

MEDIDAS DE VIBRACION DE UNA JUNTA CARDANICA ACOPLADA ENTRE TRACTOR E IMPLEMENTO

FERNANDO ALVAREZ MEJIA¹

RESUMEN

Un acelerómetro, como captador de vibraciones, fue colocado en dos posiciones estratégicas de la línea de potencia del toma de fuerza del tractor, con el fin registrar las vibraciones en las tres direcciones ocasionadas por el cambio del ángulo de la junta cardánica desde una posición cero grados (junta cardánica horizontal) hasta una posición de (6°) con respecto a la horizontal.

De los análisis de los espectros de frecuencia de la señal registrada, se nota la existencia de una frecuencia de excitación de 18 Hz, correspondiente a la junta cardánica.

Las magnitudes de los picos en los espectros de frecuencia fueron altamente significativos cuando la junta cardánica operó en el ángulo.

Palabras clave: vibraciones mecánicas, junta cardánica, toma de fuerza (TDF).

¹ Profesor Asociado. Facultad de Ciencias Agropecuarias. Universidad Nacional de Colombia, Seccional Medellín. Apartado 568

ABSTRACT

MEASUREMENT OF VIBRATION OF A CARDAN JOINT DIRECT
CONNECTED BETWEEN TRACTOR AND IMPLEMENT

A accelerometer as a vibrations receptor was fit in two positions of the power transition line through the power take-off of the tractor. The purpose was to register the vibrations in the three directions caused by the change of the angle of cardan-joint varying from a zero degree position (horizontal cardan-joint) to a 6 degree position related to horizontal line. From the analysis of the frequency spectral registered signal, show the presence of a excitation frequency of 18 Hz, corresponding to the cardan-joint.

The evaluates of the pick in the frequency spectral were highly significant when cardan-joint work with a certain angle.

Key Words: *mechanical vibrations, cardan-joint, power take off (PTO).*

INTRODUCCION

En el campo se encuentran combinaciones tractor-implemento accionado por el toma de fuerza del tractor, que no son compatibles desde el punto de vista del comportamiento dinámico de la carga torsional transmitida.

Las experiencias que se tienen con otras aplicaciones de líneas de transmisión no son suficientes por las condiciones particulares en que trabajan las líneas de transmisión agrícolas. En el campo, los elementos de transmisión de potencia, están expuestos a fluctuaciones y fallas por resonancia o fatiga debido a la variabilidad de las propiedades del suelo que resultan de su grado de compactación, textura, condición estructural, contenido de humedad y fundamentalmente la presencia de obstáculos tales como piedras, raíces y residuos

de cosecha. Otra dificultad es que el implemento debe operar con diversos tipos de tractores, cada uno con diferentes características de transmisión, lo que conlleva a una variación de las frecuencias naturales del conjunto, al pasar de un tractor para otro.

Es natural que las máquinas vibren y hagan ruidos. Hasta las máquinas en el mejor estado operacional posible presentarán alguna vibración; por lo tanto, cada máquina tendrá un nivel de vibración y ruido que puede considerarse normal e inherente.

Cuando la vibración que produce la línea de transmisión de potencia aumenta o llega a ser excesiva, lo más probable es que se deba a algún defecto mecánico o a cambios o alteraciones en el funcionamiento normal de los elementos mecánicos. Siendo así, se generan vibraciones y ruidos propios lo que hace posible identificar un problema de modo positivo meramente midiendo y tomando el registro de sus vibraciones características.

Es por lo tanto de suma importancia conocer el comportamiento vibracional de la junta cardánica. Como elemento primordial en la línea de transmisión de potencia tractor-implemento accionado por el toma de fuerza, toda vez que el conjunto en el campo debe trabajar en las más variables condiciones de operación.

En éste trabajo se tiene como objetivo la medida y el análisis de la vibración en tres direcciones de una junta cardánica operando en ángulo, identificando las frecuencias predominantes en la señal registrada (rotación estática).

REVISION DE LITERATURA

Hansen (1952) fue uno de los primeros que estudió la dinámica torsional de la línea de transmisión tractor- má-

quina, con la finalidad de explicar los altos picos de torque presentes en varias máquinas. El encontró que picos de torque por encima de dos veces el torque de operación medio, ocurren cuando se da el arranque o debido al bloqueo durante el trabajo en condiciones de sobrecarga.

