 0.23
		3N	-	- 0.11
2a. CORRIDA CON PESO DE PRUEBA 15 gr RUEDA LADO COIPLE	6 600	N	0.77	- 40° 0.95
		2N	0.13	- 0.26
		3N	-	- 0.13
3a. CORRIDA CON PESO DE PRUEBA DE 15 gr RUEDA LADO LIBRE	6 600	N	1.52	- 125° 1.47
		2N	0.15	0.16
		3N	-	0.11
4a. CORRIDA CON PESOS CORRECTIVOS DE 9.5 gr. Y 6.5 gr.	6 600	N	0.90	- 93° 1.15
		2N	0.20	0.10
		3N	0.03	0.08



LOCALIZACION DE LOS PUNTOS DE MEDICION

TURBO-GENERADOR U1

FIG. 2



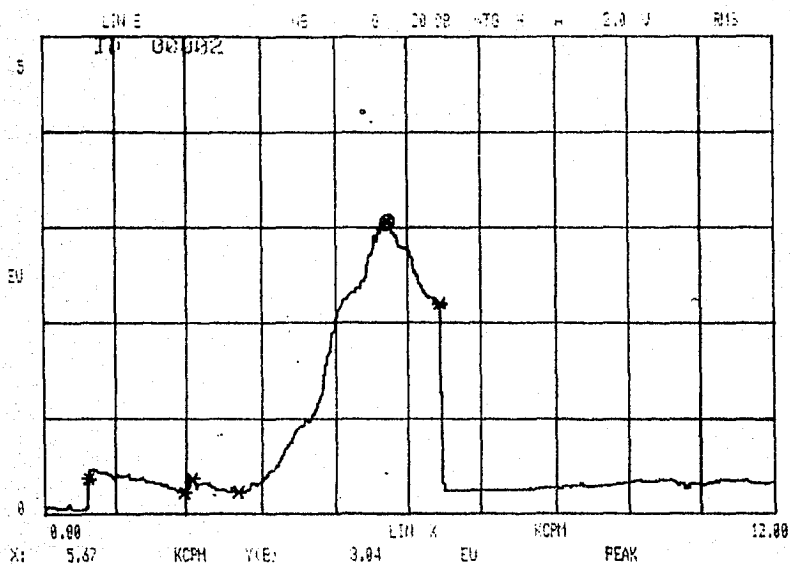
1. SPECT A & B

ID 00001

1	X:	0.75	KCPM	Y(A)	1.77 E -1	EU	PEAK
2	X:	2.91	KCPM	Y(A)	4.42 E -1	EU	PEAK
3	X:	3.03	KCPM	Y(A)	1.01 E -1	EU	PEAK
4	X:	3.09	KCPM	Y(A)	5.40 E -1	EU	PEAK
5	X:	5.10	KCPM	Y(A)	3.43	EU	PEAK
6	X:	6.54	KCPM	Y(A)	1.41	EU	PEAK
7							
8							

FIGURA 11.3

SUBIDA DE VELOCIDAD EN CHUMACERA DE TURBINA LADO LIBRE
 ESCALA DE AMPLITUD 1.0 MILS ESCALA DE FRECUENCIA 1.2 KCPM

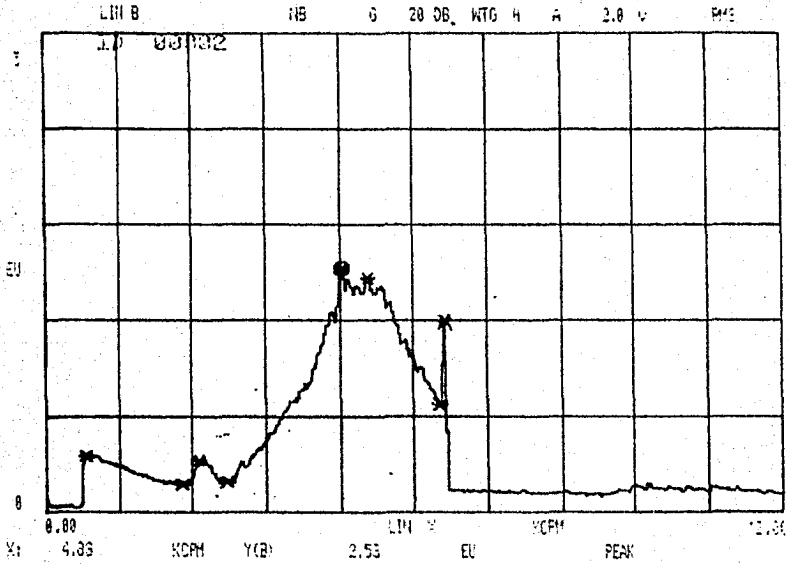


1. SPECT A & B

10 00002

1	X:	0.75	KCPM	Y(B)	3.83 E-1	EU	PEAK
2	X:	2.37	KCPM	Y(B)	2.30 E-1	EU	PEAK
3	X:	2.49	KCPM	Y(B)	3.73 E-1	EU	PEAK
4	X:	3.24	KCPM	Y(B)	2.35 E-1	EU	PEAK
5	X:	5.67	KCPM	Y(B)	3.04	EU	PEAK
6	X:	6.54	KCPM	Y(B)	2.28	EU	PEAK
7							
8							

FIGURA 11.5 SUBIDA DE VELOCIDAD EN CHUMACERA DE TURBINA LADO COPLE
 ESCALA DE AMPLITUD 1.0 IN/CS ESCALA DE FRECUENCIA 1.0 KCPM



1. SPECT A & B

ID 00002

1	X:	0.66	KCPH	Y(B)	5.37 E-1	EU	PEAK
2	X:	2.25	KCPH	Y(B)	2.61 E-1	EU	PEAK
3	X:	2.52	KCPH	Y(B)	5.41 E-1	EU	PEAK
4	X:	2.77	KCPH	Y(B)	3.25 E-1	EU	PEAK
5	X:	4.83	KCPH	Y(B)	2.53	EU	PEAK
6	X:	5.25	KCPH	Y(B)	2.43	EU	PEAK
7	X:	6.42	KCPH	Y(B)	1.12	EU	PEAK
8	X:	6.51	KCPH	Y(B)	1.99	EU	PEAK

FIGURA 11.5

BAJADA DE VELOCIDAD EN CHINACERA DE TURBINA LADO COPLE
 ESCALA DE AMPLITUD 1.0 V/1LS ESCALA DE FRECUENCIA 1.2 KCPH

ESTACIONES. —

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18

635 = 32.87"

290 F₂
 (CON ALABES DIXO
 SIN CL 1/2 UNP &
 1/4 ENGRANAJE.)

PESO DE ENGRANAJE:

$$J_1 = 0.11$$

$$J_2 = 0.10$$

$$J_3 = 0.091$$

$$= 0.39$$

$$W_1 = 0.222 \cdot 0.57 / (2.29 \cdot 1.57) = 0.22$$

$$W_2 = 0.222 \cdot 0.51 / (2.05 \cdot 1.5) = 0.22$$

$$W_3 = 0.222 \cdot 0.51 / (2.29 \cdot 2.07) = 0.22$$

$$= 0.5116$$

PESO TOTAL ROTOR = 655.0 LB
 (ALABES + 1/2 CORP + ENGRANAJE + ROTOR)

Peso 1/2 CORP = 16.5

$$W_1 = 0.222 \cdot 0.57 / (2.29 \cdot 1.57) = 0.22$$

$$W_2 = 0.222 \cdot 2.7 / (6.29 \cdot 1.07) = 0.22$$

$$= 0.22$$

$$J_1 = 89.19$$

$$J_2 = 12.33$$

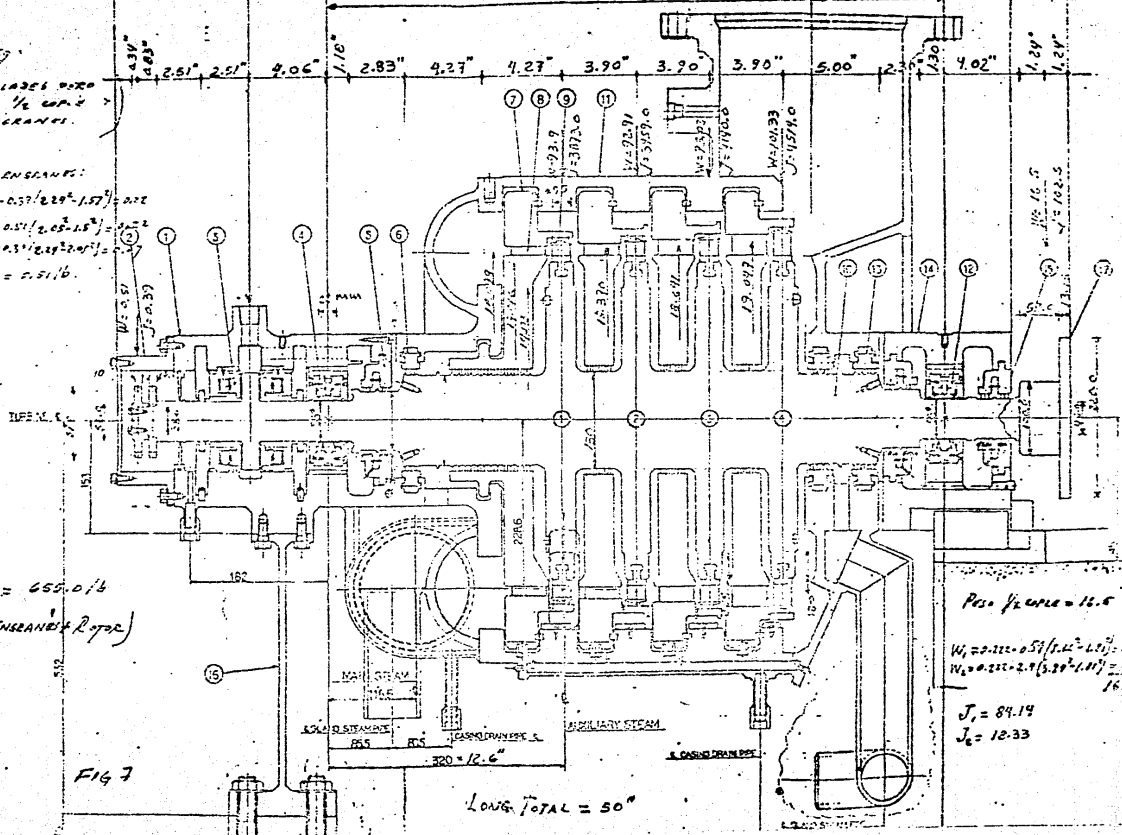


Fig 7

LONG. TOTAL = 50"