Su estudio de conjunto tractor-máquina, muestran que los daños o fallas pueden ser clasificados en cinco tipos:

1. daños resultantes de la operación con máquina impropia-mente enganchada al tractor,
2. daños debidos a la frecuencia telescópica de la junta cardánica o al ángulo cerrado que la junta alcanza cuando se hace un giro,
3. fallas debidas a los esfuerzos laterales aplicados al toma de fuerza (TDF) por correas un V o transmisiones por cadenas acopladas directamente al TDF,
4. fallas por fatiga debidas a cargas torsionales fluctuantes encontradas en relativamente altas frecuencias,
5. fallas debidas a las cargas de choque de una magnitud que excede la resistencia estática del mecanismo.

Howard (1966) encontró que en condiciones de trabajo normal la relación torque máximo/torque medio para un arado rotativo fue típicamente de 1, 8, pero en condiciones difíciles podría llegar a 3; concluye el autor que los picos de torque fueron influenciados por los mismos factores citados por Hansen (1952).

Mazziotti *et al* (1960) Schwerdlin y Eschleman (1980) analizaron las posibles fuentes de excitación torsional que producen frecuencias forzadas y condiciones de resonancia

dentro de la línea de transmisión de potencia. Concluyeron que un acoplamiento flexible, debidamente seleccionado reduce muchos problemas asociados con la vibración. En la misma forma Hilton y Chestney (1973) constataron a través del espectro de frecuencias, que la inclusión de un acoplamiento elástico en la línea de transmisión de un arado rotativo accionado por el toma de fuerza del tractor, reduce la importancia de ciertas frecuencias atenuando las amplitudes a niveles inferiores.

Beeny y Greig (1965) midieron la eficiencia de la línea de transmisión de un arado rotocultor y estudiaron el efecto de las juntas de Hooke dentro del conjunto tractor-implemento. Encontraron fluctuaciones del torque de 40% a 160% de la media, cuando el ángulo de la junta era mayor de 15°.

Crolla (1978) encontró que las juntas de Hooke operando en ángulo, introducen fluctuaciones del torque en la línea de transmisión de una frecuencia de dos veces la rotación del eje. Si esta frecuencia coincide con una frecuencia natural del conjunto tractor-implemento, entonces una grande amplitud de fluctuaciones del torque podría ser esperada en aquella frecuencia como lo describen Hartog (1972) y Thomson (1978). Burkhalter y Mazziotti (1956) muestran que las características de rotación no uniforme de las juntas tipo cardán, producen fluctuaciones en el torque, resultando en excitaciones torsionales e inerciales sobre el eje propulsor y sobre los soportes de los ejes.

Morrel (1980) describe el desarrollo histórico del toma de fuerza de los tractores agrícolas, incluyendo las recomendaciones y padronizaciones American Society of Agriculture Engineering (ASAE) y muestra la tendencia hoy en día para estudiar los ángulos desiguales de las juntas cardánicas, especialmente cuando se hacen giros cerrados. Esta desigualdad causa vibración torsional, particularmente si hay

fuerzas axiales sobre la línea de transmisión, como lo muestran Ferguson y Woodruff (1973).

Crolla y Chestney (1979) hicieron un estudio de las características del torque de varias máquinas acopladas al toma de fuerza del tractor. Concluyeron que el limitador del torque recomendado por el fabricante no está lo suficientemente dimensionado para limitar los picos del torque en condiciones severas de operación. Encontraron además que algunas de las fluctuaciones del torque fueron debidas a la excitación en frecuencia resonantes de la transmisión. Una solución al problema sería la construcción más robusta de la transmisión para que resista los altos picos, cuando el desempeño del limitador del torque no fuere satisfactorio, como lo sugiere Freeman (1966).

La amplitud de la vibración puede ser media en términos de desplazamiento, velocidad o aceleración. De acuerdo a Fox (1976) sea cual fuere el tipo de instrumento de que se valga para medir la vibración, el centro del sistema de medición es el captador de vibraciones o "Transductor", el cual convierte la vibración mecánica en señal eléctrica.

Bendat y Piersol (1971) Broch (1980) Newland (1975) y Randall (1977) describen muy ampliamente las técnicas usadas para el análisis y estudio de las vibraciones en el presente trabajo.