Figura II.7

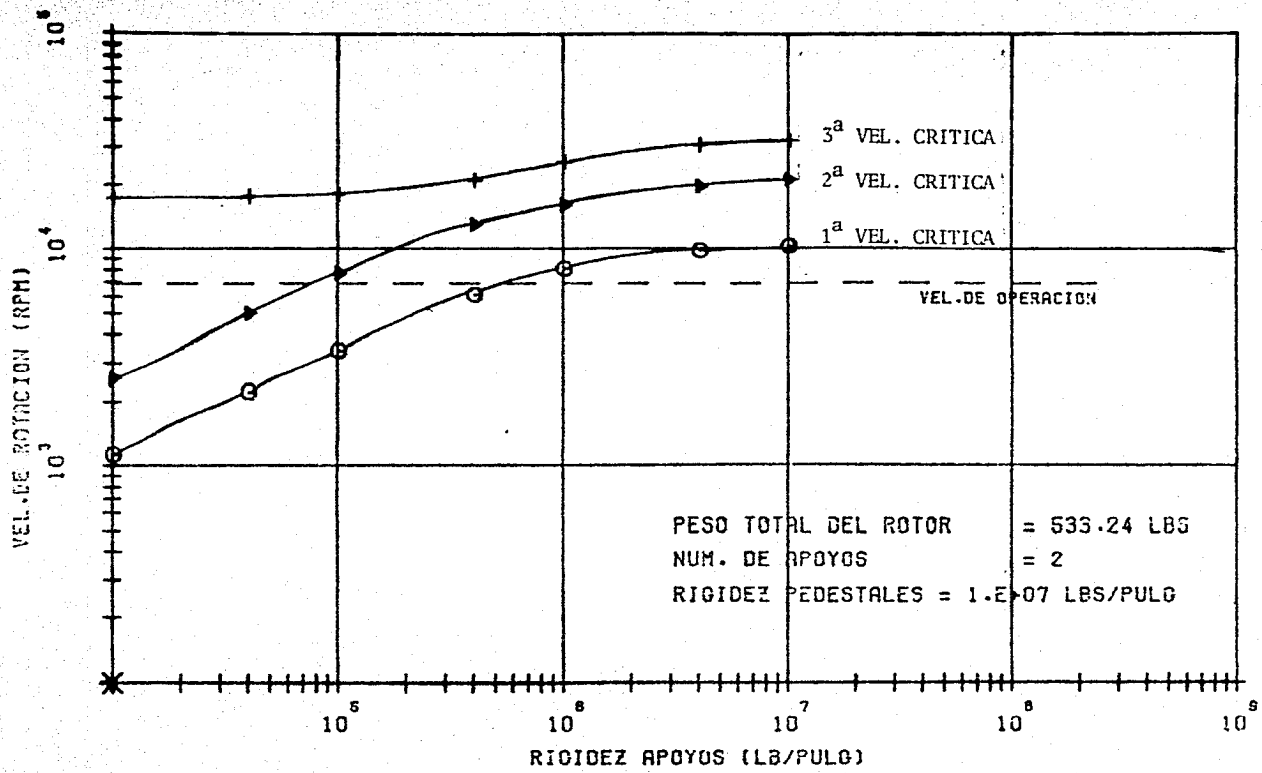
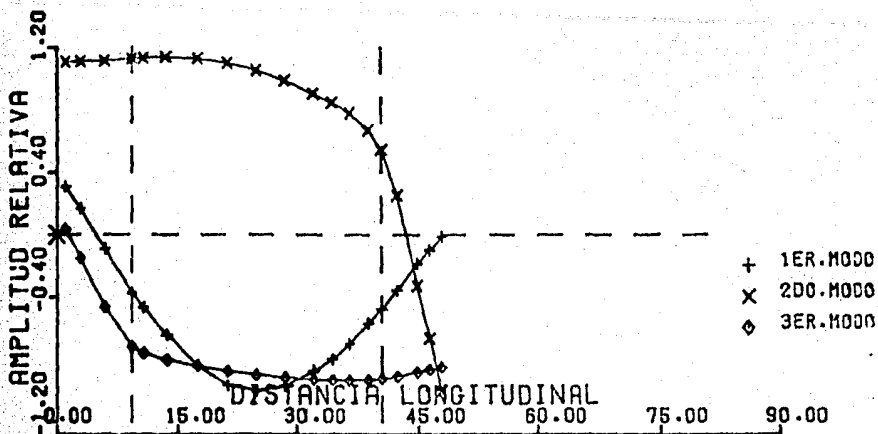


FIG. 6 MAPA DE VELOCIDADES CRITICAS LATERALES DEL SISTEMA ROTOR-CHUMACERAS

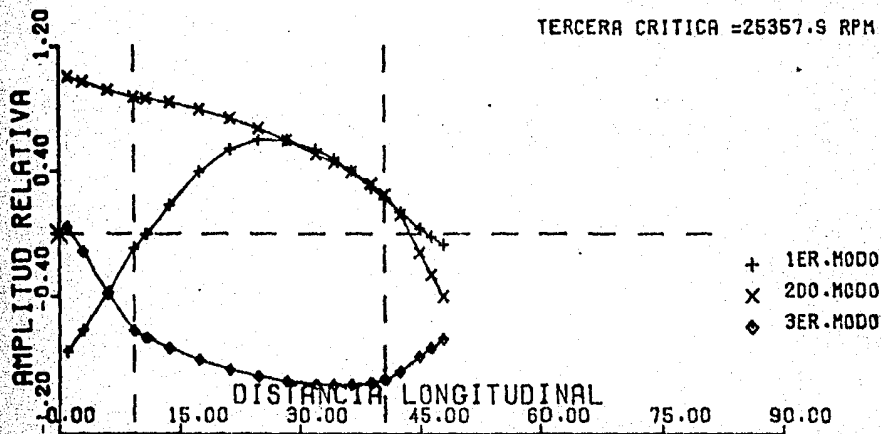


RIGIDEZ APOYOS = 1000000.0 LB/PLG

PRIMERA CRITICA = 8022.5 RPM

SEGUNDA CRITICA = 16013.0 RPM

TERCERA CRITICA = 25357.9 RPM



RIGIDEZ APOYOS = 400000.0 LB/PLG

PRIMERA CRITICA = 6092.5 RPM

SEGUNDA CRITICA = 13015.3 RPM

TERCERA CRITICA = 20898.9 RPM

FIG. 9 FORMAS MODALES DEL SISTEMA ROTOR-CHUMACERAS

DESBALANCEO PERMISIBLE = 0.326 ONZAS-PULGADAS

DESBALANCEO AL CENTRO = 1.00 " "

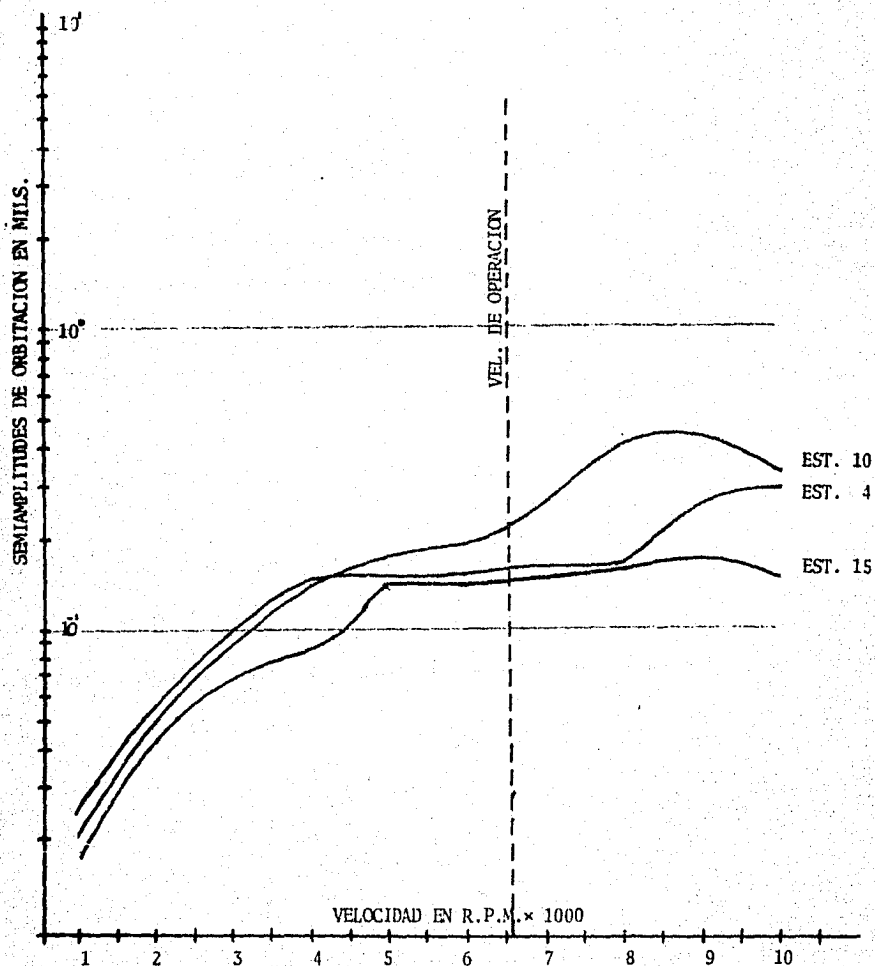


FIG. 10 RESPUESTA AL DESBALANCEO

TURBINE DESIGN DATA

1. Type of Turbine Back pressure turbine
2. Rated Output 710 KW
3. Rated speed (Turbine/Generator) 6845 rpm
4. Direction of Revolution Counter-Clock-Wise
(View from turbine front end)
5. Steam Conditions (at MSV - inlet)
 - Main Steam Pressure 10.75 kg/cm² abs.
 - Main Steam Temperature 182.2° C
6. Back Exhaust Pressure 3.26 kg/cm² abs.
7. Throttle Flow 30,867 kg/h
- 8.- Number of Stages 4 stages
9. Critical Speed
(single span with flexible support)
 - First 7946 rpm

III. ESTUDIOS REALIZADOS

Con el objeto de determinar si los apoyos de la turbina estaban en resonancia con la velocidad o velocidades de operación de esta última, fue necesario realizar el análisis modal de la estructura para obtener sus frecuencias naturales y sus formas modales correspondientes.

El análisis consistió en resolver la ecuación matricial :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad \text{---(1)}$$

Donde:

$\{\ddot{X}\}$ Es el vector de coordenadas generalizadas.

$\{0\}$ Es el vector nulo

$[M]$ y $[K]$ Son las matrices de masa y rigidez, respectivamente, del sistema.

Estas matrices consideran las características geométricas, las propiedades mecánicas del o de los materiales y las condiciones de frontera que se imponen al sistema.

De la solución de la ecuación (1), considerando un grado de libertad obtenemos:

$$\ddot{X} = -\omega^2 X \quad \text{---(2)}$$

Donde:

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \quad \text{---(3)}$$

Siendo ω la velocidad natural del sistema .