MATERIALES Y METODOS

Equipos y accesorios:

1. tractor: fue utilizado el tractor Ford Major 4.000 que posee el laboratorio de Mecanización Agrícola de la Facultad de Ciencias Agropecuarias con las siguientes características: tipo diesel, tres cilindros, velocidad de ralentí entre 600-650 revoluciones por minuto,

- doble gama de ocho velocidades en su transmisión, velocidad del toma de fuerza de 540 ± 10 r.p.m. de 1.900 r.p.m., máxima potencia en la barra de tiro de 31,4 kw a una velocidad de $6,67 \text{ km.h}^{-1}$ en quinta velocidad, máxima potencia del toma de fuerza a 2.200 r.p.m. de 34,8 kw y máxima potencia del toma de fuerza de 540 r.p.m. de 31,1 kw,
2. cortadora de malezas Apolo G-66LF: de enganche de tres puntos, accionada por el toma de fuerza (P.T.O.) del tractor, caja de engranajes con piñones cónicos Miter de 15 dientes, potencia requerida en el toma de fuerza del tractor entre 30-37 kw, velocidad en el toma de fuerza del tractor de 540 r.p.m. y un peso total de 430 kg,
 3. junta Universal tipo cardán: para ser acoplada entre el TDF y la caja de engranajes de la cortadora de maleza,
 4. acelerómetro B & K tipo 4370, con las siguientes características: sensibilidad de carga: 99,1 pC/g, sensibilidad de referencia: 50 Hz a 24m C, frecuencia de resonancia montado: 18 KHz peso de 54,3 g,
 5. filtro de banda sintonizable tipo 1621, con las siguientes características: frecuencia de paso sintonizable, rango de frecuencia 0,2 Hz a 20 KHz en 5 subrangos, anchos de banda elegibles 3% ó 23%, señal de sincronización para indicador de nivel 2306, alimentación eléctricas DC externa o batería interna,
 6. medidor de vibraciones tipo 2511, con las siguientes especificaciones: rango de frecuencia de 0,3 Hz a 15 KHz, rango dinámico 40 dB con 3% de ancho de banda entre 0,2 KHz y 6 KHz, 35 dB RMS con 3% de ancho de banda entre 6 KHz y 20, KHz 40 dB RMS con 23%

de ancho de banda entre 0,2 kHz, y 20 KHz, temperatura de operación entre 10°C y 50°C, peso de 2,2 kg, graficador portátil B & K tipo 2360, con las siguientes características: registrador de dos rangos dinámicos de AC y DC logarítmica, rango de frecuencia de 1,6 Hz a 20 KHz, detección RMS, 8 velocidades estables para el papel, 4 velocidades estables de escritura, operación con pilas o baterías,

8. accesorios : 6 baterías QB 0004, 7 cordones DIN JP 0706, 2 cordones BNC JP 0035, cables AQ 0035 para sincronización 2306, cargador de baterías 7G 0113, alimentador eléctrico tipo 2808.

METODOS

Los ensayos fueron realizados en el Laboratorio de Mecanización Agrícola adscrito al Departamento de Ingeniería Agrícola y Alimentos de la Facultad de Ciencias Agropecuarias de la Universidad Nacional, Seccional Medellín.

La cortadora de maleza fue acoplada a los tres puntos de enganche del tractor y la junta cardán incluida entre el eje de transmisión de potencia del tractor y el implemento.

Una vez ajustados, calibrados y sincronizados los equipos de medida de la vibración, conforme a sus manuales de instrucciones se estableció una cadena de instrumentación típica para la medida y análisis de la vibración, tal como aparece en la Figura 1.

Para todos los ensayos fue utilizado un ancho de banda en el filtro de banda pasante de 23%.

Para poder llevar a cabo el análisis, lo único que se requiere es que se pueda medir alguna característica en la línea de transmisión de potencia que releve realmente cam-