Además sabemos que:

$$\omega = 2\pi f \quad \text{---(4)}$$

Igualando las ecuaciones (4) y (3) obtenemos:

$$\sqrt{\frac{K}{M}} = 2\pi f$$

Despejando f , obtenemos la frecuencia natural del sistema.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{---(5)}$$

Si analizamos un sistema con N grados de libertad sustituimos (2) en (1) :

$$-\omega^2[M]\{\chi\} + [K]\{\chi\} = \{0\}$$

Reagrupando términos:

$$[K]\{\chi\} = \omega^2[M]\{\chi\} \quad \text{---(6)}$$

Premultiplicando (6) por $[M]^{-1}$ obtenemos:

$$[M]^{-1}[K]\{\chi\} = \omega^2\{\chi\} \quad \text{---(7)}$$

Haciendo:

$$[A] = [M]^{-1}[K]\{\chi\} \quad \text{---(8)}$$

$$\lambda = \omega^2 \quad \text{---(9)}$$

Obtenemos el problema de valores característicos:

$$[A]\{\chi\} = \lambda\{\chi\} \quad \text{---(10)}$$

Cuya solución nos determina las frecuencias naturales y las formas modales correspondientes del sistema.

Si reagrupamos los términos de la ecuación (10) obtenemos:

$$[A - \lambda I]\{\chi\} = \{0\} \quad \text{---(11)}$$

Para que la ecuación (11) tenga una solución no trivial, es necesario que se cumpla que:

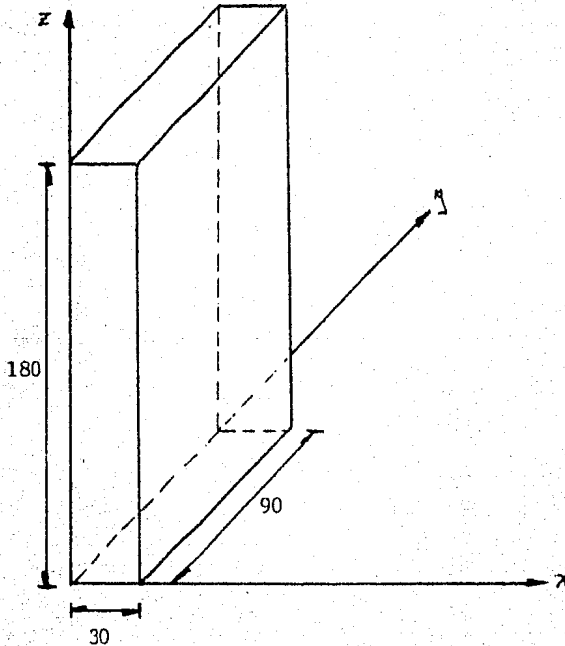
$$[A - \lambda I] = 0$$

Si deseamos obtener las primeras N frecuencias de una estructura es necesario plantear un sistema de N grados de libertad.

Para la solución de este problema, el método del elemento finito resulta de gran ayuda, pues con el, podemos crear un modelo matemático que represente el comportamiento de la estructura. Este método tiene la ventaja que puede

mos representar cualquier estructura, por compleja que sea su geometría y variado el número de materiales que la constituyen, además, con la ayuda de una computadora, la solución del problema de valores característicos se realiza con gran rapidez.

Para el análisis de las frecuencias naturales de los apoyos, se consideraron las siguientes características:



Columna de concreto.

$$f'c = 200 \text{ kg/cm}^2$$

$$\gamma = 2.4 \text{ ton/m}^3$$

$$A = 30 \text{ cm}$$

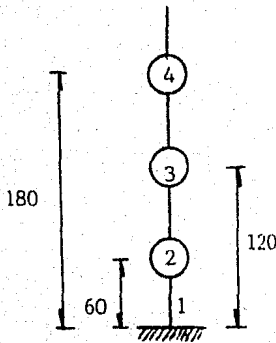
$$B = 90 \text{ cm}$$

$$C = 180 \text{ cm}$$

$$W = 2.4 \times 0.30 \times 0.90 \times 1.80 = 1.1664 \text{ ton}$$

$$M = \frac{1.1664}{981} = 0.00189 \frac{\text{ton} \cdot \text{s}^2}{\text{cm}}$$

El modelo matemático utilizado para obtener las primeras frecuencias naturales, fue el siguiente:



Los resultados proporcionados por el programa de computo se presentan en los listados identificados como tabla I, nótese que el valor calculado para el 4º modo, vibración vertical o cabeceo, es de 329.6 Hz.

PRUEBAS DE VIBRACION FORZADA

Un sistema vibratorio está constituido por una masa, un resorte, un amortiguador y una fuerza de excitación, los tres primeros describen el sistema físico, la idealización de este se muestra en la figura III.1. La energía se almacena en la masa y en el resorte y se disipa en el amortiguador en forma de calor. La fuerza de excitación varía en función del tiempo, por tanto, se puede conocer el valor de esta en un instante dado.

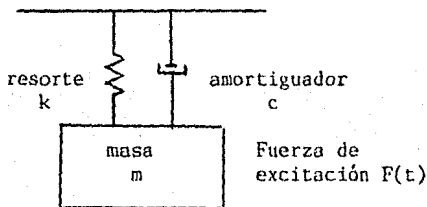
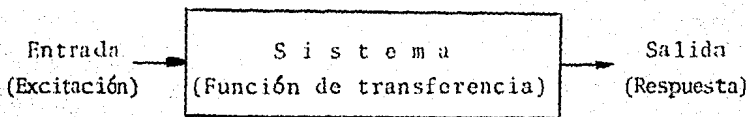


Figura III.1

Cuando el sistema está suspendido por apoyos, la fuerza de excitación puede ser introducida al sistema a través de la aplicación de fuerzas en los apoyos. En maquinaria, la fuerza de excitación frecuentemente aparece por el desbalanceo de sus componentes móviles. A la vibración de un sistema dinámico bajo la influencia de una fuerza de excitación se le llama vibración forzada.

La evaluación del estado dinámico de la turbina en estudio se realizó mediante pruebas de vibración forzada, utilizando un análisis de función de transferencia y coherencia a pedestales y apoyos de esta turbina.

La función de transferencia es un modelo matemático, el cual nos define la relación entre la entrada y la salida de un sistema físico. Si el sistema tiene una sola entrada y una sola salida, este puede ser representado por medio de un diagrama de bloques como el que se muestra en la siguiente figura:



La respuesta del sistema es causada por una fuerza de excitación y la relación entre estos es la función de transferencia:

$$\text{Función de transferencia} = \frac{\text{Salida}}{\text{Entrada}}$$

La función de coherencia, también conocida como correlación, lo mismo que la media y la varianza, frecuentemente es útil cuando no lo es la Ley de probabilidades completa, debido a la dificultad en los cálculos de la distribución o a la falta de completa información acerca de las variables. En lugar de una ley de probabilidades conjunta bien definida, podemos tener sólo estimaciones confiables de los momentos de primero y segundo orden. En este caso, parejas de observaciones de dos variables pueden conducir a un diagrama de dispersión de punto y a una estimación de su coeficiente de correlación.

El coeficiente de correlación se obtiene de la división de la covarianza de las dos variables (sean X y Y) por el producto de sus desviaciones típicas:

$$\rho_{x,y} = \frac{\text{COV} [X,Y]}{\sigma_x \sigma_y}$$

Este coeficiente tiene la propiedad de que:

$$-1 \leq \rho_{x,y} \leq 1$$

Para el caso en estudio los valores de coherencia son positivos debido a que las parejas son tales que a valores de X mayores que su media se asocian valores de Y mayores que su media y los menores que la media de X con los menores que la media de Y . La coherencia es máxima cuando toma el valor de 1.

Para las pruebas de vibración forzada y el registro de las señales se utilizó, para la respuesta, un acelerómetro unidireccional especial para pruebas de impacto y para excitación, se utilizó un sensor de fuerza sintonizando la excitación de los pedestales y apoyos con este sensor.

Las señales de vibración y las derivadas de las pruebas de impacto fueron almacenadas en cinta magnética y analizadas previamente para su correcta grabación, de tal forma que no se ocasionarán problemas de saturación y de respuesta en frecuencia, utilizando la grabadora y el analizador portátil de campo ya descritos en el capítulo anterior.

Cabe aclarar que para lograr el análisis de función de transferencia y coherencia, se debe registrar a la

vez, tanto la señal de respuesta como la señal de excitación, la proporcionada por el sensor de fuerza al producirse el impacto y también la señal de desplazamiento del rotor de la turbina durante su operación de arranque de velocidad.

Los resultados y el análisis de estas pruebas se describen en el capítulo siguiente.

CONTROL INFORMATION

NUMBER OF NODAL POINTS	=	5
NUMBER OF ELEMENT TYPES	=	1
NUMBER OF LOAD CASES	=	0
NUMBER OF FREQUENCIES	=	6
ANALYSIS CODE (NDYN)	=	1
EQ.0, STATIC		
EQ.1, MODAL EXTRACTION		
EQ.2, FORCED RESPONSE		
EQ.2, RESPONSE ESPECTRUM		
EQ.4, DIRECT INTEGRATION		
EQ.5, FREQUENCY RESPONSE		
SOLUTION MODE (MODEX)	=	0
EQ.0, EXECUTION		
EQ.1, DATA CHECK		
NUMBER OF SUBSPACE		
ITERATION VECTORS (NAD)	=	0
EQUATIONS PER BLOCK	=	0
TAPE10 SAVE FLAG (N10SV)	=	0
GRAVITATIONAL CONSTANT	=	981.00
TOTAL BLANK COMMON (MTOT)	=	15000

REQUIERED BLANK COMMON FOR THIS STEP = 51

MODELO COLUMNAS CFE SIN INCLUIR LA MASA DEL EQUIPO

PRINT OF FREQUENCIES

MODE NUMBER	CIRCULAR FREQUENCY (RAD/SEC)	FREQUENCY (CYCLES/SEC)	PERIOD (SEC)
1	0.2117+03	0.3339+02	0.2968-01
2	0.5731+03	0.9121+03	0.1026-01
3	0.1104+04	0.1757+03	0.5693-02
4	0.2071+04	0.3296+03	0.3034-02
5	0.2180+04	0.3470+03	0.2882-02
6	0.2419+04	0.3850+03	0.2597-02

REQUIRED BLANK COMMON FOR THIS STEP = 307

PRINT OF EIGENVECTORES

TABLA 1

IV. ANALISIS DE RESULTADOS

Las pruebas realizadas en el turbo-compresor - "A", como se menciona en el capítulo anterior fueron concretamente en los apoyos de la turbina, la realización del análisis de función de transferencia y coherencia fue primeramente usando como excitación el sensor de fuerza y como la respuesta, la vibración vertical del apoyo. Los resultados de este análisis, para el apoyo lado libre, se presentan en el figura IV.1., se puede apreciar que el apoyo manifestó el efecto de resonancia a las frecuencias de 82.5, 230 y 284 HZ, a esta última frecuencia, tiene su mayor valor la función de transferencia con una coherencia de 0.906.

Los resultados para el apoyo lado cople se presentan en la figura IV.2 se puede ver que solamente las frecuencias de 284 y 302 Hz responden a la excitación, teniendo su mayor valor de función de transferencia y coherencia a la frecuencia de 302 Hz .