BIBLIOTECA

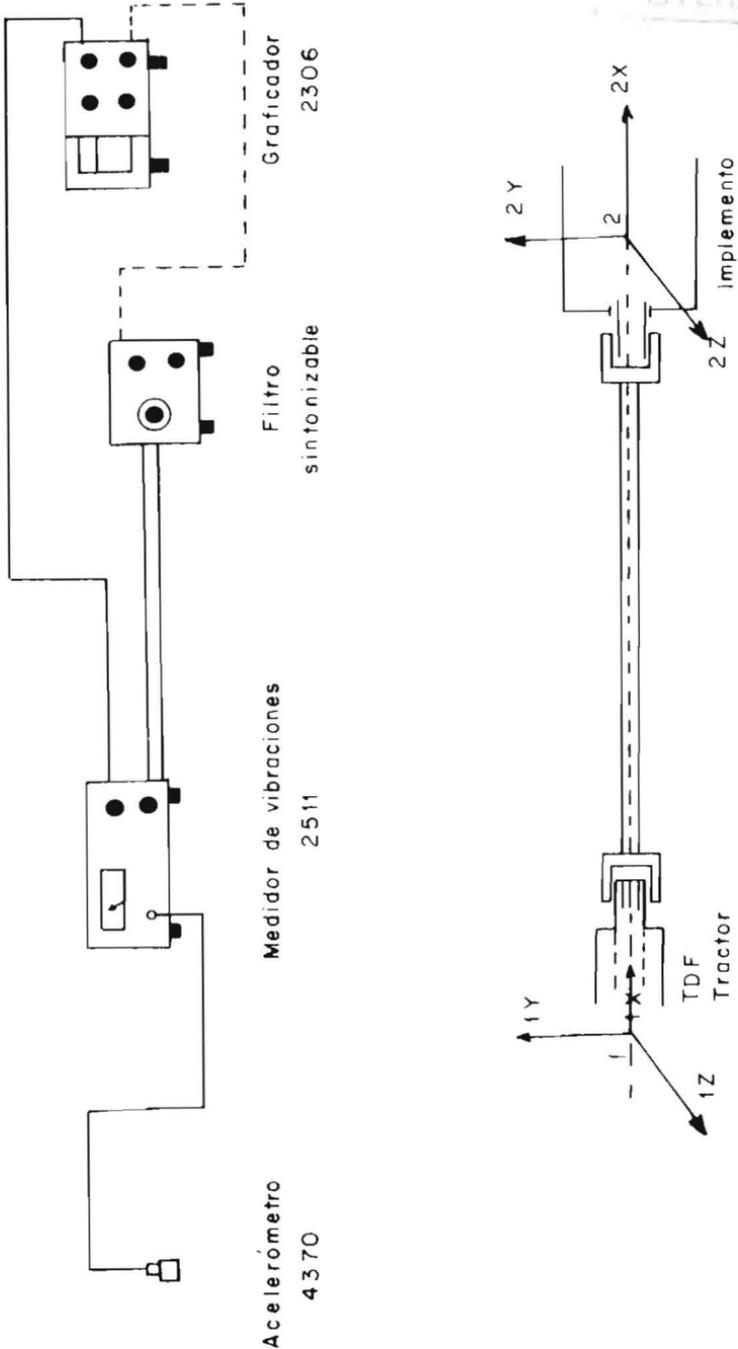


FIGURA 1. Arreglo para el análisis semi-automático de la vibración.

bios en su funcionamiento. La característica que comparten los mecanismos y por ende todas las máquinas que si reflejan su estudio mecánico por alteración de un parámetro de funcionamiento, es la vibración. El acelerómetro por su relativo tamaño y peso fue el captador usado ya que se tenían espacios físicos limitados para medir la vibración, además de que permite ser colocado en cualquier posición u orientación sin afectar la operación.

Fueron utilizados dos posiciones para el acelerómetro en la línea de transmisión por el toma de fuerza del tractor. La posición 1, fue localizada por encima de la salida del eje del TDF y lo posición 2 encima de la caja de engranajes de la cortadora de malezas, procurando siempre que el acelerómetro quedara bien fijo, tal como lo recomienda la literatura para este tipo de mediciones.

Se registraron en cada punto de apoyo tres lecturas, correspondientes a las direcciones horizontal, vertical y axial, mientras el cardán permanecía horizontal. Después se varió el ángulo de la junta cardánica con respecto a la horizontal para seis y se registraron lecturas en las dos posiciones enunciadas anteriormente. Las medidas en sentido axial (X), vertical (Y) y horizontal (Z) son equivalentes a los de la Figura 1.

Como se trata de comparar los datos que se obtienen cuando el cardán trabaja en la posición horizontal (que se considera como característica normal de operación del conjunto tractor-implemento) y cuando trabaja operando a un ángulo de 6° con respecto a la horizontal, el método de análisis de las frecuencias predominantes en los diferentes espectros de frecuencia, permite la comparación por frecuencias en base a las velocidades rotacionales de los componentes de la línea de transmisión de potencia.

Existen varios métodos para obtener información de la

vibración: análisis semiautomático, automático y análisis de tiempo real.

Por la disponibilidad de equipos fue escogido el análisis semiautomático cuyo arreglo aparece en la Figura 1.

Fue fijada una velocidad en el motor del tractor de 1.800 revoluciones por minuto que corresponden a una velocidad en el toma de fuerza de 540 ± 10 r.p.m. y que se procuró mantener constante en los diferentes ensayos.

Como podrá observarse en los espectros de frecuencia, fue usada una gama de frecuencia entre 2 y 2.000 Hz, pues se consideró que por encima del último valor se podrían encontrar valores de frecuencias que escapan al análisis propuesto.

RESULTADOS Y DISCUSION

Las frecuencias correspondientes a los principales picos de las curvas de los espectros de frecuencia para los ensayos, son indicados en la Tabla 1.

Las Figuras 2 a 5, ilustran algunos de los espectros de frecuencia obtenidos para la posición 1 del acelerómetro, mientras la junta cardán permaneció horizontal y cuando se le varió el ángulo para 6.

Los valores indicados en la Tabla 1 para los ensayos de 1 a 6 muestran que no existen picos en frecuencias inferiores 95 Hz. Esto indica que mientras la junta cardánica opere horizontalmente, en bajas frecuencias (0-95 Hz) no se presentan fuerzas excitadoras en la línea de transmisión de potencia. Además las amplitudes de la vibración para esa misma situación (ángulo de la junta = 0) en un rango de frecuencia de 0 a 2000 Hz, son relativamente bajas, en comparación con las amplitudes de oscilación cuando la

TABLA 1. Frecuencia de los principales picos en los diferentes ensayos.

Ensayo	Frecuencia en Hz
1	110 - 150 - 240 - 580 - 750 - 900
2	150 - 290 - 900 - 1.080
3	120 - 290 - 900
4	95 - 300 - 450 - 600 - 900 - 1.500
5	140 - 160 - 190 - 220 - 250 - 800 - 900
6	190 - 300 - 350 - 450
7	18 - 30 - 50 - 58 - 140 - 280 - 405 - 680 - 810 - 900 1.100
8	9,5 - 18 - 30 - 45 - 150 - 280 - 680
9	4,5 - 9,5 - 18 - 30 - 50 - 60 - 125 - 280 - 400 - 700 - 900
10	9,5 - 30 - 45 - 60 - 90 - 110 - 150 - 190 - 210 - 340 - 800
11	18 - 45 - 110 - 140 - 150 - 180 - 210 - 900
12	21 - 34 - 210 - 400 - 490 - 520

junta cardánica trabaja a 6, como es el caso que se presenta en las gráficas de los espectros de frecuencia indicados como ensayos 7 al 12 en la misma Tabla 1.

La frecuencia de 18 Hz, cuando la junta cardánica trabaja en ángulo, proviene de las aceleraciones angulares que la junta cardánica introduce en el eje de la línea de transmisión de potencia (Crolla 1978 y 1979). Esto es, por cada vuelta del eje accionados con velocidad de rotación constante (540 ± 10 r.p.m.), ocurren dos cambios de la señal en la aceleración angular del eje accionado, que introducen así una frecuencia de: $(540 \text{ r.p.m.} / 60 \text{ s.min}^{-1}) \times 2 = 18 \text{ Hz}$.