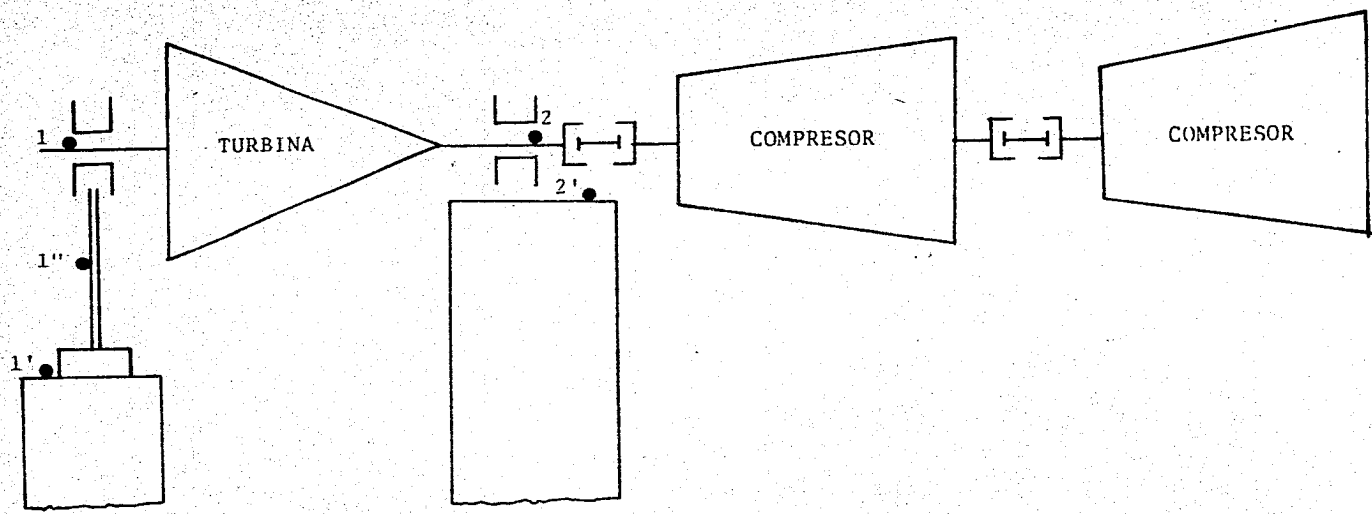
El comportamiento armónico de las señales de vibración del rotor en sus chumaceras y de los apoyos, durante la subida de velocidad de la turbina desacoplada se presentan en las figuras IV.3, IV.4 y IV.5. en las que podemos observar que en el lado libre se manifestó una resonancia a 95 Hz. También se puede señalar que, la amplitud de vibración del rotor, al operar a 6,525 rpm fue de 2.20 mils en el lado libre y de 0.76 mils en el lado cople. Al comparar estos niveles de vibración con los obtenidos después de balancearse el rotor anteriormente (Capítulo II) se puede observar que, en el lado libre, estos se incrementaron más de 100% y, en el lado cople, estos disminuyeron un 34%. Esta disminución puede ser debida a que la turbina trabajó desacoplada.

En el análisis de Cascada de la figura IV.4 se puede apreciar que el efecto de resonancia en los apoyos, manifestado a la frecuencia de 325 Hz, se excita cuando la turbina está girando a 6,500 rpm, entrando en sincronía con la frecuencia de vibración 3N. Nótese también el efecto de resonancia al rededor de la frecuencia 320 a 350 Hz, cuando el ro

tor gira de 4,950 a 5,400 rpm y la cuarta armónica 4 N de vibración entró en sincronía en el rango de frecuencias descrito.

El análisis de función de transferencia y coherencia, usando como excitador al rotor girando a 6,525 rpm, y como respuesta, la vibración vertical de los dos apoyos de la turbina, se presenta en las figuras IV.6., IV.7 y IV.8. Nótese en el análisis del apoyo lado libre que la función de transferencia únicamente manifiesta amplitud a la frecuencia de 325 Hz, la coherencia tiende a normalizarse al valor de la unidad, a las frecuencias de vibración $N=108.3$, $2N=216.6$ y $3N=325$ Hz. En el análisis de fase y función de transferencia aplicándole la expansión "ZOOM" se puede apreciar claramente el cambio de fase a la frecuencia de 324 Hz. Para el apoyo lado cople, la normalización de la coherencia es casi perfecta a las frecuencias de vibración, no así el análisis de la función de transferencia ni del comportamiento de la fase, los cuales no se definen a ninguna frecuencia en el rango de 0 a 500 Hz.

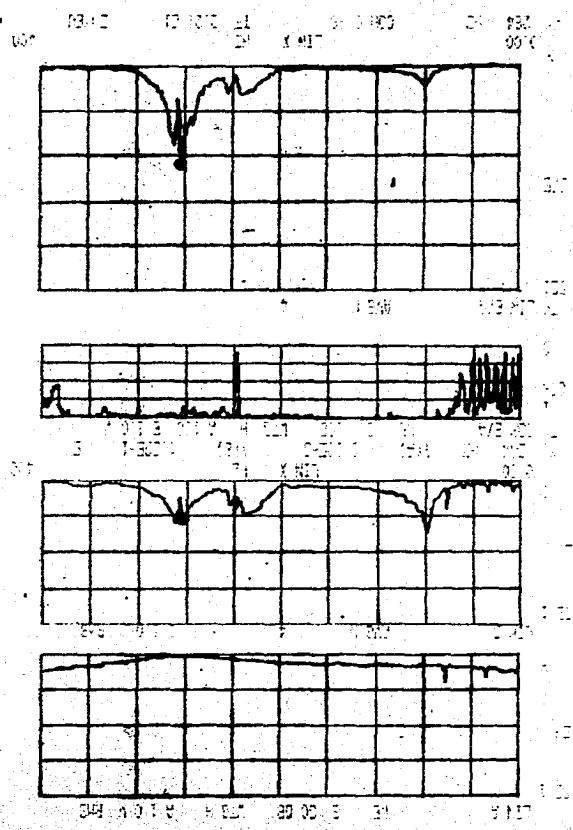
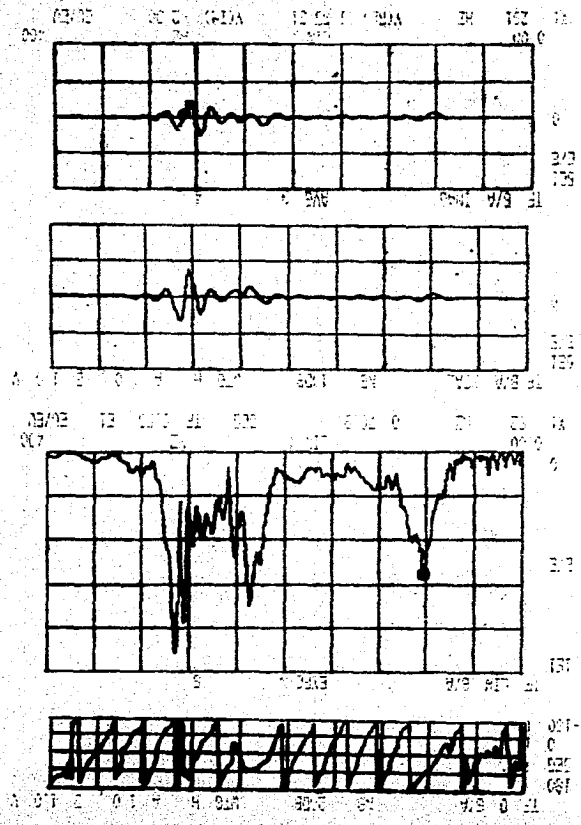
La solución a este problema y el análisis de esta se presenta en el capítulo siguiente.



Localización de puntos de medicion.

ANÁLISIS DE RESPONDA TRANSFERENCIA Y COMERCIA
 EN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN ELÉCTRICA

FIGURA IV.1



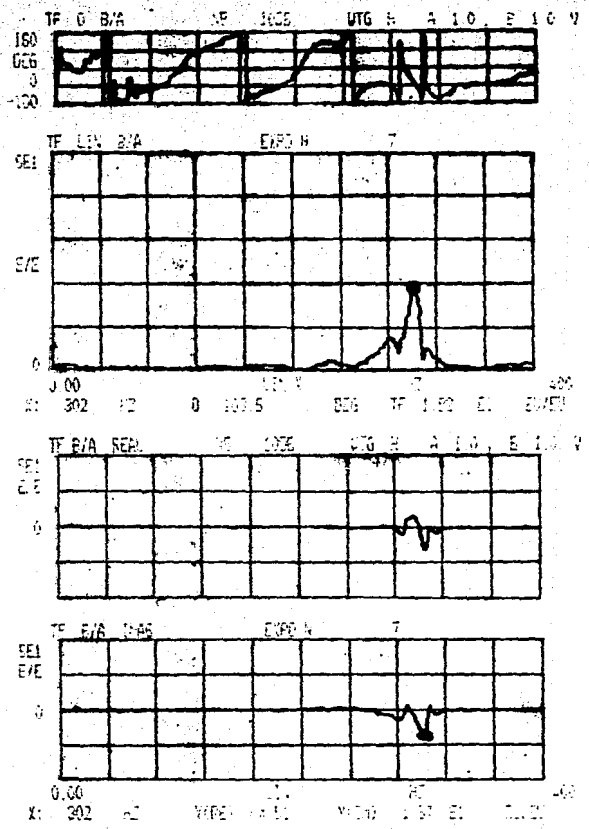
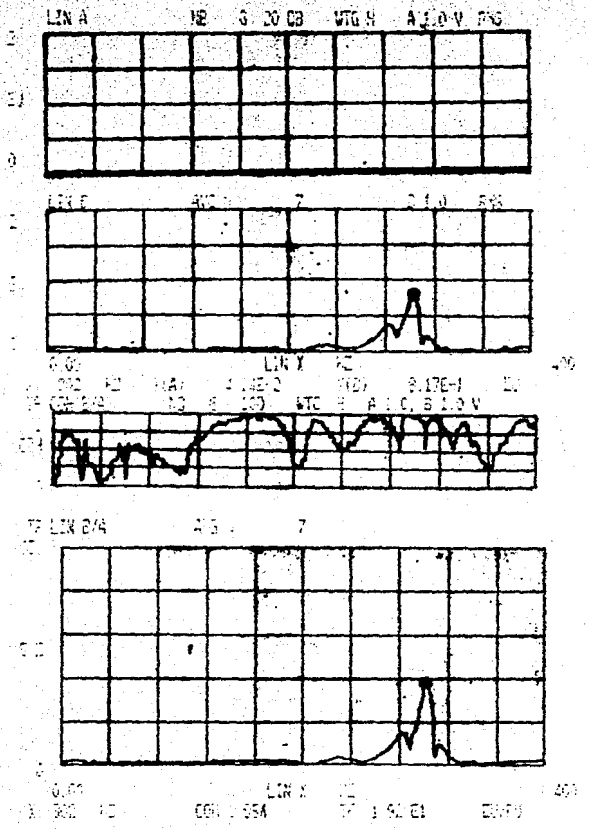


FIGURA IV.2. ANALISIS DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA Y COHERENCIA EN PUNTO 21 400V DE TURBINA 1 ADD COBLE

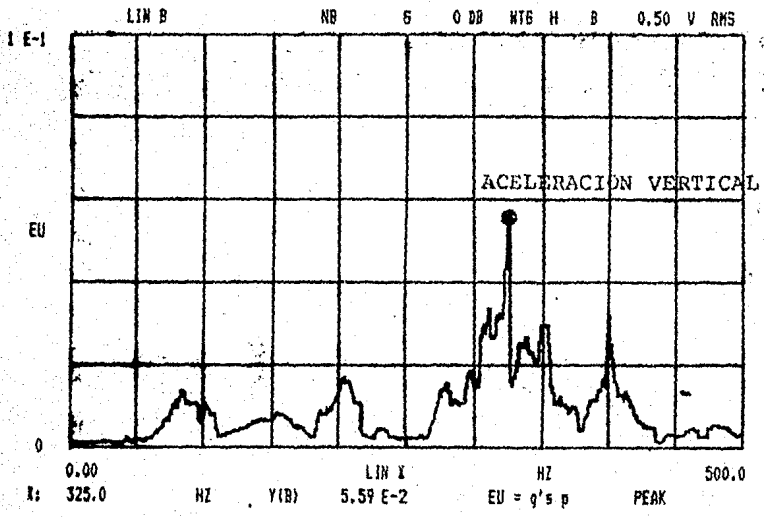
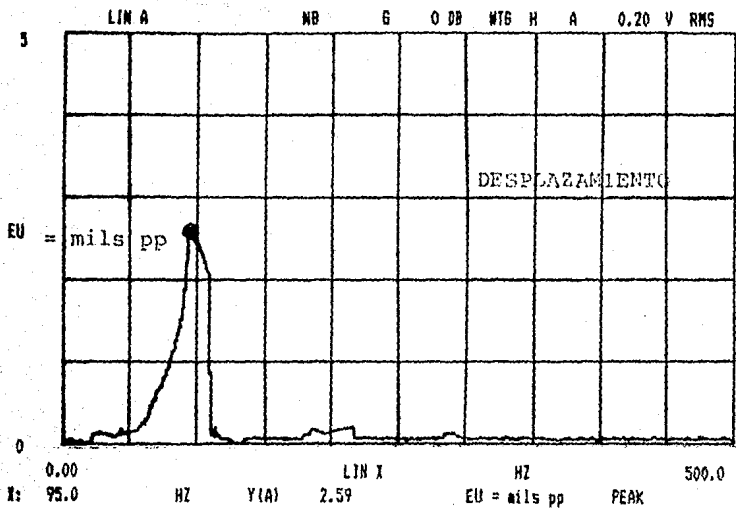
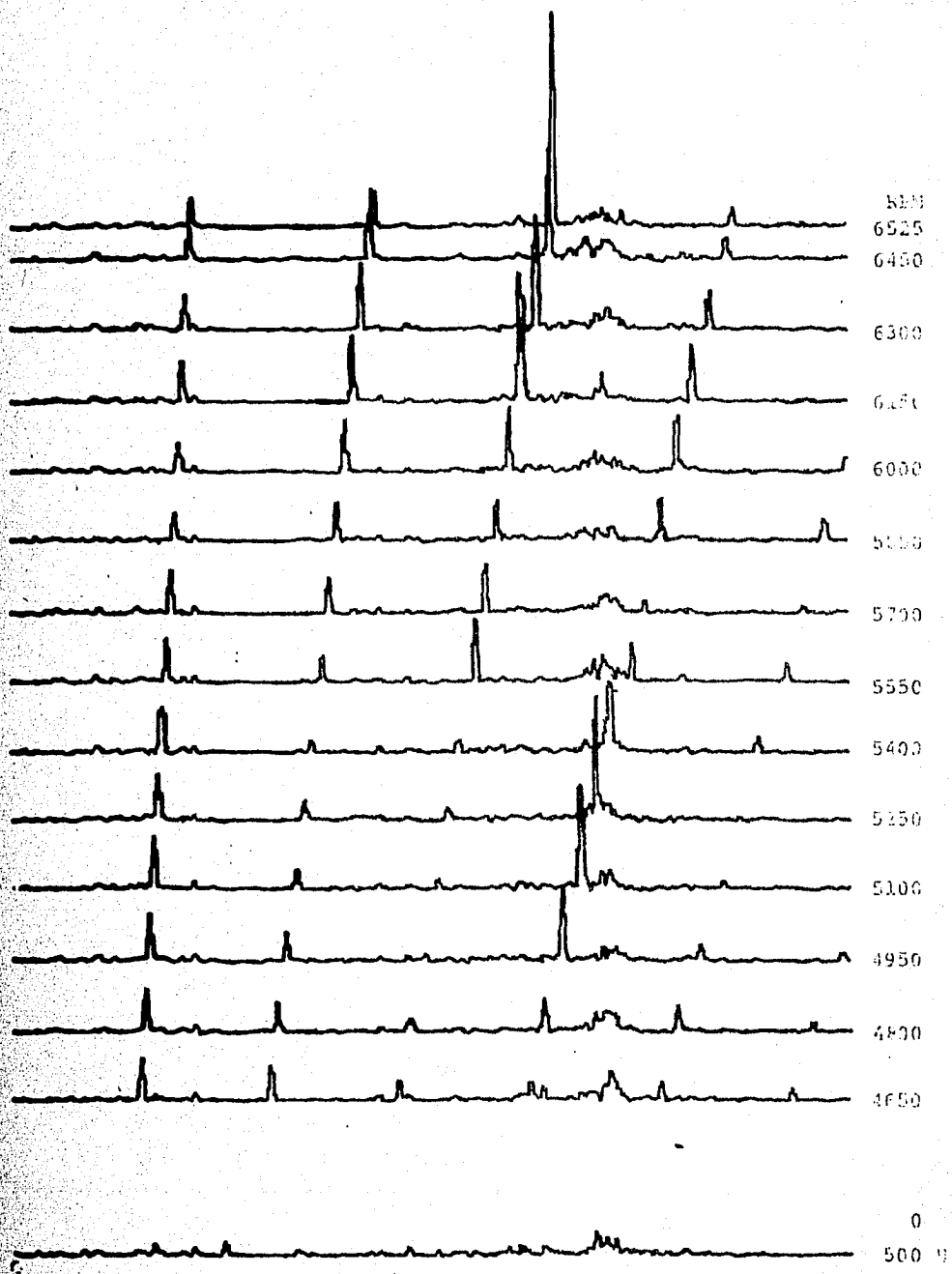


FIGURA IV.3 SENAL DE DESPLAZAMIENTO Y ACELERACION DURANTE SUBIDA DE VELOCIDAD EN PUNTOS 1 Y 1' CHUNACERA Y APOYO DE PEDESTAL TURBINA LADO LIBRE



FiguraIV.4 Análisis de cascada durante subida de velocidad en punto 1' en apoyo lado libre.

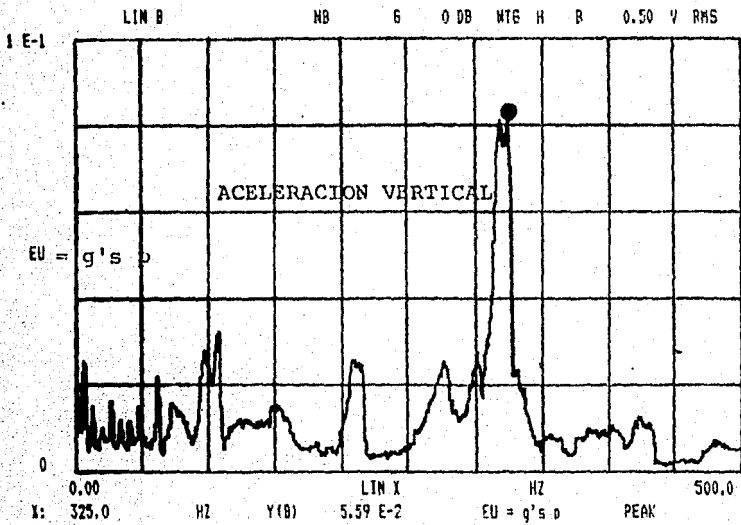
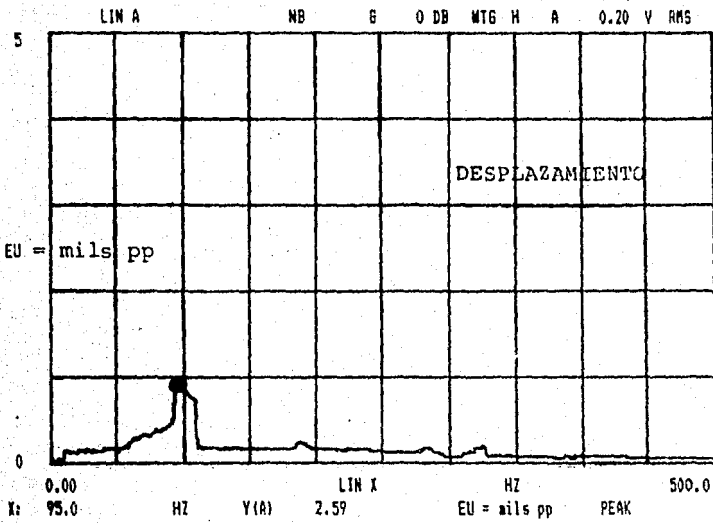


FIGURA IV.5 SENAL DE DESPLAZAMIENTO Y ACELERACION DURANTE SUBIDA DE VELOCIDAD EN PUNTOS 2 Y 2' CHUMACERA Y APOYO DE PEDESTAL TURBINA LADO COPLE