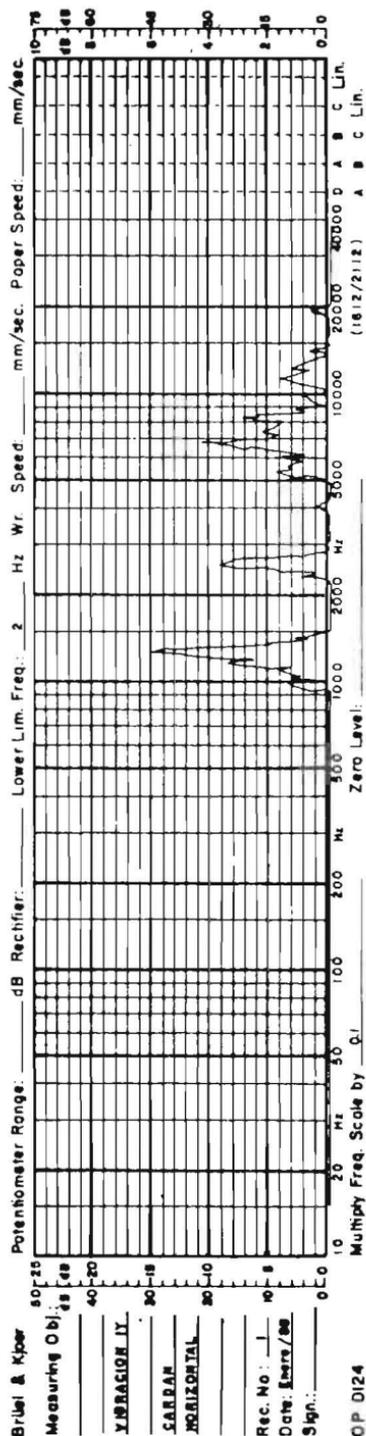


FIGURA 2. Espectro de frecuencias para el ensayo 1, vibración vertical para la posición 1 del acelerómetro.

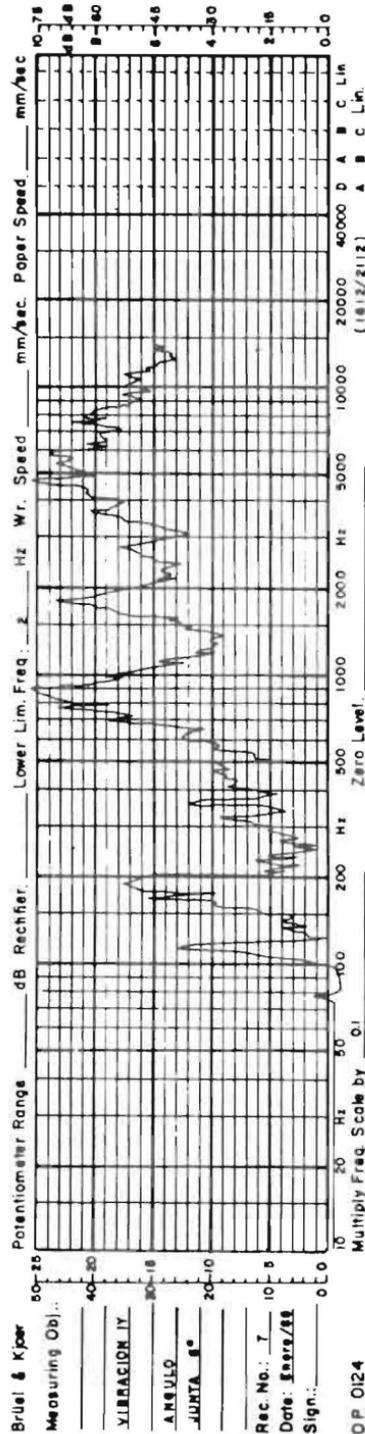


FIGURA 3. Espectro de frecuencias para el ensayo 7, vibración vertical para la posición 1 del acelerómetro.

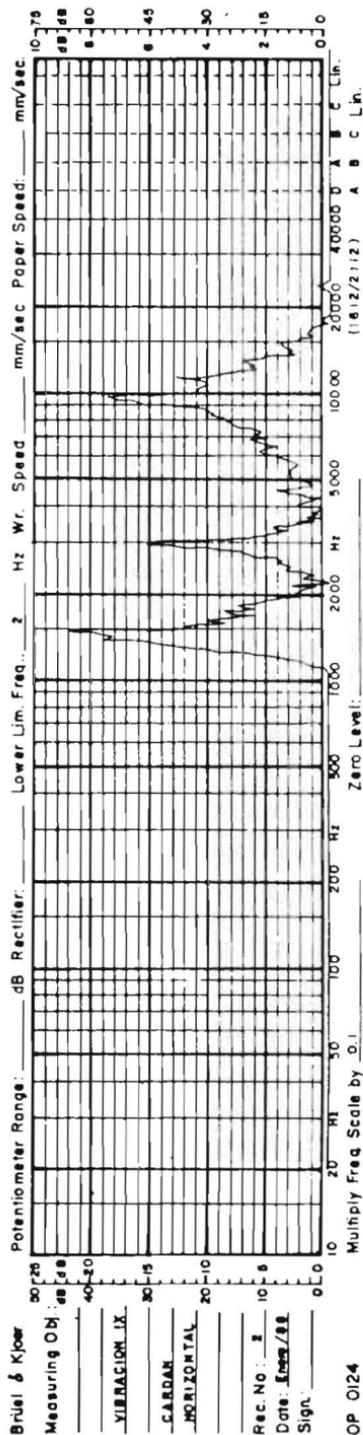


FIGURA 4. Espectro de frecuencias para el ensayo 2, vibración horizontal para la posición 1 del acelerómetro.