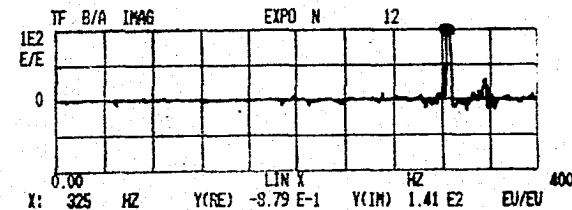
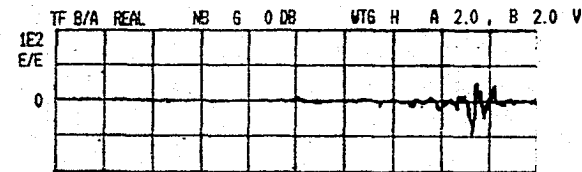
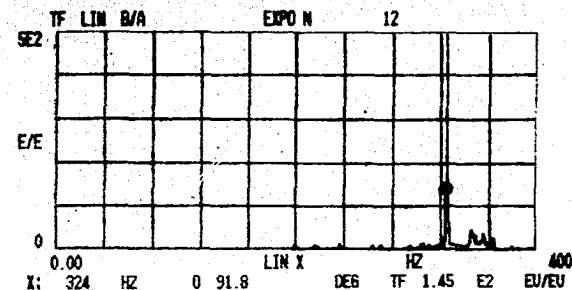
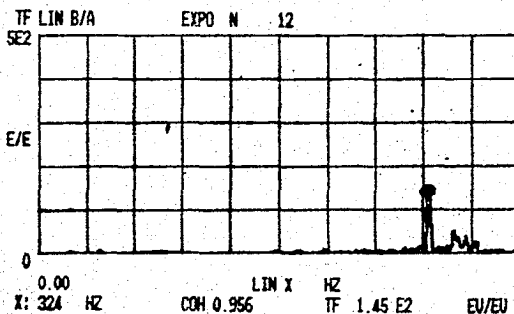
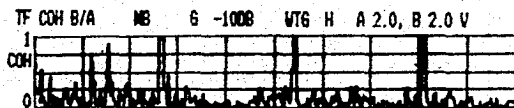
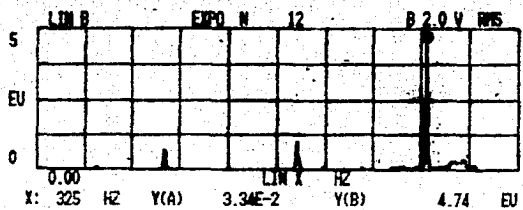
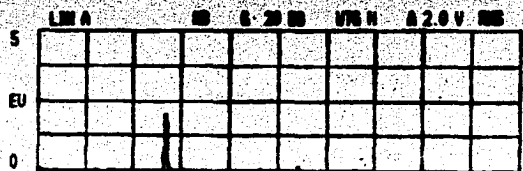


FIGURA IV.6

ANÁLISIS DE FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA Y COHERENCIA EN PUNTO 1'
APOYO DE TURBINA LADO LIBRE, EXCITACION GIRO DE TURBINA

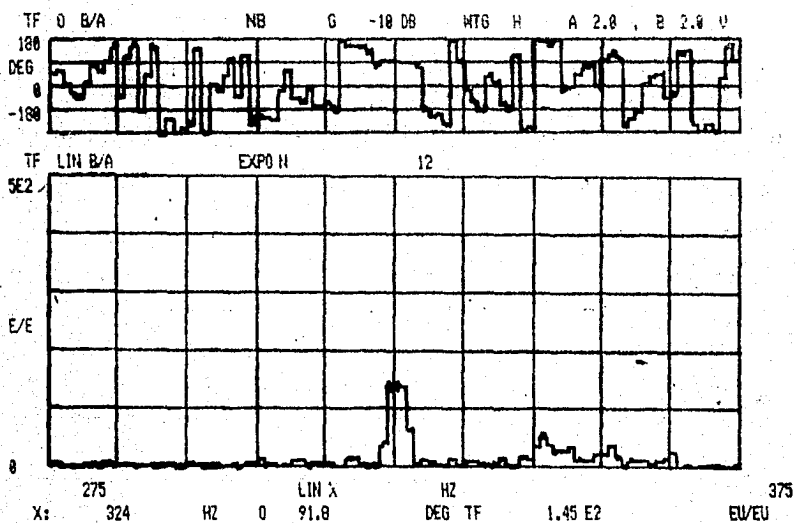
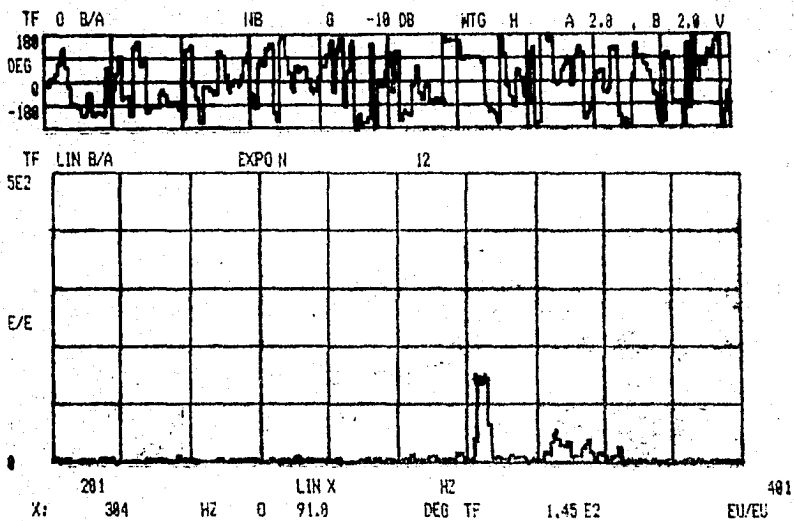


FIGURA IV.7

ANÁLISIS DE FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA CON ZOOM EN
PUNTO 1' DE APOYO DE PEDESTAL DE TURBINA LADO LIBRE

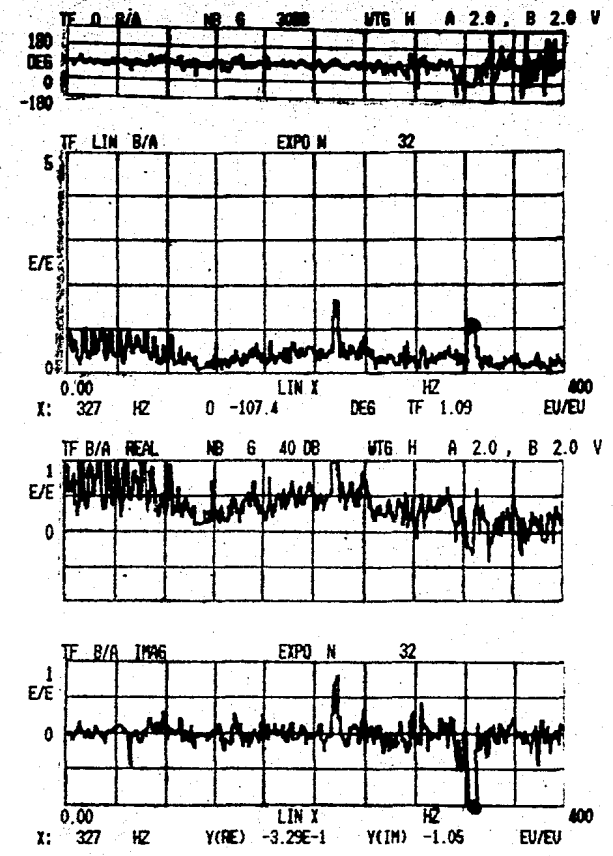
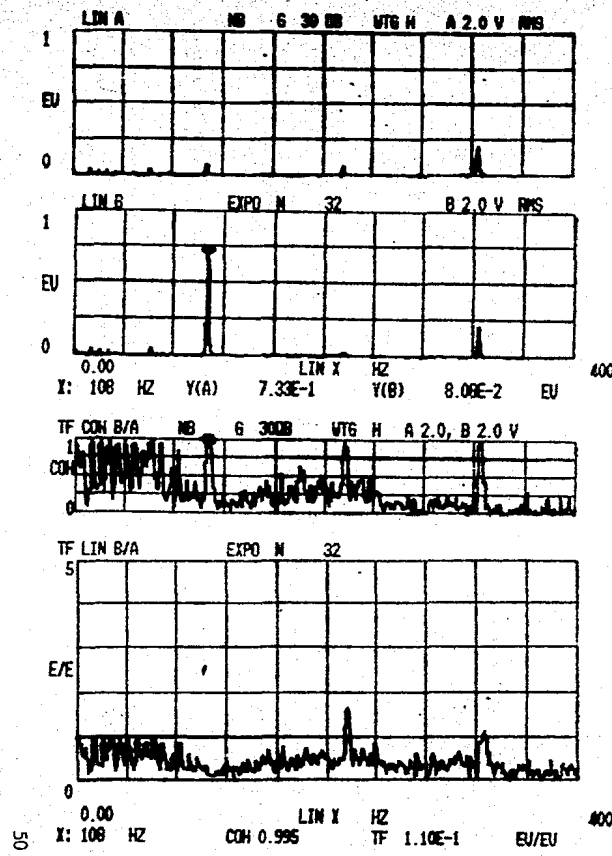
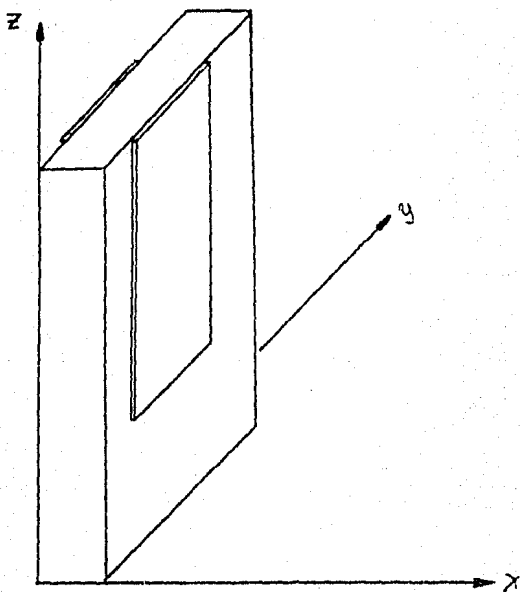


FIGURA IV.8

ANÁLISIS DE FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA Y COHERENCIA EN PUNTO 2' APOYO DE TURBINA LADO COFLE, EXCITACION GIRO DE TURBINA

V. CONCLUSIONES

En base a los resultados obtenidos en las diferentes pruebas de vibración forzada realizadas en los apoyos de la turbina y los cálculos realizados, podemos concluir que existe una gran posibilidad de que los problemas que se tienen en la turbina del turbo-compresor "A", sean debidos a los efectos de resonancia que tienen sus apoyos (columnas de soporte) con las frecuencias de vibración de la máquina, por lo cual, para efectos de desacoplar las frecuencias naturales de los apoyos con las de excitación de la máquina, una de las soluciones puede ser incrementar el peso de los apoyos sin aumentar el área. Para evaluar esta propuesta, se estudiaron los modelos con placas de 1/2" y de 3/4", como se muestra en la siguiente figura.



Los resultados de los modelos analizados, se --
presentan en los listados de computadora identificados como --
tabla V.1., para el modelo con placas de 1/2" y para el de --
3/4" como tabla V.2. . Nótese que en ambos resultados el va-
lor del cuarto modo disminuye considerablemente.

Con base en lo anteriormente expuesto, para --
própositos de prueba, se colocaron en los apoyos de la turbi-
na del turbo-compresor, placas de acero de 48" X 24" x 1/2" -
como se muestra en la figura V.1. fijándolas con tacos Hilti

tipo HDI, tamaño M 24".