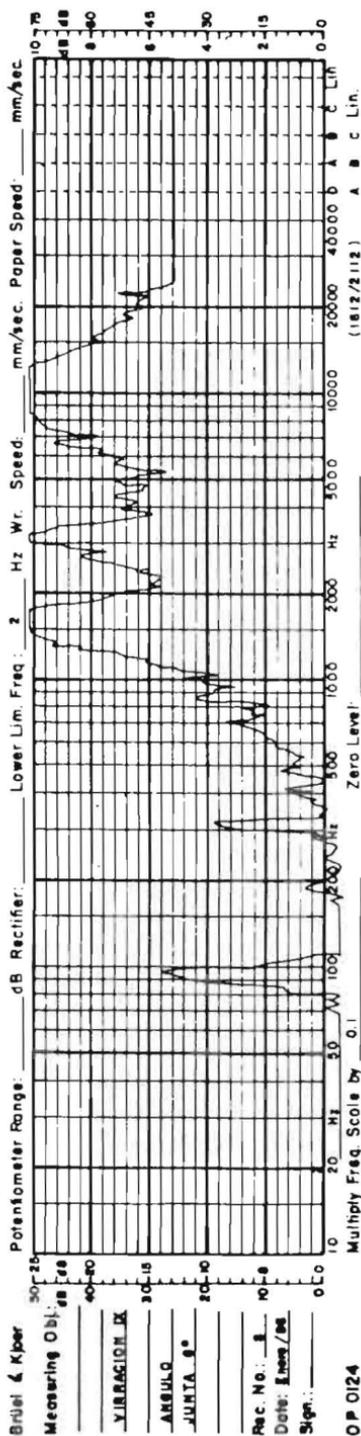


FIGURA 5. Espectro de frecuencias para el ensayo 8, vibración axial para la posición 1 del acelerómetro.

Ante la imposibilidad de mantener constante la velocidad de rotación del toma de fuerza del tractor, la frecuencia de 18 Hz generada por la junta cardánica cuando trabaja en ángulo, puede ser desplazada a otro valor como en el caso del ensayo 12, cuyo valor alcanzó 21 Hz.

Tal como lo muestra Hartog (1972) y Thomson (1978) la frecuencia natural es un parámetro que no depende de la velocidad de rotación. Teniendo en cuenta que la variabilidad de la velocidad del toma de fuerza (540 ± 10 r.p.m.), se podría afirmar que la frecuencia de 900 Hz que aparece en los espectros de frecuencia corresponde a una de las frecuencias naturales del sistema o sea del conjunto tractor-implemento. Este valor de 900 Hz permaneció estable en los espectros de frecuencia sin depender de la variabilidad en la rotación del eje.

De acuerdo a Fox (1976) la excitación generada por un piñón cónico defectuoso de la caja de engranajes del implemento, se calcula como $(540 \text{ r.p.m.}/60 \text{ s.min } 1) \times 15 \text{ dientes} = 135 \text{ Hz}$.

Valor éste que no es representativo dentro de los principales picos en los diferentes ensayos.

CONCLUSIONES

Las magnitudes de los picos en los espectros de frecuencia cuando la junta cardánica trabaja en ángulo, son notoriamente mayores que cuando trabaja en posición horizontal. Esto muestra que los elementos de la línea de transmisión son susceptibles a daños o falla, más si se tiene en cuenta que no existe ningún dispositivo de seguridad entre tractor-implemento. De ahí la importancia de mante-

ner la línea de transmisión en línea horizontal cuando se trabaja con equipos que rompen el suelo.

Se hace necesario reducir en lo posible el ángulo de la junta cardánica, para así conseguir una disminución del pico espectral de 18 Hz y consecuentemente evitar los defectos de fatiga asociados con este fenómeno.