El comportamiento de las amplitudes de vibración, tanto del rotor en ambas chumaceras, como el de los apoyos en dirección vertical, en la operación de subida de velocidad, se puede apreciar en las figuras V.1. a V.5. . Cabe hacer notar que las amplitudes de vibración del rotor al operar a 6,600 rpm fueron de 1.30 mils lado libre y 0.83 mils lado cople, siendo estas menores, principalmente en la chumacera lado libre, a las registradas durante las pruebas descritas en el capítulo anterior, las cuales fueron de 2.30 a 0.89 mils en la chumacera lado libre y lado cople respectivamente.

Con las placas colocadas, la resonancia a 525 Hz detectada anteriormente en los apoyos, en esta ocasión no se manifestó, como lo muestran las figuras V.3 y V.4 . Nótese en las gráficas del pedestal lado libre, que conforme se incrementa la velocidad de giro, la amplitud a la frecuencia fundamental (N) se incrementa, pero al llegar a la velocidad de 4,800 rpm y hasta 5,475 rpm, la mayor amplitud le corresponde a la frecuencia 2 N. Este efecto puede ser debido a que el cuarto modo (vibración vertical) del apoyo con las placas de acero, calculado en el capítulo anterior, de 164 Hz fue excitado por la segunda armónica, 160 Hz a 182 Hz, de la señal de vibración del apoyo.

Los resultados obtenidos después de instalar - las placas de acero en los apoyos que se recomendaron parecen corroborar el diagnóstico que nos indica que ésta será la solución a los problemas de vibración errática que se ha manifestado en la turbina al operar en un lapso tan corto de tiempo y/o al tratar de arrancarla después de algún paro por necesidades de la planta.

CONTROL INFORMATION

NUMBER OF NODAL POINTS	=	28
NUMBER OF ELEMENT TYPES	=	1
NUMBER OF LOAD CASES	=	0
NUMBER OF FREQUENCIES	=	6
ANALYSIS CODE (NDYN)	=	1
EQ.0, STATIC		
EQ.1, MODAL EXTRACTION		
EQ.2, FORCED RESPONSE		
EQ.3, RESPONSE SPECTRUM		
EQ.4, DIRECT INTEGRATION		
EQ.5, FREQUENCY RESPONSE		
SOLUTION MODE (MODEX)	=	0
EQ.0, EXECUTION		
EQ.1, DATA CHECK		
NUMBER OF SUBSPACE		
ITERATION VECTORS (NAD)	=	0
EQUATIONS PER BLOCK	=	0
TAPE10 SAVE FLAG (N10SV)	=	0
GRAVITATIONAL CONSTANT	=	981.00
TOTAL BLANK COMMON (MTOT)	=	15000

BANDWIDTH MINIZATION IS REQUESTED

REQUIRED BLANK COMMON FOR THIS STEP = 281

MODELO TRIDIMENSIONAL TURBO-C. CON PL DE 1/2

PRINT OF FREQUENCIES

MODE NUMBER	CIRCULAR FREQUENCY (RAD./SEC)	FREQUENCY (CYCLES/SEC)	PERIOD (SEC)
1	0.1682+03	0.2279+02	0.3735-01
2	0.4060+03	0.6462+02	0.1548-01
3	0.7767+03	0.1237+03	0.8087-02
4	0.1033+04	0.1644+03	0.6081-02
5	0.1178+04	0.1975+03	0.5333-02
6	0.1673+04	0.2663+03	0.3756-02

REQUIERD BLANK COMMON FOR THIS STEP = 607

PRINT OF EIGENVECTORES

TABLA V.1

CONTROL INFORMATION

NUMBER OF NODAL POINTS	=	25
NUMBER OF ELEMENT TYPES	=	1
NUMBER OF LOAD CASES	=	0
NUMBER OF FREQUENCIES	=	3
ANALYSIS CODE (NDYN)	=	1
EQ.0, STATIC		
EQ.1, MODAL EXTRACTION		
EQ.2, FORCED RESPONSE		
EQ.3, RESPONSE ESPECTRUM		
EQ.4, DIRECT INTEGRATION		
EQ.5, FREQUENCY RESPONSE		
SOLUTION MODE (MODEX)	=	0
EQ.0, EXECUTION		
EQ.1, DATA CHECK		
NUMBER OF SUBSPACE		
ITERATION VECTORS (NAD)	=	0
EQUATIONS PER BLOCK	=	0
TAPE10 SAVE FLAG (N10SV)	=	0
GRAVITATIONAL CONSTANT	=	981.00
TOTAL BLANK COMMON (MTOT)	=	15000

BANDWIDTH MINIZATION IS REQUESTED

REQUIRED BLANK COMMON FOR THIS STEP = 281

MODELO TRIDIMENSIONAL TURBO-C. CON PL DE 3/4

PRINT OF FREQUENCIES

MODE NUMBER	CIRCULAR FREQUENCY (RAD/SEC)	FREQUENCY (CYCLES/SEC)	PERIOD (SEC)
1	0.1467+03	0.2365+02	0.0239-01
2	0.3953+03	0.6266+02	0.1595-01
3	0.7763+03	0.1226+03	0.8094-02
4	0.1002+04	0.1584+03	0.6273-02
5	0.1162+04	0.1850+03	0.5406-02
6	0.1636+04	0.2663+03	0.3841-02

REQUIRE BLANK COMMON FOR THIS STEP = 607

PRINT OF EIGEN-VECTORS

TABLE 1.2

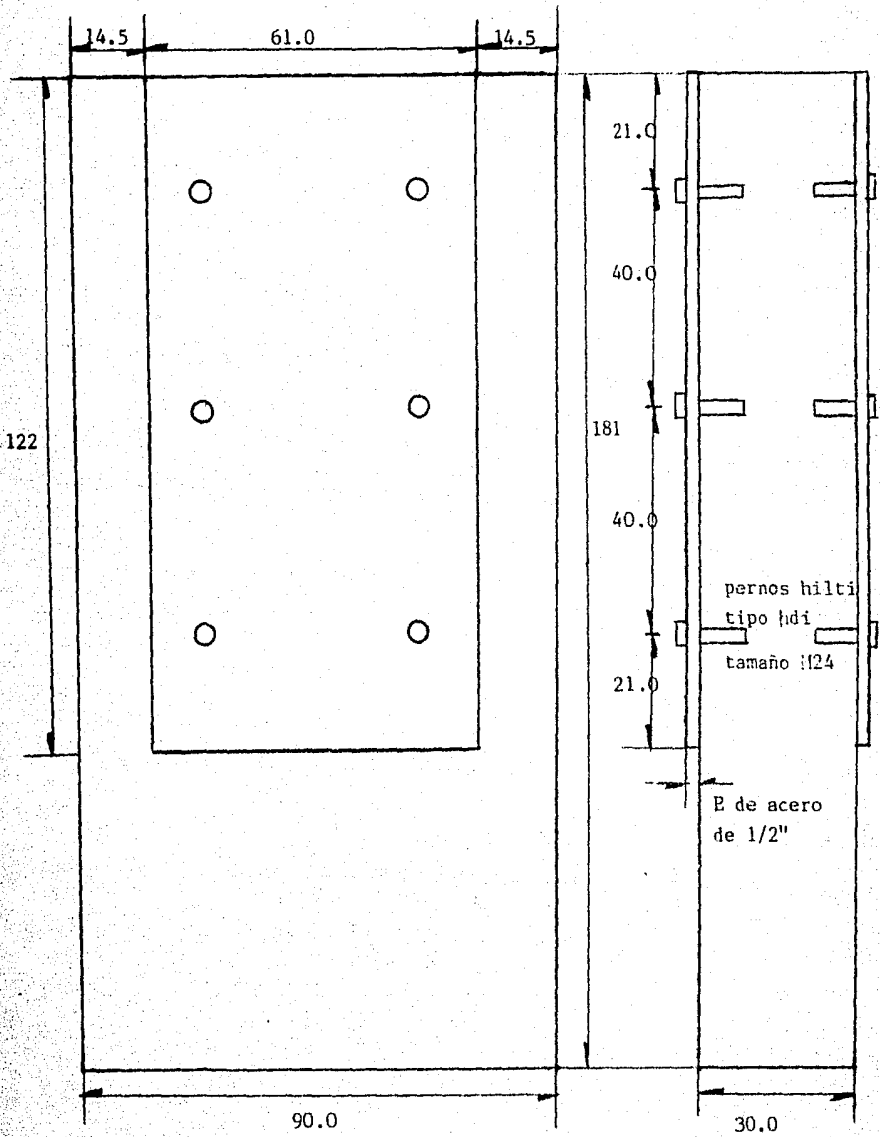


Figura V.1

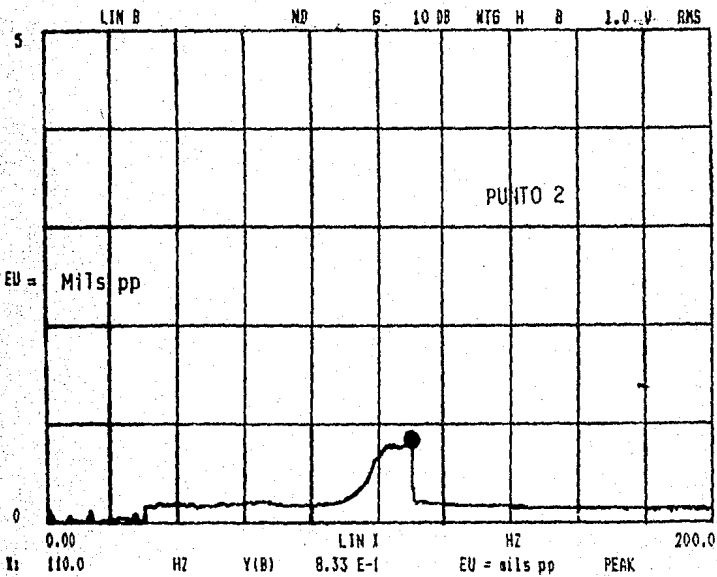
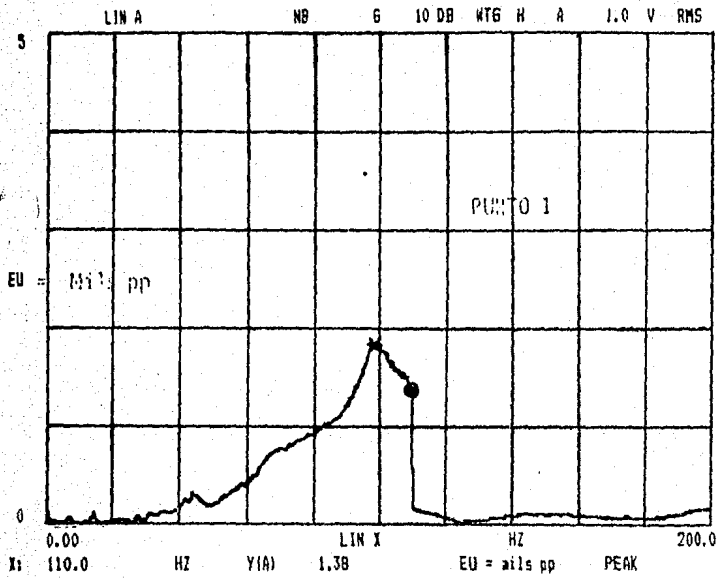


FIGURA V.2 SEÑAL DE DESPLAZAMIENTO DURANTE LA SUBIDA DE VELOCIDAD
 EN PUNTOS 1 Y 2 CHUMACERA DE LA TURBINA

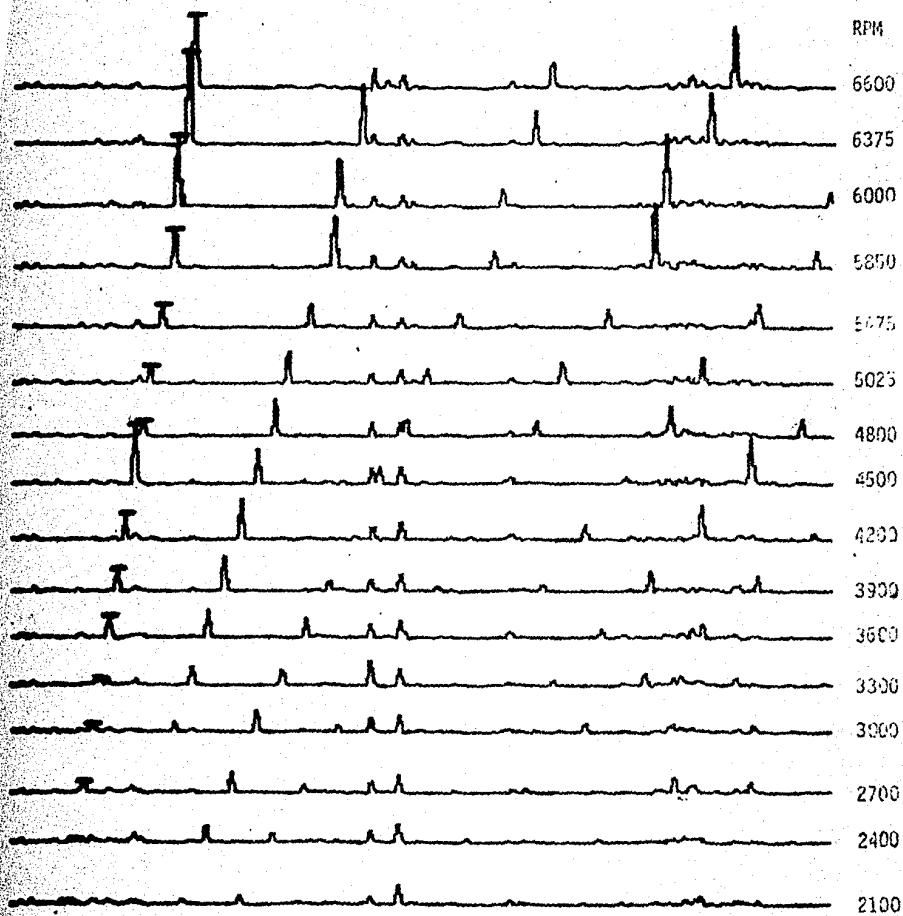


Figura V.3 Análisis de cascada durante subida de velocidad en punto 1' de apoyo (con placa) lado libre

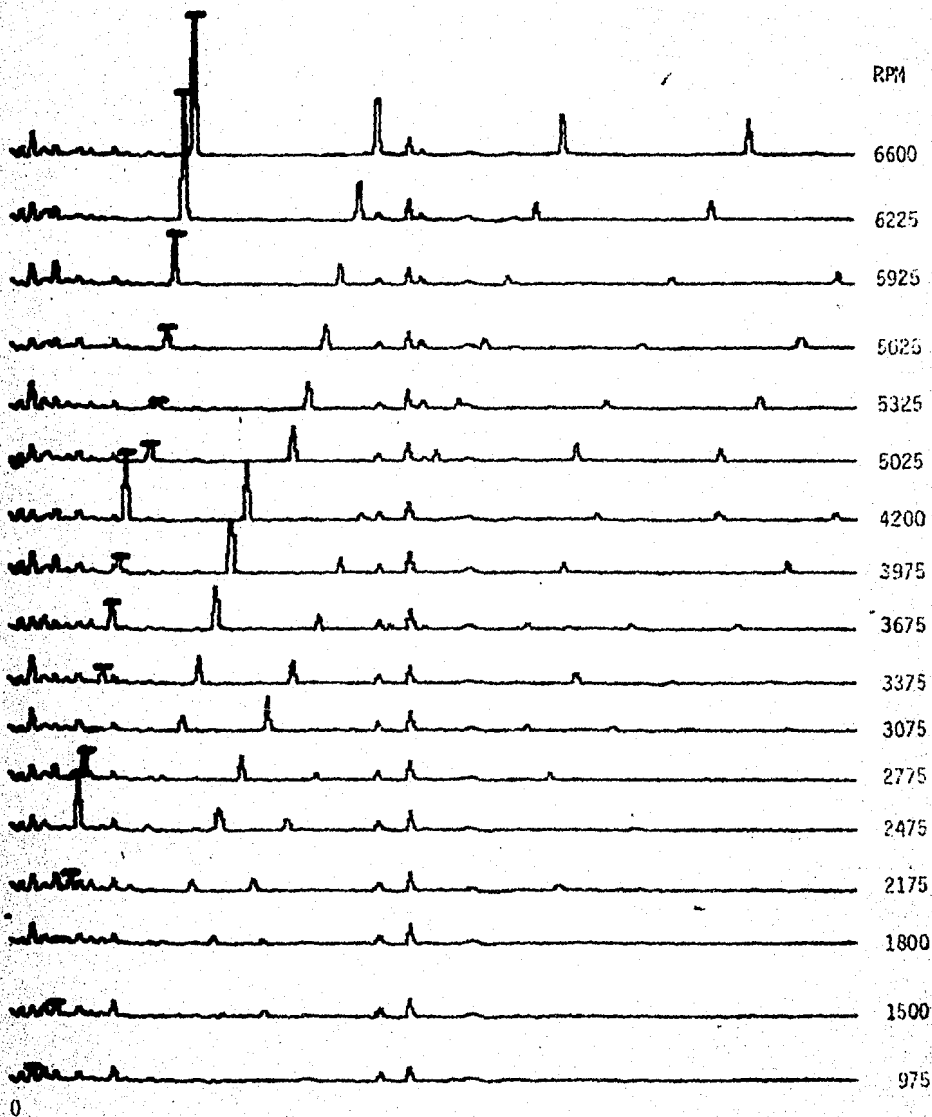


Figura V.4 Análisis de cascada durante subida de velocidad en punto 1' en apoyo (con placa) lado libre.

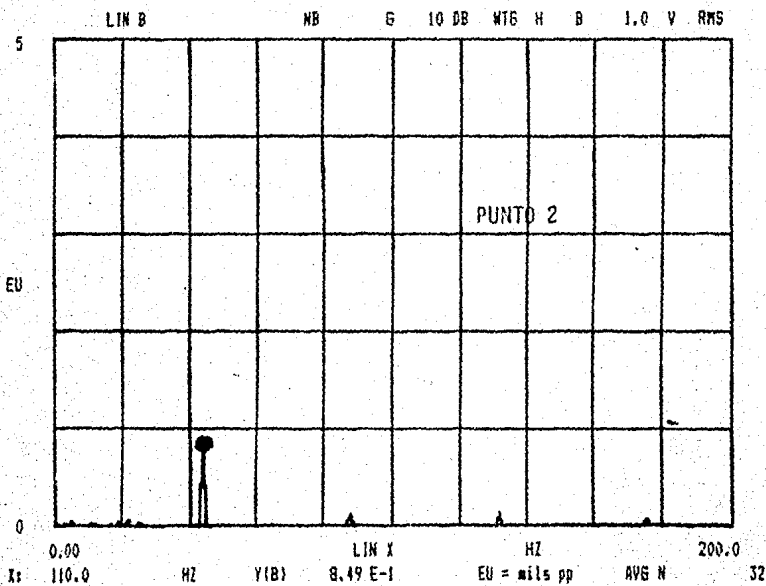
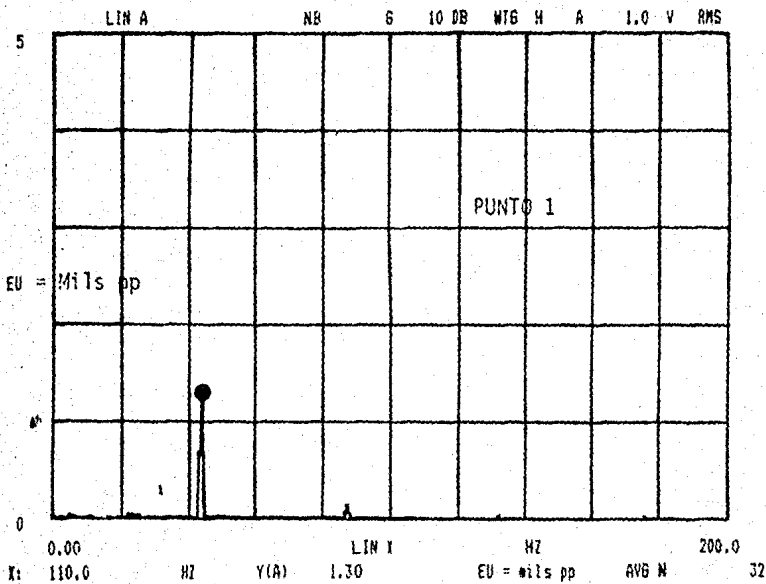


FIGURA 7.5

SEÑAL DE DESPLAZAMIENTO OPERANDO LA TURBINA A 6600 rpm
EN PUNTOS 1 Y 2 CHUNACERA DE LA TURBINA

BIBLIOGRAFIA

- Benjamín R. Jack. Probabilidad y estadística en Ingeniería Sísmica, Mc Graw-Hill. Colombia, 1981.
- Clough R. W. y Penzien J., Dynamics of Structures, Mc Graw Hill Book, Inc. N. Y., 1975.
- Neirovitch, L. Elements of vibration analysis, Mc Graw Hill Book, Co. Inc. N. Y., 1975.
- Meli Piralla R. y Bazan, Zurita E. Manual de diseño sísmico de edificios, Limusa, México, D. F., 1985.
- Newmark y Rosebluth. Fundamentos de Ingeniería Sísmica, Ed. Diana, México, D. F., 1982.
- Stephen, R. M., Wilson E.L. Bouwkamp J.G. y Button M. Dynamic behavior of a pedestal base multistory building, Earthquake engineering research center, University of California 78/13. Berkley, California, 1978.
- Tse S. Francis, Morse E. Ivan y Hinkle T. Rolland Mechanical vibrations, theory and applications, Allyn and Bacon, Inc. Massachusetts, 1978.