Es recomendable, desde el punto de vista de minimizar las amplitudes de la vibración que las frecuencias naturales de la línea de transmisión no estén en el rango de las frecuencias provenientes de la junta cardánica o alguna otra fuente de excitación en el sistema.

AGRADECIMIENTOS

Al Laboratorio de Mediciones del Departamento de Tecnología Mecánica, Facultad de Minas, quien facilitó los equipos de medición utilizados durante los ensayos.

Al Ingeniero Ricardo Martínez (Q.E.P.D.), Departamento de Tecnología Mecánica de la Facultad de Minas, por sus oportunas sugerencias y recomendaciones para el uso de los equipos de medición.

Al Laboratorista Carlos González R., Laboratorio de Mecanización Agrícola, Departamento de Ingeniería Agrícola y Alimentos de la Facultad de Ciencias Agropecuarias, por su colaboración en la operación del conjunto tractor-implemento.

BIBLIOGRAFIA

BEENY, J.M. and GREIG, D.J. The efficiency of a rotary cultivator. *En: Journal of Agricultural Engineering Research* . Vol. 10, N° 1 (1965); p. 5-9.

- BENDAT, J.S. and PIERSOL, A.G. Random data: analysis and measurement procedures. New York: John Wiley, 1971. 407 p.
- BROCH, J.T. Mechanical vibration and shock measurement 2ª ed. Denmark Bruel & Kjaer, 1980. 370 p.
- BURKHALTER, E. and MAZZIOTTI, P.J. The low silhouette drive line *En: Transactions of the ASAE*. Vol. 64, N° 1 (1956); p.374-393.
- CROLLA, D.A. Torsional vibration analysis of tractor and machine. *En: Journal Agricultural Engineering Research* Vol. 23, N° 3 (1978); p. 259-272.
- _____. and CHESTNEY, A.A. PTO drivelines for agricultural machinery: driven cultivation machinery. *En: Journal Agricultural Engineering Research* Vol.24, N° 2 (1979); p.157-181.
- FERGUSON, J.H. and WOODRUFF, F. The "forgotten" forces in coupling. *En: Machine Design*. Vol. 45, N° 21 (1973); p.146-150.
- FOX, R.L. Measurements and analysis of truck power train vibration. *En: Transactions of the ASAE*. Vol. 85, N° 1 (1976); p.1751-1752.
- FREEMAN, L.H. Mechanical power transmission between tractor and implement. *En: Proc. Inst. Agric. Engrs*. Vol. 22 N° 1 (1966); p. 36-41
- HANSEN, B.N. Loads imposed on power take-off (PTO) shafts by farm implements. *En: Agricultural Engineering* Vol.33, N° 2 (1952); p.67-70.
- HARTOG, J.P. Vibrações nos sistemas mecanicos. Univer-

cidade de Sao Paulo, 1972. p.153-167.

- HILTON, D.J. and CHESTNEY, A. W. The reduction of Torsional vibration in rotary cultivator by mean of resilience cupling. *En: Journal Agricultural Engineering Research* Vol.18, N° 1 (1973); p.47-54.
- HOWARD, J.A. Transmision of power by power take-off. *Instn. En: Agric. Eng.* Vol. 22 N° 1(1966); p. 1-9.
- MAZZIOTTI, P.J. *et al.* Torsionally resilient drive lines *En: Transactions of the ASAE.* Vol.68, N° 1 (1960); p.137-142
- MORREL, T.H. The development of agricultural equipment power take-off mechanism. *En: Transactions of the ASAE.* Vol 89, N° 1 (1980); p.1854-1878.
- NEWLAND, D.E. An introduction to random vibration and spectral analysis. London: Longman, 1975. 281p.
- RANDALL, R.B. Application of B & K equipment to frequency analysis. Bruel & Kjaer. Naerum Denmark. 1977. p. 3-14.
- REIMER, R.B. Design and application considerations for agricultural PTO drivelines. ASAE paper 650680.
- SCHWERDLIN, H. and ESCHLEMAN, R. Combating vibration with mechanical couplings. *En Machine Desing.* Vol. 52, N° 22 (1980); p.66-70.
- THOMSON, W.T. Teoria da vibracion com aplicaçoes. Rio de Janeiro: Ed. Interciencia, 1978. 462 p.